

Назаренко Руслан Дмитрович

Магістерська робота

**Дослідження та удосконалення розмельного обладнання
гірничозбагачувальних підприємств**

Керівник роботи

доц., к.т.н. Громадський В.А.

ВСТУП

Збагачення металевих руд у переважній більшості випадків потребує попереднього дроблення і подрібнення видобутої гірничої маси з метою створення сприятливих умов для відділення частинок корисного компоненту від порожньої породи. Це дуже енергоємні та вартісні операції, що вимагають серйозного та уважного підходу до питань вивчення й удосконалення подібної техніки [1-6].

На сучасному етапі розвитку гірничозбагачувального виробництва подрібнення руд чорних, кольорових та рідких металів здійснюється головним чином за допомогою млинів барабанного типу з дробильним середовищем у вигляді куль і стрижнів [7-11]. Зокрема, на гірничозбагачувальних комбінатах Кривбасу використовуються млини, потужність приводних двигунів яких досягає 1500-2500 кВт. Тому правильний вибір параметрів такого потужного обладнання має надзвичайно важливе значення.

Серед наявних проблем існуючого подрібнювального обладнання слід відзначити доведене досвідом експлуатації барабанних млинів завищення на 20-25% приводної потужності використовуваних серійних конструкцій, недостатні й термін служби зубчастих передач приводів, необхідність наближення реальних режимів роботи дробильного середовища млинів до теоретичних, потреба в удосконаленні геометричних профілів футерівок барабанів тощо.

Дана магістерська робота присвячена дослідженню особливостей процесу руйнування гірничої маси у барабанних млинах та розробці шляхів удосконалення приводних механізмів подібного обладнання. Результати дослідження мають сприяти пошукам найбільш раціональних та доцільних конструктивних рішень для створення нових та удосконалення існуючих зразків рудорозмельного обладнання.

З огляду на це, тему представленої роботи можна вважати важливою та актуальною.

Мета роботи – обґрунтування та вибір раціональних параметрів розмельного обладнання гірничозбагачувальних підприємств.

Об'єкт дослідження – технологічний процес подрібнення гірничої маси у млинах барабанного типу.

Предмет дослідження – кульові та стрижневі барабанні млини гірничозбагачувальних підприємств.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Загальні відомості

У гірничозбагачувальній галузі гірничої промисловості подрібнювальне обладнання використовується на підготовчому етапі переробки гірничої маси з метою підвищення вмісту корисного компонента (компонентів) у руді до рівня (рівнів), що вимагається умовами здійснення подальшого металургійного переділу сировини. Операції тонкого подрібнення мінеральної сировини здійснюються за допомогою такого механічного обладнання, як млини, після попереднього дроблення продукту у дробарках. Розмір частинок матеріалу живлення, що потрапляє у млини, становить приблизно 5 мм (він може коливатися як у бік збільшення, так і зменшення), а крупність кінцевого продукту подрібнення може дорівнювати від 1,5 до 0,075 мм. Для млинів стрижневого типу крупність продукту подрібнення може бути більшою [12-14].

Як вже було зазначено вище, сучасний рівень розвитку гірничозбагачувальної галузі характеризується використанням в основному подрібнювального устаткування механічного типу, серед якого найбільш розповсюдженими є млини, де в якості подрібнювального середовища застосовуються кулі (кульові млини). Стрижневі конструкції знаходять помітно менший попит здебільшого на перших стадіях подрібнення на рудозбагачувальних фабриках. В обох випадках в якості основного конструктивного елементу таких машин застосовуються циліндричні барабани обертового типу. Матеріал, що потребує подрібнення, завантажується у барабан, заповнений подрібнювальним середовищем (кулями або стрижнями), і пересувається у ньому разом з ним по гвинтоподібній траєкторії від одного кінця до іншого, руйнуючись під впливом ударних і тертьових навантажень.

Існують різновиди барабанних млинів, в яких подрібнювальне середовище представляє собою гальковий матеріал у вигляді крупних обкатаних шматків руди, а також в яких воно відсутнє – млини самоподрібнення.

Процес руйнування мінеральної сировини у барабанних млинах може здійснюватися як сухим, так мокрим (у воді) способами.

Такі установки відрізняються високим ступенем помелу матеріалу, простою та надійністю конструктивного виконання, але потребують значних витрат енергії, мають великі габарити і масу, а також підвищений шум при роботі.

1.2 Короткий огляд конструкцій млинів барабанного типу

Основним конструктивним елементом барабанних млинів є практично горизонтальний циліндричний барабан (його поздовжня вісь має незначний нахил у бік руху матеріалу), закритий з торців кришками з порожнистими цапфами, за допомогою яких він має можливість обертатися від приводного механізму на підшипникових опорах. Для захисту внутрішньої поверхні барабану від зносу та створення ефективної циркуляції дробильного середовища він футерується всередині спеціальними зносостійкими броньовими плитами. Барабан має один чи два люки для можливості здійснення внутрішніх контрольних оглядів та ремонтних робіт [15].

Млини з кульовим заповненням барабану (сталеві або чавунні кулі діаметром від 25 до 150 мм) виконуються у двох основних конструктивних модифікаціях: з центральним розвантаженням готового продукту МШЦ (рис. 1.1) та з розвантаженням його через решітку МШР (рис. 1.2). У першому випадку подрібнений матеріал виходить з барабану через центральний отвір цапфи, постачений нарізкою на його внутрішній поверхні для примусового руху продукту. У другому на розвантажувальному кінці барабану встановлена решічаста діафрагма 9 з отворами. Діафрагма має радіальні ребра, які ділять простір між нею та торцевою кришкою на камери та виконують роль ліфтерів для підйому подрібненого матеріалу до рівня розвантажувальної цапфи. Чим більше отворів діафрагми відкриті, тим нижче буде рівень матеріалу у млині і вище швидкість його проходження крізь барабан. Зазвичай прийнято вважати, що загальна площа отворів решітки повинна приблизно у десять разів перевищувати площу живого перетину розван-

тажувальної цапфи.

Стрижневі млини (рис. 1.3) за способом розвантаження готового продукту діляться на конструкції з центральним розвантаженням та з відкритим кінцем. Основне застосування мають установки першого типу (МСЦ). Від аналогічних конструкцій кульового типу вони відрізняються більшими величинами довжини барабану та діаметрів цапф. Для попередження можливості сплутування стрижнів довжина барабану стрижневого млина повинна перевищувати його діаметр не менше, чим на 25%. Футерівка стрижневих установок за своїм конструктивним виконанням не відрізняється від кульових установок близьких типорозмірів.

У табл. 1.1-1.3 приведені основні технічні характеристики згаданих рудорозмельних млинів.

Що стосується установок з неметалевим подрібнювальним середовищем (рудною галею, шматками руди), то для першої стадії подрібнення випускаються машини мокрого (ММС) та сухого (МСС) самоподрібнення, а для другої і третьої стадій – рудногалькові млини з розвантажувальною решіткою та низьким порогом пульпи типу МГР. На рис. 1.4 показана схема млина мокрого самоподрібнення «Каскад», а на рис. 1.5 – схема установки сухого самоподрібнення «Аерофол» [14].

Барабан 3 «Каскаду» складається з двох половинок, сполучених між собою горизонтальними фланцями. Подрібнений матеріал видаляється з млина через розвантажувальну решітку, а до розвантажувальної цапфи прикріплений знімний барабанний грохот-бутара 7 для виведення крупних шматків матеріалу.

Млин сухого самоподрібнення «Аерофол» має короткий (довжиною 2-4 м) барабан 3 значного діаметру (7-11 м), на внутрішній поверхні якого уздовж утворюючої закріплені ліфтери 2 для підйому шматків матеріалу. Падаючи донизу вони розбиваються і дроблять матеріал, що знаходиться під ними. Відбійні кільця 4 спрямовують матеріал у середину барабану.

В залежності від схеми подрібнення в барабанних млинах використовують три типи живильників: барабанні, завиткові та комбіновані. На рис. 1.6 показана схема барабанного живильника у вигляді відкритої з обох боків циліндро-конічної

камери з внутрішньою спіральною перегородкою для подачі матеріалу у барабан млина [5]. Камера складається з литого або зварного корпусу 1 і кришки 2 у формі усіченого конусу з круглим отвором для прийому матеріалу, між якими за допомогою болтів затиснута сталева діафрагма 3 із секторним отвором для пропуску матеріалу на спіраль корпусу. Такі конструкції використовуються для завантаження матеріалу крупністю до 70 мм.

Завитковий живильник, схема якого показана на рис. 1.7, має форму спірального черпака, виконаного у вигляді зварного або литого корпусу 1 зі змінним козирком 2, виготовленим із зносостійкого матеріалу [5]. Внутрішні поверхні черпака футеруються захисними сталевими листами. Зверху у його бічній стінці передбачений круглий отвір для випуску захопленого матеріалу у млин.

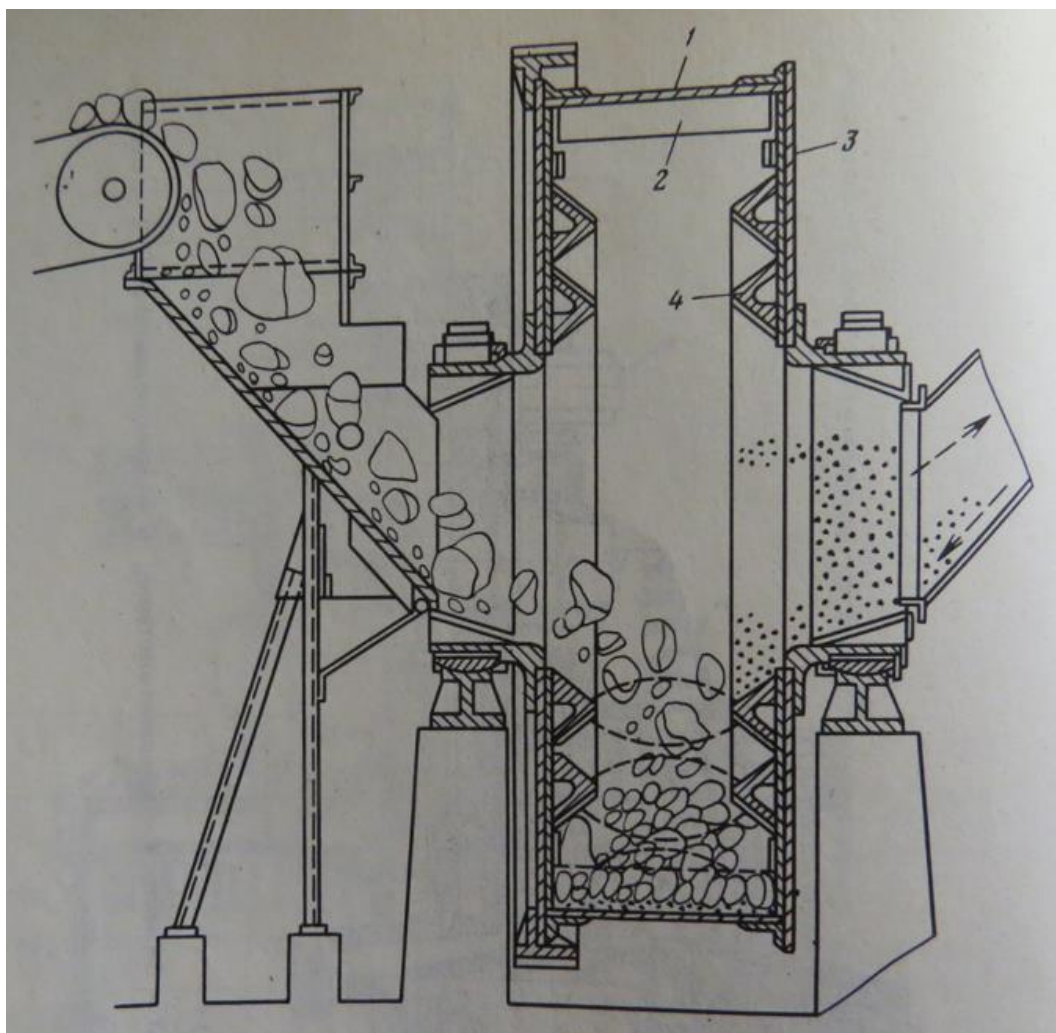


Рисунок 1.5 – Млин сухого самоподрібнення «Аерофол»:
1 – дробильні плити; 2 – ліфтери; 3 – барабан; 4 – відбійні кільця

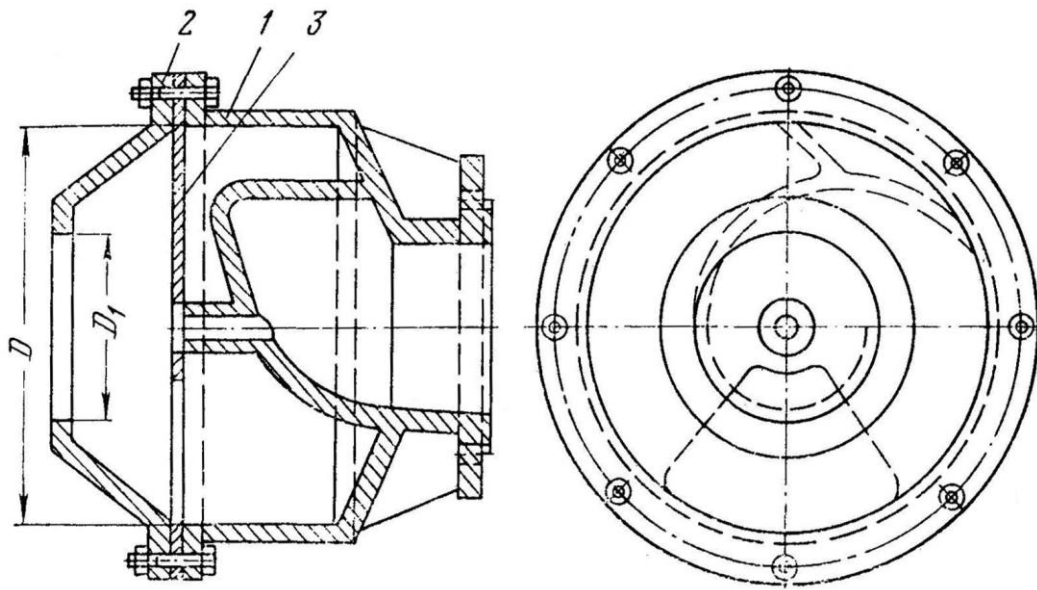


Рисунок 1.6 – Барабанный живильник барабанного млина:
1 – корпус; 2 – кришка; 3 – діафрагма

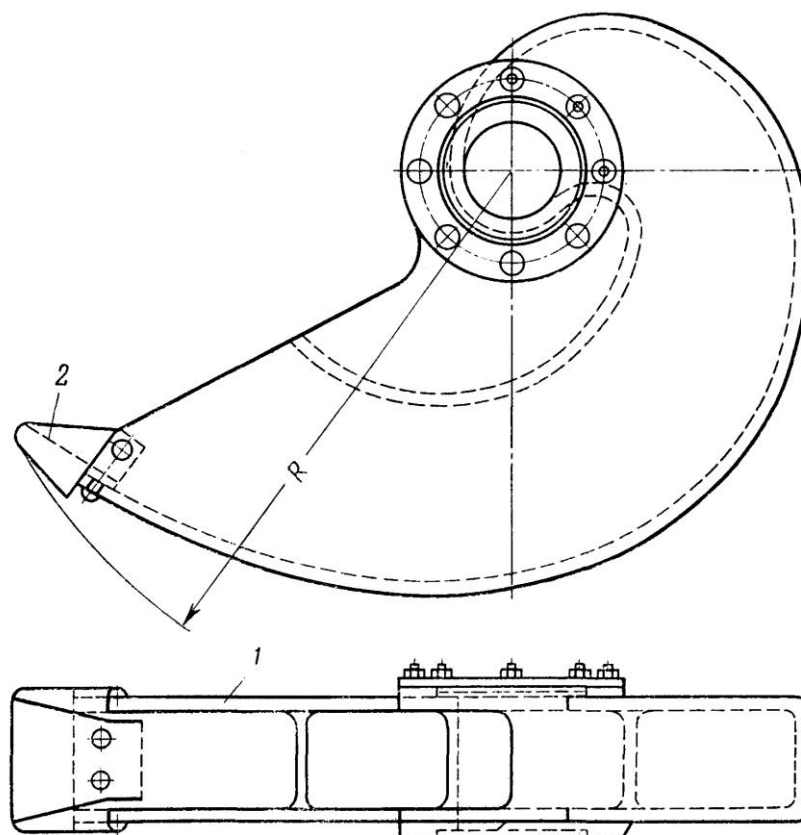


Рисунок 1.7 – Завитковий живильник барабанного млина:
1 – корпус; 2 – змінний козирок

Комбінований живильник (рис. 1.8) призначений для використання у випадку завантаження барабану млина сумішшю шматкового матеріалу та дріб'язку. Крупношматкове живлення при цьому потрапляє до млина минаючи завантажувальну коробку черпака [5].

Барабанні млини характеризуються внутрішнім діаметром D та робочою довжиною барабану L . Конструкції млинів вітчизняного виробництва можуть мати діаметр від 900 до 4500 мм при довжині барабану від 900 до 6000 мм.

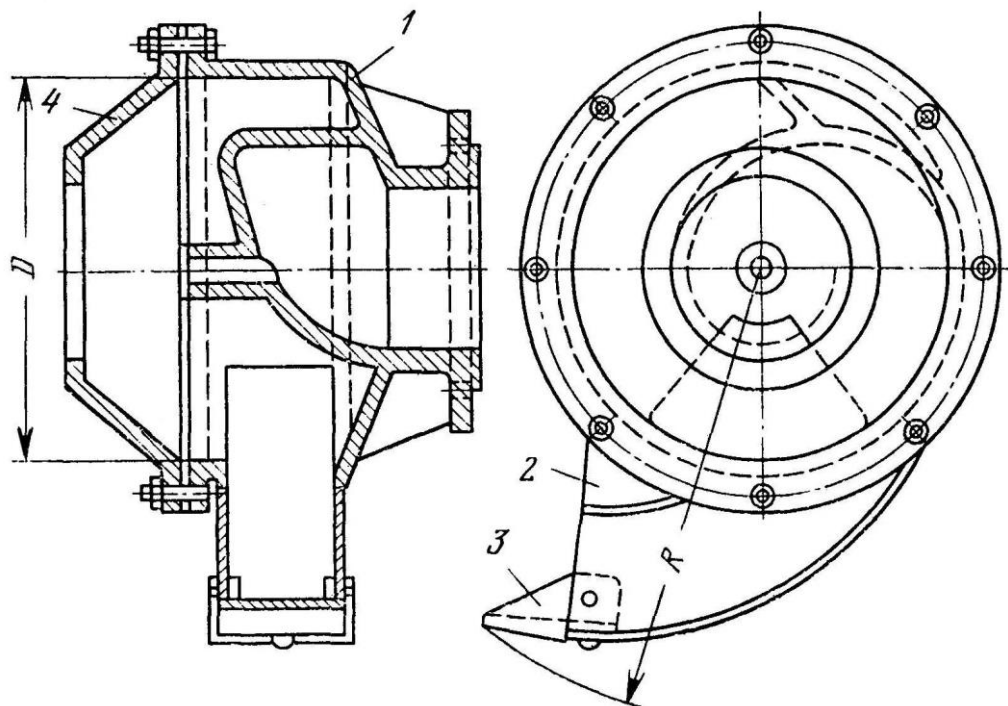


Рисунок 1.8 – Комбінований живильник барабанного млина:
1 – корпус; 2 – черпак; 3 – козирок черпака; 4 – кришки

Ефективність роботи млина у значному ступені визначається характером руху подрібнювального середовища у його барабані, а також раціональної конструкції та режимів експлуатації його приводу. Дослідженню цих питань головним чином і присвячена дана робота.

Висновки:

- важливість практичного використання підготовчих процесів збагачення рудної мінеральної сировини, у першу чергу дроблення і подрібнення гірничої ма-

си, надзвичайно високі енерго- та металоємність обладнання для механізації цих операцій, конструктивні недоліки існуючого дробильно-розмельного обладнання вимагають подальших значних зусиль дослідників, проєктантів та виробників з його розробки та удосконалення;

- проведений порівняльний аналіз вітчизняного подрібнювального устаткування показав, що на збагачувальних підприємствах переважно використовуються барабанні млини з кульовим та стрижневим робочим навантаженням. Такі установки відрізняються значними розмірами і дуже потужними приводами. Проблеми скорочення витрат металу та електроенергії, підвищення надійності зубчастих передач і довговічності футерівки, пошуку раціональних режимів помелу мінеральної сировини з метою підвищення продуктивності та ефективності роботи млинів вимагають скорішого вирішення на основі сучасних досягнень науки і техніки у гірничому виробництві.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування та вибір раціональних параметрів розмельного обладнання гірничозбагачувальних підприємств.

Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- проаналізувати рух робочого середовища у млині барабанного типу;
- оцінити величину корисної споживаної потужності млина;
- проаналізувати вплив конструктивних елементів на роботу кульових та стрижневих млинів;
- дослідити процеси роботи дробильного середовища в кульових та стрижневих млинах;
- оглянути існуючі типи приводів подрібнювального обладнання барабанного типу;
- проаналізувати конструктивні особливості передатних механізмів кульових та стрижневих млинів;

- дослідити причини збудження механічних коливань у приводах млинів барабанного типу;

- проаналізувати умови гасіння автоколивань у системі «двигун – млин»;

- запропонувати можливі шляхи удосконалення приводних механізмів барабанних млинів.

Об'єкт дослідження – технологічний процес подрібнення гірничої маси у млинах барабанного типу.

Предмет дослідження – кульові та стрижневі барабанні млини гірничозбагачувальних підприємств.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Проведення наукових досліджень різних рівнів та напрямків (фундаментальних і прикладних, теоретичних та експериментальних) здійснюється з обов'язковим використанням наукових методів, спрямованих на відшукування нових знань та використання їх для розробки нових технологій і техніки для подальшого впровадження на виробництві

Такі методи дозволяють аналізувати та класифікувати науково-технічну інформацію, відшукувати зв'язки між явищами та параметрами тих чи інших технологічних процесів, моделювати ці процеси з метою обґрунтування та визначення їх раціональних параметрів, синтезувати нові технічні структури, проводити експериментальні дослідження для перевірки достовірності прийнятих рішень, отримувати, обробляти та узагальнювати результати експериментів тощо.

Так, наприклад, під час виконання представленої магістерської роботи за допомогою аналітичного методу досліджень зроблено оцінку стану питання щодо технологічного процесу подрібнення мінеральної сировини, оглянуто існуюче обладнання для його механізації, проаналізовано режими роботи та особливості руху дробильного середовища і процесу руйнування матеріалу у барабанних млинах, вплив конструктивних елементів млинів на їх експлуатаційні показники, існуючі типи приводних механізмів млинів барабанного типу, причини виникнення механічних коливань в конструкціях передатних механізмів та умов гасіння автоколивань у системі «двигун – млин».

Під час дослідження основних режимів руху дробильного середовища в обертових барабанах кульових і стрижневих млинів використовувалася загальноприйнята теорія каскадного і водоспадного руху матеріалу у барабані в залежності від швидкості його обертання. При цьому були задіяні методи побудови контуру дробильного середовища, які дозволили оцінити характер його впливу на оброблюваний матеріал.

Аналіз існуючих способів подрібнення мінеральної сировини у барабанних млинах дав можливість запропонувати більш ефективний метод віброобертового

помелу матеріалу, який відрізняється низкою переваг у порівнянні з традиційними каскадним і водоспадним, а також з чисто вібраційним. Для аналізу робочих параметрів вказаного способу подрібнення застосовувався фотометричний метод дослідження.

Однією з причин втрати енергії та продуктивності барабанних млинів є ковзання дробильного завантаження відносно футерівки барабану. Для якісної та кількісної оцінки цього явища використовувався експериментальний метод визначення кутів повороту шарів завантаження під час обертання барабану.

Продуктивність барабанних подрібнювальних установок залежить від дотримання оптимальної величини дробильного завантаження у млині. У роботі запропоновані раціональні методи дистанційного контролю ваги робочого середовища без необхідності зупинки і розкриття млина.

Під час дослідження причин збудження небажаних механічних коливань у приводах барабанних млинів використовувався метод розрахунку величин власних і вимушених коливань трансмісії та їх впливу на довговічність цих конструкцій. Для обчислення амплітуди і частоти періодичних автоколивань описаної системи застосовувався також метод малого параметру.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ ГІРНИЧОЇ МАСИ У БАРАБАННИХ МЛИНАХ

3.1 Аналіз руху робочого середовища у млині

Як було вже сказано вище, помольні тіла разом з подрібнюваним матеріалом здійснюють в обертовому барабані млина складний рух: піднімаються з ним на певну висоту і знову скочуються вниз з одночасним просуванням уздовж осі барабану. Підсумкова траєкторія руху має вигляд спіралі з віссю, дещо нахиленою у бік розвантаження матеріалу.

Характер руху робочого середовища у значному ступені визначає ефективність роботи млина барабанного типу. В залежності від швидкості обертання барабану можна виділити чотири режими руху цього середовища: *каскадний*, *змішаний*, *водоспадний* та *надкритичний*. Принципові схеми перших трьох режимів показані на рис. 3.1 [5].

Каскадний режим (рис. 3.1а) має місце при малих швидкостях обертання барабану, при яких робоче середовище піднімається у бік його руху на кут $35-45^\circ$, утворюючи поверхню, по якій кулі, стрижні, галька або крупні шматки руди скочуються донизу. Подрібнення матеріалу при цьому відбувається в основному за рахунок стирання між помольними тілами та між ними і футерівкою барабану.

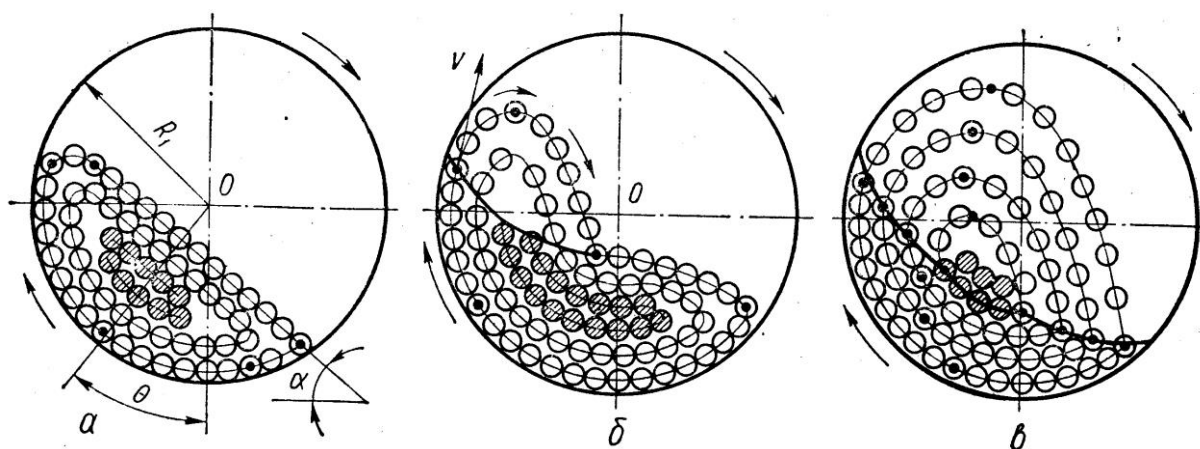


Рисунок 3.1 – Деякі режими руху робочого середовища барабанного млина:
а – каскадний; б – змішаний; в - водоспадний

Каскадний режим, як найбільш спокійний, сприятливий для стрижневих млинів, адже в них важливо не допускати перекосів та неправильного укладання стрижнів. Для кульових конструкцій він використовується при сухому процесі подрібнення. У цілому цей режим вигідний для тонкого подрібнення матеріалу.

Для приведення робочого середовища у каскадний режим потрібно надати йому обертальний момент величиною [15]:

$$M_k = Gl = mgl - mgx \sin \theta, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.1)$$

де G – сила тяжіння помольних тіл, Н; m – маса помольних тіл, кг; g – прискорення сили тяжіння, м/с^2 ; x – відстань центру ваги помольних тіл від осі барабану, м; θ – кут повороту робочого середовища (помольних тіл разом з подрібнюваним матеріалом), м (рис. 3.2а).

Кут повороту помольних тіл θ залежить від коефіцієнту заповнення барабану φ та коефіцієнту тертя $k_{\text{тр}}$ між ними та футерівкою барабану. Коефіцієнт φ виражає відношення об'єму, заповненого помольними тілами, до загального внутрішнього об'єму барабану млина.

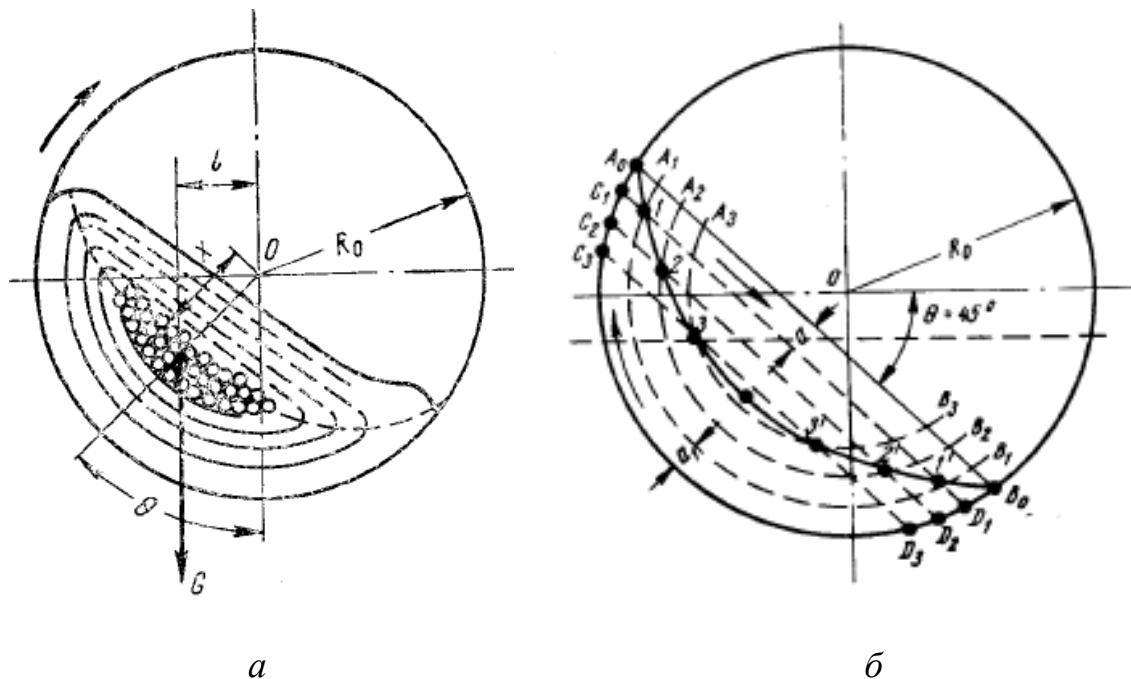


Рисунок 3.2 – Схеми для розрахунку каскадного режиму роботи млина:

а – схема для визначення положення центру ваги помольних тіл;

б – схема побудови контуру помольних тіл

Дослідженнями встановлено, що зростання швидкості обертання барабану при заданому коефіцієнті заповнення ϕ збільшує циркуляцію помольних тіл і практично не впливає на величину кута їх повороту θ . Тому під час змінення швидкості обертання барабану при каскадному режимі роботи величина обертального моменту M_k залишається практично постійною [15].

Для визначення зусиль, що виникають між барабаном і помольними тілами, а також характеру розподілення робочого навантаження можна побудувати контури поперечного перетину областей, в яких зосереджені кулі або стрижні під час підйому і скочування (рис. 3.2б). Припустимо, що між тілами, які піднімаються по кругових траєкторіях (контур $A_0C_3D_3B_0$) і футерівкою барабану ковзання відсутнє, а товщини шарів α_1 помольних тіл, що піднімаються і скочуються (контур $A_0Z, Z'B_0$) однакові. Таке припущення справедливо лише для швидкостей каскадного режиму, що використовуються на промислових млинах, адже при більш низьких швидкостях обертання барабану швидкість тіл, що скочуються, буде значно вище швидкості їх підйому. Точки перетину дуг A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3 і т. д. концентричних окружностей, що визначають межі шарів, та відповідних хорд C_1D_1, C_2D_2, C_3D_3 і т.д. показують межу розділу тіл, що піднімаються і тіл, що скочуються.

Водоспадний режим роботи (див. рис. 3.1в) характеризується суттєво вищими швидкостями обертання барабану, при яких помольні тіла піднімаються на більшу висоту і, відриваючись від його стінок, продовжують рух у вигляді польотів по параболічним траєкторіям. У цьому випадку подрібнення матеріалу здійснюється головним чином за рахунок ударів падаючих помольних тіл. Такий режим застосовується здебільшого для першої стадії подрібнення більш-менш крупних матеріалів.

Свого часу Девісом була розроблена наближена теорія роботи помольних тіл у водоспадному режимі подрібнення [15]. Вона заснована на наступних припущеннях:

- помольні тіла (наприклад, кулі) на певній частині своїх траєкторій BCA рухаються по окружностям з однаковими кутовими швидкостями (рис. 3.3а);
- у міру досягнення певної висоти (точка A) дія сили тяжіння врівноважує-

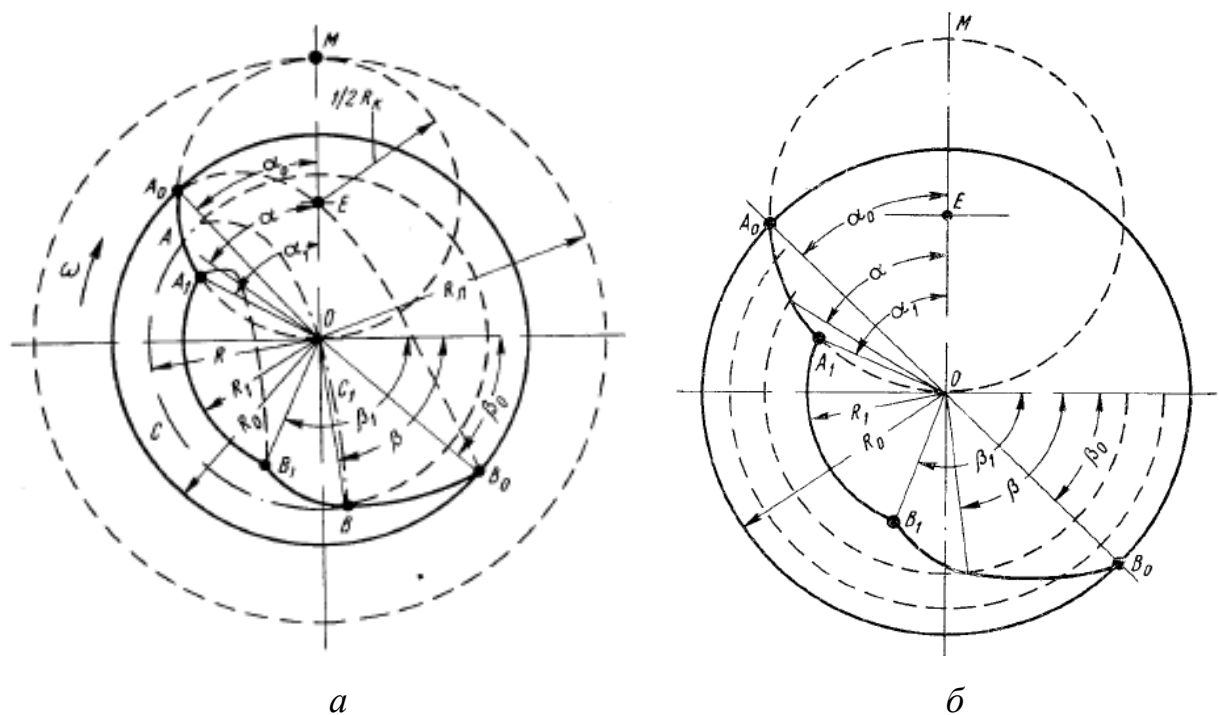


Рисунок 3.3 – Схеми для розрахунку водоспадного режиму роботи млина:
 а – загальна схема режиму роботи помольних тіл;
 б – схема побудови контуру помольних тіл

тється відцентровою силою і куля починає вільне падіння з початковою швидкістю, яку вона мала у цій точці. Виходячи з цієї умови, знаходиться крива A_1AA_0 геометричного місця точок переходу частинок з кругових траєкторій на параболічні;

- куля, що почала падіння з точки A окружності B_0CA , рухається далі по параболі AC_1B до точки B на тій самій окружності B_0CA .

Виходячи з цих умов, отримують криву B_1BB_0 геометричного місця переходу помольних тіл з параболічних траєкторій на кругові.

На основі цих припущень можна вивести залежність між кутом відриву помольних тіл даного шару від барабану та швидкістю обертання барабану:

$$\cos \alpha \geq \frac{\omega^2 R}{g}, \quad (3.2)$$

де α – кут відриву помольних тіл, який дорівнює куту між вертикальною віссю барабану та радіусом, проведеним через центр тіла, що відривається, град.; ω – кутова швидкість барабану, рад/с; R – радіус даного шару помольних тіл, м.

Згідно з рівнянням (3.2) точки відриву помольних тіл різних шарів, тобто різних радіусів, лежать на окружності з радіусом:

$$OE = \frac{g}{2\omega^2} = \frac{R_k}{2}. \quad (3.3)$$

На рис. 3.3б показана побудова контуру робочого середовища при водоспадному режимі роботи млина.

Слід зауважити, що дійсні траєкторії руху та розподілення помольних тіл у поперечному перетині барабану будуть дещо іншими, адже в основі теорії водоспадного режиму прийняті такі припущення, як однаковий розмір цих тіл, відсутність ковзання між ними, а також між ними і футерівкою, знехтування аеродинамічним опором руху тощо.

На рис. 3.1б показана схема *змішаного режиму* роботи млина, який є перехідним між каскадним і водоспадним, тобто швидкість обертання барабану при ньому більше, ніж при каскадному режимі, але менше, ніж при водоспадному.

Нарешті, при подальшому підвищенні швидкості обертання барабану (більше, ніж при водоспадному) можна досягти кута відриву помольних тіл зовнішнього шару $\alpha_0 = 1$, при якому вони під дією значної за величиною відцентрової сили будуть обертатися разом з барабаном, не відриваючись від нього. Така швидкість називається критичною, а режим роботи млина починаючи з неї – *надкритичним*. Величину критичної швидкості можна знайти з того ж рівняння (3.2):

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g}{R_0}} = \frac{4,45}{\sqrt{D_0}}, \text{ рад/с}, \quad (3.4)$$

де ω_k – критична кутова швидкість барабану, рад/с; R_0 , D_0 – відповідно внутрішній радіус та діаметр барабану, м.

Дійсну робочу швидкість обертання барабану млина виражають у відносних одиницях (у частках або відсотках від критичної):

$$\psi = \frac{\omega}{\omega_k}. \quad (3.5)$$

Робочу кутову швидкість барабану можна знайти з формул (3.4) і (3.5):

$$\omega = \frac{\pi\psi}{\sqrt{R_0}} = \frac{4,45\psi}{\sqrt{D_0}}, \text{ рад/с.} \quad (3.6)$$

Кут падіння помольних тіл даного шару (кут між радіусом, проведеним через точку падіння тіла на окружність, та горизонтальним діаметром барабану):

$$\beta = 3\alpha - \frac{\pi}{2}. \quad (3.7)$$

3.2 Визначення корисної споживаної потужності млина

Для оцінки величини корисної потужності млина, необхідної для приведення до руху робочого середовища (помольних тіл разом з подрібнюваним матеріалом) потрібно врахувати втрати потужності у приводному двигуні, передатних механізмах і цапфах, а також втрати від ковзання помольних тіл по футерівці барабану. Для каскадного режиму роботи з достатньою точністю її можна визначити з формули (3.1) [15]:

$$\begin{aligned} P_k &= \frac{M_k \omega_6}{1000} = \frac{mgx \sin \theta \omega_6}{1000} = \frac{\varphi \pi R_0^2 L (\gamma + \mu \delta) g x \sin \theta \omega_6}{1000} = \\ &= \frac{3,22 \varphi R_0^2}{1000} (\gamma + \mu \delta) x \sin \theta n_6, \text{ кВт,} \end{aligned} \quad (3.8)$$

де M_k – момент, необхідний для приведення помольних тіл до руху, Н·м; ω_6 – кутова швидкість барабану, рад/с; m – загальна об’ємна маса помольних тіл та подрібнюваного матеріалу, кг; x – відстань центру ваги помольних тіл від осі барабану, м; θ – кут повороту помольних тіл, град.; φ – коефіцієнт заповнення барабану; R_0 – внутрішній радіус барабану за виключенням товщини футерівки, м; L – внутрішня довжина барабану, м; $(\gamma + \mu \delta)$ – загальна питома маса помольних тіл та подрібнюваного матеріалу, кг/м³; n_6 – швидкість обертання барабану, об/хв.

Величини кута θ для різних значень коефіцієнту заповнення барабану φ та його відносної швидкості ψ при коефіцієнті тертя, що дорівнює 0,4, приведені у табл. 3.1 [9,15].

Таблиця 3.1 – Величини кута θ для різних значень коефіцієнтів φ та ψ при коефіцієнті тертя 0,4

Відносна швидкість барабану ψ	Величина кута повороту помольних тіл θ для наступних значень коефіцієнту заповнення барабану φ		
	$\varphi = 0,3$	$\varphi = 0,4$	$\varphi = 0,5$
0,3	29° 46'	31° 36'	32° 53'
0,4	30° 52'	32° 52'	34° 23'
0,5	32° 14'	34° 31'	36° 22'
0,6	34° 05'	36° 30'	38° 46'
0,7	36° 05'	38° 50'	41° 39'
0,8	38° 30'	41° 40'	44° 57'

Для водоспадного режиму роботи млина корисну потужність можна визначити за наступною формулою [15]:

$$P_k = \frac{0,236}{1000} \cdot \frac{G}{\varphi} \psi^3 \sqrt{D_0} [3(1 - K^4) - 2\psi^4(1 - K^6)], \text{ кВт}, \quad (3.9)$$

де G – сила тяжіння помольних тіл, Н; D_0 – внутрішній діаметр барабану млина без урахування товщини футерівки, м; K – параметр, що залежить від коефіцієнтів φ і ψ .

3.3 Аналіз впливу конструктивних елементів на роботу кульових та стрижневих млинів

Численні дослідження, проведені у цьому напрямку, показують, зокрема, що подальшого вивчення потребує питання підвищення продуктивності млинів та ефективності процесу подрібнення за рахунок підбору оптимального співвідноше-

ння діаметру і довжини барабанів установок. Практичні результати свідчать про доцільність подовження барабанів кульових млинів на 20-25% [15].

Значний вплив на ефективність роботи млинів мають особливості конструктивного виконання завантажувальних та розвантажувальних пристроїв установок. Дійсно, перевищення рівня завантажувального отвору у порівнянні з рівнем розвантажувального та довжина барабану визначають у кінцевому рахунку величину середнього ухилу пульпи в млинах мокрого подрібнення, а, значить, й середню швидкість її протікання через млин, що напряму пов'язано з продуктивністю машини за певним класом подрібнення.

Для установок з центральним розвантаженням його рівень визначається діаметром розвантажувальної цапфи. Для кульових млинів з решіткою рівень розвантаження може бути як регульованим, так і нерегульованим і визначатися у другому випадку конструкціями решітки та ліфтерів.

Від рівня розвантаження залежить також глибина пульпи, від якої залежить вплив помольних тіл на подрібнюваний продукт. Наприклад, при водоспадному режимі роботи наявність пульпи під п'ятою погіршує подрібнення через поглинання нею частини кінетичної енергії куль або стрижнів, причому це відбувається тим сильніше, чим більше стає густина пульпи. Для каскадного режиму роботи залежність ефективності подрібнення від наявності пульпи під п'ятою набагато менша, адже руйнування матеріалу у цьому випадку здійснюється головним чином за рахунок виникаючих контактних тисків, тобто шляхом стирання.

З іншого боку, прагнення зниження рівня розвантаження збільшенням діаметру розвантажувальної цапфи може призвести до падіння продуктивності млина через зменшення коефіцієнту заповнення барабану, ризик викиду куль в установках з центральним розвантаженням, підвищення зношення футерівок і помольних тіл. Таким чином, при визначенні оптимального діаметру розвантажувальної цапфи для отримання максимальної продуктивності млина потрібно враховувати величину коефіцієнту завантаження його барабану.

Установки, обладнані решітками, вирішують проблему підвищення продуктивності шляхом зниження рівня розвантаження та регулювання ступеня подріб-

нення за рахунок здатності решітки утримувати у робочому просторі барабану кулі та недостатньо подрібнену руду. У цьому випадку, на відміну від установок з центральним розвантаженням, довжина барабану може бути значно меншою. Ефективність конструкції такого млина багато в чому буде залежати від будови решітки, а також кількості та форми ліфтерів.

На рис. 3.4 показаний зовнішній вигляд розвантажувальної решітки кульового млина та варіанти розташування щілин у площині решітки [15].

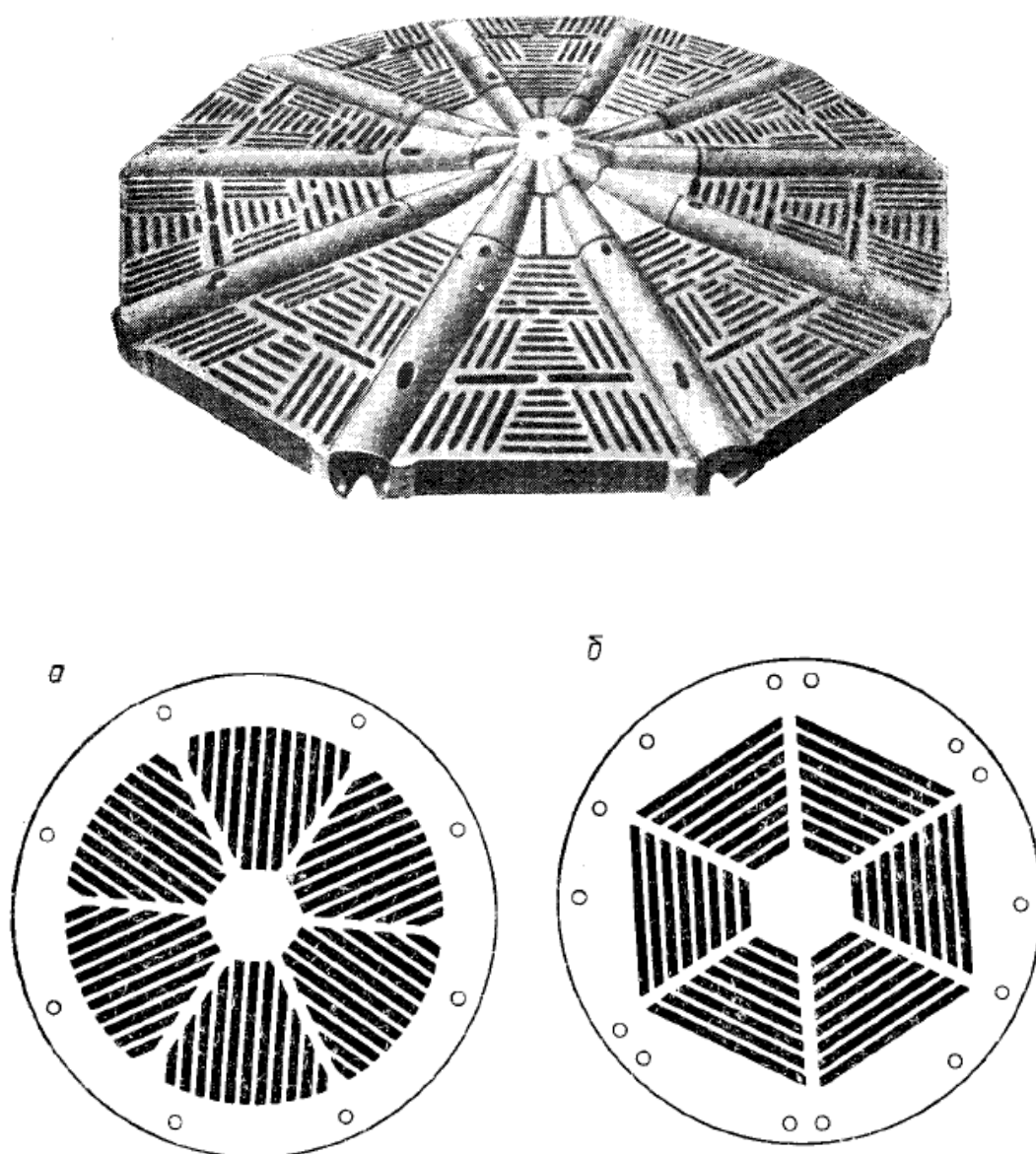


Рисунок 3.4 – Розвантажувальна решітка кульового млина:
зверху – зовнішній вигляд; знизу – варіанти розташування щілин
у площині решітки (*a* – радіальне; *б* – хордове)

Решітка млина характеризується величиною живого перетину, який більшість спеціалістів рекомендує вибирати у десять разів більшим у порівнянні з поперечним перетином розвантажувальної цапфи. Інші пропонують вважати її функцією від діаметру млина, тобто площі поперечного перетину барабану. У сучасних конструкціях млинів площа живого перетину решіток знаходиться у межах від 20 до 30% від площі перетину барабану, ширина щілин дорівнює:

$$a = (0,006 \div 0,008)D_0, \quad (3.10)$$

а товщина решітки:
$$b = (0,028 \div 0,03)D_0. \quad (3.11)$$

Профіль перетину щілин у більшості випадків виконується у вигляді сопла з кутом розширення у бік розвантажувальної цапфи (рис. 3.5).

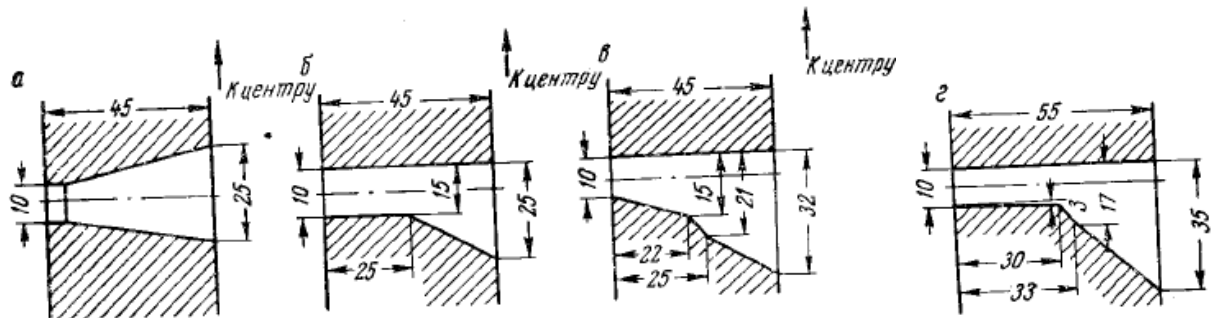


Рисунок 3.5 – Варіанти конструктивного виконання профілів щілин розвантажувальних решіток барабанних млинів

Що стосується різних варіантів розташування щілин у площині решітки (див. рис. 3.4, знизу), то на практиці частіше за все використовуються комбіновані рішення, одне з яких з площиною живого перетину до 30% від площі поперечного перетину барабану можна бачити на рис. 3.4, зверху.

Завантажувальні пристрої кульових і стрижневих млинів складаються з двох самостійних елементів – живильника та шнеку завантажувальної цапфи, конструкції та розміри яких мають забезпечити необхідну швидкість завантаження матеріалу.

Живильник повинен мати високу транспортну спроможність, здатну долати опори руху матеріалу, що завантажується (див. рис. 1.6-1.8). Вони складаються з

опорів руху у спіральному проході в завантажувальному патрубку цапфи, а також тих, що обумовлені тиском пульпи на внутрішній порожнині барабану млина.

Більшість конструкцій завантажувальних патрубків виконані з плавним розширенням від живильника до барабану. З огляду на значну довжину і малий діаметр завантажувального патрубку, для кращого просування матеріалу живлення він постачається гвинтовою спіраллю, крок якої визначається в основному крупністю матеріалу, тобто умовами запобігання заклинення міжспірального проходу. Для цього відстань між гребнями спіралі має бути у сім-десять разів більше максимального розміру продукту завантаження. Із збільшення крупності матеріалу повинна зростати й висота гребня для перешкодження можливості пересипання руди з одного проходу в інший. Для забезпечення рівномірності подачі матеріалу спіраль виконується двох- або трьохзаходною.

3.4 Дослідження процесу роботи дробильного середовища кульових млинів

В якості дробильного середовища (помольних тіл) кульових млинів використовуються кулі діаметром 25-125 мм, виготовлені куванням (штамповкою) чи прокаткою з вуглецевих або легованих сталей.

Величина корисної роботи, здійснюваної помольними тілами, залежить від їх кількості, форми і густини по відношенню до розмірів шматків подрібнюваного матеріалу. При цьому споживана потужність млина залишається практично постійною ($\pm 10\%$) незалежно від того, здійснює його помольні тіла корисну роботу чи ні, тобто є руда у млині чи її там немає. Споживана потужність для заданих геометричних розмірів та швидкості обертання барабану визначається в основному об'ємною вагою і крупністю дробильного середовища, а також коефіцієнтом заповнення барабану.

Інтенсивність впливу помольних тіл на подрібнюваний матеріал залежить від режиму роботи млина. При каскадному режимі, як відомо, руйнування руди відбувається за рахунок стирання та роздавлювання частинок матеріалу (рис. 3.6a). Але цей процес здійснюється в основному у шарі, який безпосередньо кон-

тактує з кулями, що скочуються. У тих шарах матеріалу, що піднімаються разом з барабаном і кулями, подрібнення буде незначним внаслідок слабого відносного ковзання помольних тіл і барабану. Крім того, у центрі контуру помольних тіл існує зона, де вони стоять практично на місці, тобто не приймають участі у процесі руйнування частинок руди. Певне зростання швидкості обертання барабану призводить до більш інтенсивної циркуляції дробильного середовища і підвищення продуктивності подрібнення, але принцип роботи помольних тіл залишається незмінним.

Водоспадний режим роботи використовується у випадку подрібнення більш крупного матеріалу. Руйнування мінеральної сировини відбувається при цьому за рахунок ударів падаючих помольних тіл у зоні між точками *A* і *B* (рис. 3.6б). Недоліком режиму є слабе подрібнення матеріалу деформаціями стирання через мале взаємне ковзання шарів помольних тіл, наближених до внутрішньої поверхні барабану, тобто тих, що знаходяться на кругових траєкторіях.

Загальною рисою обох режимів роботи млина є недостатня активна участь більшої частини помольних тіл у процесі подрібнення матеріалу. Певні шари куль під час руху разом з барабаном не переміщуються. Внаслідок цього шматки матеріалу, що знаходяться між кулями, не піддаються впливу зусиль, достатніх для їх руйнування.

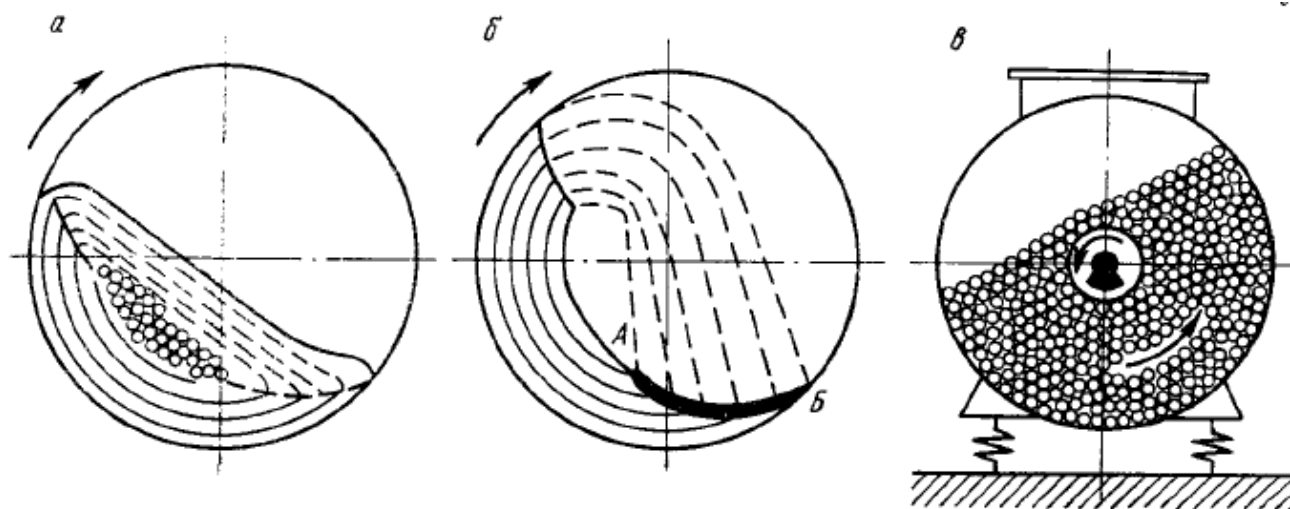


Рисунок 3.6 – Способи подрібнення матеріалу у барабанних млинах:
a – стиранням; *б* – ударом; *в* – вібрацією

Підвищення продуктивності та ефективності процесу подрібнення у кульовому млині можна досягти шляхом захоплення в активний рух усієї маси дробильного навантаження. Це можливо за рахунок використання вібраційного способу помелу. На рис. 3.6в показана схема вібраційного млина, барабан якого разом з дробильними тілами та подрібнюваним матеріалом спирається на пружні елементи і коливається під дією вбудованого інерційного віброприводу. Останній має вигляд горизонтального валу, що обертається від окремо встановленого електродвигуна, із закріпленою на ньому неврівноваженою масою (дебалансом, у якого центр ваги зміщений відносно осі обертання валу).

Центр ваги дебалансу здійснює високочастотний круговий рух навколо точки обертання, завдяки чому вектор його відцентрової сили створює кругові коливання барабану з усім його вмістом, які під дією пружних елементів перетворюються на еліптичні. Помольні тіла та оброблюваний матеріал при цьому підкидаються і здійснюють певну кругову циркуляцію, під час якої відбуваються їх численні взаємні ударні зіткнення.

Основною перевагою вібраційного способу подрібнення є участь усіх без винятку помольних тіл у процесі руйнування мінеральної сировини. Проте кругова циркуляція матеріалу не забезпечує його достатньо інтенсивного перемішування разом із дробильним середовищем. Має місце явище сегрегації усього робочого навантаження млина, під час якої крупні помольні тіла скупчуються у верхній частині барабану, а дрібні та оброблюваний матеріал опускаються вниз. Це різко зменшує ефект вібраційного впливу помольних тіл на продукт подрібнення, особливо при значних об'ємах дробильного середовища, які мають місце на високопродуктивних підприємствах.

З огляду на вищесказане, представляється доцільним підвищити інтенсивність процесу подрібнення за рахунок використання комбінованого підходу до цієї проблеми, а саме: шляхом повідомлення дробильному середовищу, що працює у каскадному чи водоспадному режимі роботи, додаткового вібраційного впливу. На рис. 3.7 показана принципова схема вібраційної обертової подрібнювальної установки.

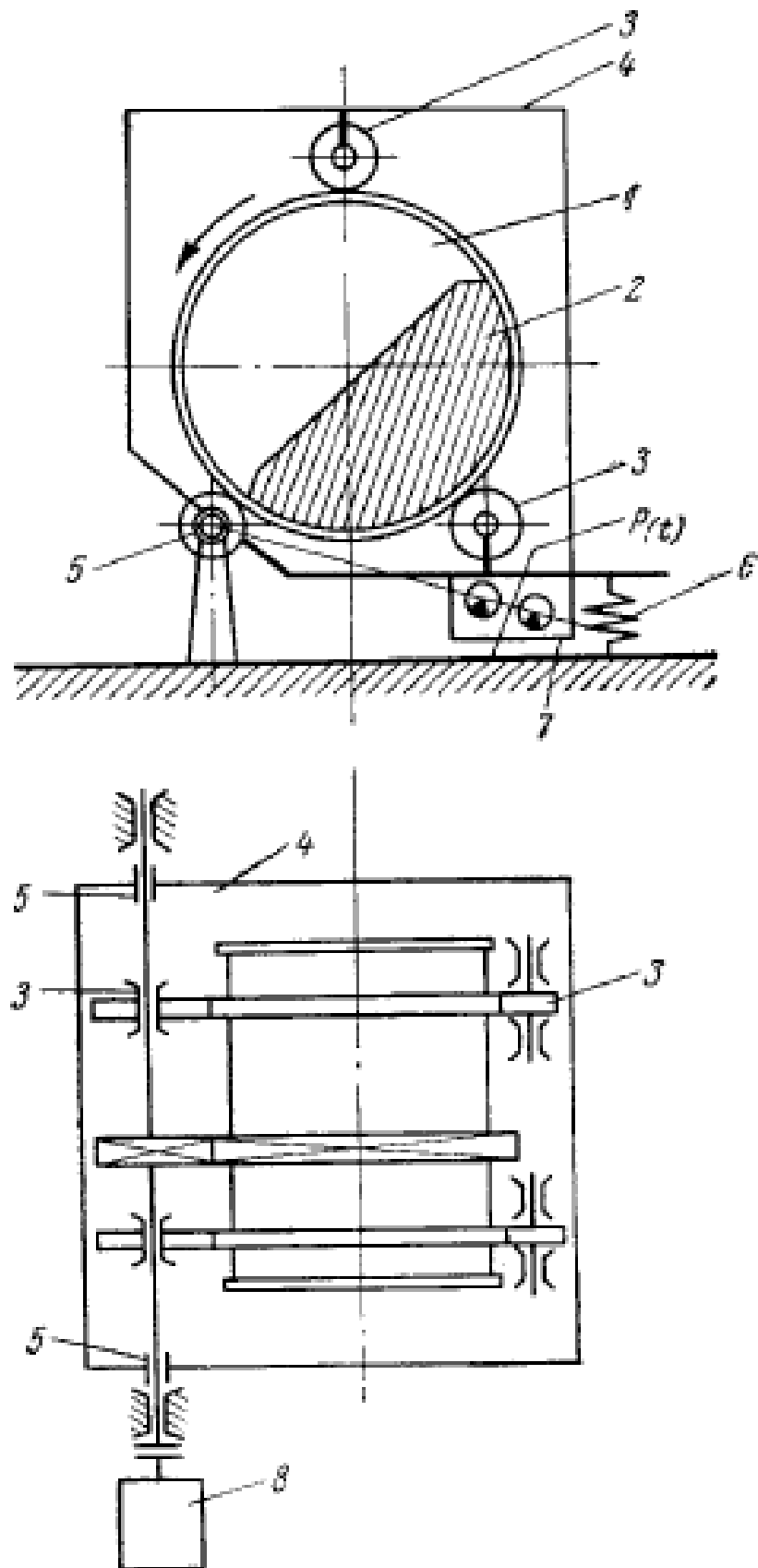


Рисунок 3.7 – Принципова схема вібраційної обертової подрібнювальної установки:

1 – барабан; 2 – дробильне середовище; 3 – опорні ролики; 4 – рама;
5 – шарніри; 6 – пружні амортизатори; 7 – вібропривод; 8 – електродвигун

Циліндричний барабан 1 млина з дробильним середовищем 2 через опорні ролики 3 спирається на жорстку раму 4. Конструкції кришок, футерівки, завантажувальних і розвантажувальних вузлів барабану установки аналогічні подібним елементам млинів традиційних типів. На рамі передбачені шарніри 5, осі яких співпадають з віссю приводу обертання барабану. Рама у свою чергу спирається на пружні амортизатори 6. Коливання на раму з барабаном передаються від віброприводу 7, закріпленого під нею. Використовується двовальна конструкція інерційного дебалансного віброзбудника (так звана самобалансна), яка забезпечує прямолінійні коливання з напрямком, перпендикулярним лінії, що сполучає центри обертання валів.

Барабан установки обертається за допомогою опорних роликів від електродвигуна 8 через зубчасту, фрикційну або іншу передачу. Вибір параметрів його руху (швидкості обертання, амплітуди і частоти коливань) здійснюється у залежності від характеристик подрібнюваного матеріалу та технологічних вимог до готового продукту.

Аналіз процесу руху барабану цієї установки показує, що він визначається параметрами двох видів руху, тому режим роботи усього дробильного середовища буде включати такі впливи на подрібнюваний матеріал, як удар, стирання та роздавлювання. Описаний спосіб подрібнення має наступні переваги:

- усі помольні тіла та подрібнюваний матеріал представляють активну зону подрібнення;
- завдяки примусовій циркуляції дробильного та подрібнюваного середовища за рахунок обертання барабану повністю усувається явище сегрегації, чого неможливо добитися при чисто вібраційному способі подрібнення;
- за рахунок відповідного вибору співвідношень вібраційного та обертового рухів барабану забезпечується широка можливість регулювання процесу подрібнення при різних характеристиках оброблюваного матеріалу.

Подальшим доцільним напрямком розвитку конструкції млина, показаного на рис. 3.7, може бути двобарабанна установка врівноваженого типу, схема якої приведена на рис. 3.8.

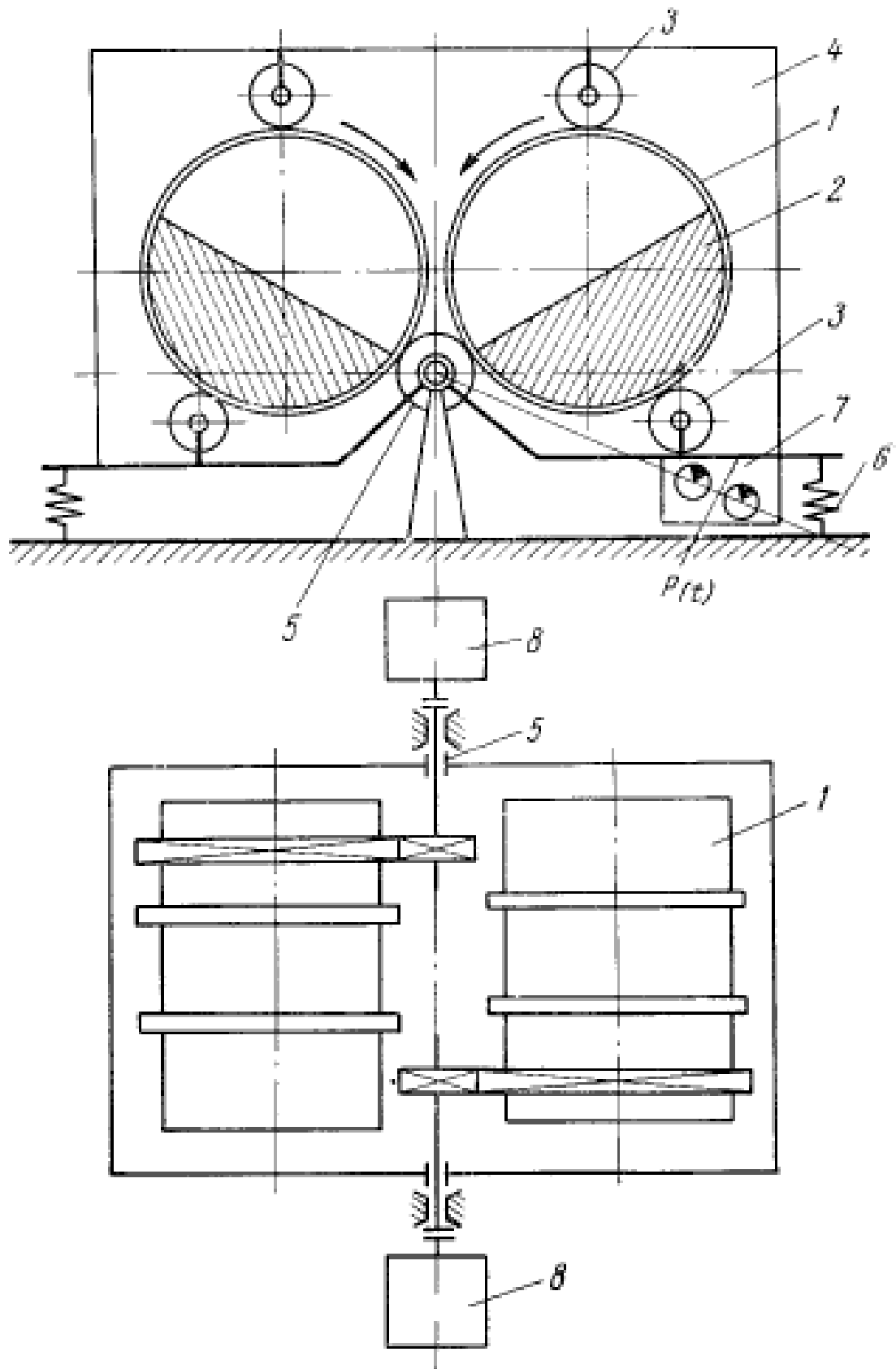


Рисунок 3.8 – Принципова схема вібраційної обертової
врівноваженої подрібнювальної установки:

1 – барабан; 2 – дробильне середовище; 3 – натискна рама; 4 – рама;
5 – шарніри; 6 – пружні амортизатори; 7 – вібропривод; 8 – електродвигун

The diagram illustrates a mechanical device, likely a sensor or actuator, consisting of a main circular body and a smaller circular dial.

Main Circular Body:

- It is suspended by a vertical rod from a fixed point (indicated by a hatched line at the top).
- A central vertical axis passes through the center of the body.
- A shaded sector is defined by an angle $\alpha\theta$.
- A dashed line represents a radius R_{m1} .
- Three concentric dashed circles are labeled m_1 , m_2 , and m_3 from outermost to innermost.
- A cluster of small circles is located near the center, labeled m_4 .
- Four angular dimensions are indicated at the bottom left: α_{m1} , α_{m2} , α_{m3} , and α_{m4} , corresponding to different regions or components.

Small Circular Dial:

- It is positioned to the right of the main body.
- The dial face is black with white markings.
- The scale ranges from 0 to 0.8, with major ticks at 0, 0.2, 0.4, 0.6, and 0.8.
- A shaded sector is shown, corresponding to the angle $\alpha\theta$ in the main body.
- The dial is labeled "СЕК" (SEK) in the center.

Для отримання слідів кутового переміщення куль необхідно торець млина підсвітити джерелом світла відповідної сили, яке створить на кожній кулі яскраві точки, що залишать на кадрі сліди у вигляді дуг кругових траєкторій. Заміряючи

центральні кути, на які спиратимуться дуги слідів різних шарів (α_{m1} , α_{m2} , α_{m3} і т.д.), та визначаючи центральний кут переміщення барабану α_6 , можна обчислити величину ковзання будь-якого шару відносно барабану. Наприклад, ковзання шару $m1$, що знаходиться у контакті з футерівкою, у відносних одиницях становитиме:

$$S_{m1\phi} = \frac{\alpha_6 - \alpha_{m1}}{\alpha_6}. \quad (3.12)$$

Під час цього експерименту в якості секундоміру для визначення часу експозиції та швидкості обертання барабану або куль, що знаходяться у будь-якій точці траєкторії, використовувався синхронний електродвигун зі швидкістю обертання 1 об/с.

3.5 Дослідження дробильного середовища стрижневих млинів

В установках такого типу в якості помольних тіл застосовують стрижні з високовуглецевої або легованої катаної сталі діаметром від 45 до 100 мм і довжиною на 25-50 мм меншою внутрішньої довжини барабану млина. Як і кулі, стрижні у процесі роботи зношуються, причому нерівномірно. Утім, результати досліджень показують, що навантаження із суміші стрижнів різних діаметрів дає більш високу продуктивність, ніж однорозмірне. З іншого боку, якщо в кульових млинах збільшення числа куль з мінімальним діаметром підвищує продуктивність установок по дрібному класу, то в стрижневих млинах значне зменшення діаметру стрижнів зазвичай призводить до їх поломки (наприклад, руйнування або викривлення) та падіння продуктивності млина через зменшення об'ємної ваги стрижневого навантаження.

Відомо, що процес подрібнення матеріалу у стрижневому млині відбувається в результаті удару і тертя по лінійному контакту уздовж утворюючої дотичних стрижнів. А кожний ламаний стрижень виключає частково або повністю лінійний контакт між декількома іншими стрижнями через порушення їх взаємного паралельного розташування. Тому наявність навіть незначної кількості ламаних стриж-

нів значно зменшує площу лінійних контактів, що, у свою чергу, негативно позначається як на ефективності процесу подрібнення, так і на продуктивності роботи млина. Крім того, у місцях точкового контакту стрижнів буде спостерігатися надмірне напруження металу, яке призводить до прискореного зношення та поломки стрижнів.

Причиною появи значної кількості ламаних та викривлених стрижнів частіше за все є футерівка торцевої кришки барабану на розвантажувальному боці млина. Під час роботи млина рівень стрижнів з боку завантаження дещо вищий у порівнянні з розвантажувальним, адже з боку завантаження між стрижнями знаходяться шматки ще неподрібненого матеріалу. Внаслідок цього ухилу стрижні упираються у торцеву футерівку розвантажувальної кришки і ковзаються відносно її поверхні під час обертання барабану млина. З огляду на це, поверхню торцевої футерівки треба робити максимально гладкою.

Залежність ефективності роботи барабаних млинів від стану і ступеня зношення помольних тіл висуває нагальну необхідність контролю ваги дробильного середовища, причому бажано без розкриття барабану млина. Чим точніше буде підтримуватися оптимальна величина дробильного середовища, тим продуктивніше буде працювати млин. Тому його необхідно поповнювати у міру зношення, а для цього потрібний постійний контроль усього середовища.

Це можна зробити за допомогою спеціально відградуйованого ватметру, уведеного у ланцюг живлення двигуна млина. На рис. 3.10 показана електрична схема для реалізації такого контролю, а на рис. 3.11 – залежність споживаної приводним двигуном млина потужності від ваги дробильного навантаження.

На останньому з них представлені графіки, отримані за результатами експлуатації кульових млинів під час подрібнення руди і вугілля. На них видно, що до досягнення коефіцієнту заповнення барабану 0,25 спостерігається прямо пропорційна залежність споживаної з мережі потужності від ваги кульового завантаження. Але при подальшому зростанні навантаження пропорційність порушується. Подача матеріалу у млин дещо відновлює її, тому допустимо з погрішністю не більше 6% мати рівномірне градуювання шкали згаданого ватметру.

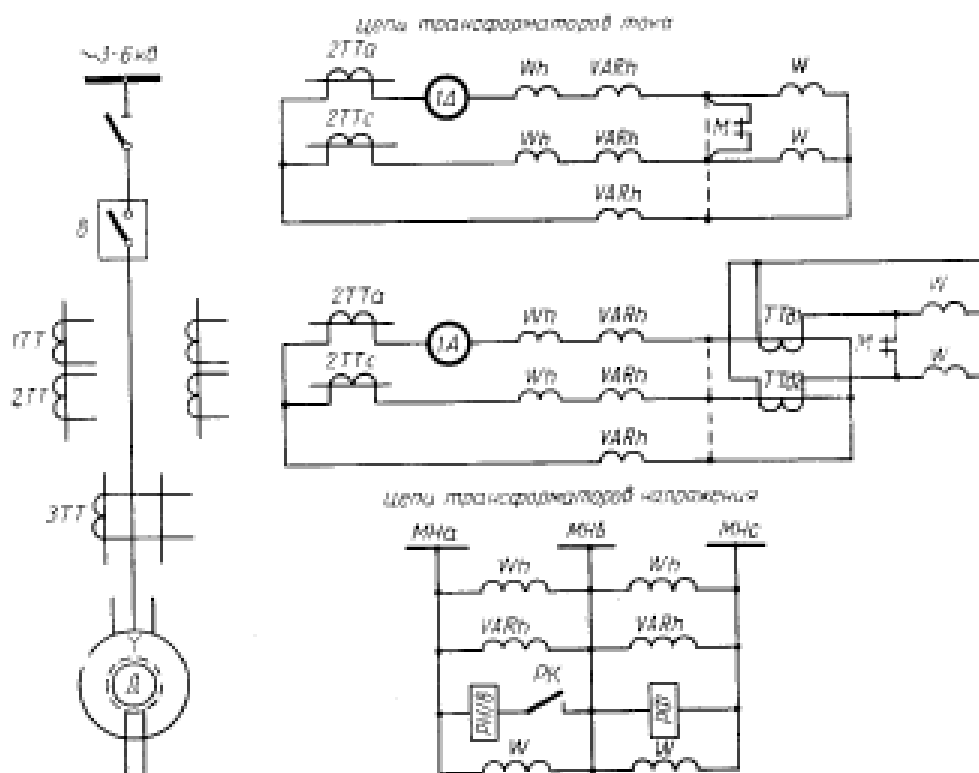


Рисунок 3.10 – Схема використання ватметра для контролю величини дробильного завантаження

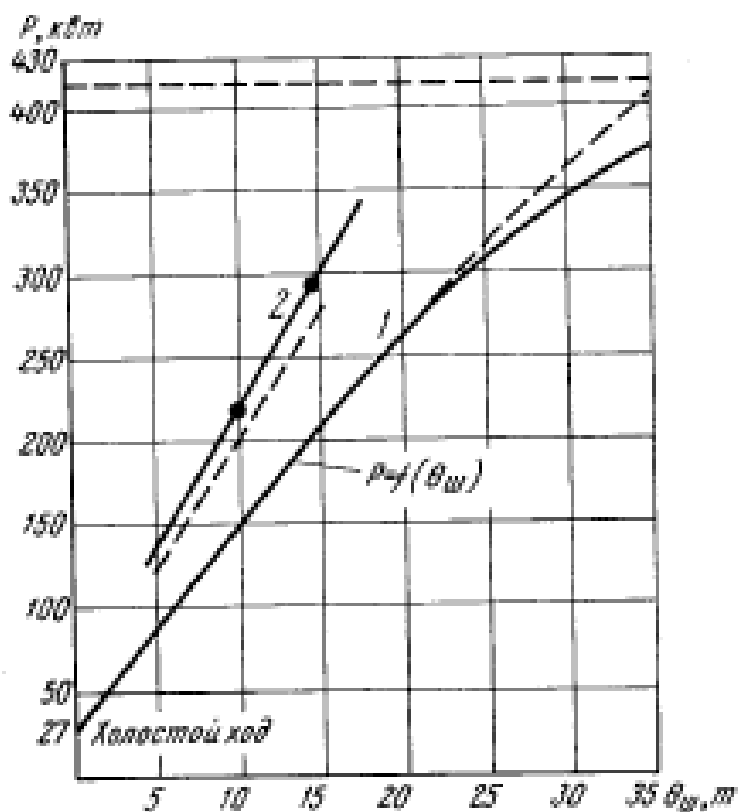


Рисунок 3.11 – Залежність споживаної приводним двигуном млина потужності від ваги дробильного навантаження:
1 – рудорозмельний млин 2700x3600 мм; 2 – вуглерозмельний млин 2800x4700 мм

Іншим можливим способом орієнтовного контролю ваги дробильного середовища може бути використання залежності періоду хитання (вибігу) барабану млина після відключення його приводного двигуна від живильної мережі. Величина цього періоду буде залежати від ваги дробильного навантаження. Його величину можна визначити за допомогою наступних формул:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{Gx}} = \sqrt{\frac{GD^2}{Gx}} = \sqrt{\frac{GD_{об}^2 + GD_{к}^2}{(G_{об} + G_{к})x}}, \text{ с}, \quad (3.13)$$

де x – відстань центру ваги кульового завантаження від осі барабану (див. рис. 3.2а); $GD_{об}^2$, $G_{об}$ – відповідно маховий момент і вага обертових частин агрегату; $GD_{к}^2$, $G_{к}$ – відповідно маховий момент і вага кульового завантаження млина.

Величини $GD_{об}^2$ і $G_{об}$ у формулі (3.13) є постійними для даної конструкції млина, тому можна вважати, що змінення величини періоду T визначатиметься лише зміненням ваги кульового завантаження установки. Збільшення величини T буде сигналізувати про зменшення цієї ваги та необхідність додаткового завантаження млина. Для кількісного визначення величини кульового завантаження потрібно для конкретного млина зняти графік $T = f(G_{к})$.

Висновки:

- ефективність роботи млина барабанного типу у значному ступені визначається характером руху його робочого середовища. В залежності від швидкості обертання барабану можна виділити чотири режими руху цього середовища: каскадний, змішаний, водоспадний та надкритичний. Основні робочі режими барабанних млинів – каскадний і водоспадний; кожен з них має свої, доцільні області застосування;

- для визначення зусиль, що виникають між барабаном і помольними тілами, а також характеру розподілення робочого навантаження розроблено методику графічної побудови контурів поперечного перетину областей, в яких зосереджені кулі або стрижні під час підйому і зворотного скочування (польоту і падіння), та траєкторій їх руху у різних режимах роботи млина;

- для оцінки величини корисної потужності млина, необхідної для приведення до руху робочого середовища (помольних тіл разом з подрібнюваним матеріалом) запропоновані аналітичні залежності, що враховують втрати потужності у приводному двигуні, передатних механізмах і цапфах, а також втрати від ковзання помольних тіл по футерівці барабану;

- проведений аналіз впливу конструктивних елементів кульових та стрижневих млинів на характер їх роботи засвідчив, що підвищення продуктивності млинів та ефективності процесу подрібнення можливо за рахунок підбору оптимального співвідношення діаметру і довжини барабанів установок. Значний вплив на ефективність роботи млинів мають особливості конструктивного виконання завантажувальних та розвантажувальних пристроїв установок, які визначають величину середнього ухилу матеріалу у млині, а, значить, й середню швидкість його проходження через млин, що напряду пов'язано з продуктивністю машини за певним класом подрібнення. Ефективність конструкцій млинів з розвантаженням через решітку багато в чому залежить від будови останньої, а також від кількості та форми ліфтерів;

- дослідження процесу роботи дробильного середовища кульових млинів показало, що підвищення продуктивності та ефективності процесу подрібнення у таких установках можна досягти шляхом захоплення в активний рух усієї маси дробильного навантаження за рахунок використання способу вібраційно-обертового подрібнення матеріалу. Запропоновані можливі варіанти конструктивного виконання таких установок, використання яких забезпечує широку можливість регулювання процесу подрібнення при різних характеристиках оброблюваного матеріалу;

- в результаті аналізу особливостей поведінки в обертовому барабані млина дробильного навантаження стрижневого типу виявлені причини руйнування і викривлення стрижнів та запропоновані заходи щодо боротьби з цими негативними явищами;

- доведено необхідність дистанційного (без розкриття барабану млина) контролю ваги помольних тіл та визначено можливі методи його реалізації.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ БАРАБАННИХ МЛИНІВ

4.1 Аналіз існуючих типів приводів млинів

У загальному випадку привод кульових та стрижневих млинів складається з електродвигуна з пристроями для його керування та механізмів передачі енергії від двигуна до робочого середовища установки через її барабан. Передатні механізми включають з'єднувальні муфти, вали та різного роду передачі (зубчасті, пасові, фрикційні тощо). Основні конструктивні варіанти приводів млинів можна розділити на чотири типи:

- *бічний або позацентровий привод*. Таким приводом лівого чи правого розташування обладнана більшість конструкцій кульових та стрижневих млинів (рис. 4.1а,б). Зубчаста пара приводу складається з веденої вінцевої шестерні, змонтованої на корпусі барабану, та ведучої підвінцевої шестерні, яка отримує крутний момент від валу тихохідного електродвигуна або від валу редуктора, що живиться швидкохідним двигуном. Знаходить використання також варіант, в якому розвантажувальна цапфа барабану служить тихохідним валом редуктора (рис. 4.1в);

- *центральный привод* (рис. 4.1г). Тут тихохідний вал редуктора сполучений за допомогою центрального валу через еластичну муфту з подовженою цапфою млина. Такий привод використовується в основному на установках трубчастого типу. Необхідність монтажу приводу у просторі розвантажувальної цапфи вимагає для забезпечення потрібної пропускної здатності млина застосування підшипників ковзання великих діаметрів, втрати на тертя в яких можуть досягати 7-9% від усієї корисної потужності приводу. Крім того, підвищений нагрів підшипників призводить до збільшення простоїв обладнання і падіння його середньої продуктивності;

- *фрикційний привод* (рис. 4.1д). У даному випадку замість зубчастих передач використовуються фрикційні. Такий привод дозволяє відмовитися від цапфових підшипників і зменшити діаметр цапф. В опорних і приводних роликах таких

конструкцій застосовують роликові підшипники кочення;

- *безредукторний привод* (рис. 4.1e) відрізняється повною відсутністю трансмісії між двигуном і барабаном. Замість звичайного приводного електродвигуна над роторним обідом, що сидить на барабані млина, встановлюється дуговий статор з біжучим магнітним полем. Між обідом і статором виникає електромагнітний момент, який й приводить барабан млина в обертання. Привод має значні переваги (менша кількість тертьових зношуваних частин; часткова підвіска барабану у магнітному полі, що полегшує умови роботи корінних підшипників; зменшення загальної ваги установки), але й значні недоліки (набагато нижчі у порівнянні зі звичайними електродвигунами електричні показники двигуна з дуговим статором; необхідність застосування складної системи охолодження дугового статора та створення малого повітряного зазору між ним і роторним обідом), які заважають йому отримати помітне промислове використання.

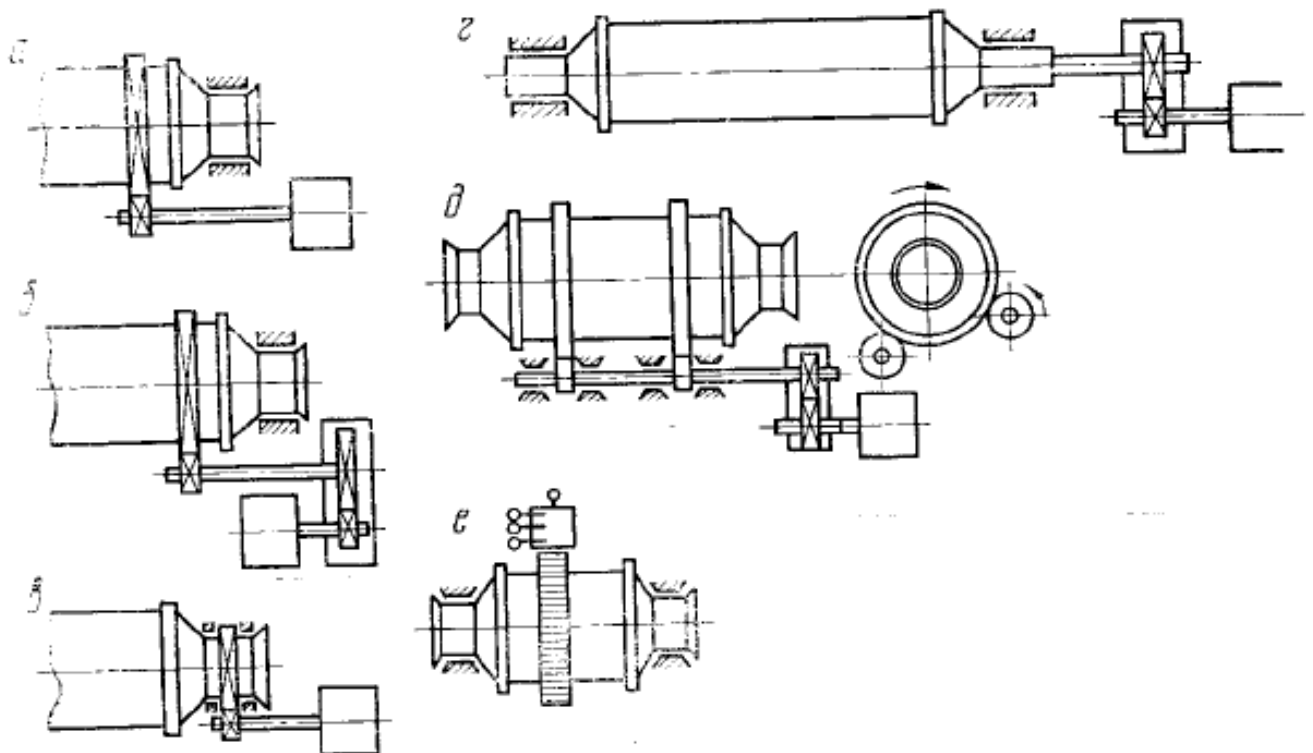


Рисунок 4.1 – Існуючі типи приводів барабанних млинів:
а, б, в – бічний або позацентровий; г – центральний;
д – фрикційний; е - безредукторний

4.2 Огляд конструктивних особливостей передатних механізмів млинів барабанного типу

Основними конструктивними елементами передатних механізмів барабанних млинів слід вважати зубчасті передачі, з'єднувальні муфти та підшипники.

Передатне відношення зубчастої пари млинів з бічним приводом зазвичай дорівнює 10-20. Використання шевронних передач виявилось недоцільним через високі вимоги до точності і жорсткості установки, нерівномірне зношення зубів та биття валів, підвищену вартість виготовлення, тому для приводів млинів середньої та великої продуктивності застосовуються в основному зубчасті передачі з прямим і косим зубом.

В якості з'єднувальних муфт найширше розповсюдження отримали зубчасті конструкції типу МЗ (у приводах без проміжного валу) та МЗП (з проміжним валом). До загальних недоліків муфт зубчастого типу слід віднести доволі високі витрати на виготовлення та експлуатацію таких пристроїв, а також значну жорсткість сполучення валів, яка не допускає демпфірування механічних коливань, що виникають у приводі млинів, і призводить до суттєвого скорочення термінів служби як зубчастих передач, так і самої муфти.

У деяких випадках можуть застосовуватися втулково-пальцеві пружні муфти. Але вони мають недостатню довговічність через передчасний вихід з ладу пальців внаслідок втоми металу. Можливо удосконалення таких конструкцій шляхом введення в них спеціальних запобіжних дисків, виготовлених з гуми або конвеєрної стрічки. Ці елементи поглинають частину крутильних коливань і підвищують термін служби пристрою. Найкращі результати експлуатації такі муфти демонструють на кульових і стрижневих млинах з проміжним валом.

Що стосується підшипників, то в сучасних кульових і стрижневих барабанних млинах підвінцевий вал-шестірня спирається на роликові конструкції кочення, а головні підшипники ковзання виконуються з чавуну з відносно великими діаметрами і значними опорними поверхнями. З експлуатаційної точки зору вони мають можливість самоустановлюватися і постачені бабітовими вкладишами зі

сферичним приляганням до корпусу підшипника. Змащення та охолодження головних підшипників здійснюється за допомогою циркуляційної системи рідинного змащення, а для контролю температури бабітової заливки в корпусі вкладиша передбачені вбудовані температурні реле.

До недоліків таких конструкцій слід віднести значні втрати енергії на тертя (до 15% від корисної потужності), значні витрати дефіцитного кольорового металу та складність системи змащення з пристроями для очищення, підігріву та охолодження масла.

Використання гідростатичних підшипників, в яких цапфа обертається на масляній подушці, створюваній за рахунок значного тиску масла, що подається під опорний бабітовий вкладиш, дає можливість економити до 15% споживаної потужності і до 400 кг бабіту на один млин. Проте такі конструкції потребують складних маслосистем та надійних ущільнювальних пристроїв, що пов'язано зі значними додатковими капітальними та експлуатаційними витратами.

Хороші перспективи має використання в якості вкладишів значно дешевших у порівнянні з бабітом деревно-шаруватих пластиків (ДШП), які призначені для роботи в умовах водяного змащення і охолодження, легко монтуються і за безпечують потрібні величини допустимих значень питомих тисків та окружних швидкостей. Вкладиші з ДШП набирають з окремих секторів таким чином, щоб торцева частина волокон шпону, як найбільш зносостійка, була робочою поверхнею, а потім обробляють по діаметру цапфи з відповідним допуском на можливе розбухання ДШП (рис. 4.2). Якщо є осьовий тиск на підшипник, то сектори встановлюють по чергово: то з торцевою, то з бічною робочою поверхнею.

Кріплення вкладишів у корпусі підшипника у радіальному напрямку здійснюється за допомогою пластин, а в осьовому – виступами корпусу підшипника, що входять у канавки вкладиша (рис. 4.3). З боку приводу у підшипнику в осьовому напрямку передбачена шпонка, яка запобігає виштовхуванню вкладишів внаслідок сильного тертя у разі нестачі води.

Досвід промислових випробувань вкладишів з ДШП свідчить про можливість більш широкого використання таких конструкцій на барабанних млинах.

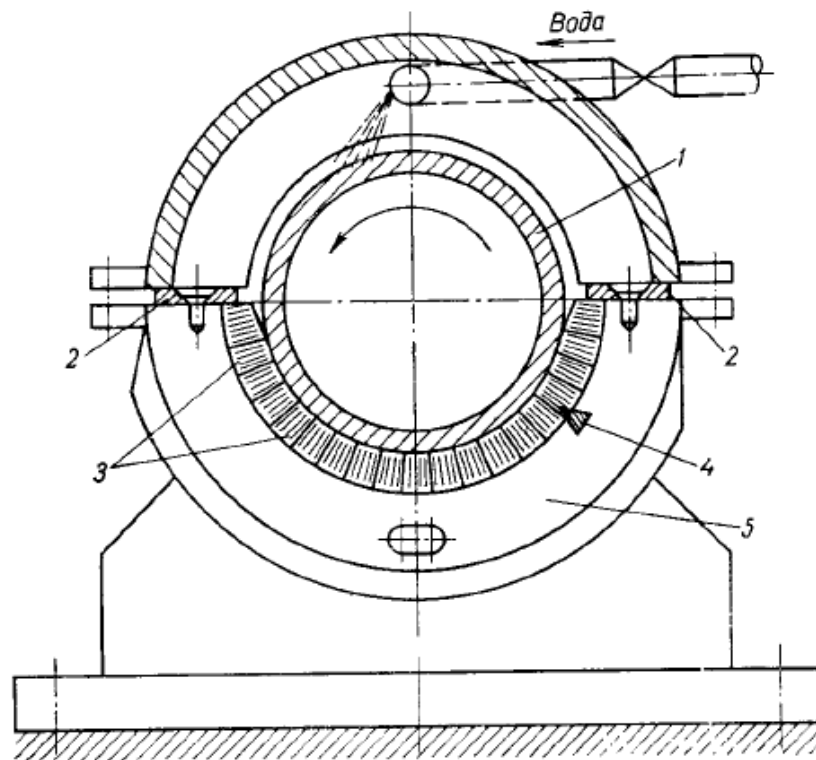


Рисунок 4.2 – Схема розташування секторів вкладишу з деревно-шаруватого пластику:
 1 – цапфа; 2 – пластини кріплення; 3 – сектори вкладиша з ДШП;
 4 – шпонка; 5 – корпус підшипника

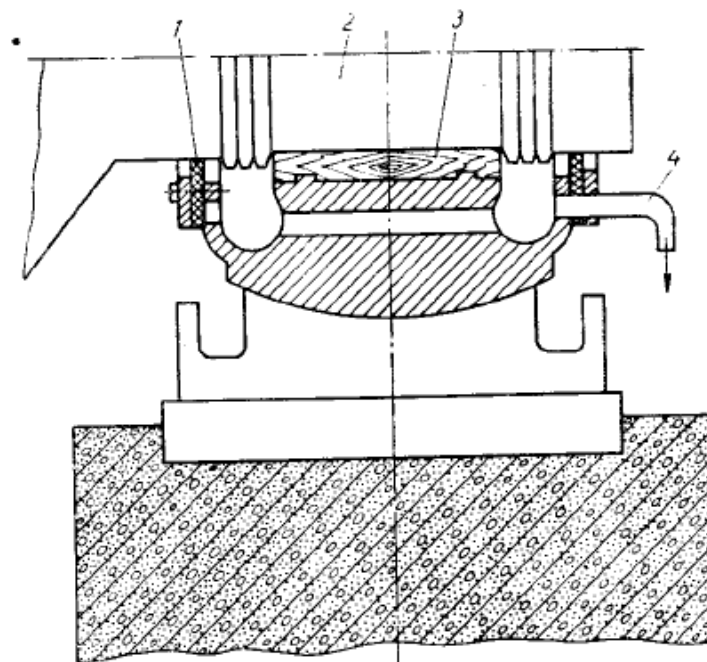


Рисунок 4.3 – Схема розташування вкладиша у корпусі підшипника:
 1 – гумові ущільнення від розбризкування води; 2 – цапфа;
 3 – вкладиш з ДШП; 4 – відвід води

Окремої уваги потребує питання підвищення термінів служби передатних механізмів барабанних млинів. Наприклад, вали-шестірні і зубчасті муфти кульових та стрижневих млинів працюють у середньому не більше 4-5 місяців. Головною причиною цього (окрім можливого поганого змащення, потрапляння пилю на робочі поверхні зубів тощо) представляється пульсуючий характер обертового моменту на приводному валу млина, який може коливатися навколо середнього значення у межах $\pm 100\%$ з частотою 12 періодів за секунду. Такі умови роботи цих конструктивних елементів значно відрізняються від тих, що приймаються під час їх розрахунку, і можуть негативно впливати на довговічність згаданих деталей [15].

4.3 Дослідження причин збудження механічних коливань у приводах млинів барабанного типу

Головним фактором виникнення механічних коливань, які негативно позначаються на показниках надійності приводів барабанних млинів, є нерівність обертових моментів опору на валу силової передачі у процесі усталеного режиму роботи, що призводить до нерівномірності обертання. Якісна і кількісна характеристики цих коливань визначаються відповідним співвідношенням власних та вимушених коливань.

Величини власних коливань динамічних систем залежать від махових мас та піддатливості окремих ланок системи.

Вимушені (збуджувальні) коливання визначаються характеристиками генераторів і приймачів енергії, які входять у ланки коливної системи.

На рис. 4.4 приведена розрахункова схема для визначення частот власних коливань системи «двигун – млин», на якій позначено: J_1 – приведений момент інерції барабану з кульовим завантаженням; J_2 – момент інерції ротора двигуна; J_3 – приведений момент інерції електричної системи, який практично через велику потужність системи можна вважати нескінченим; c – жорсткість приводного валу «двигун – млин» (зубчасту муфту вважаємо абсолютно жорстким з'єднанням); c_1

– жорсткість, обумовлена електромагнітним зв'язком між ротором і статором електродвигуна; ψ , ψ_1 , ψ_2 – кути обертання мас.

Із розрахункової схеми видно, що система має три ступеня вільності.

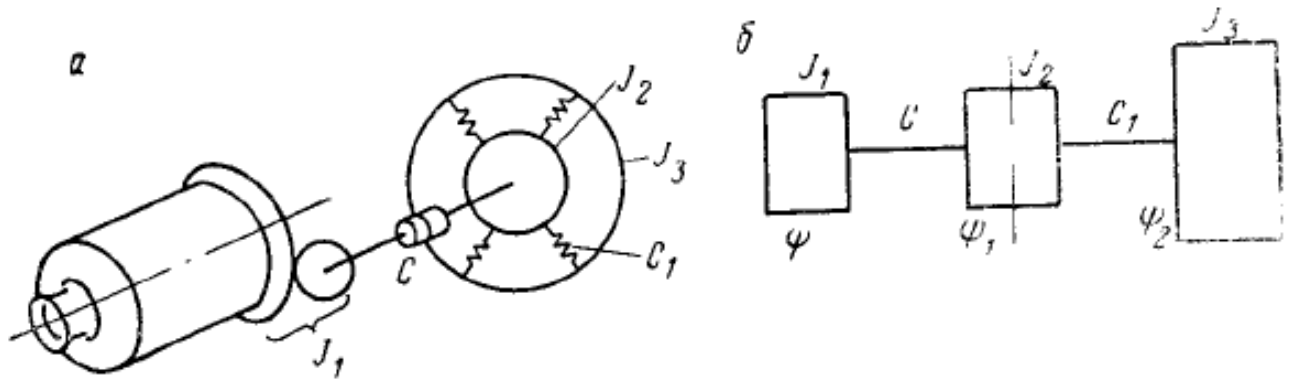


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема для визначення частот власних коливань системи «двигун – млин»

Припустимо, що система лінійна і складемо диференційні рівняння її вільних коливань:

$$\begin{aligned} J_1\psi + c(\psi - \psi_1) &= 0; \\ J_2\psi_1 + c_1(\psi_1 - \psi_2) - c(\psi - \psi_1) &= 0; \\ J_3\psi_2 - c_1(\psi_1 - \psi_2) &= 0. \end{aligned} \quad (4.1)$$

Рівняння частоти для цієї системи:

$$\frac{J_1J_2J_3}{c_1c} I^4 - \left(\frac{J_1J_2+J_1J_3}{c} + \frac{J_2J_3+J_1J_3}{c_1} \right) P^2 + (J_1 + J_2 + J_3) = 0. \quad (4.2)$$

Вирішуючи це рівняння можна знайти значення P_1^2 і P_2^2 , які відповідають двом головним видам коливань.

З огляду на те, що жорсткість c_1 , яка обумовлена електромагнітними силами електродвигуна, дуже мала у порівнянні з жорсткістю c приводного валу, частота вільних коливань на приводному валу становитиме:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(J_1+J_2)c}{J_1J_2}}. \quad (4.3)$$

Вимушені коливання виникають в результаті впливу на розглянуту систему зовнішніх або внутрішніх вимушених зусиль. У нашому випадку ними можуть бути обертальний момент двигуна $M_{\text{дв}}$ та момент опору кульового завантаження M_o . Диференційні рівняння системи (рис. 4.5) з урахуванням вимушених зусиль будуть мати наступний вигляд (вони будуть справедливими як для режиму пуску, так і для усталеної роботи системи):

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\psi} + c(\psi - \psi_1) &= M_o(t); \\ J_2 \ddot{\psi}_1 + c_1(\psi_1 - \psi_2) - c(\psi - \psi_1) &= -M_{\text{дв}}(t); \\ J_3 \ddot{\psi}_2 - c_1(\psi_1 - \psi_2) &= 0. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Рішення рівнянь (4.4) для режиму пуску системи представляє значні труднощі через не лінійність $M_{\text{дв}}$ і M_o . Для режиму усталеної роботи M_o можна вважати практично постійною величиною, а якщо припустити, що й $M_{\text{дв}}$ постійна величина, то рішення цих рівнянь відносно частот вільних коливань зведеться до виразу (4.3).

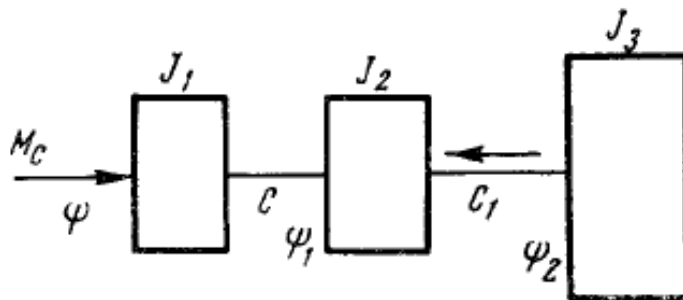


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема системи «двигун – млин»

Дослідження впливу $M_{\text{дв}}$ на коливання у приводі кульового млина показують, що в усталеному режимі $M_{\text{дв}}$ дійсно практично не впливає на збудження коливань. Після пуску установки крутильні коливання, що виникли під дією $M_{\text{дв}}$, загасають, потім у момент синхронізації знову зростають, але після закінчення синхронізації знову швидко загасають внаслідок наявності у синхронного двигуна пускової короткозамкненої обмотки, яка у цьому випадку відіграє роль потужного демпфера. Проте коливання не зникають зовсім і залишаються на певному рівні у вигляді фрикційних автоколивань.

З теорії відомо, що в автоколивній системі коливання по частоті є власними, незагасаючими, а їх амплітуда не залежить від початкових умов і цілком визначається властивостями самої системи. Для з'ясування якісного впливу окремих ланок системи на параметри коливань у приводі кульового млина зробимо наступні припущення:

- вважаємо, що ротор двигуна обертається з постійною швидкістю;
- кульове завантаження представляє собою фізичний маятник з точкою підвісу на осі барабану млина. Тоді коливна система отримає вигляд, приведений на рис. 4.6а.

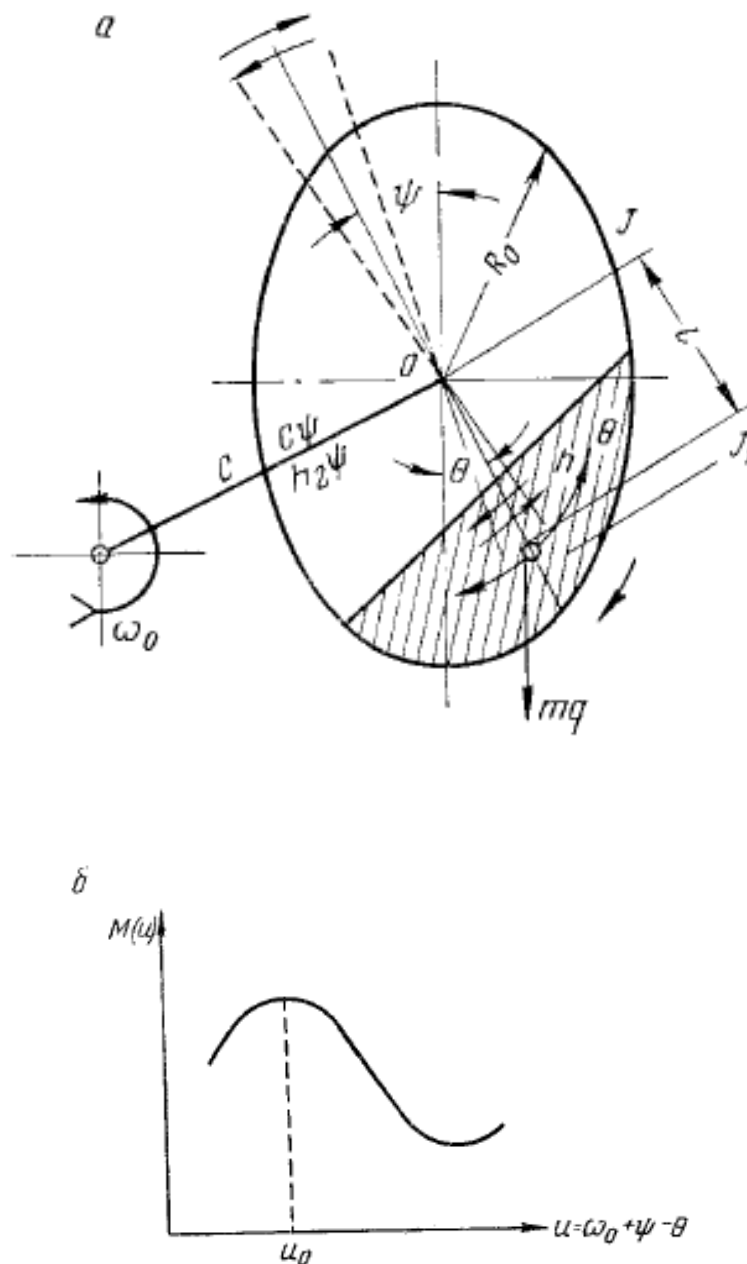


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема коливної системи

Для подальшого дослідження коливань приймемо наступні позначення: ω_0 – кутова швидкість ротора двигуна; θ – кут радіусу-вектора центра ваги контуру кульового завантаження, пов’язаного з барабаном млина; m – приведена маса контуру кульового завантаження; ψ – кут закручування приводного валу; J – приведений момент інерції барабану; J_1 – приведений момент інерції контуру кульового завантаження відносно осі обертання барабану; l – відстань центру ваги контуру кульового завантаження до осі обертання барабану; c – жорсткість приводного валу; u – кутова швидкість барабану відносно контуру кульового завантаження.

Доведено, що під час роботи кульових млинів існує явище ковзання кульового завантаження відносно футерівки млина. Із зростанням відносної кутової швидкості u момент сил тертя $M(u)$ у певному інтервалі зменшується, тобто $M(u) < 0$. Таким чином, характеристика тертя має ділянки падіння (рис. 4.6б). На представленій характеристиці u_0 – точка, в якій $M(u)$ має перегин, тоді:

$$M(u) = a_0 + a_1 u + a_2 u^3, \quad (4.5)$$

де $u = \omega_0 + \dot{\psi} - \dot{\theta}$.

Момент $M(u)$ можна представити у вигляді функції змінних $\dot{\psi}$ і $\dot{\theta}$:

$$M(u) = b_0 + b_1 \dot{\psi} - b_1 \dot{\theta} + b_2 \dot{\psi}^2 + b_2 \dot{\theta}^2 - 2b_2 \dot{\psi} \dot{\theta} + a_2 \dot{\psi}^3 - a_2 \dot{\theta}^3 - 3a_2 \dot{\psi}^2 \dot{\theta} + 3a_2 \dot{\psi} \dot{\theta}^2, \quad (4.6)$$

де:

$$b_0 = a_0 + a_1 \omega_0 + a_2 \omega_0^3;$$

$$b_1 = 3a_2 \omega_0^2 + a_1;$$

$$b_2 = 3\omega_0 a_2.$$

Рівняння руху системи:

$$J_1 \ddot{\theta} + mlg \sin \theta = M(u) - h_1 \dot{\theta};$$

$$J_2 \ddot{\psi} + c\psi = -M(u) - h_2 \dot{\psi}, \quad (4.7)$$

де $h_1 \dot{\theta}$ і $h_2 \dot{\psi}$ – члени, що враховують дисипативні втрати енергії у пружних елементах і під час тертя кульового завантаження відносно футерівки, причому h_1 і h_2

– позитивні постійні коефіцієнти.

Для обчислення амплітуди і частоти періодичних автоколивань, що можуть виникнути у системі, представленій рівняннями (4.7), можна використати метод малого параметру, при якому члени, що описують дисипативні втрати, будуть вважатися величинами, які мають порядок дрібності μ . Тоді породільна система для рівнянь (4.7) буде мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta} + mlg \sin \theta &= b_0; \\ J_2 \ddot{\psi} + c\psi &= -b_0. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Після відповідних перетворень системи (4.8) можна прийти до висновку, що вона має два сімейства періодичних рішень з періодами $\frac{2\pi}{\omega_1}$ і $\frac{2\pi}{\omega_2}$. Умови існування цих періодичних рішень дають можливість отримати співвідношення, що визначають амплітуди породільної системи для першого і другого сімейства періодичних рішень, а саме:

$$R^2 = -\frac{4(h_1 + b_1)}{3a_2\omega_1^2}, \quad (4.9)$$

$$N^2 = -\frac{4(h_2 - b_1)}{3a_2\omega_2^2}. \quad (4.10)$$

У даному випадку основний інтерес представляє з'ясування умов виникнення автоколивань та залежності амплітуд їх основних гармонік від параметрів системи.

4.4 Аналіз умов гасіння автоколивань у системі «двигун – млин»

Вище було показано, що частота автоколивань у розглянутій системі практично дорівнює частоту власних коливань, які залежать від співвідношення махових мас, піддатливості системи та початкових умов. Якщо у вирази (4.9) і (4.10) замість ω_1 і ω_2 підставити їх значення, то вони приймуть наступний вигляд:

$$R^2 = -\frac{4(h_1+b_1)J_1}{3a_2mlg\cos\theta_0}, \quad (4.11)$$

$$N^2 = -\frac{4(h_2-b_1)J_2}{3a_2c}. \quad (4.12)$$

Розглянемо вплив конструктивних елементів млина на параметри коливань. Зменшення амплітуд коливань шляхом відповідного змінення величин J_1 , J_2 , mlg неможливо з точки зору конструкції машини, адже ці величини визначаються розмірами і масами барабану млина та дробильного середовища. З огляду на це, представляється доцільним проаналізувати вплив жорсткості c трансмісії.

Оскільки рівняння (4.12) описує величину амплітуди коливань на валу трансмісії, то шляхом змінення жорсткості останньої можна добитися змінення параметрів механічних коливань лише у приводних механізмах.

При цьому із збільшення жорсткості амплітуда коливань буде зменшуватися, а частота збільшуватися. Зменшення жорсткості буде призводити до зворотного явища – збільшення амплітуди і зменшення частоти коливань.

Використання пружних муфт у приводних механізмах барабанних млинів дає можливість у значному ступені знизити динамічні зусилля в них.

Нижче приводяться умови гасіння автоколивань у системі «двигун – млин»:

- при $a_2 > 0$ умови відсутності автоколивань становитимуть:

$$h_1 + b_1 > 0; \quad h_2 - b_1 < 0,$$

звідки

$$b_1 > -h_1; \quad b_1 > h_2.$$

Коефіцієнти h_1 і h_2 за фізичним сенсом позитивні, тому ці дві умови можна звести до однієї:

$$b_1 > h_2.$$

Підставимо замість b_1 його значення і отримаємо:

$$a_1 + 3a_2\omega_0^2 > h_2; \quad (4.13)$$

- при $a_2 < 0$ аналогічні умови матимуть наступний вигляд:

$$h_1 + b_1 < 0; \quad h_2 - b_1 < 0$$

або
$$b_1 < -h_1; \quad b_1 < h_2,$$

звідки
$$b_1 < -h_1$$

або
$$a_1 \mp 3a_2\omega_0^2 < -h_1. \quad (4.14)$$

Аналіз формул (4.13) і (4.14) показує наступне:

- виконання умови (4.14) шляхом змінення коефіцієнту h_1 , який характеризує собою втрати на тертя, що залежать від властивостей матеріалів, у випадку чавуну або сталі куль і футерівки у присутності подрібнюваного матеріалу, практично не представляється можливим;

- виконання умови (4.13) шляхом змінення величини коефіцієнту h_2 , що описує внутрішнє тертя у приводних механізмах, може бути досягнуто зміненням конструкції трансмісійного валу і муфти. Використання пружних муфт дозволить вибирати величину коефіцієнта h_2 у порівняно широких межах;

- зміненням величини b_1 , що визначає в основному характер нелінійної залежності сили тертя від величини ковзання між завантаженням і футерівкою (див. рис. 4.6б), можна ліквідувати першопричину збудження автоколивного режиму системи. З рівнянь (4.13), (4.14) і (4.5) видно, що змінюючи коефіцієнти a_1 і a_2 можна змінити характеристику таким чином, щоб вона не мала спадної ділянки при заданій швидкості ω_0 . Цього можна досягти збільшенням сили тертя між футерівкою барабану і завантаженим дробильним середовищем, тобто ліквідацією ковзання між ними. Тоді система перетвориться на лінійну і за умови наявності неминучих втрат на тертя у трансмісії і матеріалі перехідний процес стане загасяючим. Цей висновок має велике значення не лише для ліквідації коливань у приводі, але й для збільшення терміну служби футерівки та загального підвищення техніко-економічних показників роботи млина.

Залишається додати, що на величину ковзання кульового млина, а разом з тим і на величину коливань впливає також форма (профіль) футерівки його барабану. Так, наприклад, при зношеній футерівці, коли її зчеплення з кульовим завантаженням зменшується (тобто зростає ковзання), амплітуда коливань може дося-

гати $\pm 100\%$ від $M_{\text{сер}}$.

4.5 Розробка шляхів удосконалення приводних механізмів барабанних млинів

Задачами подальшого удосконалення приводних механізмів млинів барабанного типу має бути збільшення термінів їх служби, підвищення надійності роботи та зменшення експлуатаційних витрат. Основними вузлами, що визначають показники роботи приводних механізмів, є муфти, зубчасті передачі та корінні підшипники цапф барабану млина.

Аналіз умов ліквідації автоколивань у приводних механізмах кульових млинів показує, що для збільшення термінів служби з'єднувальних муфт і зубчастої передачі потрібно використовувати еластичні муфти з нелінійною характеристикою. Конструкції останніх мають бути вільними від недоліків існуючих зразків такого обладнання, а саме: передавати значні за величиною крутні моменти; мати велику спроможність компенсації осьових, радіальних та кутових зміщень; мати нелінійну характеристику. Кращими типами подібних пристроїв є зубчато-пружинні муфти зі змінною жорсткістю та компенсаційно-пружні муфти з гумовими шпонками.

На рис. 4.7 показана схема першої з них. Перевагами такої конструкції є: відносно малі габарити і вага; нелінійна характеристика, сприятлива з точки зору гасіння коливань; відносна легкість монтажу і демонтажу.

Муфта складається з двох зубчастих півмуфт, між яким закладається декілька секцій зигзагоподібної пружини. Ці пружини передають крутний момент від одного валу до іншого. Пружини закриті рознімним кожухом, який складається з двох частин, що запобігають випадінню пружин під дією відцентрової сили і служать резервуаром для мастила. Шпильки, які сполучають обидві частини кожуху, проходять крізь отвори у півмуфтах із зазором, дозволяючи одній півмуфті переміщатися відносно іншої. Необхідна нелінійність характеристики пристрою вибирається шляхом відповідного вибору кривизни профілю зубів.

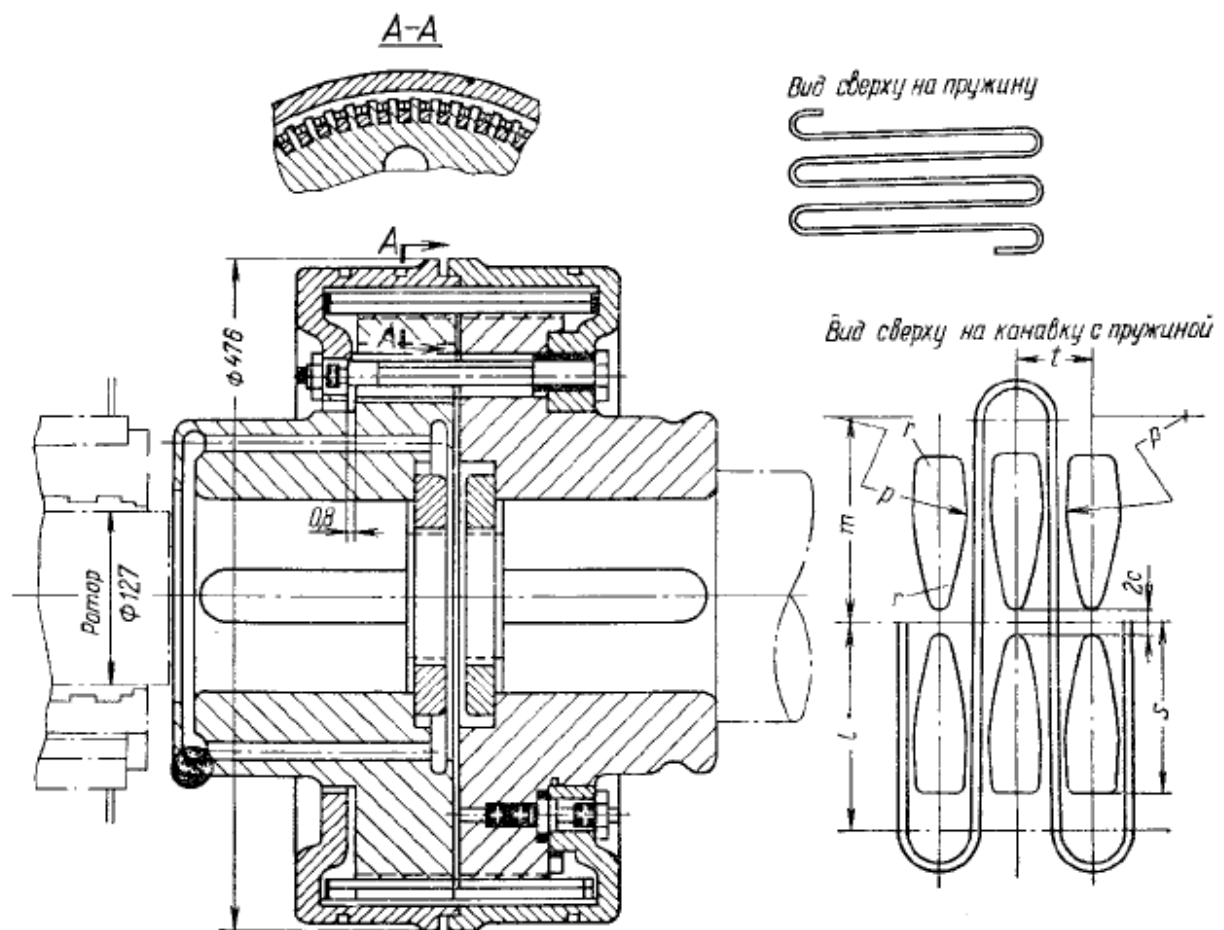


Рисунок 4.7 – Схема зубчасто-пружинної муфти змінної жорсткості

Зубчасто-пружинні муфти допускають зміщення валів в осьовому напрямку до 3 мм та їх перекіс до $\varphi = 1^{\circ}15'$. Зовнішній діаметр муфти зазвичай приймається рівним чотирьом-п'яти діаметрам сполучених валів. Такі конструкції зарекомендували себе як надійні та універсальні пристрої, а нелінійна залежність між кутом закручування муфти і моментом, що вона передає, забезпечує простий захист млина від надмірних механічних коливань.

Компенсаційно-пружні муфти з гумовими шпонками (рис. 4.8) також мають нелінійну характеристику. Подібна муфта складається з двох дискових півмуфт 1 і 2, сполучених між собою циліндричними гумовими шпонками 3. Для зручності монтажу і демонтажу конструкції одна з півмуфт виконана рознімною у складі маточини 4 та обіду, з'єднаних болтами 5. Циліндричні гнізда під шпонки обробляються одночасно в обох півмуфтах таким чином, щоб окружність, яка поєднує центри шпонок, співпадала з лінією роз'єму півмуфт.

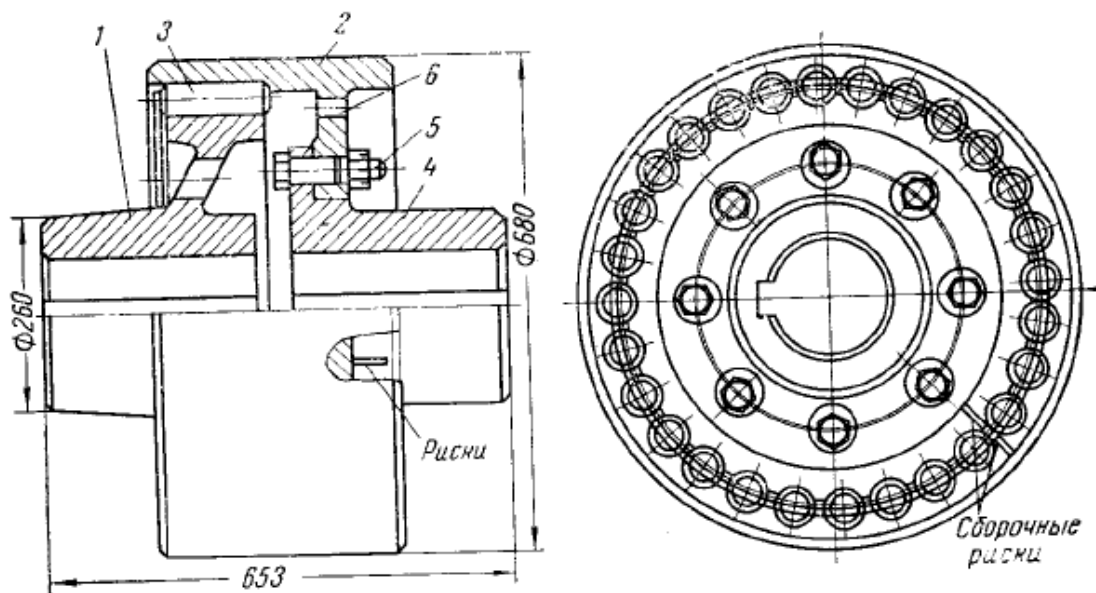


Рисунок 4.8 – Схема компенсаційно-пружної муфти:
1, 2 – дискові півмуфти; 3 – циліндричні гумові шпонки;
4 – маточина; 5 – болти; 6 – монтажні отвори

Для компенсації кутового зміщення осей сполучених валів зовнішній діаметр півмуфти 1 обробляється на 0,5-1 мм менше внутрішнього діаметра півмуфти 2. Для запобігання можливого випадіння шпонок зі своїх гнізд у конструкції передбачено торцеве кільце, яке кріпиться до півмуфти болтами. У торці півмуфти 2 виконані отвори 6 для виштовхування шпонок після зняття кільця без розбирання муфти. Нелінійність характеристики пристрою залежить від гатунку гуми. Досвід експлуатації показав високі якості таких муфт і довів доцільність їх широкого практичного використання.

Доцільним представляється подальше удосконалення головних підшипників барабанів млинів шляхом використання самоустановлюваних та гідростатичних конструкцій, а також опор з вкладишами, виконаними з деревно-шаруватих пластиків.

Значні перспективи мають фрикційний та без редукторний типи проводу. Перший з них відрізняється більшим на 3.3% коефіцієнтом корисної дії у порівнянні з конструкціями із зубчастими передачами, а другий, за умови створення дугового статора з високими енергетичними та експлуатаційними показниками,

коефіцієнтами потужності та корисної дії, дозволить суттєво зменшити основні габарити подрібнювальних установок.

Висновки:

- виконаний аналіз існуючих типів приводів барабанних млинів показав, що основними конструктивними варіантами приводів є наступні чотири типи: бічний, центральний, фрикційний та безредукторний. Усі вони мають певні достоїнства та недоліки і знаходять своє використання у тих чи інших конструктивних різновидах подрібнювального обладнання;

- до складу основних елементів передатних механізмів барабанних млинів входять різні типи зубчастих передач, з'єднувальних муфт та підшипникових вузлів. Переважне використання мають передачі з прямим і косим зубом, а в якості з'єднувальних муфт рекомендується використовувати пружні конструкції з додатковими еластичними елементами для поглинання крутильних коливань і підвищення терміну служби передачі. Що стосується підшипників, то хороші перспективи мають гідростатичні конструкції підшипників ковзання, а також пристрої, в яких застосовуються дешеві та надійні вкладиші ковзання з деревно-шаруватих пластиків;

- особливої уваги вимагає проблема підвищення довговічності передатних механізмів барабанних млинів, що потерпають від негативного впливу пульсуючого обертового моменту на приводних валах установок та ковзання кульового завантаження відносно футерівки. Дослідження, проведені для з'ясування умов виникнення автоколивань та залежності амплітуд їх основних гармонік від параметрів системи, показали, що головним фактором виникнення механічних коливань, які негативно позначаються на показниках надійності приводів барабанних млинів, є нерівність обертових моментів опору на валу силової передачі у процесі усталеного режиму роботи, що призводить до нерівномірності обертання. Якісна і кількісна характеристики цих коливань визначаються відповідним співвідношенням власних та вимушених коливань;

- аналіз умов гасіння коливань у системі «двигун – млин» показав, що досяг-

ти позитивного результату можна шляхом ліквідації ковзання між футерівкою барабану та робочим завантаженням установки. За рахунок цього також вдається збільшити термін служби футерівки та отримати загальне підвищення техніко-економічних показників роботи млина;

- в роботі запропоновані перспективні шляхи удосконалення приводних механізмів барабанних млинів (зубчастих передач, з'єднувальних муфт, підшипникових опор), які обіцяють забезпечити кращі умови експлуатації подрібнювальних установок та ефективність процесу руйнування матеріалу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили отримати наступні результати і сформулювати такі практичні рекомендації:

- важливість промислового використання підготовчих процесів збагачення рудної мінеральної сировини, у першу чергу дроблення і подрібнення гірничої маси, надзвичайно високі енерго- та металоємність обладнання для механізації цих операцій, конструктивні недоліки існуючого дробильно-розмельного обладнання вимагають подальших значних зусиль дослідників, проєктантів та виробників з його розробки та удосконалення;

- проведений порівняльний аналіз вітчизняного подрібнювального устаткування показав, що на збагачувальних підприємствах переважно використовуються барабанні млини з кульовим та стрижневим робочим навантаженням. Такі установки відрізняються значними розмірами і дуже потужними приводами. Проблеми скорочення витрат металу та електроенергії, підвищення надійності зубчастих передач і довговічності футерівки, пошуку раціональних режимів помелу мінеральної сировини з метою підвищення продуктивності та ефективності роботи млинів вимагають скорішого вирішення на основі сучасних досягнень науки і техніки у гірничому виробництві;

- ефективність роботи млина барабанного типу у значному ступені визначається характером руху його робочого середовища. В залежності від швидкості обертання барабану можна виділити чотири режими руху цього середовища: каскадний, змішаний, водоспадний та надкритичний. Основні робочі режими барабанних млинів – каскадний і водоспадний; кожен з них має свої, доцільні області застосування;

- для визначення зусиль, що виникають між барабаном і помольними тілами, а також характеру розподілення робочого навантаження розроблено методику графічної побудови контурів поперечного перетину областей, в яких зосереджені кулі або стрижні під час підйому і зворотного скочування (польоту і падіння), та траєкторій їх руху у різних режимах роботи млина;

- для оцінки величини корисної потужності млина, необхідної для приведення до руху робочого середовища (помольних тіл разом з подрібнюваним матеріалом) запропоновані аналітичні залежності, що враховують втрати потужності у приводному двигуні, передатних механізмах і цапфах, а також втрати від ковзання помольних тіл по футерівці барабану;

- проведений аналіз впливу конструктивних елементів кульових та стрижневих млинів на характер їх роботи засвідчив, що підвищення продуктивності млинів та ефективності процесу подрібнення можливо за рахунок підбору оптимального співвідношення діаметру і довжини барабанів установок. Значний вплив на ефективність роботи млинів мають особливості конструктивного виконання завантажувальних та розвантажувальних пристроїв установок, які визначають величину середнього ухилу матеріалу у млині, а, значить, й середню швидкість його проходження через млин, що напряду пов'язано з продуктивністю машини за певним класом подрібнення. Ефективність конструкцій млинів з розвантаженням через решітку багато в чому залежить від будови останньої, а також від кількості та форми ліфтерів;

- дослідження процесу роботи дробильного середовища кульових млинів показало, що підвищення продуктивності та ефективності процесу подрібнення у таких установках можна досягти шляхом захоплення в активний рух усієї маси дробильного навантаження за рахунок використання способу вібраційно-обертового подрібнення матеріалу. Запропоновані можливі варіанти конструктивного виконання таких установок, використання яких забезпечує широку можливість регулювання процесу подрібнення при різних характеристиках оброблюваного матеріалу;

- в результаті аналізу особливостей поведінки в обертовому барабані млина дробильного навантаження стрижневого типу виявлені причини руйнування і викривлення стрижнів та запропоновані заходи щодо боротьби з цими негативними явищами;

- доведено необхідність дистанційного (без розкриття барабану млина) контролю ваги помольних тіл та визначено можливі методи його практичного здійс-

нення;

- виконаний аналіз існуючих типів приводів барабанних млинів показав, що основними конструктивними варіантами приводів є наступні чотири типи: бічний, центральний, фрикційний та безредукторний. Усі вони мають певні достоїнства та недоліки і знаходять своє використання у тих чи інших конструктивних різновидах подрібнювального обладнання;

- до складу основних елементів передатних механізмів барабанних млинів входять різні типи зубчастих передач, з'єднувальних муфт та підшипникових вузлів. Переважне використання мають передачі з прямим і косим зубом, а в якості з'єднувальних муфт рекомендується використовувати пружні конструкції з додатковими еластичними елементами для поглинання крутильних коливань і підвищення терміну служби передачі. Що стосується підшипників, то хороші перспективи мають гідростатичні конструкції підшипників ковзання, а також пристрої, в яких застосовуються дешеві та надійні вкладиші ковзання з деревно-шаруватих пластиків;

- особливої уваги вимагає проблема підвищення довговічності передатних механізмів барабанних млинів, що потерпають від негативного впливу пульсуючого обертового моменту на приводних валах установок та ковзання кульового завантаження відносно футерівки. Дослідження, проведені для з'ясування умов виникнення автоколивань та залежності амплітуд їх основних гармонік від параметрів системи, показали, що головним фактором виникнення механічних коливань, які негативно позначаються на показниках надійності приводів барабанних млинів, є нерівність обертових моментів опору на валу силової передачі у процесі усталеного режиму роботи, що призводить до нерівномірності обертання. Якісна і кількісна характеристики цих коливань визначаються відповідним співвідношенням власних та вимушених коливань;

- аналіз умов гасіння коливань у системі «двигун – млин» показав, що досягти позитивного результату можна шляхом ліквідації ковзання між футерівкою барабану та робочим завантаженням установки. За рахунок цього також вдається збільшити термін служби футерівки та отримати загальне підвищення техніко-

економічних показників роботи млина;

- в роботі запропоновані перспективні шляхи удосконалення приводних механізмів барабанних млинів (зубчастих передач, з'єднувальних муфт, підшипникових опор), які обіцяють забезпечити кращі умови експлуатації подрібнювальних установок та ефективність процесу руйнування матеріалу.

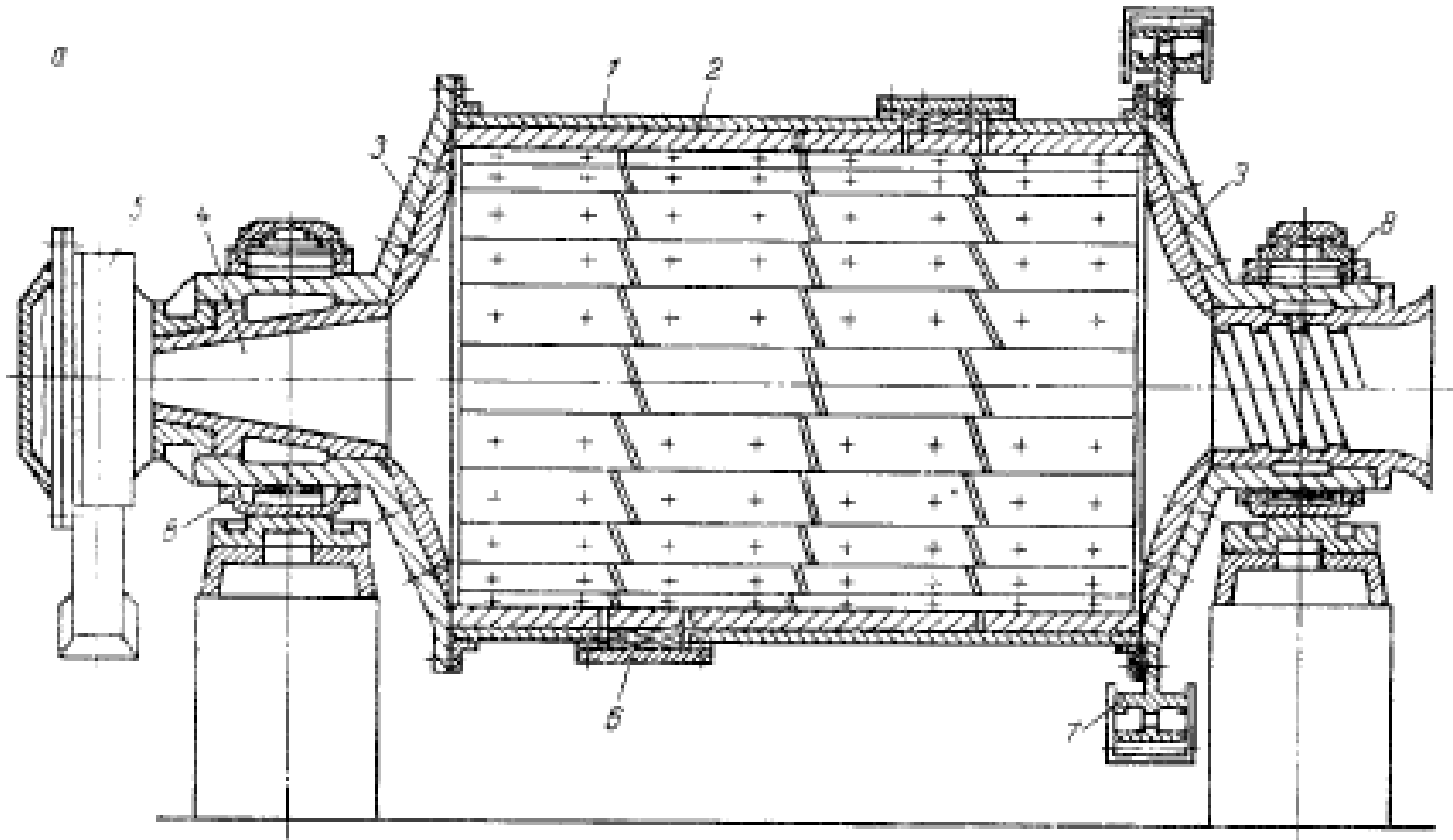


Рисунок 1.1 – Кульовий барабанний млин з розвантаженням готового продукту через решітку:
 1 – барабан; 2, 3 – футерівки відповідно циліндричної та торцевої частин барабану; 4 – завантажувальний патрубок; 5 – живильник; 6 – люк; 7 – вінцева шестірня; 8 – корінні підшипники;

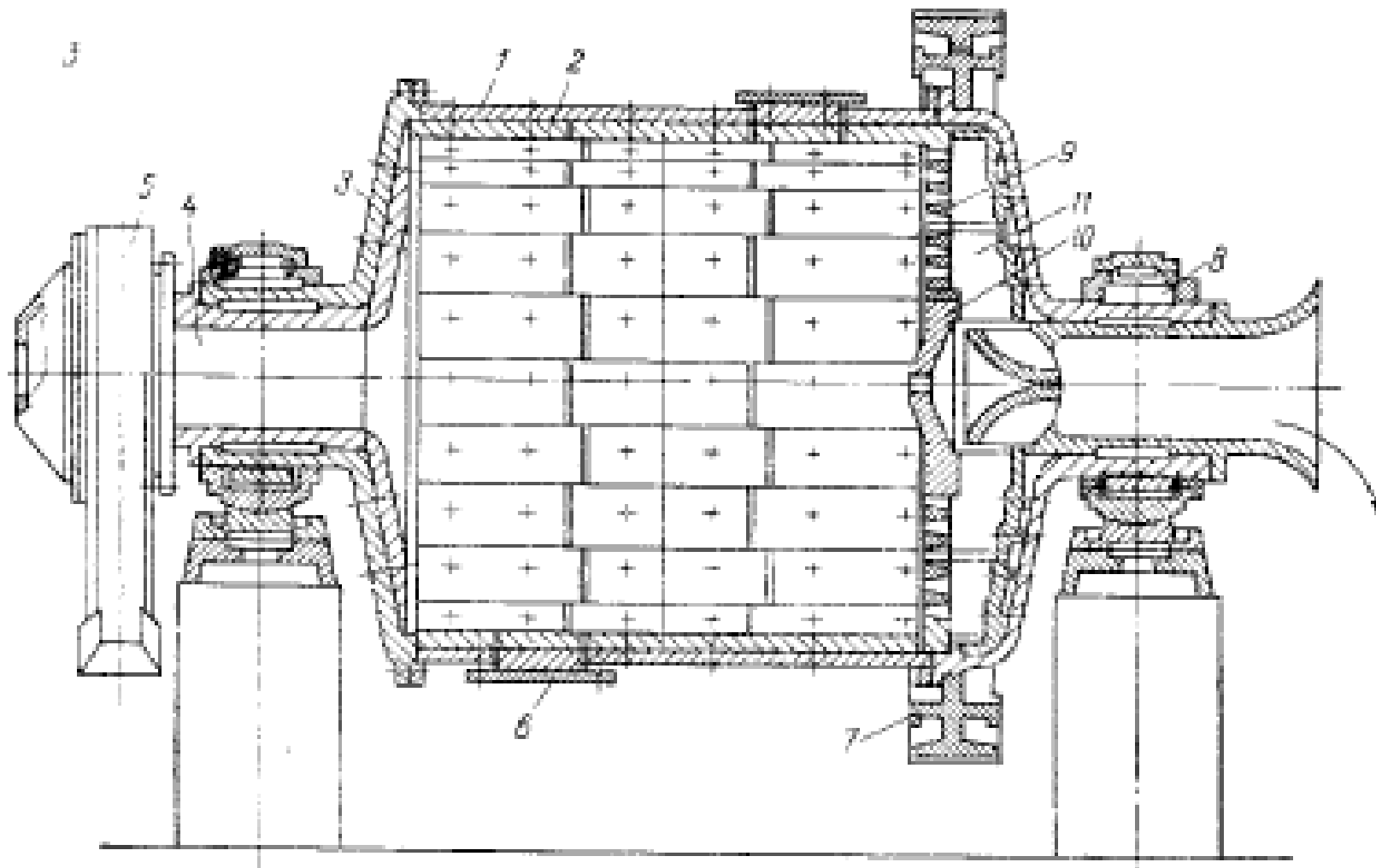


Рисунок 1.2 – Кульовий барабанний млин з центральним розвантаженням готового продукту:
 1 – барабан; 2, 3 – футерівки відповідно циліндричної та торцевої частин барабану; 4 – завантажувальний патрубок; 5 – живильник; 6 – люк; 7 – вінцева шестірня; 8 – корінні підшипники;
 9 – розвантажувальна решітка; 10 – центральна футерівка решітки; 11 – ліфтери

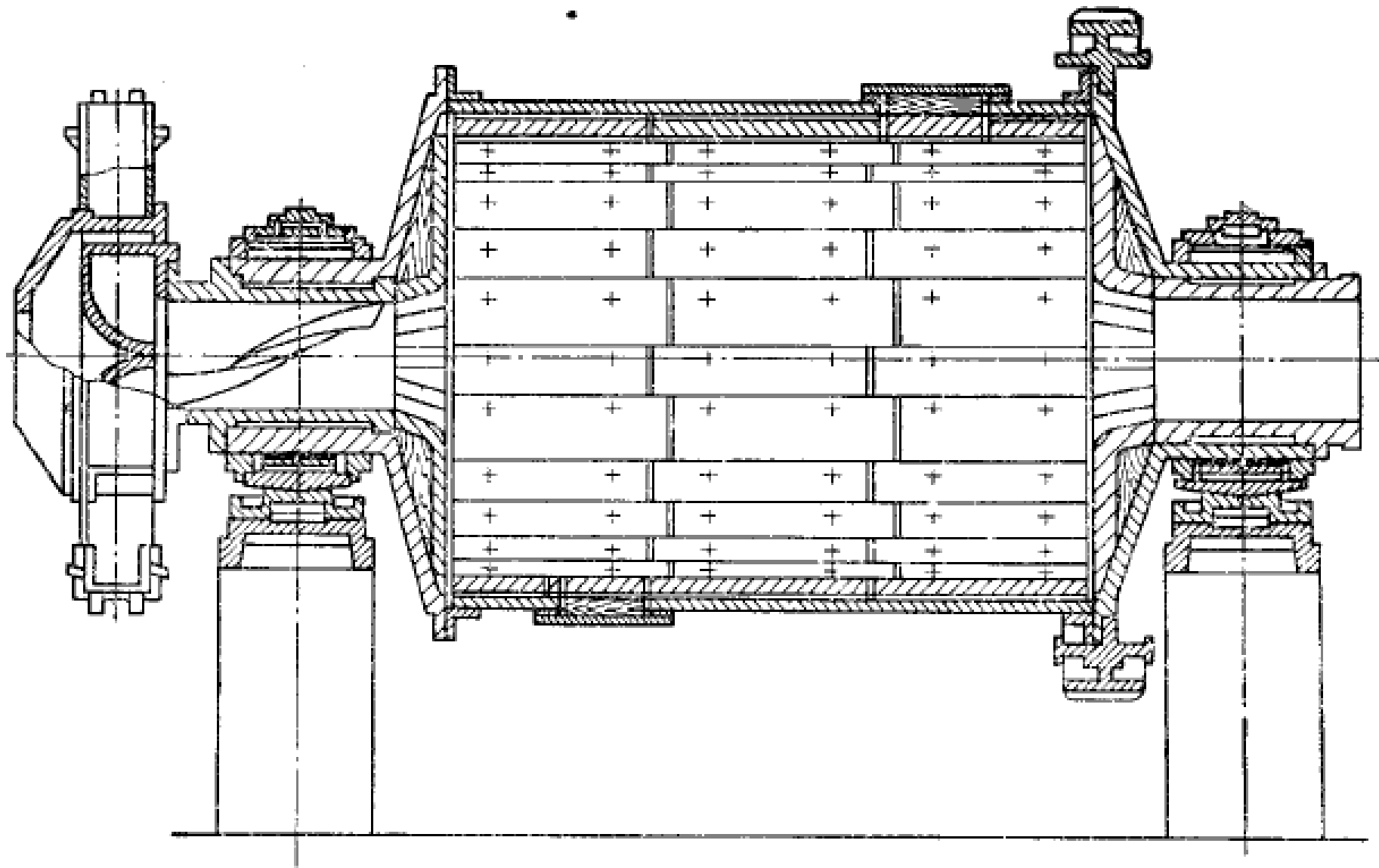


Рисунок 1.3 – Стрижневий млин для мокрого помелу з центральним розвантаженням готового продукту

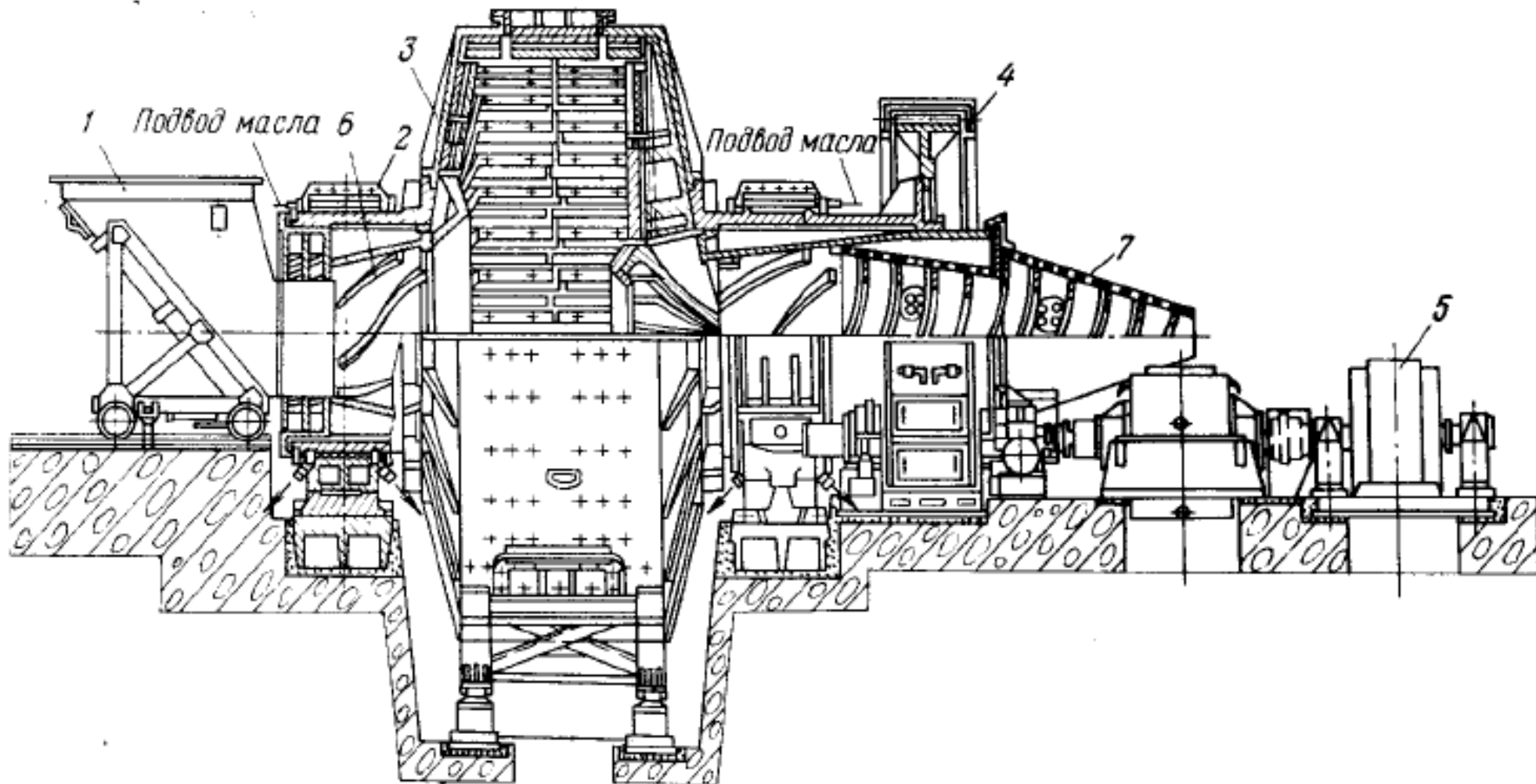


Рисунок 1.4 – Млин мокрого самоподрібнення «Каскад»:
 1 – завантажувальний візок; 2 – корінні підшипники; 3 – барабан; 4 – вінцева шестірня;
 5 – електродвигун; 6 – спіраль подачі матеріалу; 7 – грохот-бутара

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики кульових млинів з центральним розвантаженням

Номінальні розміри, мм		Швидкість обертання		Встановлена потужність, кВт	Кульове навантаження, кг	Приблизна вага установки, кг	Радіус завиткового живильника, мм	Габаритні розміри, мм		
діаметр	довжина	об/хв.	% від критичної					довжина	ширина	висота
900	1800	35-44	74-93	21-25	1400-2000	5000-9000	750	3500	2000	2080
1200	2400	32-33	77,5-84,5	37	4500-5000	10000-17000	1100	4500	2500	2600
1500	3000	28-30,5	77-84	75-100	8000-10000	17000-25000	1200	5400	3000	3100
1800	3000	23-25	70-76	110-150	9000-13500	24000-35000	1300	5500	3300	3500
2100	3000	20-24	66-80	183-200	18000-20000	46000	1400	6000	3500	3700
2400	3000	18-21,5	64-76	250-280	25000-26000	60000	1400	6500	3800	4100
2700	3600	16-21	61-80	370-450	28000-41000	75000-83000	1500	7200	4200	4500
3200	4500	19,8	-	900	73500	133000	-	13397	7300	5420
3600	4000	18,12	-	900	78000	136000	-	12932	7162	5374
3600	5500	18,12	-	1250	102000	158000	-	14432	7560	5644
4000	5500	17,4	-	-	141000	217000	-	-	-	6155
4500	6000	16,25	-	2500	186000	237500	-	18245	9540	6340

Таблиця 1.3 – Основні технічні характеристики стрижневих млинів

Номінальні розміри, мм		Робочий об'єм, м ³	Швидкість обертання, об/хв.	Потужність електродвигунів, кВт	Приблизна вага, кг		Габаритні розміри, мм		
діаметр	довжина				стрижнів	млина без стрижнів	довжина	ширина	висота
600	1200	0,24	33	5,5	700	3200	2500	1300	1250
900	1900	0,9	33-40	26,0	3000	8400	3400	2340	1740
900	1800	0,9	29-34	21,0	2200	5100	3440	3175	1725
1200	2400	2,3	25-26	33,0	5500-5750	16000	4530	2550	2620
1200	2400	2,3	28	36,0	5500-5750	15300	4800	2550	2620
1500	3000	4,62	20-21	80,0	12000	17000	6000	2930	2600
1500	3000	4,62	20-24	95,0	12000	24000	5700	3760	2820
1800	3000	6,42	17-18	110,0	18000	35000	5500	3300	3480
2100	3000	9,0	15-16	155,0	24000	46000	6000	3480	3700
2400	3000	12,0	14	200,0	30000	60000	6500	3800	4100
2700	3600	18,4	12,5	370,0	35000	85000	7200	4125	4485
3200	4500	-	14,46	900,0	75000	136700	13264	7196	5439
3600	5500	50,0	13,7	1250,0	142000	166000	14432	7498	5644
4000	5500	61,0	12,9	-	185000	219500	-	-	6155
4500	6000	80,0	12,08	2500,0	230000	247000	18200	9640	6340