

**Міга Ігор Олегович**

**Магістерська робота**

**Дослідження інерційних грохотів з підвищеною ефективністю  
процесу просіювання матеріалу**

**Керівник роботи**

**доц. Громадський В.А.**

## ВСТУП

Існування сучасної світової економіки немислимо без надзвичайно широкого використання різного роду корисних копалин, які служать безцінним джерелом металів, різноманітних неметалевих елементів та палива. Переважну їх частину складають тверді корисні копалини. Видобуток та подальша переробка подібної мінеральної сировини з метою найкращого використання її корисних властивостей потребують застосування технологічних процесів дроблення, подрібнення та грохочення гірничої маси та продуктів її переробки. Практично неможливо назвати галузь економіки, в якій би вони не були присутні. Сировина, яку не потрібно збагачувати (наприклад, руди, що мають достатній вміст корисного компонента для прямого використання їх у металургійному переділ, або нерудні копалини для виробництва будівельних матеріалів), вимагає переробки для отримання суміші шматків того чи іншого гранулометричного складу. Бідні корисні копалини слід збагачувати для збільшення вмісту корисного компонента до рівня, який потрібен споживачам або переробникам такої сировини. А технологічні процеси її збагачення та подальшої переробки (наприклад, для металургійного переділу руд) також неможливі без попередньої підготовки гірничої маси, а саме: зменшення розмірів частинок матеріалу та розділення його на класи крупності.

Усе це пояснює надзвичайну розповсюдженість дробильно-подрібнювального та грохотного обладнання у гірничій та інших галузях промисловості. Практично на кожному гірничодобувному або гірничо-збагачувальному підприємстві можна зустріти десятки грохотних установок, які використовують процес класифікації сипкого матеріалу на просіювальних поверхнях – ситах.

Існує багато конструктивних типів грохотних установок, але з появою у середині минулого століття та бурхливим розвитком у наступні десятиліття техніки вібраційного принципу дії основним їх різновидом стали грохоти вібраційного типу. Такі машини забезпечують високі технологічні та експлуатаційні якості, рівні міцності та надійності, що базуються на застосування сучасних досягнень механіки [1-8].

У наш час зусиллями вітчизняних та закордонних науково-дослідницьких та проектно-конструкторських установ, машинобудівних виробництв та підприємств з видобутку і переробки мінеральної сировини створені, впроваджені у серійне виробництво та з успіхом використовуються високоефективні конструкції вібраційних грохотів, що реалізують оптимальні режими збудження коливань та передачі їх на робочі органи з оброблюваним матеріалом. Вібраційні грохоти широко застосовуються у шахтах і на кар'єрах, на збагачувальних та агломераційних фабриках, металургійних заводах, підприємствах будівельної індустрії. Сучасні різновиди та типорозміри такого обладнання мають високий технічний рівень, ефективні системи віброізоляції, низький шкідливий вплив на будівельні конструкції та обслуговуючий персонал. Найкращі досягнення у цій області знайшли переконливе підтвердження у світовій практиці

Разом із тим, перспективи подальшого розвитку вібраційної грохотної техніки залежать від вирішення певних проблем, які не дають можливості отримання найвищих показників призначення та надійності вібраційних грохотів. Однією з них є проблема, загальна для грохотного обладнання будь-якого типу, а саме: просіювання так названого «важкого матеріалу» – вантажопотоків зі значним вмістом шматків «лещадного типу» (тобто плоскої форми, в яких один з розмірів набагато менший за інші). Подібний матеріал відрізняється низьким рівнем ймовірності проходження крізь отвори сита. Для підвищення ефективності процесу просіювання окрім підкидання матеріалу на ситі, яке забезпечується вібраційними грохотами традиційних типів, потрібно впливати на нього за допомогою поперечних рухів сита під дією відповідних змушених моментів. В результаті можна отримати ефект переорієнтації шматків матеріалу у просторі і підвищити ймовірність того, що вони опиняться у положенні, сприятливому для безперешкодного проходження крізь отвори чи щілини сита.

З огляду на вищесказане, задача дослідження та створення високопродуктивних конструкцій вібраційних грохотів з підвищеною ефективністю просіювання матеріалу представляється дуже важливою, а тема представленої магістерської роботи – безсумнівно актуальною.

Мета роботи – дослідження та обґрунтування раціональних параметрів несучих конструкцій інерційних грохотів підвищеної ефективності просіювання.

Об'єкт дослідження – технологічний процес вібраційного грохочення гірничої маси та продуктів її переробки у гірничо-металургійній галузі.

Предмет дослідження – несучі конструкції інерційних грохотів підвищеної ефективності просіювання.

Наукове положення – розроблені у роботі рекомендації дають можливість забезпечення суттєвого (на 20-30%) підвищення ефективності процесу просіювання матеріалу на інерційних грохотах з неоднорідними просторовими коливаннями робочого органу, використання раціональних методів проектування коробів таких установок та значного (не менше, ніж у 2 рази) скорочення часу експлуатаційних випробувань обладнання на надійність.

# 1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

## 1.1 Короткий опис технологічного процесу

Грохоченням називається технологічний процес примусового розділення сипкого матеріалу за розмірами (на класи крупності) шляхом просіювання його через сито (решето). При цьому шматки матеріалу з розмірами менше розмірів отворів сита проходять крізь них і утворюють підрешітний продукт (або нижній клас). Шматки з розмірами більше розмірів отворів сита залишаються на ньому (надрешітний продукт, верхній клас). Таким чином, одне сито забезпечує розділення вихідного матеріалу на два продукти. При наявності більшої кількості сит, встановлених одне над іншим, кількість продуктів розділення становить  $(n + 1)$ , де  $n$  – число сит.

Для оцінки точності розділення вихідного матеріалу на верхній і нижній класи користуються коефіцієнтом корисної дії процесу просіювання, який називається ефективністю грохочення  $E_z$  і характеризує ступінь досконалості цього технологічного процесу. Це процентне відношення ваги зерен нижнього класу  $C_\phi$ , що пройшли крізь отвори сита, до ваги зерен того ж класу  $C$ , які містилися у вихідному матеріалі:

$$E_z = \frac{C_\phi}{C} \cdot 100\%. \quad (1.1)$$

У реальній практиці користуються також показником засміченості продуктів (фракцій) грохочення, який визначається процентним вмістом (за вагою) сторонніх зерен у цих продуктах (фракціях).

Для створення високоефективного процесу вібраційного просіювання матеріалу необхідно забезпечити раціональний режим коливань сита, який характеризується певними значеннями амплітуди і частоти його коливань, а також траєкторії його руху під час вібрації. Оптимальне поєднання цих трьох факторів забезпечує високі показники продуктивності та ефективності процесу грохочення, а також здатність грохота до самоочищення його сита від застряглих в його отворах

зерен. Останній критерій є обов'язковим з точки зору реалізації безупинного режиму роботи грохотного обладнання без систематичного засмічення сит.

Умови самоочищення сит залежать в основному від швидкості та форми траєкторії руху сита. Наприклад, підвищення швидкості покращує здатність сит до самоочищення, але при цьому знижується ефективність грохочення. Тому ця швидкість не повинна бути більше тої, що потрібна для усунення засмічення сит із заданими розмірами отворів.

На рис. 1.1 показані основні форми траєкторії руху сит сучасних конструкцій вібраційних грохотів з можливими напрямками вектору швидкості руху сита. З точки зору самоочищення сит кращі умови створюються на ситах з круговими (або близькими до них) траєкторіями руху (рис. 1.1а). У цьому випадку вектор швидкості періодично приймає найвигідніший напрямок для викидання застряглого зерна. Але для створення достатньо високої швидкості руху матеріалу уздовж сита такий режим підходить погано і для забезпечення потрібної продуктивності машини приходить нахилити сито грохота під кутом 20-30° до горизонту.

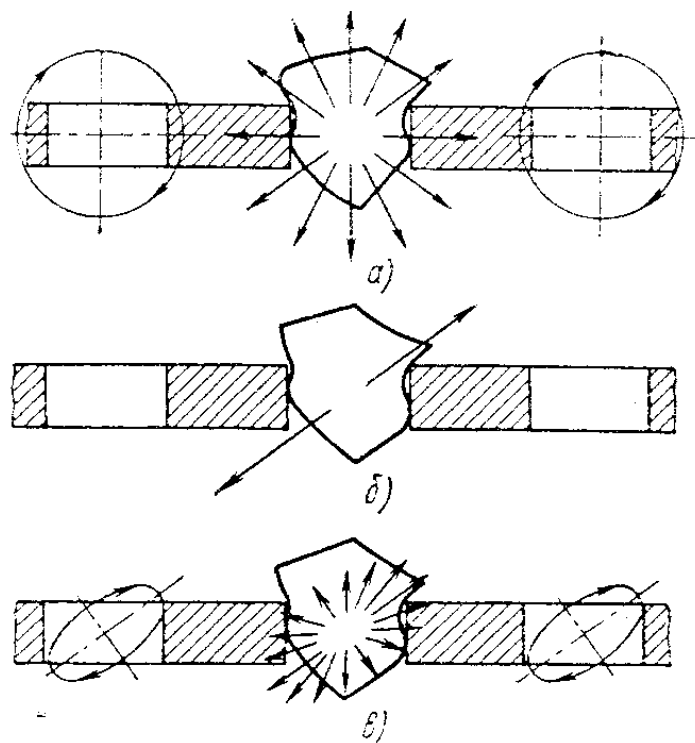


Рисунок 1.1 – Основні форми траєкторій руху сит вібраційних грохотів:  
а - кругова; б – прямолінійна; в – еліптична

Прямолінійна траєкторія коливань сита (рис. 1.1б) реалізується зазвичай шляхом спрямовування дії вектору швидкості під постійним кутом нахилу до площини сита. Тут ми маємо раціональний режим коливань для здійснення процесів сортування матеріалу та одночасного переміщення його уздовж сита, але звільнення отворів сита від застряглих шматків відбувається погано через незначну величину вертикальної складової вектору швидкості.

Поєднати хороші результати як за продуктивністю та ефективністю процесу грохочення, так і за якістю очищення отворів сит можна за рахунок реалізації еліптичної траєкторії коливань сита (рис. 1.1в).

Для підкидання зерна на висоту  $h$  (м) над ситом йому потрібно надати наступну швидкість  $v_0$  (м/с):  $v_0 = 7,72\sqrt{h}$  – для горизонтальних установок зі спрямованими прямолінійними коливаннями сита та  $v_0 = 4,28\sqrt{h}$  – для похилих машин з круговими коливаннями коробу. Оптимальні значення  $v_0$  можна отримати при  $h = 0,4\lambda$ , де  $\lambda$  – розмір отворів сита, м.

На рис. 1.2 показана крива оптимальних поєднань амплітуди та частоти коливань сита для дрібнозернистих матеріалів [9].

Існує ціла низка емпіричних формул (отриманих за результатами досвіду багаторічної експлуатації обладнання) для визначення найкращих значень параметрів коливань [9]:

- для похилих установок з круговими або близькими до них коливаннями:

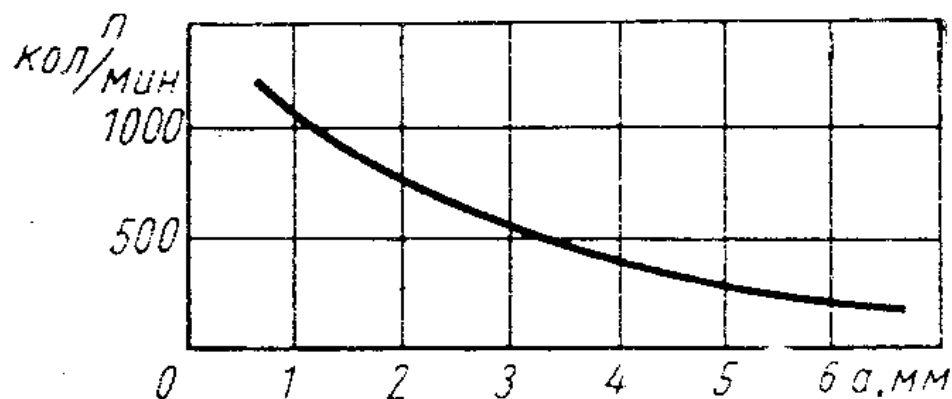


Рисунок 1.2 – Крива оптимальних поєднань амплітуди  $a$  та частоти коливань вібраційних сит  $n$  (за Бауманом [9]):

$$n = 265 \sqrt{\frac{\lambda}{a}}, \quad (1.2)$$

$$\frac{a^2 n^2}{(2k-1)T} \psi = 2,236 \cdot 10^5; \quad (1.3)$$

- для горизонтальних установок з прямолінійними коливаннями:

$$a = \frac{4 + 140\lambda}{1000}, \quad (1.4)$$

$$n = \frac{5(1 + 12,5\lambda)}{a}, \quad (1.5)$$

$$\frac{a^2 n^2}{(2k-1)T} \varphi = 2,236 \cdot 10^5, \quad (1.6)$$

де  $n$  – частота коливань сита грохота, кол/хв.;  $\lambda$  – розмір отворів сита, м (для інерційних похилих грохотів при розрахунках приймають  $\lambda = 0,07$  м, а для горизонтальних –  $\lambda = 0,04$  м);  $a$  – амплітуда коливань короба грохота, м (для похилих конструкцій беруть  $a = (2,2-4,5) \cdot 10^{-3}$  м;  $k$  – ціле число, що зазвичай береться рівним одиниці;  $T$  – крок отворів сита, м;  $\varphi$  і  $\psi$  – коефіцієнти, що залежать від  $a$  і можуть бути визначені за допомогою номограми Шмідта, приведеної на рис. 1.3 [9] ( $\alpha$  означає кут нахилу сита похилих грохотів з круговими коливаннями робочого органу та кут між вертикаллю і напрямком коливань горизонтальних грохотів з прямолінійними коливаннями сита).

Можна привести в якості прикладу й номограму Гарботца, показану на рис 1.4 [9]. За заданим розміром отворів сита на ній знаходяться (за стрілками) частота, амплітуда та кут нахилу сита віброгрохота.

## 1.2 Призначення та загальна класифікація грохотів вібраційного типу

За конструктивними ознаками та видом приводного механізму вібраційні грохоти можна розділити на наступні основні типи [9]:

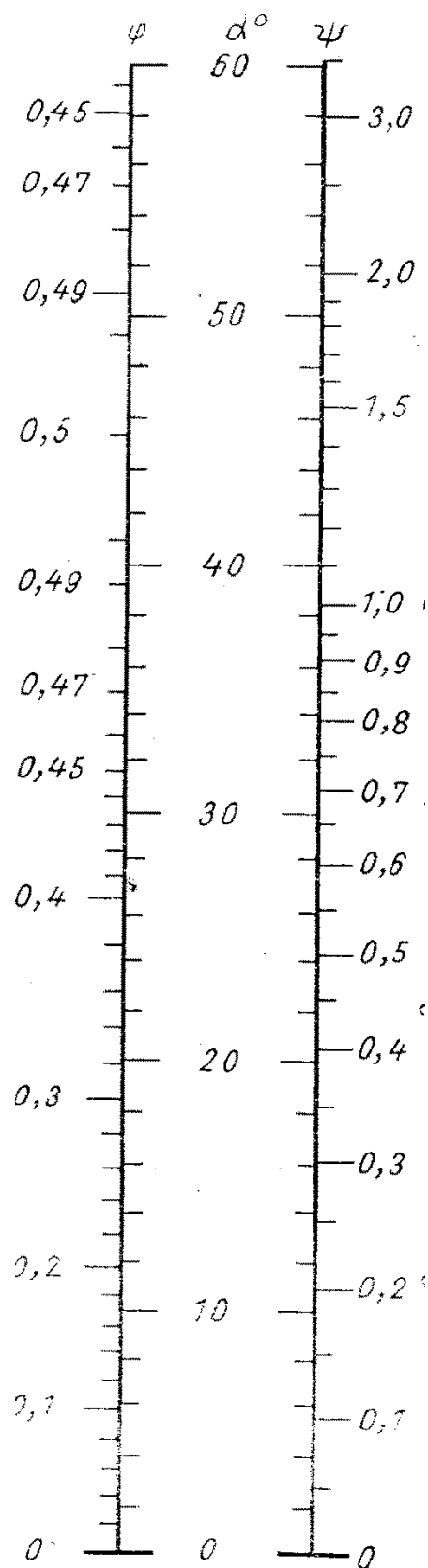


Рисунок 1.3 – Номограма Шмідта для визначення параметрів  $\varphi$  і  $\psi$

- гіраційні (ексцентрикові) похилі;
- інерційні похилі;

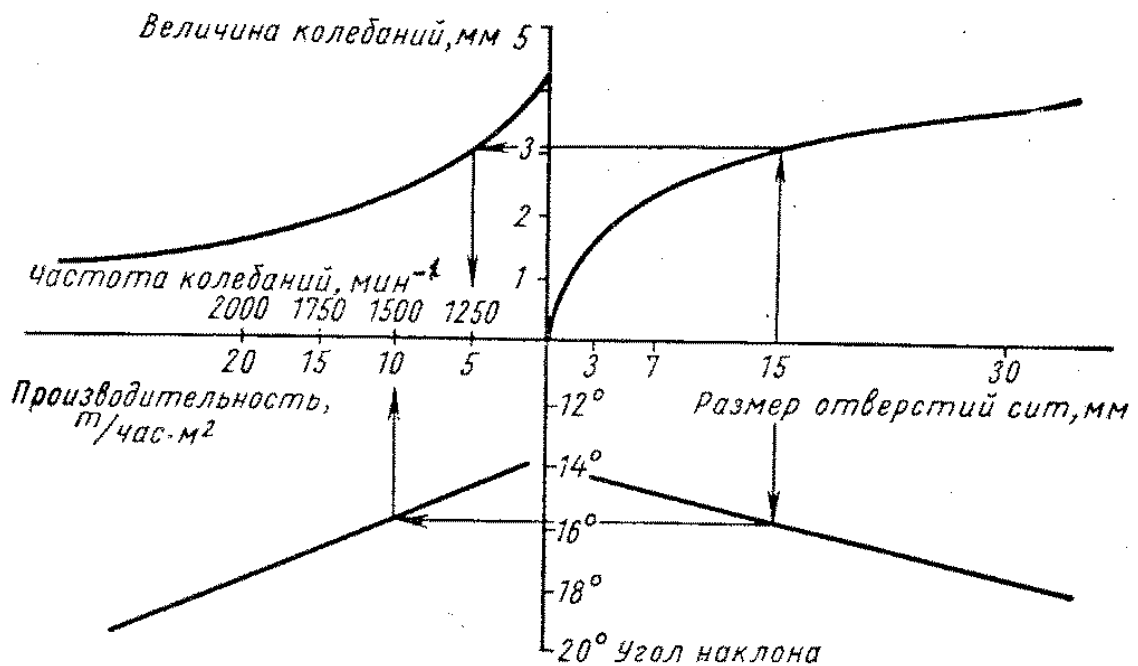


Рисунок 1.4 – Номограма Гарботца для визначення параметрів віброгрохотів

- інерційні горизонтальні (самобалансні);
- електромагнітні.

Кінематичні схеми найбільш розповсюджених у промисловості типів вібраційних грохотів показані на рис. 1.5. Кінцеві підшипники приводу гіраційного грохота (рис. 1.5а) сидять на концентричних шийках валу і спираються на нерухому раму установки. Середні підшипники встановлені в бортах коробу, а їх внутрішні кільця сидять на ексцентричних шийках валу. Для урівноваження відцентрових сил інерції коливного грохоту на валу передбачені контрваги. Амплітуда коливань коробу гіраційного грохоту завжди постійна і дорівнює ексцентриситету валу.

Більш проста конструкція похилого інерційного грохоту (рис. 1.5б) має вал, два підшипника якого закріплені в бортах коробу. Коливання останнього забезпечуються за рахунок дебалансів на цьому валу.

Конструктивний різновид цієї схеми показаний на рис. 1.5в. Його називають самоцентрувальним грохотом за рахунок зміщення центру ведучого шківу відносно геометричної осі валу на величину амплітуди коливань сита з метою забезпечення нерухомості осі шківу під час усталеного режиму роботи грохоту.

На рис. 1.5 *з* і *д* показані відповідно опорна і підвісна схеми горизонтального інерційного грохоту з прямолінійними коливаннями сита. Схема роботи відцентрового віброзбудника таких машин показана на рис. 1.5*е*. Його два паралельних дебалансних вали обертаються з однаковою швидкістю у протилежних напрямках. Змушене зусилля такого віброприводу спрямовано по прямій, перпендикулярній лінії, що поєднує центри обертання дебалансних валів. Для найкращої роботи грохота ця пряма повинна бути нахилена до площини сита на кут 35-45°.

На рис. 1.6 представлена залежність питомої продуктивності  $q$  та ефективності процесу грохочення  $E$  від кута нахилу  $\alpha$  гіраційних та інерційних віброгрохотів [9].

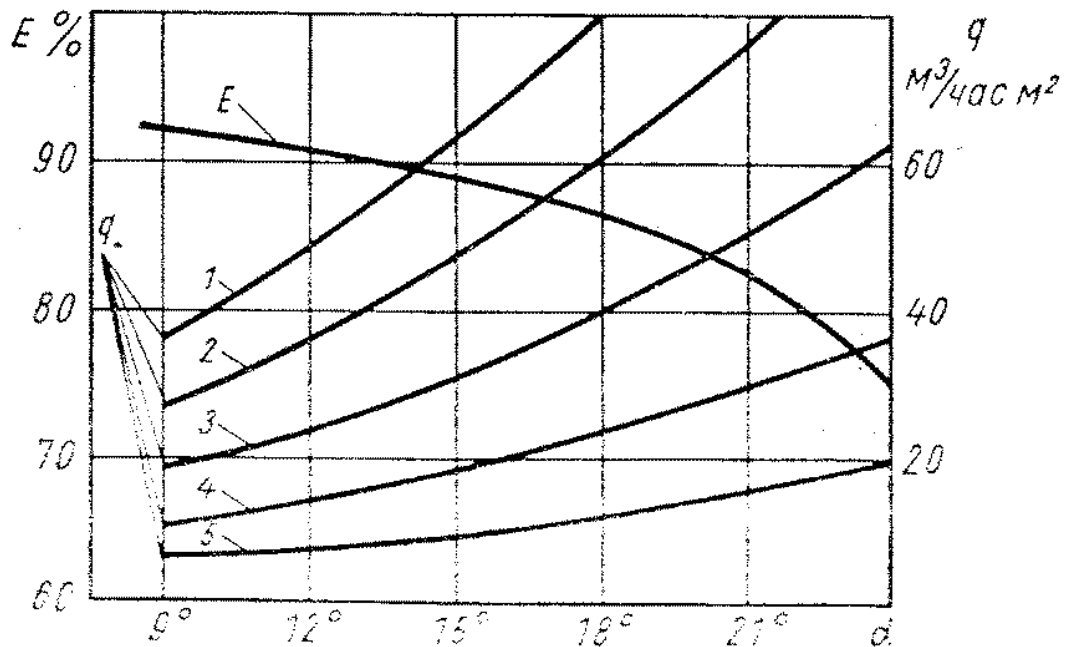


Рисунок 1.6 – Залежність питомої продуктивності  $q$  та ефективності процесу грохочення  $E$  від кута нахилу  $\alpha$  гіраційних та інерційних віброгрохотів:  
1, 2, 3, 4, 5 – сита з отворами відповідно 80, 42, 22, 10, 5 мм

Просіювальна поверхня грохоту (власне сито) є відповідальним вузлом установки, від якої залежить якість процесу грохочення і яка має відповідати наступним основним вимогам:

- мати достатньо великий живий перетин (відношення сумарної площі отворів сита до його загальної площі);
- зберігати у процесі роботи незмінний розмір отворів;

- бути достатньо зносостійкою.

До основних типів просіювальних поверхонь відносяться дротові плетені або зварні сита, листові решета та колосникові решітки. Дротові сита мають у порівнянні з іншими типами більшу світлову поверхню, але поступаються ним за зносостійкістю та жорсткістю. Найбільш розповсюджені типи просіювальних поверхонь показані на рис. 1.7 [9].

Довговічність сит дуже залежить від характеру кріплення їх до корпусу грохоту.

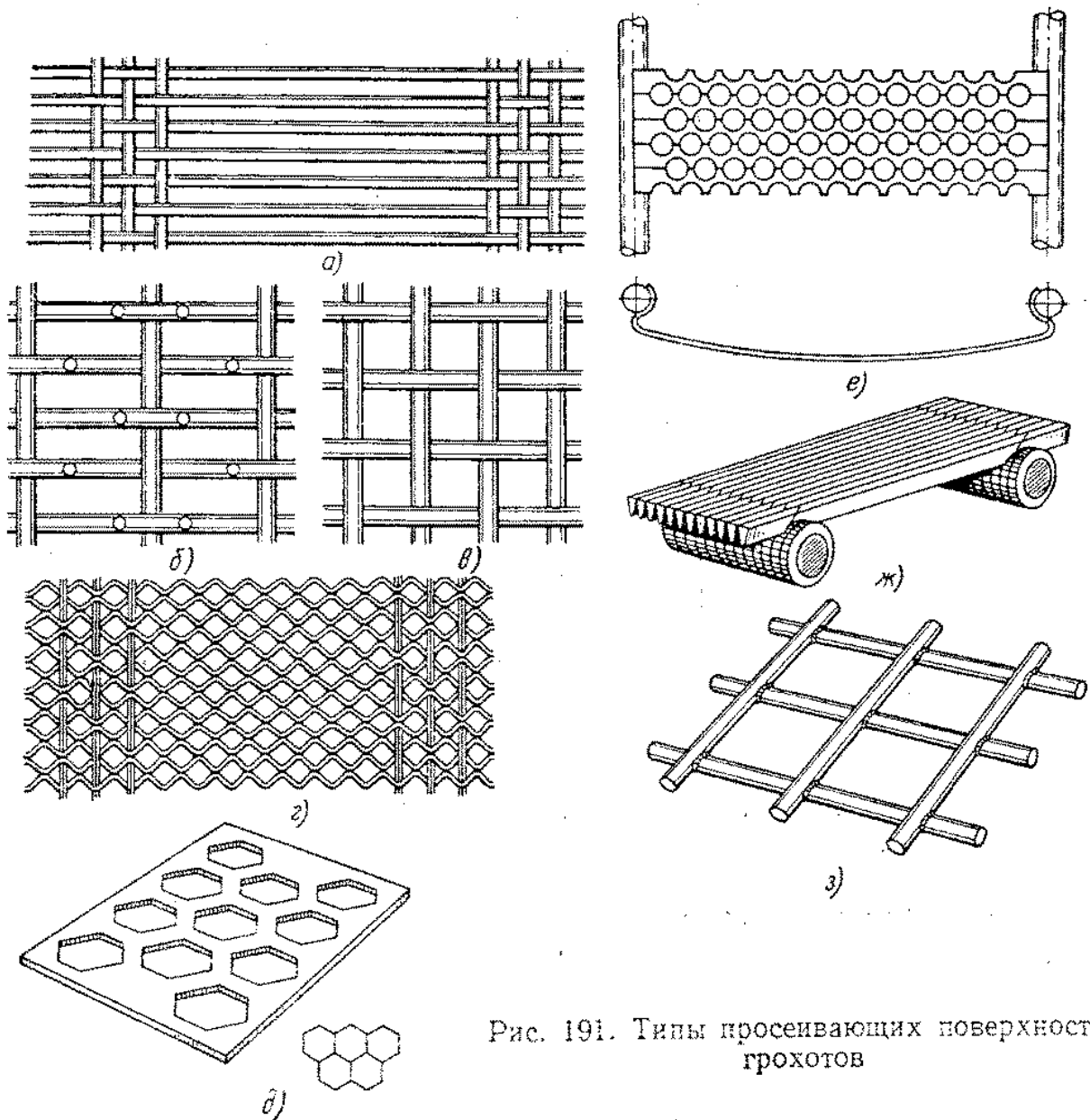


Рис. 191. Типы просеивающих поверхностей грохотов

Рисунок 1.7 – Типи просіювальних поверхонь грохотів:  
а, б – дротові сита з прямокутними отворами; в, г, з – дротові сита з квадратними отворами; д, е – штаповані сита; ж – шпальтові сита

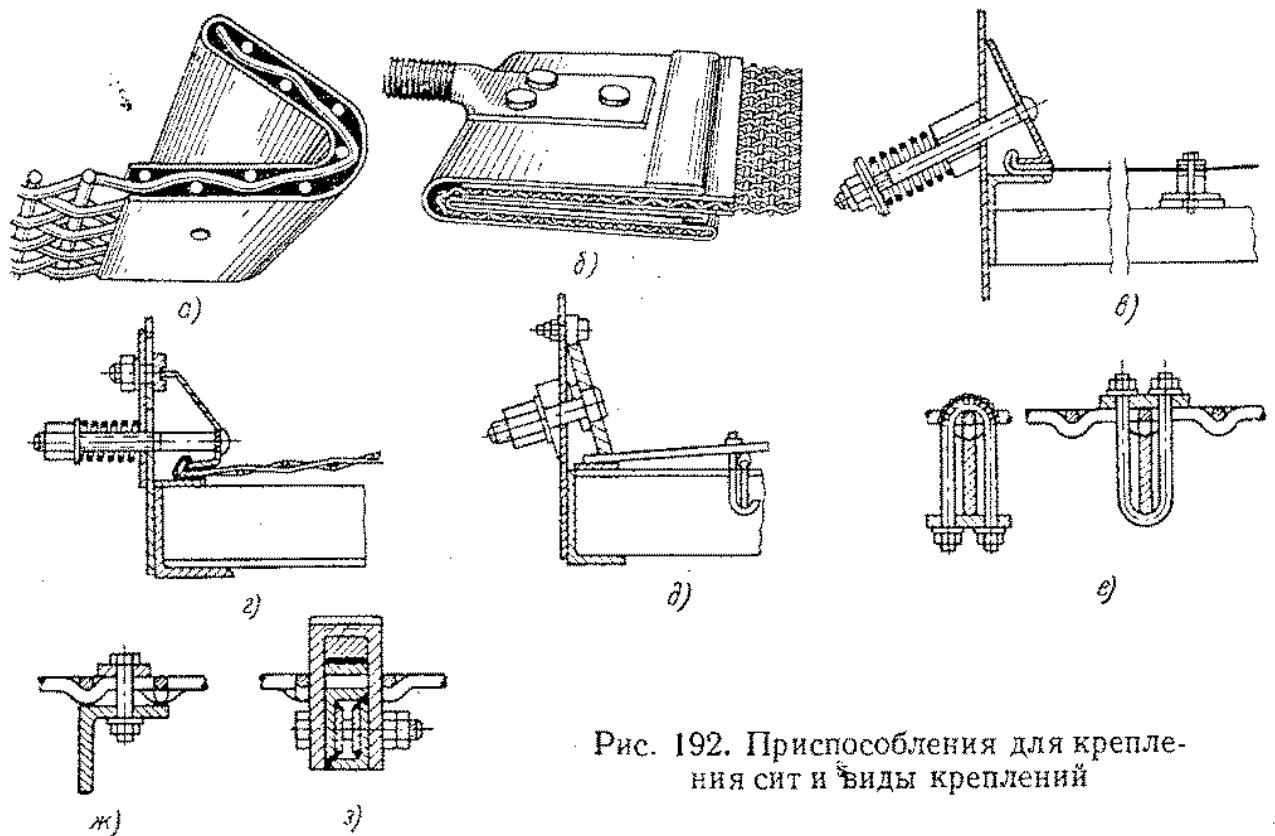


Рис. 192. Приспособления для крепления сит и виды креплений

Рисунок 1.8 – Пристосування для кріплення сит до коробу:  
 а, б – з відбортовкою фальцами з листової сталі; в, г – за допомогою поперечної або поздовжньої розтяжки; д – з притискними пристроями по краях сит; е, ж, з – те саме в середині сит

### 1.3 Інерційні грохоти з просторовими коливаннями робочого органу

Найбільш розповсюдженим типом вібраційних грохотів слід визнати інерційний. Він відрізняється простотою конструктивного виконання та високими рівнями продуктивності, ефективності грохочення та надійності в експлуатації. Інерційні грохоти працюють, як правило, у глибоко зарезонансному режимі роботи, який дозволяє утримувати стабільні параметри вібрації незалежно від рівня навантаження машини.

Основними схемами інерційних грохотів є конструкції з круговими (див. рис. 1.5б) та спрямованими прямолінійними коливаннями робочого органу (див. рис. 1.5г і д). Перша використовується для похилих установок, друга – для горизонтальних. На рис. 1.9 показані структурні схеми таких машин.

Обидві схеми забезпечують однорідні поля плоскопаралельних гармонійних коливань усіх точок робочого органу грохота. На рис. 1.10 приведені відповідні динамічні схеми згаданих машин [10].

Структурна і динамічна схеми на рис. 1.9а і 1.10а реалізовані у серійних конструкціях грохотів інерційного типу ГІЛ, ГІС, ГІТ, а відповідні схеми на рис. 1.9б і 1.10б – в машинах ГСТ, ГІСТ, ГІСЛ [11].

Одним з найважливіших параметрів роботи вібротранспортних машин, у тому числі вібраційних грохотів, є так називаний коефіцієнт роботи  $K_p$  [1-5]:

$$K_p = \frac{a\omega^2}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \alpha}, \quad (1.7)$$

де  $a$  і  $\omega$  – відповідно амплітуда і частота коливань робочого органу вібротранспортної машини;  $\beta$  – кут вібрації (кут між напрямком дії змушеного зусилля вібратора та площиною робочого органу вібромашини;  $\alpha$  – кут нахилу робочого органу до горизонту;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт може бути менше одиниці (тоді рух матеріалу робочим органом відбувається без відриву від нього), більше одиниці (з відривом) та дорівнювати одиниці (на межі між двома згаданими вище режимами руху). Для ефективного вібротранспортування насипних матеріалів потрібний режим з відривом частинок від робочого органу (вони з високою частотою  $\omega$  будуть виконувати мікрострибки з короткими польотами у повітрі). Для цього бажано мати величину  $K_p$  у межах від 3 до 3,5 [1-5].

Проте при грохоченні матеріалу на грохоті його потрібно не лише транспортувати, а ще ретельно перемішувати під час цього транспортування з метою створення максимально сприятливих умов для зустрічі кожного шматка вантажопотоку з отворами сита. Тому для грохотів кращим варіантом є більш динамічний режим з  $K_p = 4-5$ . Але такий високодинамічний режим коливань негативно позначається на роботі підшипникових вузлів віброприводів, суттєво зменшуючи їх надійність та довговічність.

Вихід із цього положення може лежати у напрямку реалізації у роботі віб-

раційних грохотів неоднорідних та просторових полів траєкторій коливань робочих органів [10,12].

Наприклад, неоднорідне плоске поле траєкторій коливань можна отримати, якщо вісь обертання віброзбудника  $O_1$  змістити відносно центру ваги грохоту  $O$  на певну відстань  $a$  (рис. 1.11а). Просторове поле коливань забезпечує схема, показана на рис. 1.11б. Тут вісь обертання віброзбудника  $O_1$  співпадає з віссю коробки грохоту, центр ваги останнього знаходиться на відстані  $a$  і  $b$  від центру мас усієї машини, а кожна його точка може рухатися у трьох напрямках по осях  $Ox$ ,  $Oy$  та  $Oz$  [10].

Грохоти з неоднорідним просторовим полем траєкторій коливань робочого органу будуть забезпечувати підвищену ефективність процесу грохочення матеріалу за рахунок додаткової переорієнтації шматків у просторі і створення тим самих найсприятливіших умов для їх доставки через шар матеріалу до поверхні сита та проходження крізь його отвори. Крім того, такий режим роботи забезпечує найкраще самоочищення сит від застряглих або налиплих шматків матеріалу.

#### **1.4 Особливості проектування та розрахунків коробів вібраційних грохотів**

Короб вібраційного грохоту представляє собою його основну складову частину. Він несе на собі усю масу перероблюваного матеріалу і передає йому вібраційний вплив, створюваний вібраційним приводом установки. Короб має вигляд просторової металоконструкції, на якій кріпляться і сам привод, і просіювальні поверхні – сита.

На рис. 1.12 показані основні просторові конструктивно-компонувальні схеми коробів сучасних вібраційних грохотів, які мають успішну та довготривалу апробацію у практичних умовах гірничої, гірничозбагачувальної, будівельної та інших галузей промисловості [11].

У більшості випадків короб сучасного віброгрохота представляє собою прямокутний жолоб, утворений двома поздовжньо-паралельними вертикальними бортами та поперечними пов'язь-балками круглого, квадратного або прямокутного

перетину. Останні сполучаються тим чи іншим чином з бортами і можуть мати один чи декілька рядів у залежності від кількості сит грохота. Сита кріпляться безпосередньо до балок.

Розміри коробу (  $a$ , значить, і його сита) у плані визначаються заданою продуктивністю установки та необхідним рівнем ефективності процесу просіювання матеріалу. При цьому ширина коробу  $B$  є стандартизованим параметром з ряду значень від 1000 до 4000 мм, а довжина  $L$  вибирається у межах рекомендованого відношення  $L/B = 2,5-3,5$ .

У загальному випадку просторове конструктивне рішення коробу визначається заданим числом ярусів сит та вибраною формою коливань, від якої залежить кількість та особливості розташування віброзбудників. Усе це забезпечує широку різноманітність компоновальних схем, деякі з яких представлені на рис. 1.12.

Оскільки короб є базовою конструкцією грохота, яка несе на собі основні його вузли, до неї ставляться підвищені вимоги з точки зору надійності та довговічності. Короб повинен мати достатню жорсткість та високий рівень витривалості, а також відрізнятися значною зносостійкістю елементів, що контактують з оброблюваним матеріалом [11].

Остання вимога досить просто забезпечується використанням різного роду футеровок пов'язь-балок та внутрішніх поверхонь бічних бортів (наприклад, листовою гумою або поліуретаном).

Жорсткість короба представляється абсолютно обов'язковою умовою його конструктивного виконання. Адже лише у цьому випадку можна гарантувати відсутність суттєвих додаткових пружних коливань конструкції, які здатні, з одного боку, спотворити потрібні для грохочення параметри режиму вібрації приводу, а з іншого – створити додаткові знакозмінні напруження в елементах коробу, які швидко призведуть до їх передчасного руйнування.

Для забезпечення необхідного рівня жорсткості коробу він повинен складатися з елементів правильних геометричних форм і розмірів, а також мати спеціальні елементи жорсткості: ребра, окантовки, пояси, розпірки тощо. При цьому кількість тих чи інших рознімних з'єднань має бути мінімальною. На рис. 1.13 в

якості прикладу показані можливі конструктивні варіанти виконання бічних бор-  
тів інерційних грохотів серійних типорозмірів [11].

В разі необхідності створення універсальної розбірної конструкції грохоту  
потрібно з обережністю підходити до питання доцільності використання різних  
типів механічних сполучень його складових частин. Яскравим прикладом тут мо-  
жуть бути поєднання пов'язь-балок з бортами, можливі варіанти яких приведені  
на рис. 1.14 [11]. Зварні сполучення небажані через виникнення залишкових тех-  
нологічних концентраторів напружень у районах зварних швів (рис. 1.14а), а рі-  
зьбові з'єднання вимагають обов'язкового застосування більш-менш надійних за-  
собів боротьби з явищем їх самовідгвинчування.

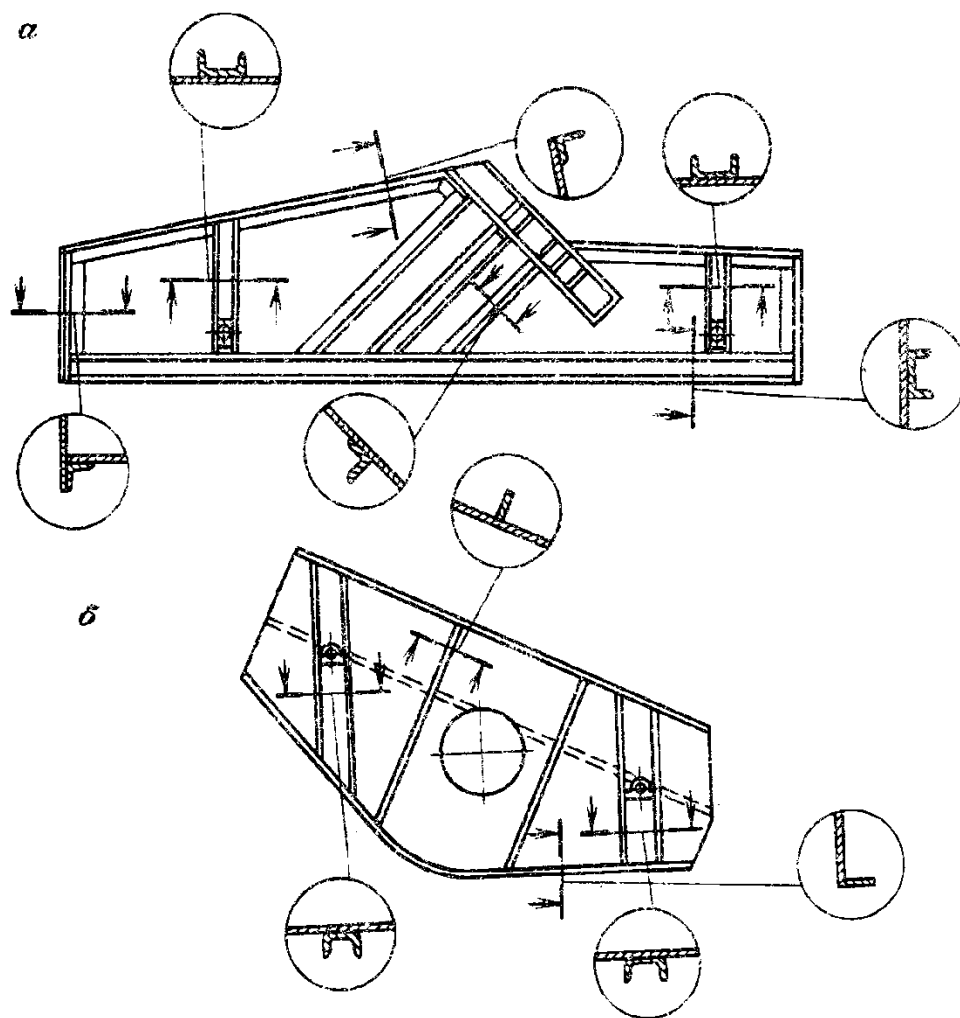


Рисунок 1.13 – Можливі варіанти конструктивного виконання  
бортів коробів з елементами посилення:

а – горизонтальний грохот ГІСТ72 з прямолінійними коливаннями;  
б – похилих грохотів з круговими коливаннями

У наш час кращими варіантами сполучення представляються заклепковий та за допомогою високоміцних болтів (рис. 1.14б). Обидва вони вільні від вказаного вище основного недоліку зварних з'єднань, проте перший з них набагато технологічно складніший та трудомісткий у порівнянні з другим. Тому найкращим слід визнати саме спосіб сполучення з використанням високоміцних болтів, які не вимагає високого ступеня співвісності отворів суміжних деталей і можуть вставлятися в них із зазором. Не дивно, що витривалість коробів, закріплених таким способом, на 20-30% більша у порівнянні зі зварним варіантом [11].

З огляду на те, що болтові з'єднання не є абсолютно нерухомими (в них спостерігаються певні мікропереміщення сполучених деталей), їх жорсткість нижча у порівнянні зі зварними. Тому значний інтерес представляють пружно-піддатливі з'єднання, які не мають залишкових напружень і за рахунок достатньо високої піддатливості забезпечують вигідне з точки зору витривалості перерозподілення напруженого стану у вузлу «пов'язь-балка – борт» (рис. 1.14в).

Вирішальною умовою гарантування високого рівня надійності вібраційного грохота є достатня точність визначення власних форм і частот коливань його корпусу, а також виникаючих напружень в окремих конструктивних елементах як від статичних, так і від динамічних навантажень. Складність подібних розрахунків полягає в основному у невизначеності розглянутої металоконструкції, яка поєднує у собі багато елементів довільної форми. З огляду на це, більш-менш достовірні результати можуть бути отримані лише за допомогою чисельних методів розрахунків з використанням ЕОМ. Одним з найбільш перспективних вважається метод кінцевих елементів, який полягає у розкладанні конструкції на систему кінцевих елементів і дозволяє звести задачу мінімізації функціоналу потенційної енергії системи до рішення системи лінійних алгебраїчних рівнянь. За необхідності більш детального вивчення напруженого стану небезпечних місць системи (наприклад, місць сполучення цих елементів, може застосовуватися метод фрагментації (виділення потрібної області шляхом розбивання її на більш дрібні зони спеціальною сіткою) [13].

Для уточнення результатів розрахунків параметрів вібраційних грохотів під

час їх проектування важливе значення має метод фізичного моделювання, який, наприклад, дозволяє пересвідчитися у відсутності резонансних явищ при роботі установки, встановити реально діючі в елементах конструкції під впливом динамічних та статичних навантажень напруження, провести порівняльні випробування коробів грохотів або їх окремих вузлів на витривалість, відпрацювати оптимальний варіант конструкції. На рис. 1.15 показані порівняльні результати лабораторних досліджень величин температурних напружень фізичної моделі грохота ГСТ61, виконаної у масштабі 1:4, та польових випробувань у промислових умовах натурального зразка цієї машини [11].

#### Висновки:

- для створення високоефективного процесу вібраційного просіювання матеріалу необхідно забезпечити раціональний режим коливань сита, який характеризується певними значеннями амплітуди і частоти його коливань, а також траєкторії його руху під час вібрації. Оптимальне поєднання цих трьох факторів забезпечує високі показники продуктивності та ефективності процесу грохочення, а також здатність грохота до самоочищення його сита від застряглих в його отворах зерен;

- здійснений порівняльний аналіз існуючих конструктивних схем грохотів вібраційного типу дозволив визначити їх основні переваги і недоліки та основні особливості просіювальних поверхонь таких установок;

- найбільш розповсюдженим типом вібраційних грохотів слід визнати інерційний. Він відрізняється простотою конструктивного виконання та високими рівнями продуктивності, ефективності грохочення та надійності в експлуатації. Інерційні грохоти працюють, як правило, у глибоко зарезонансному режимі роботи, який дозволяє утримувати стабільні параметри вібрації незалежно від рівня навантаження машини. Вельми перспективним видом таких установок є грохоти з неоднорідним просторовим полем траєкторій коливань робочого органу, які забезпечують підвищену ефективність процесу грохочення матеріалу за рахунок додаткової переорієнтації шматків у просторі і створення тим самих найсприятливі-

ших умов для їх доставки через шар матеріалу до поверхні сита та проходження крізь його отвори. Крім того, такий режим роботи забезпечує найкраще самоочищення сит від застряглих або налиплих шматків матеріалу;

- найвідповідальнішим вузлом вібраційного грохоту є його короб, який несе на своїй конструкції привод і просіювальні поверхні та сприймає значні статичні і динамічні експлуатаційні навантаження. До коробу ставляться підвищені вимоги з точки зору надійності та довговічності. Він повинен мати достатню жорсткість та високий рівень витривалості, а також відрізнятися значною зносостійкістю елементів, що контактують з оброблюваним матеріалом. Вирішальною умовою гарантування високого рівня надійності вібраційного грохота є достатня точність визначення власних форм і частот коливань його коробу, а також виникаючих напружень в окремих конструктивних елементах.

### **1.5 Мета і задачі дослідження**

Мета роботи – дослідження та обґрунтування раціональних параметрів несучих конструкцій інерційних грохотів підвищеної ефективності просіювання.

Проведений аналіз технологічних особливостей процесу грохочення мінеральної сировини, існуючих конструкцій, галузей використання та основних параметрів грохотного обладнання вібраційного типу дозволив сформулювати задачі, які необхідно вирішити під час виконання магістерської роботи:

- вибрати потрібні методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- дослідити та обґрунтувати раціональні параметри несучих конструкцій інерційних грохотів підвищеної ефективності просіювання;
- розробити методику розрахунку коробу грохота на міцність;
- дослідити особливості роботи пов'язь-балок та обґрунтувати раціональні способи їх кріплення до бортів коробу;
- дослідити можливість прискорення процесу випробування коробів грохотів на надійність;
- обґрунтувати перспективні конструкції вібраційних грохотів з неоднорід-

ними просторовими коливаннями робочого органу.

Об'єкт дослідження – технологічний процес вібраційного грохочення гірничої маси та продуктів її переробки у гірничо-металургійній галузі.

Предмет дослідження – несучі конструкції інерційних грохотів підвищеної ефективності просіювання.

## 2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження виконані з використанням існуючих методів наукових досліджень: як загальних (теоретичних та експериментальних), так і спеціальних.

Зокрема, проектування конструктивно-компонувальної схеми коробу грохота здійснювалися методом просторового конструювання виходячи з наступних положень:

- заданого числа ярусів просіювальних поверхонь та необхідної для цього кількості поперечних пов'язь-балок;
- режиму вібраційних коливань коробу (насамперед, форми траєкторії коливань або годографу), яка залежить від числа та розташування вібраторів;
- необхідності мінімізації габаритного розміру грохота по висоті для спрощення його прив'язки до умов конкретного виробництва.

За допомогою аналітичного методу досліджень здійснено:

- аналіз просторових схем коробів грохотів;
- аналіз способів з'єднання бортів з пов'язь-балками для забезпечення жорсткості та зносостійкості коробів;
- вибір типу рознімних сполучень конструкції коробу;
- обґрунтування можливості зниження негативного впливу концентраторів напружень та підвищення рівня витривалості та довговічності коробів;
- вибір схеми спирання пов'язь-балок для зниження напружень в них.

Під час динамічного розрахунку грохота та розрахунку його на міцність був застосований метод кінцевих елементів (МКЕ), який полягає у розкладанні конструкції на систему кінцевих елементів. По іншому його можна назвати методом фрагментації – виділення області, що нас цікавить і розділення її густою сіткою на дрібні елементи. Це дає можливість визначення температурних та динамічних напружень у коробі (температурних – для машин, що працюють з гарячими матеріалами, нагрітими до температури 800-900°C, наприклад агломератом, окатишами). Найбільш складним варіантом використання методу МКЕ є розрахунок гро-

хотів з пружно-піддатливими сполученнями пов'язь-балок з бортами.

Цей метод є одним з методів розрахунку коробів, заснованих на використанні апроксимеційних моделей, що заміщають реальний об'єкт дослідження. Він здійснюється за допомогою обчислювальної техніки [10,11,13].

Загальний алгоритм застосування методу МКЕ: розділення конструкції на елементи; побудова ліній однакових напружень; визначення форм коливань; проектування оптимальної з точки зору міцності конструкції коробу.

Для коробів вібраційних грохотів з неоднорідними просторовими коливаннями коробу метод поелементного вузлового розрахунку здійснювався за допомогою синтезу металоконструкції коробу шляхом послідовного нашарування посилюючих елементів на початкову конструкцію. В результаті можна отримати короб, що відповідає вимогам міцності та жорсткості при мінімальній металоємності [10].

На стадії проектування вібраційного грохоту використовувався метод фізичного моделювання, який служив для:

- уточнення результатів динамічних розрахунків та розрахунків на міцність;
- перевірки фактичних вільних та змушених коливань елементів коробу для виключення резонансних явищ;
- визначення реально діючих в елементах коробу напружень від статичних та динамічних навантажень, які можуть відрізнятися від розрахункових через невраховані концентратори напружень;
- порівняльних випробувань коробів та їх окремих вузлів на витривалість;
- відпрацювання оптимального варіанту конструкції.

В якості прикладу можна навести моделювання напруженого стану коробу, яке дозволяє враховувати як напруження від інерційних навантажень, так і термопружні напруження.

Під час проектування коробів грохотів для забезпечення високого рівня надійності сполучень поперечних пов'язь-балок з бортами коробу використовувалися високоміцні болти. Для їх розрахунку застосовувався метод ймовірнісного підходу до визначення розрахункових опорів.

Під час експериментальних досліджень вібраційних грохотів з неоднорідними просторовими коливаннями коробу використовувався метод прискорених випробувань коробу на надійність, адже термін служби грохоту визначається в основному надійністю коробу.

Метод заснований на підвищенні частоти коливань коробу та зменшенні його амплітуди, яка вибирається з умови дотримання постійного значення амплітуди прискорення [14].

Крім того, слід згадати використання стандартних методів експериментальних наукових досліджень, пов'язаних із замірами робочих параметрів обладнання (у тому числі за допомогою методу тензометрії), обробки та інтерпретації отриманих результатів.

### **3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ІНЕРЦІЙНИХ ГРОХОТІВ ПІДВИЩЕНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОСІЮВАННЯ**

#### **3.1 Загальні зауваження**

Викладений у розділі 1 матеріал свідчить, що суттєвого підвищення інтенсивності та ефективності процесу грохочення можна досягти шляхом використання замість традиційних установок інерційного типу з однорідними коливаннями робочого органу конструкцій з неоднорідними просторовими коливаннями сита. Такі коливання мають різні траєкторії, змінні уздовж і впоперек робочого органу грохота, які можуть викликати появу додаткових крутних моментів, діючих на шматки оброблюваного матеріалу. Під впливом подібних змушених зусиль і моментів шматки отримують можливість багаторазової переорієнтації у просторі, що сприяє підвищенню ймовірності їх проходження крізь отвори чи щілини сита. Особливо це актуально для шматків, які мають плоску форму, тобто коли один з розмірів суттєво менший у порівнянні з іншими.

Проте, такий більш інтенсивний динамічний вплив на робочий орган грохота накладає додаткові вимоги до його міцності, жорсткості, витривалості та загальної надійності конструкції. Основним несучим елементом робочого органу та грохота у цілому є його короб, який під час роботи навантажується силами інерції, створюваними вібраційним приводом машини, власною вагою та вагою сита разом з оброблюваним матеріалом.

Як було показано вище (див. рис. 1.12), найбільш розповсюджена форма коробки – відкритий прямокутний жолоб, який можна розглядати як просторову статично невизначену рамну металоконструкцію у вигляді двох поздовжніх вертикально розташованих несучих бортів, сполучених між собою поперечними горизонтальними пов'язь-балками круглого, квадратного чи прямокутного перетину.

У разі плоских коливань коробу у поздовжній площині основне навантаження на борти і балки характеризується поперечним вигином у площині дії зму-

шених зусиль. Інші деформації мають паразитний характер і незначну величину, що може бути викликано несиметричністю або самої конструкції машини, або її корисного навантаження.

Згадані вище існуючі методики розрахунку коробів використовують так називані апроксимеційні моделі, що реалізуються за допомогою обчислювальної техніки [10,11,13]. Вони мають по суті контрольний характер, коли відбувається перевірка на міцність попередньо створеної конструкції. При цьому розміри небезпечних перетинів, де не спостерігається перевищення допустимих напружень, не коректуються і запас міцності там може залишатися надлишковим, що призводить до невиправданого підвищення металоємності конструкції.

Задача розрахунку суттєво ускладнена у випадку наявності неоднорідних просторових коливань робочого органу, коли сили інерції змінюються як по його довжині, так і по ширині. Тому для таких машин більш доцільною представляється методика поелементного вузлового розрахунку, принцип якої полягає у поступовому нашаруванні підсилюючих елементів на початкову конструкцію коробу, що дозволяє синтезувати металоконструкцію, яка відповідатиме усім вимогам міцності та жорсткості при мінімальній металоємності. Такий підхід дає можливість враховувати внесок кожного елементу у величину моменту опору перетину для підсилення конструкції саме у тих її місцях, що потребують цього [10].

### **3.2 Розробка методики розрахунку коробу грохота на міцність**

Величина динамічних напружень будь-якого елементу коробу, що сприймає пружну деформацію розтягування-стискання свого матеріалу, може бути знайдена за допомогою наступної формули, відомої з класичних курсів механіки та опору матеріалів [10,15,16]:

$$\sigma_{\sigma} = \frac{mg + mA\omega^2}{F} = \frac{mg}{F} \left( 1 + \frac{A\omega^2}{g} \right), \quad (3.1)$$

де  $F$  – одинична площа поперечного перетину досліджуваного елементу, м<sup>2</sup>;  $mg$  – сила ваги елементу, Н;  $mA\omega^2$  – сила інерції, що діє на елемент, Н;  $A$  – ампліту-

да коливань, м;  $\omega$  – частота коливань,  $\text{с}^{-1}$ .

У цій формулі  $\frac{mg}{F}$  – величина статичного напруження, а вираз у дужках представляє собою динамічний коефіцієнт, який характеризує перевищення динамічного навантаження над статичним і визначає рівень механічних напружень в елементах з одиничними розмірами та масами:

$$K_{\partial} = \left( 1 + \frac{A\omega^2}{g} \right). \quad (3.2)$$

Амплітуду просторових коливань  $A$  можна виразити як суму проекцій амплітуд на відповідні осі координат:

$$A_{\max} = \sqrt{A_{x\max}^2 + A_{y\max}^2 + A_{z\max}^2}, \text{ м.} \quad (3.3)$$

Розрахунок коефіцієнту динамічності  $K_{\partial}$  коробу з просторовими коливаннями (його конструктивна схема представлена на рис. 3.1) можна здійснювати у наступній послідовності [10].

Короб грохота у напрямку поздовжньої осі потрібно розбити на небезпечні перетини  $A, B, C, D, E$ , в кожному з яких вибирається декілька характерних контрольних точок елемента (рис. 3.2). Для кожної точки здійснюється розрахунок максимальних амплітуд  $A_{\max}$  та коефіцієнту динамічності  $K_{\partial}$ . Результати розрахунку використовуються для побудови епюри коефіцієнтів динамічності для кожного розглянутого перетину.

В якості прикладу на рис. 3.3 приведена така епюра для вібромашини, конструктивна схема і контрольні перетини якої показані на рис. 3.1. Машина мала наступні параметри: маса коробу  $M = 192,6$  кг; кінетостатичний момент дебалансів  $me = 0,04$  кг·м; частота коливань  $\omega = 83,7$   $\text{с}^{-1}$ .

Як видно з епюри, максимальний рівень напруженості спостерігається на краях у кромek бортів, мінімальний – у центрі пов'язь-балок.

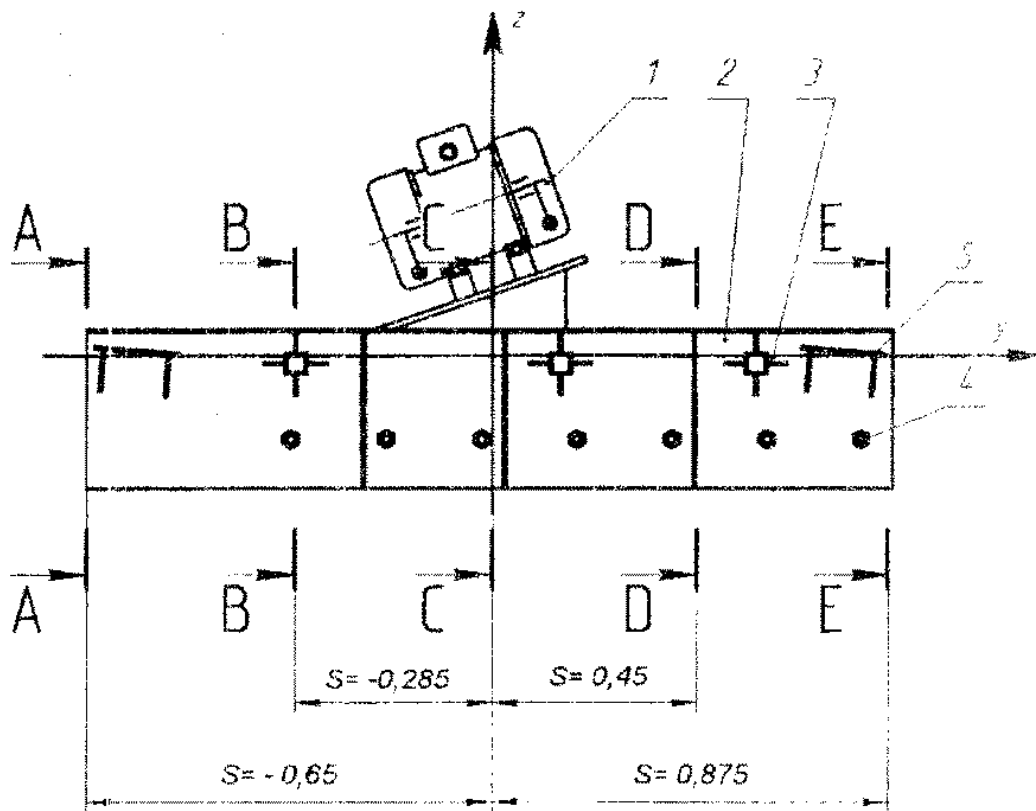


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема коробу віброна машини з просторовими коливаннями робочого органу:  
1 – вібратор; 2 – борт коробу; 3 – пов'язь-балка; 4 – лоток; 5 – опора

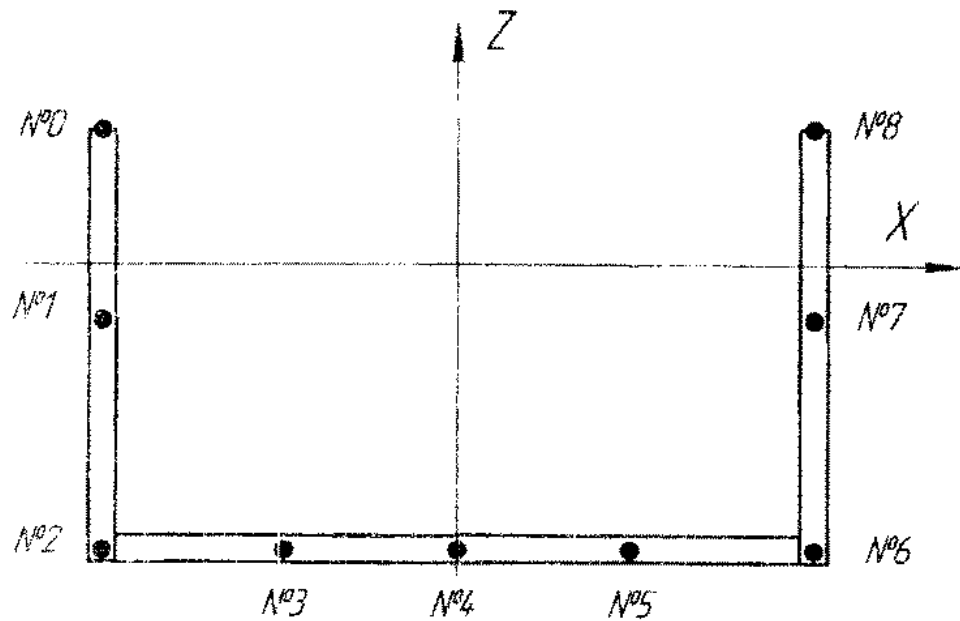


Рисунок 3.2 – Схема розташування контрольних точок поперечних перетинів віброна машини на рис. 3.1

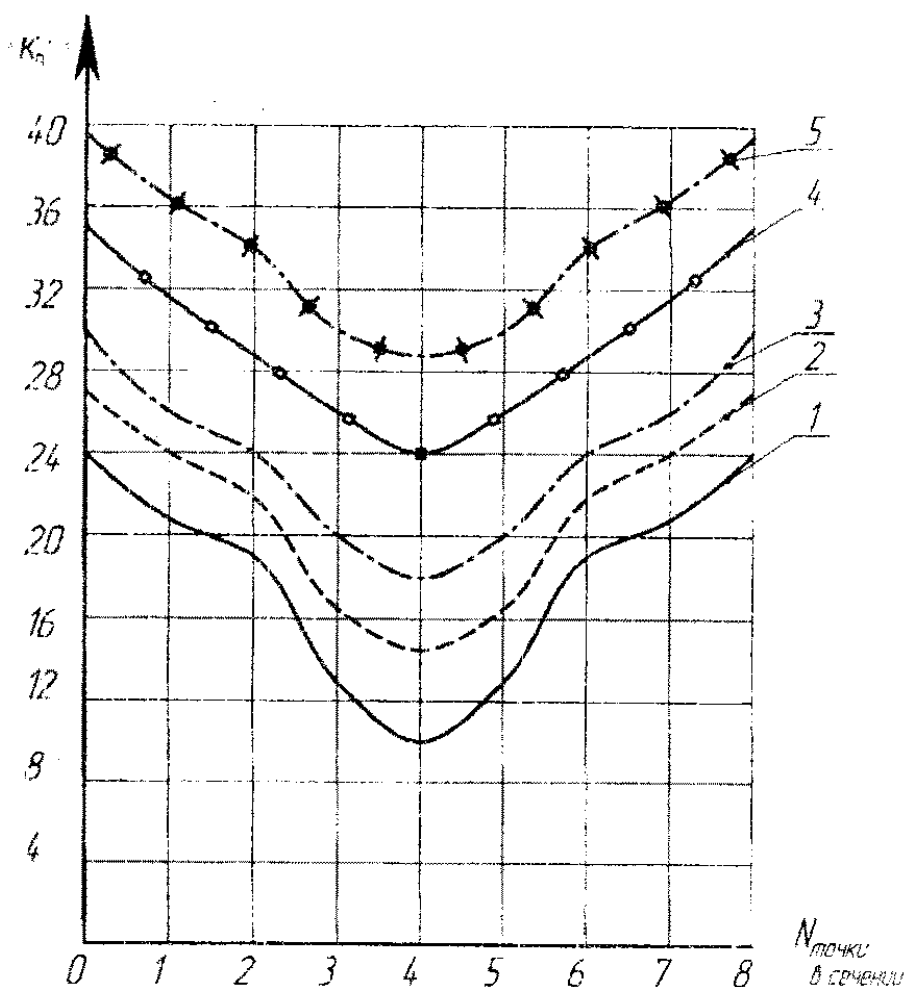


Рисунок 3.3 – Епюра розподілення коефіцієнтів динамічності по перетинам коробу:

1 – перетин A-A; 2 – перетин B-B; 3 – перетин C-C;  
4 – перетин D-D; 5 – перетин E-E

Описана методика була використана для посилення коробу грохота з просторовими коливаннями сита моделі 182Б-Гр виробництва Цхінвальського заводу «Вібромашина» під час його експлуатації на комбінаті «Криворіжсталь», де він використовувався у системі шихтопідготовки ДП № 4. На рис. 3.4 показана схема розташування тензометричних датчиків типу 2ПКБ20-200 на конструкції коробу грохота. Сигнали датчиків перетворювалися за допомогою тензостанції 8АНЧ та виводилися на екран світлопроменевого осцилографа Н-117. Результати замірів приведені у табл. 3.1 [10].

Вони показують, що високі напруження присутні у районі підвібраторної плити (точки 6 і 7). В умовах високої температури оброблюваного матеріалу (аг-

ломерат при температурі 600°C) такі навантаження приводили до обриву підвібраторної плити. За допомогою поелементного розрахунку коробу його металоко́нструкція була дещо посилена згідно зі схемою, показаною на рис. 3.5 [10].

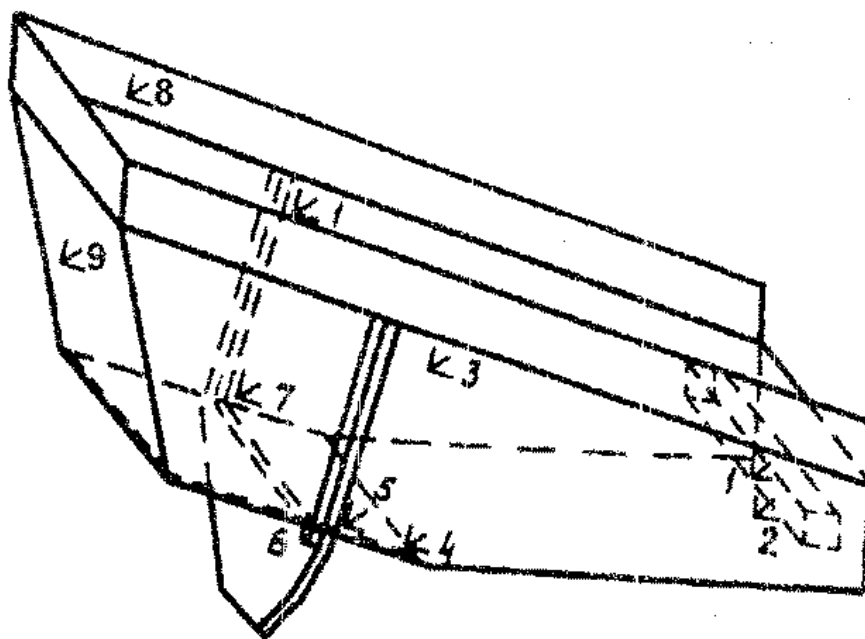


Рисунок 3.4 – Схема розташування тензодатчиків на коробі грохота 182Б-Гр

Таблиця 3.1 – Діючі напруження в елементах коробу грохота 182Б-Гр

| Режим роботи грохота                     | Точки замірів напружень, МПа |     |     |      |      |      |      |      |     |
|------------------------------------------|------------------------------|-----|-----|------|------|------|------|------|-----|
|                                          | 1                            | 2   | 3   | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9   |
| Усталений режим холостого ходу           | 12,0                         | 3,6 | 7,4 | 34,5 | 12,0 | 27,1 | 28,5 | 15,6 | 7,0 |
| Усталений режим роботи під навантаженням | 9,5                          | 1,5 | 3,2 | 29,0 | 7,0  | 22,5 | 24,0 | 8,4  | 3,0 |

Після цього були проведені повторні заміри, які показали, що напруження у точці 4 вдалося знизити до 26 МПа для холостого ходу та до 22 МПа під навантаженням. У точках 6 і 7 напруження холостого ходу знизилися до 23 і 24 МПа, а під навантаженням – до 19,2 МПа.

Приведена методика була використана під час проектування серійних грохотів ГІТ-62Ш, ГІТ-42А та ГІТ-41Б [10].

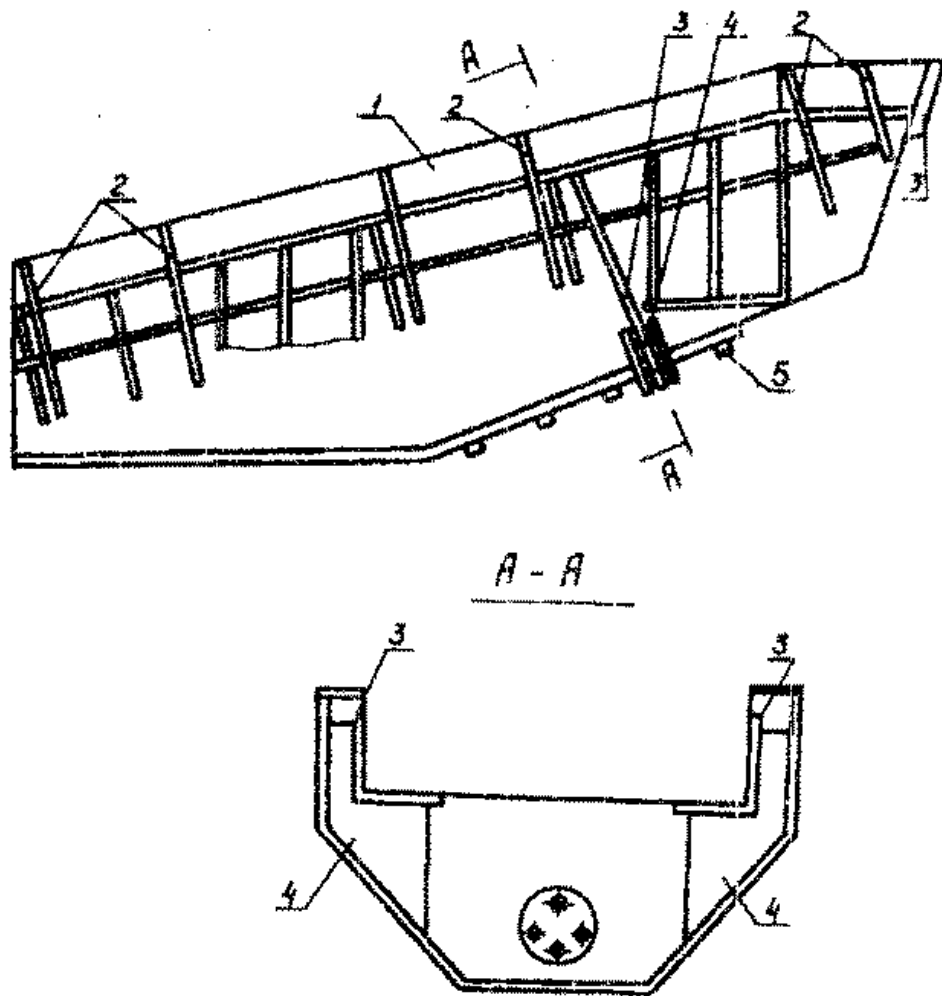


Рисунок 3.5 – Схема посилення металоконструкції коробу грохота 182Б-Гр:  
1, 2, 3, 4, 5 – додаткові ребра жорсткості та накладки

### 3.3 Дослідження особливостей роботи пов'язь-балок та обґрунтування раціональних способів їх кріплення до бортів коробу

Пов'язь-балки є основним поперечним елементом коробу грохота. На них кріпиться сито і динамічні навантаження від коливного сита та оброблюваного матеріалу сприймаються ними у першу чергу. Кількість і діаметр балок для установок з однорідними коливаннями робочого органу визначаються з умов забезпечення мінімально можливого габариту коробу по висоті та максимально простої прив'язки до них вузлів грохота. Здебільшого розрахунок балок ведеться за стандартною методикою, що використовується для звичайних двохопорних балок на шарнірних опорах. У такій схемі максимальний згинальний момент від розподіле-

ного навантаження (власна вага балки, частина ваги просіювальної поверхні з матеріалом, сили інерції) виникає на середині балки (на відстані  $0,5l$  від опор). Його

величина дорівнює  $M_{zz}^{\max} = \frac{ql^2}{8}$ , Н·м, де  $q$  – величина розподіленого навантаження, Н·м;  $l$  – довжина балки, м. В опорах балки момент дорівнює нулю.

У випадку використання грохотів з неоднорідними просторовими коливаннями робочого органу така розрахункова схема не підходить. Для коробу з поздовжнім розташуванням дебалансного валу під кутом до поверхні сита його рух можна розкласти на декілька простих рухів (рис. 3.6) [10]:

- плоско-паралельний рух у поздовжній площині, перпендикулярній площині сита (сит) (рис. 3.6а). Цей рух характеризується неоднорідним полем траєкторій, що наближаються до лінійних. Якщо вібропривод розташовується у центрі мас грохота, цей рух перетворюється на поступальний з однорідним полем лінійних траєкторій;

- неповноповоротний обертовий рух у поперечній площині, перпендикулярній площині сита (сит), навколо осі, що співпадає з центральною поздовжньою віссю інерції коробу (рис. 3.6б);

- поступальний рух по круговим траєкторіям у поперечній площині, перпендикулярній площині сита (сит) (рис. 3.6в);

- неповноповоротний обертовий рух відносно центральної поперечної осі інерції у площині, що співпадає з площиною сита (сит) (рис. 3.6г);

- поступальний рух по круговим траєкторіям у площині сита (сит) (рис. 3.6д).

Рух, показаний на рис 3.6а можна розглядати як такий, що складається з двох рухів:

- поступального з однорідним полем лінійних траєкторій (рис. 3.6е);

- неповноповоротного обертового навколо поперечної осі інерції коробу (рис. 3.6ж).

При цьому необхідно враховувати моменти і кути повороту, що діють у місцях кріплення пов'язь-балок до бортів коробу.

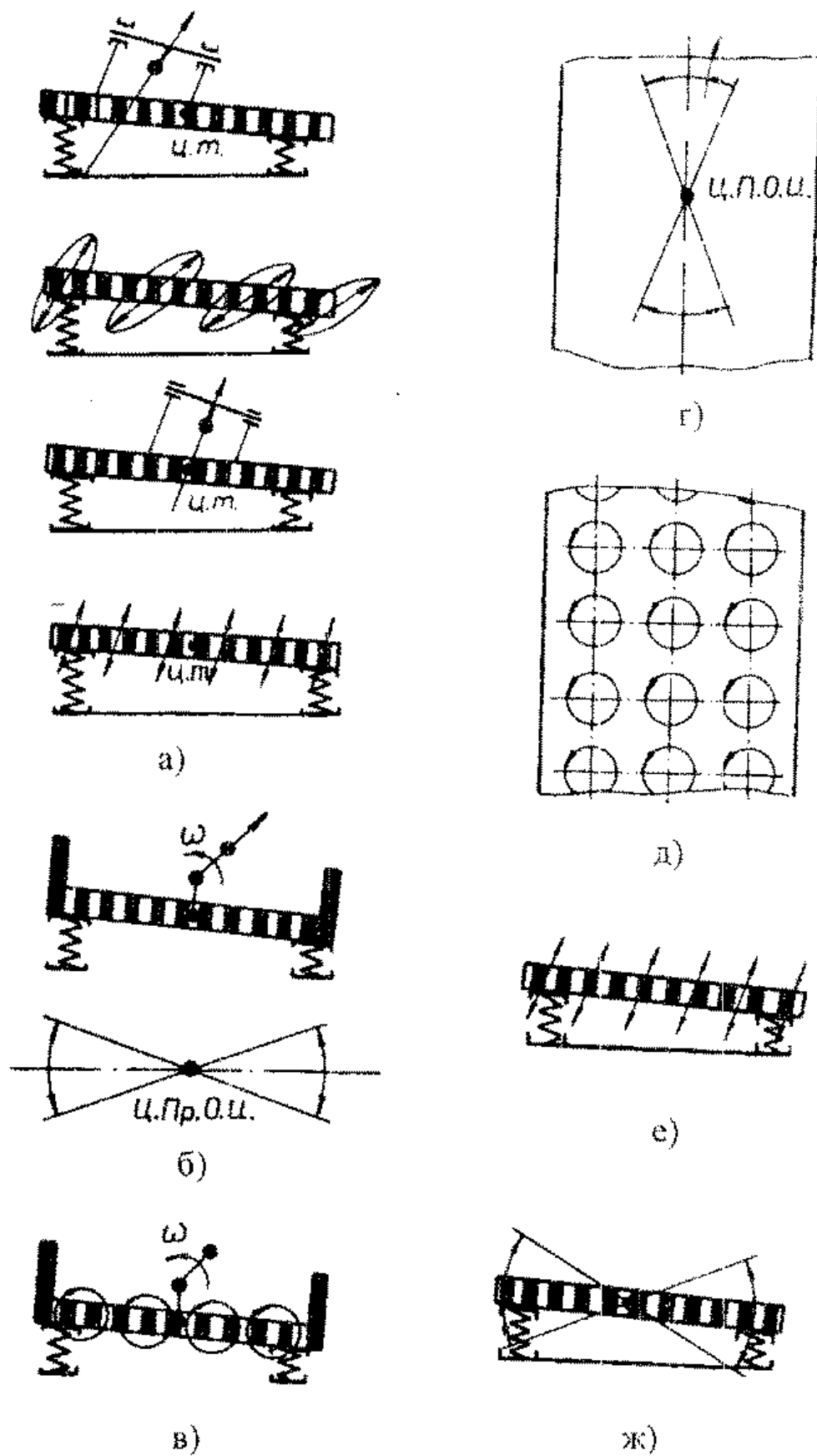


Рисунок 3.6 – Рух коробу грохота з поздовжнім розташуванням дебалансного валу під кутом до просіювальної поверхні:  
а-ж – опис складових рухів приведений у тексті п. 3.3

З огляду на це, в якості розрахункової схеми доцільно взяти балку з двостороннім защемленням та нерівномірно розподіленим навантаженням  $q_x$ , що діє по усій її довжині. На рис. 3.7 приведена така розрахункова схема для сил, діючих у вертикальній площині [10].

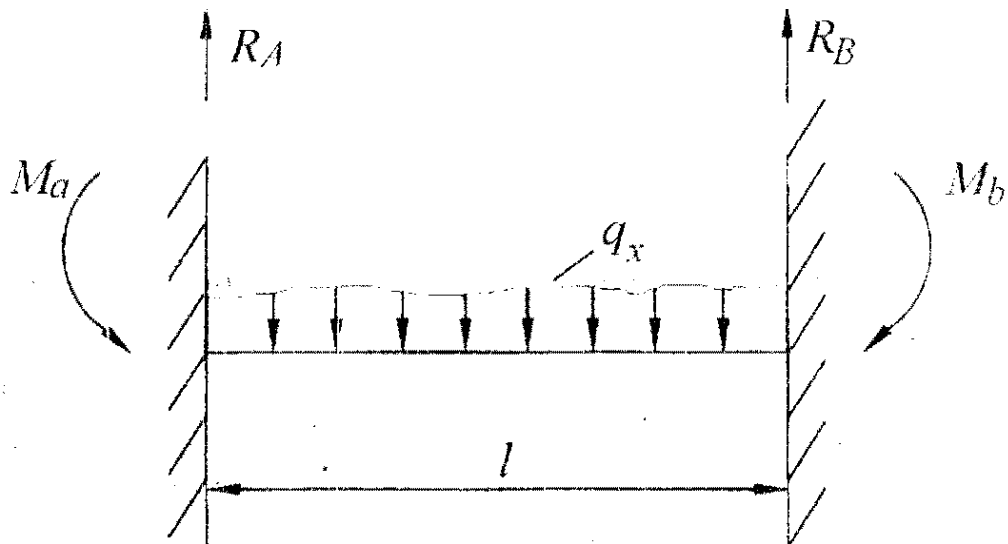


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема балки з двостороннім защемленням та нерівномірно розподіленим навантаженням  $q_x$

Величину згинального моменту в опорах балки можна знайти за допомогою наступних рівнянь з курсу опору матеріалів [16]:

$$\begin{aligned} M_a &= \frac{2EI}{l} (2\theta_a^o - \theta_b^o) \\ M_b &= \frac{2EI}{l} (2\theta_b^o - \theta_a^o) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Величини опорних реакцій:

$$\begin{aligned} R_a &= \frac{q_x l}{2} - \frac{M_a - M_b}{l} \\ R_b &= \frac{q_x l}{2} + \frac{M_a - M_b}{l} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Згинальний момент на середині прольоту балки:

$$M_{\frac{l}{2}} = \frac{q_x l^2}{8} - \frac{3M_a + M_b}{l}. \quad (3.6)$$

З формул (3.4) і (3.6) добре видно, що максимальний згинальний момент спостерігається в опорних перетинах балки, а максимальне напруження у них становитиме:

$$\sigma^{\max} = \frac{M_a}{W_x} = \frac{2EI}{W_x l} (2\theta_a^o - \theta_b^o). \quad (3.7)$$

Якщо вибрати балку круглого перетину з коефіцієнтом  $\alpha = \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{зовн}}}$ , де  $d_{\text{вн}}$  і  $d_{\text{зовн}}$  – діаметри відповідно внутрішнього і зовнішнього перетинів балки, та врахувати, що  $I_x = \frac{\pi d_{\text{зовн}}^4 (1 - \alpha^4)}{64}$ , а  $W_x = \frac{\pi d_{\text{зовн}}^3 (1 - \alpha^4)}{32}$ , то формула (3.7) прийме наступний вигляд:

$$\sigma^{\max} = \frac{2Ed_{\text{зовн}}}{l} (2\theta_a^o - \theta_b^o). \quad (3.8)$$

Таким чином, напруження в опорних перетинах балки буде прямо пропорційним її зовнішньому діаметру та зворотно пропорційним її довжині. Звідси випливає висновок, що для грохотів з просторовими коливаннями коробів балки мають бути за можливості мінімального діаметру, але їх кількість потрібно збільшувати з відповідним зменшенням кроку установки.

Виконаний аналіз свідчить, що слабким місцем коробів є вузли з'єднання пов'язь-балок з бічними бортами робочого органу грохота з неоднорідними просторовими коливаннями сита. Тут виникають максимальні напруження, викликані дією інерційних сил, власної ваги балки та частини сита з матеріалом, що припадає на неї. Крім того, слід враховувати й місцеві напруження з максимальною концентрацією напружень. Усе це в умовах знакозмінних вібраційних навантажень призводить до втомного руйнування бортів коробів і вимагає більш надійного сполучення балок з ними.

Якщо порівняти різні конструктивні варіанти з'єднань, а саме: зварювання,

використання заклепок або високоміцних болтів, то можна побачити суттєву різницю в їх роботі. Насамперед, це пов'язано з величинами та місцями виникнення максимальних концентрацій напружень.

Наприклад, у безпосередній близькості від кругового зварювального шва залишкові напруження можуть досягати межі пружності матеріалу. Наслідком цього стає поява втомних тріщин.

При використанні заклепкових з'єднань найбільша концентрація напружень відмічається у перетинах по отворах.

На відміну від цих двох варіантів сполучення на високоміцних болтах відрізняються розташуванням напружень поза отворами. Вони співпадають з дотичною до зовнішнього контуру шайб, а їх величина суттєво нижча у порівнянні зі зварювальними та заклепковими з'єднаннями.

Для болтових сполучень існує наступна залежність: чим більше зусилля затягування, тим вище опір дії багаторазових повторних навантажень. Усе це призводить до високого рівня стійкості сполучень у широкому діапазоні частот при сприйнятті циклічних та вібраційних навантажень.

Проектування сполучень з використанням високоміцних болтів може бути здійснено з використанням методу ймовірнісного підходу до визначення розрахункових опорів  $R$  [17]:

$$R = \bar{\Phi}(x_1, \dots, x_n) (1 - \beta) \frac{\sqrt{\Phi(x_1, \dots, x_n)}}{\Phi(x_1, \dots, x_n)}, \quad (3.9)$$

де  $\bar{\Phi}(x_1, \dots, x_n)$  і  $\Phi(x_1, \dots, x_n)$  – середнє значення та дисперсія випадкової нелінійної величини функції випадкових аргументів – статистичних факторів міцності (зусиль затягування болтів, коефіцієнтів тертя, сил зчеплення тощо);  $\beta$  – показник, що характеризує рівень безпеки.

Для забезпечення ефективності сполучення потрібно ретельно підготувати дотичні поверхні до заданого коефіцієнту тертя  $\mu = 0,35$  (очистити їх за допомогою сталевих щіток) та змастити різьбу болтів і гайок.

Затягування болтів має здійснюватися за один прийом з контролем зусиль за

величиною моменту закручування. Величина моменту зтяжки, що прикладається до гайки, визначається за наступною формулою:

$$M_z = kPd, \quad (3.10)$$

де  $k = 0,18$  – інтегральне значення коефіцієнту тертя у різьбі та по опорі гайки (коефіцієнт закручування);  $d$  – номінальний діаметр болта.

Для забезпечення потрібної кількості та однорідності мастила, що наноситься на різьбу болтів і гайок, останні завантажують у спеціальний решітковий контейнер ємністю до 30 кг, нагрівають у киплячій воді та занурюють у суміш бензину та 10-15% мінерального масла. Таке мастило дає необхідні величину та стабільність коефіцієнтів закручування.

В табл. 3.2 приведені дані щодо результатів експлуатації бортових грохотів (напрацювання на відмову, питомих витрат на виготовлення, витрат на підтримку працездатності), що працюють у системі шихтопідготовки доменних пічок і використовують різні способи закріплення елементів коробу (зварювальний, заклепковий, болтовий) [10].

Таблиця 3.2 – Порівняльний аналіз експлуатаційних даних бортових грохотів

| Вид перероблюваної сировини, вид сполучення | Напрацювання на відмову коробу, тис. т (машино-годин) | Відносні питомі витрати на виготовлення коробу, % | Відносні питомі витрати на підтримку працездатності коробу, % |
|---------------------------------------------|-------------------------------------------------------|---------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| Гарячий агломерат:                          |                                                       |                                                   |                                                               |
| зварне                                      | 28,6 (148)                                            | 100                                               | 100                                                           |
| заклепкове                                  | 49,5 (248)                                            | 127                                               | 65                                                            |
| болтове                                     | 184,8 (8787)                                          | 106                                               | 12                                                            |
| Холодний агломерат:                         |                                                       |                                                   |                                                               |
| зварне                                      | 48,7 (244)                                            | 100                                               | 100                                                           |
| заклепкове                                  | 72,2 (360)                                            | 135                                               | 91                                                            |
| болтове                                     | -                                                     | 120                                               | -                                                             |

Використання болтового способу з'єднання елементів коробу, на відміну від

зварного та заклепкового, забезпечує безвідмовну експлуатацію грохотів під час переробки холодної сировини. У разі переробки гарячого агломерату такі відмови мають місце, але все одно болтове сполучення демонструє набагато кращі результати у порівнянні зі зварним або заклепковим. Він дозволяє суттєво підвищити експлуатаційну надійність та ремонтпридатність грохотів.

### **3.4 Дослідження можливості прискорення процесу випробування коробів грохотів на надійність**

Очевидно, що термін служби вібраційних грохотів визначається в основному рівнем надійності коробів, що сприймають усі статичні та динамічні навантаження під час грохочення гірничої маси та продуктів її переробки. Оцінка цього рівня лише шляхом виконання та аналізу результатів теоретичних розрахунків за величинами напружень у відповідальних вузлах робочих органів не дає достатньої гарантії надійності через неможливість виявлення впливу усіх концентраторів напружень, особливо тих, що виникають при здійсненні зварювальних робіт. Тому представляється доцільним оцінка надійності коробів шляхом визначення їх ресурсу.

Проте такі випробування потребують значних витрат часу, величину якого бажано скоротити. Відомі методи прискорених випробувань засновані на принципі різкого форсування навантажень, але вони малопридатні для таких складних статично невизначених систем, якими є короби вібраційних грохотів, особливо з неоднорідними просторовими коливаннями робочого органу.

З огляду на це, для даного випадку може бути застосований метод прискорених випробувань, що полягає у підвищенні частоти коливань коробу та зменшенні його амплітуди при збереженні постійного значення амплітуди прискорення [14].

Практично усі широко відомі конструкції сучасних вібраційних грохотів працюють у глибоко зарезонансному режимі коливань робочих органів, який забезпечує стабільність параметрів вібрації навіть при суттєвому змінненні величини

корисного навантаження на сито. Такий режим характеризується впливом на оброблюваний матеріал періодичного навантаження, що змінюється за законом, близьким до синусоїдального. Короб при цьому за рахунок змушеного зусилля вібратора має практично постійну амплітуду коливань. А це дає можливість здійснювати прискорені випробування у режимі прикладання навантажень з підвищеною частотою.

Отримати такий режим можна шляхом збільшення частоти обертів віброприводу (а, значить, і частоти коливань коробу) за умови збереження постійного значення амплітуди прискорення (а, значить, й інерційного зусилля). Для забезпечення подібного стабільного амплітудного режиму необхідно дотримуватися наступної умови [14]:

$$S_{\epsilon} = S \frac{n^2}{n_{\epsilon}^2}, \quad (3.11)$$

де  $S_{\epsilon}$  – статичний момент вібратора при підвищеній частоті навантажень, Н·м;  $S$  – те саме, при номінальній частоті коливань коробу, Н·м;  $n$  – номінальна частота коливань коробу, с<sup>-1</sup>;  $n_{\epsilon}$  – частота коливань коробу, вибрана для прискорених випробувань, с<sup>-1</sup>.

Величина амплітуди коливань коробу у цих умовах становитиме:

$$A_{\epsilon} = A \frac{n^2}{n_{\epsilon}^2}, \quad (3.12)$$

де  $A_{\epsilon}$  – амплітуда коливань коробу грохота під час прискорених випробувань, м;  $A$  – номінальне значення амплітуди коливань, м.

Вибір величини  $n_{\epsilon}$  має бути зроблений з урахуванням надійності підшипникових вузлів вібратора та частоти власних коливань елементів коробу. Остання вимога диктується небажаністю виникнення резонансних явищ під час випробувань, які можуть спотворити результати випробувань в умовах вибраних височастотних режимів роботи коробу.

Як відомо, резонанс виникає тоді, коли частоти власних коливань конструкції та змушених коливань приводу співпадають. Тому важливо перевірити частоти

власних коливань бортів коробу та його пов'язь-балок. Точний розрахунок цих частот неможливий через згадану вище статичну невизначеність конструкції коробу, але їх можна оцінити тим чи іншим чином. Наприклад, мінімальна частота власних коливань вертикальних бортів за будь-яких умов буде перевищувати мінімальну частоту власних коливань однієї з двох вільних балок постійного поперечного перетину, що несуть на собі вібропривод грохоту. На середині прольоту кожної з них зосереджена половина маси вібратора. Найменша частота власних коливань такої балки становитиме [14]:

$$\delta = 9,55 \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (3.13)$$

де  $\alpha$  – табличний коефіцієнт;  $l$  – половина довжини балки, см;  $E$  – модуль пружності матеріалу, кг/см<sup>2</sup>;  $I$  – момент інерції поперечного перетину балки, см<sup>4</sup>;  $m$  – погонна маса балки, кг/см.

Частоту власних коливань пов'язь-балок, на яких кріпиться сито коробу грохота, можна підрахувати за аналогічною формулою.

Для вибору режиму навантажень з підвищеною частотою важливо забезпечити наступну умову [14]:

$$\delta \geq 3\omega, \quad (3.14)$$

де  $\omega$  – кутова частота змущених коливань коробу під час прискорених випробувань.

Описана вище методика випробувань була здійснена в умовах стендових досліджень для визначення характеристик міцності десяти коробів грохотних установок типу ГІС-52 з просіювальної поверхнею розміром 1750x4500 мм. Частота коливань коробів була прийнята величиною 1600 кол/хв. при амплітуді коливань 1,13 мм (паспортні значення цих параметрів дорівнюють відповідно 800 кол/хв. та 4,5 мм). Таким чином, коефіцієнт прискорення дорівнював 2.

Для отримання достовірних результатів досліджень у таких умовах найважливішим критерієм є рівень напружень, що виникають в елементах коробу під дією робочих навантажень. Проведені дослідження показали, що напруження в од-

нойменних точках коробів поблизу вібратора практично однакові як у номінальному режимі, так і у режимі прискорених випробувань (табл. 3.3). Це свідчить про правомірність оцінки ресурсу конструктивних елементів коробу (числа циклів навантаження до їх руйнування) методом високочастотного навантаження [14].

Таблиця 3.3 – Порівняльні результати замірів максимальних напружень у бортах грохотів ГІС-52 у різних режимах роботи

| Точка заміру | Значення максимальних напружень (кг/см <sup>2</sup> ) у вертикальних бортах коробу грохота ГІС-52 |         |                                  |         |
|--------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|----------------------------------|---------|
|              | у номінальному режимі                                                                             |         | у режимі прискорених випробувань |         |
|              | часткові                                                                                          | середні | часткові                         | середні |
| 1            | 106,42                                                                                            | 108,70  | 107,70                           | 105,70  |
|              | 109,69                                                                                            |         | 107,70                           |         |
|              | 108,40                                                                                            |         | 103,60                           |         |
|              | 110,15                                                                                            |         | 103,60                           |         |
| 2            | 77,54                                                                                             | 74,80   | 80,11                            | 77,60   |
|              | 80,11                                                                                             |         | 77,40                            |         |
|              | 67,40                                                                                             |         | 76,80                            |         |
|              | 74,01                                                                                             |         | 75,50                            |         |
| 3            | 76,65                                                                                             | 79,80   | 83,11                            | 82,30   |
|              | 80,16                                                                                             |         | 81,34                            |         |
|              | 82,44                                                                                             |         | 82,55                            |         |
| 4            | 73,40                                                                                             | 71,20   | 72,18                            | 70,50   |
|              | 69,56                                                                                             |         | 69,27                            |         |
|              | 70,70                                                                                             |         | 70,05                            |         |

Під час дослідження була приділена увага питанню впливу підвищення швидкості обертання валу вібратора на працездатність підшипників та клинових пасів. При згаданому вище частотно-амплітудному режимі процесу прискореного випробування коробів грохотів були отримані наступні значення ресурсу підшипників (табл. 3.4). Середнє значення ресурсу становило 6087 годин при загальній кількості підшипників, що дорівнювала 16. На рис. 3.8 приведений графік для визначення гамма-процентного ресурсу. Зокрема, 80% ресурс підшипників становить 4250 годин, тобто надійність підшипникових вузлів цілком достатня [14].

Таблиця 3.4 – Значення ресурсу підшипників грохотів ГІС-52

| Отримані значення<br>ресурсу $T_i$ , г | Кількість $H_i$<br>значень ресурсу,<br>менших або рівних $T_i$ | $1 - \frac{H_i}{N+1}$ |
|----------------------------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------|
| 3163                                   | 1                                                              | 0,941                 |
| 3951                                   | 2                                                              | 0,883                 |
| 3951                                   | 3                                                              | 0,824                 |
| 3961                                   | 4                                                              | 0,765                 |
| 4828                                   | 5                                                              | 0,706                 |
| 4943                                   | 6                                                              | 0,647                 |
| 5149                                   | 7                                                              | 0,588                 |
| 5945                                   | 8                                                              | 0,530                 |
| 5945                                   | 9                                                              | 0,471                 |
| 6130                                   | 10                                                             | 0,412                 |
| 7566                                   | 11                                                             | 0,353                 |
| 8108                                   | 12                                                             | 0,294                 |
| 8108                                   | 13                                                             | 0,235                 |
| 8204                                   | 14                                                             | 0,177                 |
| 8490                                   | 15                                                             | 0,118                 |
| 8945                                   | 16                                                             | 0,059                 |

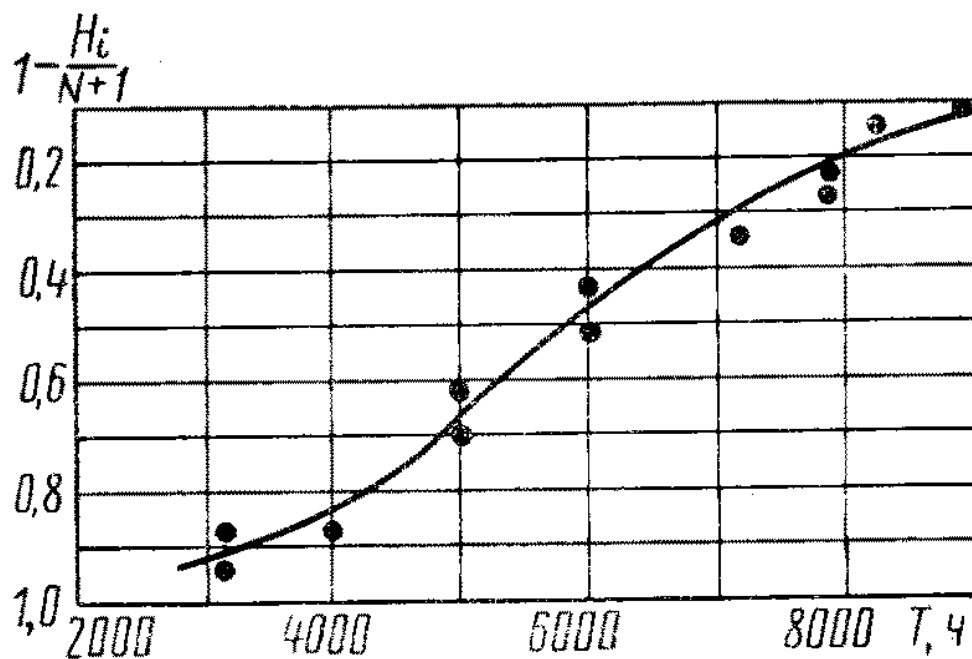


Рисунок 3.8 – Графік для визначення гамма-процентного ресурсу підшипників:  
 $H_i$  – кількість значень ресурсу, менших за даний або рівних йому;  
 $N$  – загальна кількість підшипників;  $T$  – ресурс

В умовах практичної експлуатації реальна величина ресурсу підшипників грохотів менша через менші швидкості обертання. Заміна підшипників відбувається, як правило, один раз на рік, тобто ресурс становить не більше 3500 годин. Більше значення ресурсу, зареєстроване під час стендових випробувань, пояснюється кращими умовами експлуатації (відсутністю запиленості повітря, застосуванням рідинного змащення, кращим доглядом тощо).

Під час ресурсних випробувань постійно заміряли температуру підшипників  $\tau$ , та величину  $\tau_0 = \tau - t$ , де  $\tau_0$  і  $t$  – відповідно температура нагріву підшипників та навколишнього повітря (рис. 3.9) [14].

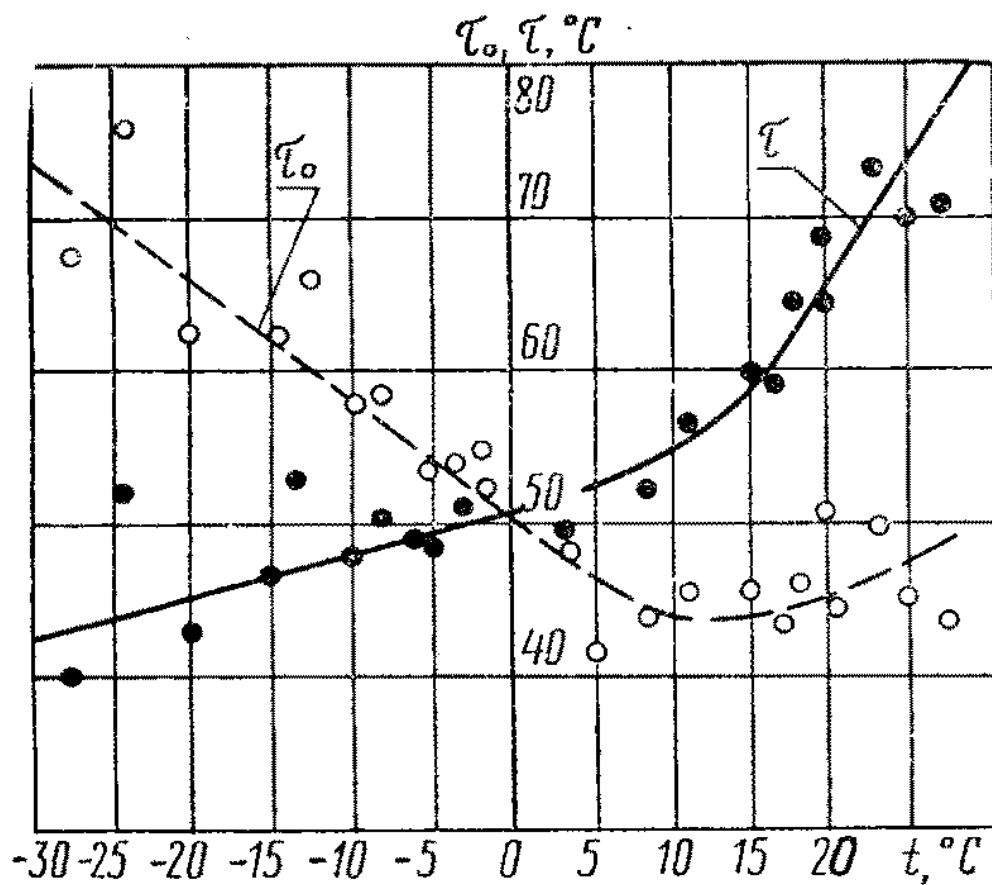


Рисунок 3.9 – Нагрів підшипників під час прискорених ресурсних випробувань

Величина  $\tau_0 = \tau - t$  суттєво зростає при низьких температурах повітря, що пояснюється більш інтенсивною тепловіддачею при більш високому нагріві підшипників. Але за будь-яких умов температура нагріву підшипників в усьому діапазоні температур не перевищувала 80°C, що є цілком припустимою величиною.

Що стосується терміну служби приводних клинових пасів, то в режимі прискорених випробувань він складав у середньому 1214 годин, що також можна вважати хорошим результатом.

У цілому метод прискорених випробувань показав достатню для практики достовірність отриманих даних при незначних матеріальних витратах.

#### Висновки:

- задача розрахунку одного з найвідповідальніших вузлів вібраційного грохоту – його коробу – суттєво ускладнена у випадку наявності неоднорідних просторових коливань робочого органу, коли сили інерції змінюються як по його довжині, так і по ширині. Тому для таких машин доцільно використовувати методику поелементного вузлового розрахунку, принцип якої полягає у поступовому нашарування підсилюючих елементів на початкову конструкцію коробу, що дозволяє синтезувати металоконструкцію, яка відповідатиме усім вимогам міцності та жорсткості при мінімальній металоємності. Такий підхід дає можливість враховувати внесок кожного елемента у величину моменту опору перетину для підсилення конструкції саме у тих її місцях, що потребують цього. Згадана методика з успіхом застосована для розрахунку цілої низки серійних вібраційних грохотів;

- дослідження особливостей роботи пов'язь-балок коробів показали, що напруження в опорних перетинах балки прямо пропорційні її зовнішньому діаметру та зворотно пропорційні її довжині. З огляду на це, для грохотів з просторовими коливаннями коробів балки мають бути за можливості мінімального діаметру, але їх кількість потрібно збільшувати з відповідним зменшенням кроку установки;

- порівняльний аналіз різних способів сполучення елементів коробу, насамперед пов'язь-балок з його бортами, засвідчив, що використання болтового способу з'єднання на відміну від зварного та заклепкового, забезпечує набагато кращі експлуатаційні результати і дозволяє суттєво підвищити надійність та ремонтопридатність грохотів;

- в роботі також розглянуто питання організації прискорених випробувань коробів вібраційних грохотів на надійність. Для цього рекомендується використо-

вувати метод, заснований на підвищенні частоти коливань коробу та зменшенні його амплітуди, причому остання має вибиратися з умови дотримання постійного значення амплітуди прискорення. Ця частота повинна бути як мінімум утричі меншою за найменшу з частот власних коливань конструктивних елементів коробу грохоту. Порівняння напружень в елементах коробу при номінальному режимі роботи та у режимі прискорених випробувань свідчить про їх аналогічність, що дає можливість з достатньою достовірністю оцінити ресурс коробу шляхом прискорених випробувань. Метод відрізняється незначними матеріальними витратами і дозволяє задавати коефіцієнт прискорення випробувань навіть за відсутності даних про фактичний ресурс коробу.

#### **4 ОБГРУНТУВАННЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ З НЕОДНОРІДНИМИ ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНУ**

Виконаний свого часу науково-дослідницький цикл робіт на кафедрі механічного обладнання металургійних заводів Криворізького металургійного факультету Національної металургійної академії України дозволив сформулювати вихідні вимоги та запропонувати конструкції інерційних грохотів з неоднорідними просторовими коливаннями робочих органів для сортування та фракціонування мінеральної сировини у підготовчих процесах гірничо-металургійної галузі.

Загальною рисою розглянутих нижче конструкцій є підвищена ефективність процесу просіювання матеріалу, яка досягається саме за рахунок реалізації просторових коливань коробу з ситом (ситами), завдяки чому забезпечується додаткова переорієнтація шматків матеріалу у просторі та підвищення ймовірності проходження їх крізь отвори сита. Особливо це важливо для грохочення достатньо крупношматкового матеріалу, проте є доцільним і для дрібношматкових фракцій та пульпових середовищ, схильних до залипання на ситі [10,18].

Останній випадок характеризується підвищеною складністю процесу просіювання і за умови використання традиційних конструкцій вібраційних грохотів не забезпечує високої ефективності грохочення у поєднанні зі значною питомою продуктивністю установки. Для підвищення ефективності та продуктивності мокрого грохочення таких матеріалів призначений грохот типу ГО, схема якого показана на рис. 4.1 [10,19].

Конструкція у своїй верхній частині постачена живильником 1 з двома випускними отворами та обладнана трьома деками 3, 4 і 5, встановленими під кутом  $120^\circ$  одна відносно іншої на рамі 6, яка має можливість повороту навколо горизонтальної осі 7. Механізм повороту рами виконаний у вигляді ємностей 8, 9 і 10 з відкритими горловинами 11, 12 і 13, які встановлені під відповідними деками і сполучаються з ними за допомогою патрубків 14, 15 і 16 дек. Рама спирається на фіксатор-ресору 17 і несе на собі основний вібратор 18. Додатковий вібратор 19

змонтований на живильнику 1. Продукти розділення поступають у бункер 20 надрешітного та бункер 21 підрешітного продуктів.

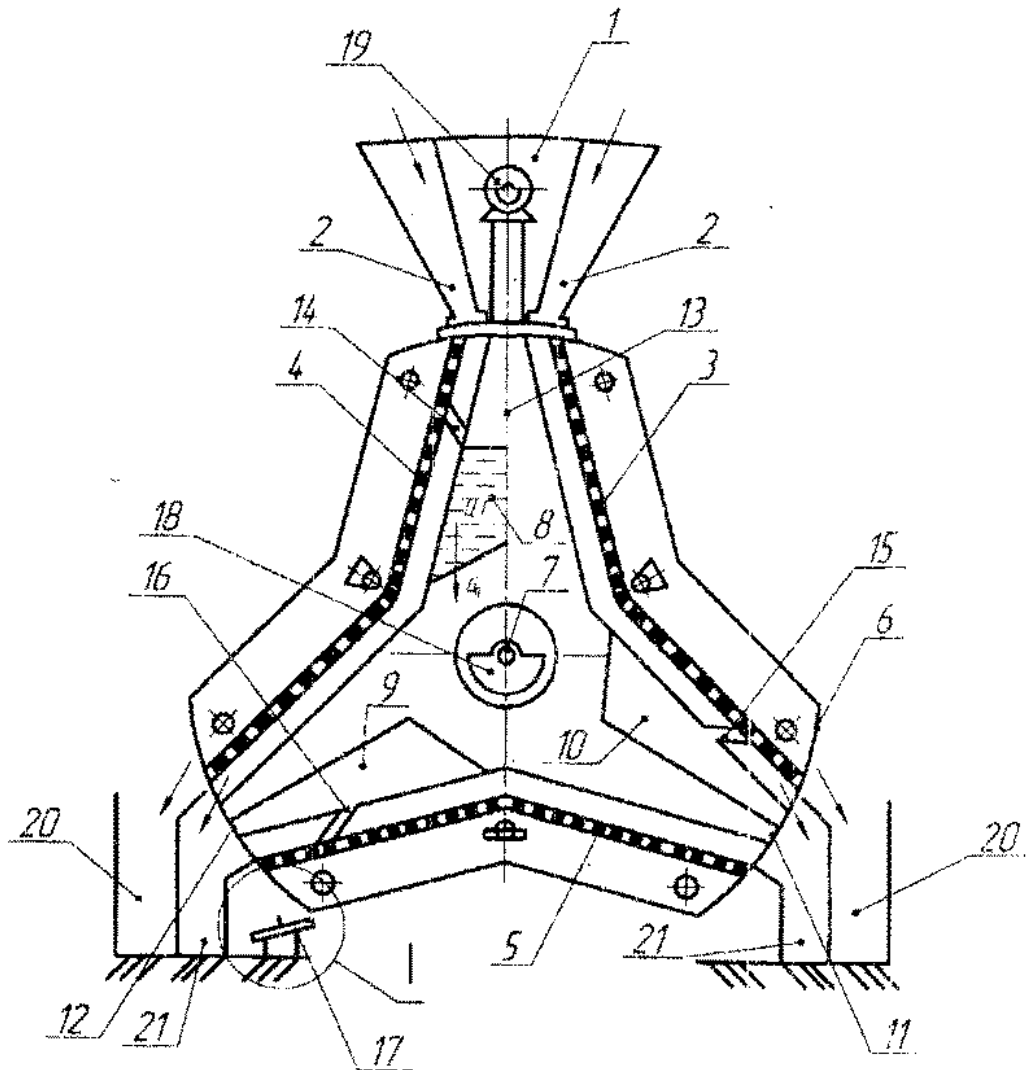


Рисунок 4.1 – Грохот ГО для мокрого грохочення тонкодисперсних порошкоподібних та пульпових матеріалів:

1 – живильник; 2 – отвори; 3, 4, 5 – деки; 6 – рама; 7 – вісь обертання; 8, 9, 10 – ємності; 11, 12, 13 – горловини; 14, 15, 16 – патрубки; 17 – фіксатор-ресора; 18 – основний вібратор; 19 – додатковий вібратор; 20 – бункер для надрешітного продукту; 21 – бункер для підрешітного продукту

Принцип роботи грохоту наступний. Вихідний матеріал потрапляє через отвори 2 на деки 3 і 4, де піддається розділенню на два класи. Надрешітний та підрешітний продукти поступають відповідно у бункери 20 і 21. Підрешітний продукт, крім того, потрапляє через патрубок 14 в ємність 8. У міру наповнення останньої відбувається зміщення центра ваги рами 6 відносно осі її обертання 7, за-

вдяки чому виникає обертальний момент. Коли він перевищить силу пружності фіксатора-ресори 17 рама 6 повернеться навколо осі. Під час цього повороту обертальний момент буде зменшуватися за рахунок зливу рідини з ємності 8 через горловину 11. Процес обертання припиниться, коли рама знову обіпреться на фіксатор-ресору 17.

У цьому положенні рами 6 деки 3, 4 і 5 установки, що мають щілини завширшки 0,1 мм, змінять свої позиції, а саме:

- дека 3 перейде з першого робочого положення у третє неробоче;
- дека 4 перейде з другого робочого положення у перше робоче положення;
- дека 5 перейде з третього неробочого у друге робоче положення.

Додатковий вібратор 19 вмикається на допомогу основному вібратору 18 для підвищення ефективності очищення щілин дек від налиплого матеріалу. За рахунок взаємного зміщення осей обертання вібраторів створюється потрібне поле неоднорідних просторових коливань просіювальних поверхонь грохота.

Кожна з трьох дек установки періодично працює у холостому режимі без технологічного навантаження, що також сприяє кращому очищенню відповідного сита від частинок налиплого або застряглого матеріалу.

Для грохочення пульпових середовищ може використовуватися грохот ГП з дугоподібними ситами, схема якого представлена на рис. 4.2 [10,20].

Короб 1 грохоту постачений дугоподібними ситами 2 і 3 у вигляді дуг окружності, розташованих симетрично відносно вертикальної осі інерції конструкції. На цій осі у центрі удару коробу змонтований інерційний віброзбудник 4. Сита 2 і 3 завантажуються вихідним матеріалом за допомогою живильних воронок 5 і 6. Під ситами знаходяться лійки 7 і 8 для розвантаження підрешітного продукту. Надрешітний продукт з обох сит поступає у лійку 9. Короб грохоту за допомогою опорних та пружних елементів 10 спирається на опори 11.

Кінематична схема описаної конструкції показана на рис. 4.3. На ній зображено розподілення траєкторій коливань точок робочого органу грохота. Сита 2 і 3 по усій довжині коливаються за еліптичними кривими, великі осі яких є дотичними до просіювальних поверхонь. Такі коливання створюють в отворах сит вібра-

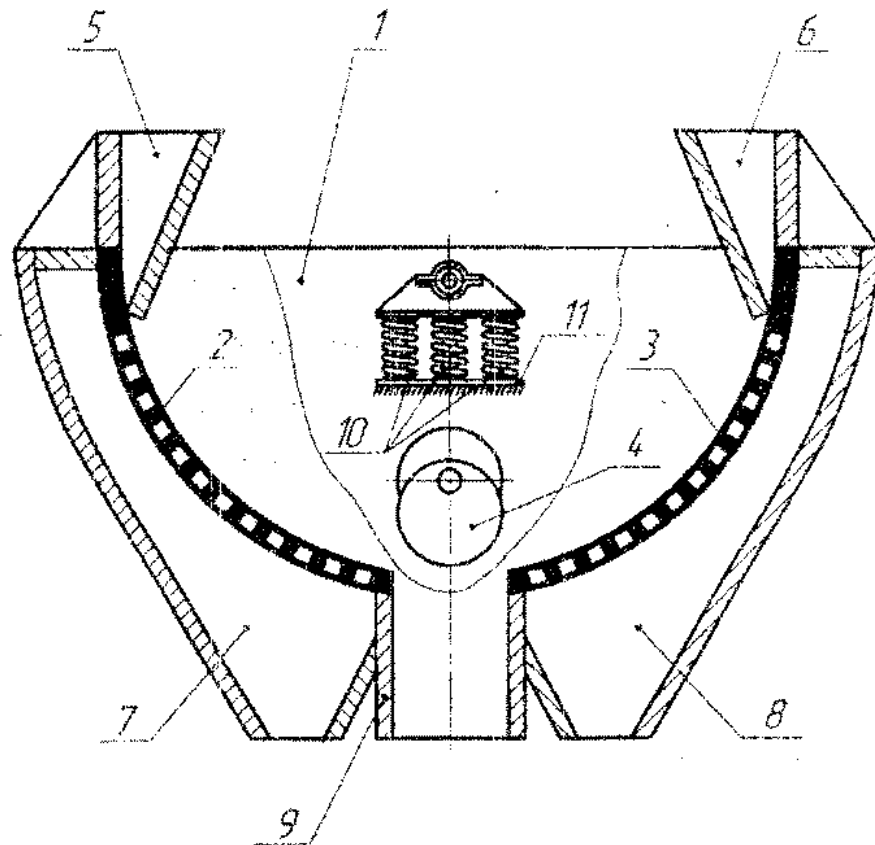


Рисунок 4.2 – Грохот ГП з дугоподібними ситами:  
 1 – короб; 2, 3 – сита; 4 – вібратор; 5, 6 – живильні воронки;  
 7, 8, 9 – лійки; 10 – опорні та пружні елементи; 11 – опори

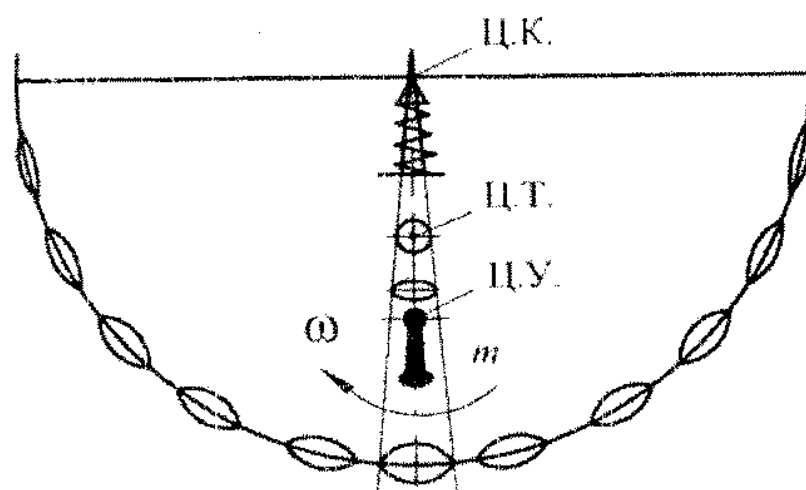


Рисунок 4.3 – Кінематична схема грохоту ГП:  
 Ц.К., Ц.Т., Ц.У. – відповідно центри кочення, ваги та удару системи;  
 $m$  – маса дебалансу;  $\omega$  – кутова швидкість обертання дебалансу

ційну тіль, що перешкоджає надмірне укрупнення підрешітного продукту. Вертикальні складові коливань знижують ймовірність заклинення часток матеріалу в отворах сит.

Дугоподібна форма сит полегшує процес доставки частинок пульпи до контакту із ситом.

Технологічна операція виділення готового класу коксиків крупністю 0-3 мм і вологістю до 10% з паливної агломераційної шихти перед подачею її на дроблення пов'язана зі значними труднощами і при використанні традиційного грохотного обладнання з однорідними коливаннями робочих органів ефективність процесу грохочення зазвичай не перевищує 30% через високий рівень засмічення сит матеріалом.

Для вирішення цієї проблеми запропонований грохот ГУ (рис. 4.4) [10,21].

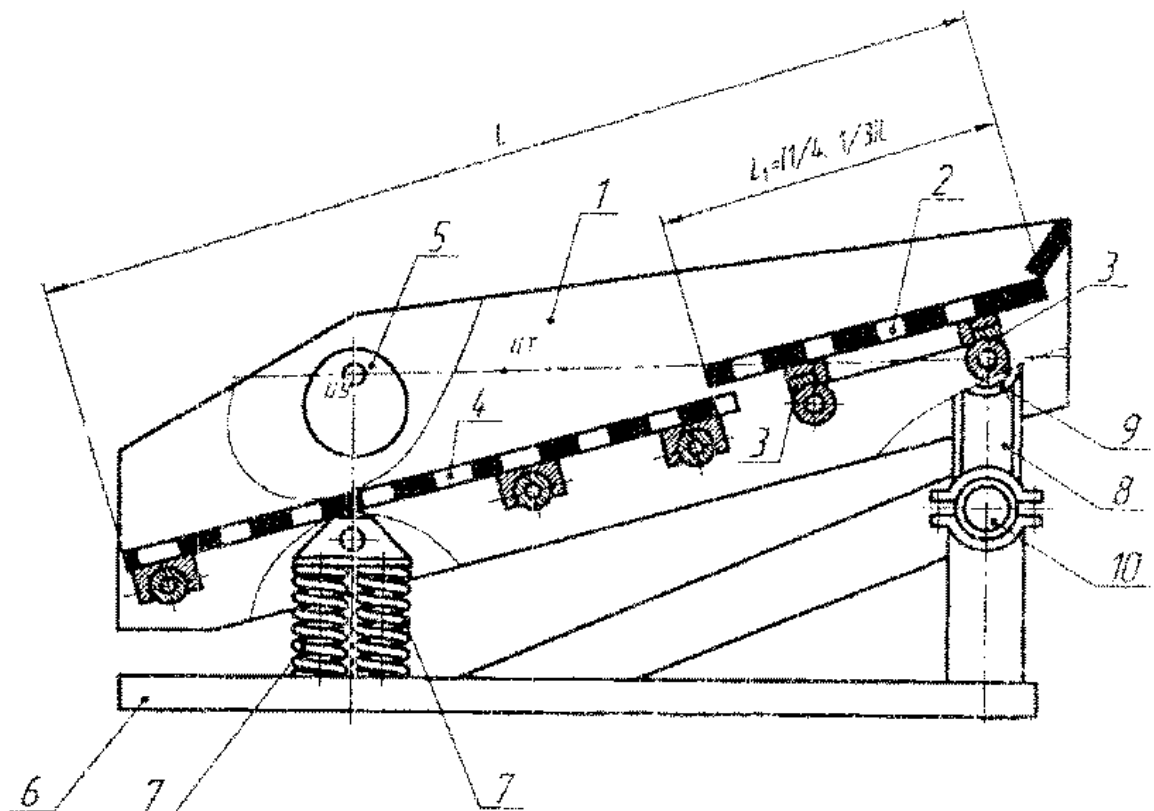


Рисунок 4.4 – Грохот ГУ:

- Ц.Т., Ц.У. – відповідно центри ваги та удару системи;  
 1 – короб; 2 – вільно оберта просіювальна поверхні; 3 – опорні гумово-пружні елементи; 4 – жорстко пов'язана з коробом просіювальна поверхня;  
 5 – віброзбудник; 6 – рама; 7 – гвинтові пружини; 8 – стояк; 9, 10 – шарніри

Конструкція грохоту відрізняється наявністю неутримуючого зв'язку коливного коробу із ситом у районі завантаження матеріалу. В якості приводу використовується встановлений у центрі удару коливної системи одновальний інерційний вібробудник 5.

На коробі 1 грохота змонтовані дві просіювальні поверхні 2 і 4. Перша з них не має жорсткого зв'язку з коробом і вільно спирається на нього через опорні гумово-пружні елементи 3, а друга, навпаки, жорстко закріплена на коробі. Розвантажувальна частина останнього спирається на раму 6 за допомогою гвинтових пружин 7, а завантажувальна поєднується з нею через стояк 8 з шарнірами 9 і 10.

Еліптичні траєкторії коливання жорстко закріпленого коробу такої конструктивної схеми будуть змінюватися по довжині сита від близьких до дотичних у місці сполучення коробу з важелями до близьких до нормальних у місці розташування вібробудника. У разі ж вільного спирання просіювальної поверхні 2 у завантажувальній частині коробу забезпечується генерування негармонійних ударно-імпульсних коливань, які дозволяють знизити інтенсивність забивання сита у цій його частині, збільшити його поглинальну здатність та прискорити внутрішньо-шарові процеси. На розвантажувальній жорсткій частині сита відбувається досівання матеріалу, а за рахунок значних вертикальних амплітуд також знижується засмічення отворів.

Такий грохот можна застосовувати і на стадіях переробки шихтових матеріалів, де потрібно стабілізувати гранулометричний склад та вирівнювати механічну міцність продукту, що сортується.

Під час підготовки агломераційної руди на дробильно-сортувальних фабриках або шахтах використовуються багатоярусні важко навантажені грохоти. Для підвищення ефективності їх роботи можуть бути запропоновані багатоярусні грохоти з круто похилими ситами. За рахунок значного кута нахилу сит розміри їх отворів беруться значно більшими у порівнянні з розміром частинок класу, що виділяється, і досягається нормальний рух по сити перезволоженого (вологістю більше 10%) матеріалу. У цьому випадку реалізується процес ймовірнісного грохочення, для досягнення максимальної ефективності якого та зниження інтенсив-

ності забивання і залипання сит необхідно підбирати раціональне розподілення коливань окремих точок робочого органу грохота. Така задача може бути вирішена шляхом використання конструктивної схеми, показаної на рис. 4.5 [10,22].

Ймовірнісний грохот ГВ постачений чотирма ситами 2, 3, 4 і 5, встановленими під різними кутами нахилу у коробі 1. Останній своїм завантажувальним кінцем спирається на підставу через гвинтові циліндричні опори 6, а розвантажувальним – за допомогою шарнірних стояків 7 з гумовими амортизаційними елементами 9 і 10. У центрі удару коробу (Ц.У.) встановлений однонаправлений інерційний вібробудник 10. Неоднорідні коливання робочого органу у такій схемі можуть генеруватися як геометричним, так і кінематичним способами. Таким чином, для кожного сита може бути вибраний найбільш раціональний режим коливань у залежності від навантаження, гранулометричного складу та вологості оброблюваного матеріалу.

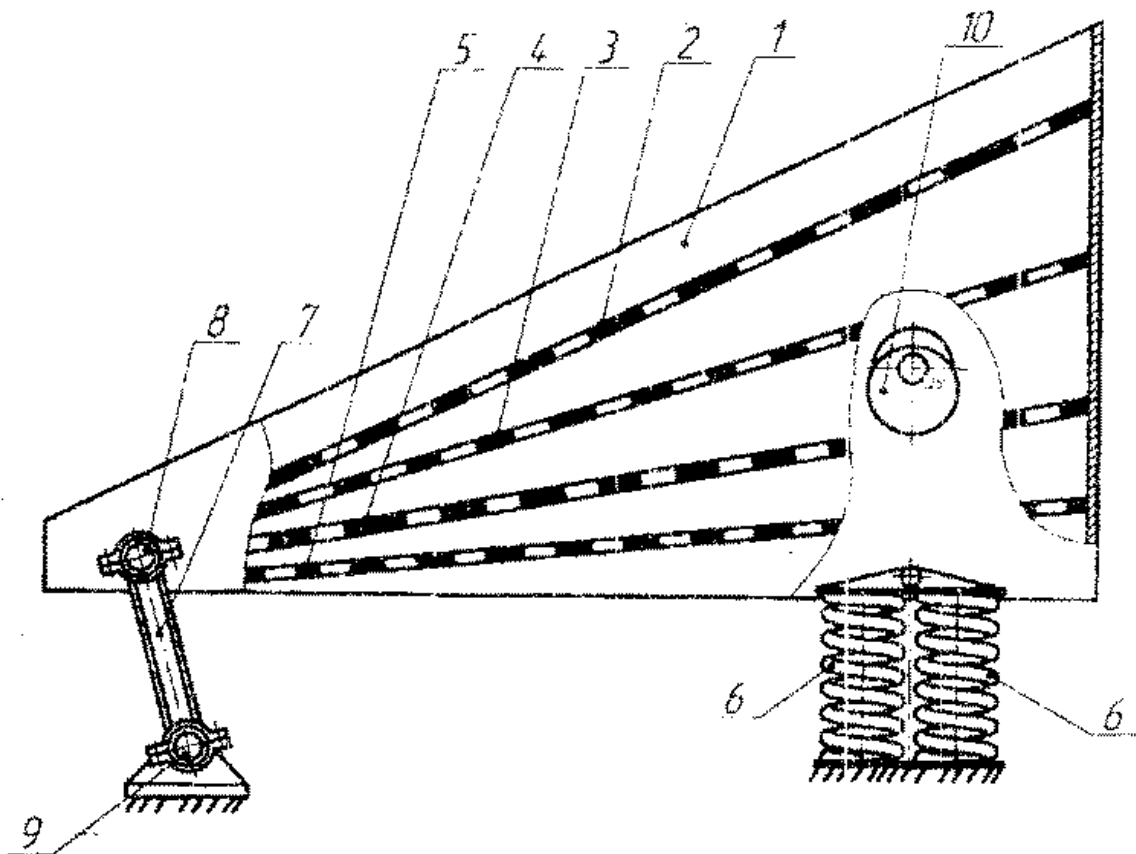


Рисунок 4.5 – Ймовірнісний грохот ГВ:

Ц.У. – центр удару системи; 1 – короб; 2, 3, 4, 5 – просіювальні поверхні;  
6 – гвинтові циліндричні опори; 7 – шарнірні стояки;  
8, 9 – гумові амортизаційні елементи; 10 – вібробудник

У ряді випадків ефективність процесу грохочення на важких грохотах з великим питомим навантаженням, що використовуються для сортування шихтових матеріалів, можна підвищити за рахунок покращення розпушування матеріалу або подовження часу перебування його на ситі. Для вирішення такої задачі призначений грохот ГПК з просторовими коливаннями робочого органу, схема якого приведена на рис. 4.6 [10,23].

Грохот складається з коробу 2 із ситом 3, що спирається на раму 1 за допомогою гвинтових циліндричних пружин 6 і 7. Віб्रोпривод грохоту представлений одновальним інерційним віброзбудником 5, встановленим уздовж осі інерції коробу. Над ситом грохоту у шаховому порядку змонтовані поперечні блоки 8 з поздовжніми ребрами 9. Відстані між ребрами по довжині і ширині сита можна змінювати шляхом зміщення або установки необхідної кількості блоків, а відстань між ребрами і просіювальною поверхнею регулювати за допомогою прокладок 4.

Наявність ребер дозволяє додатково впливати поперечними коливаннями на верхню частину транспортованого шару матеріалу. Це покращує сегрегацію матеріалу та сприяє зростанню швидкості доставки його дрібних часток до контакту із ситом.

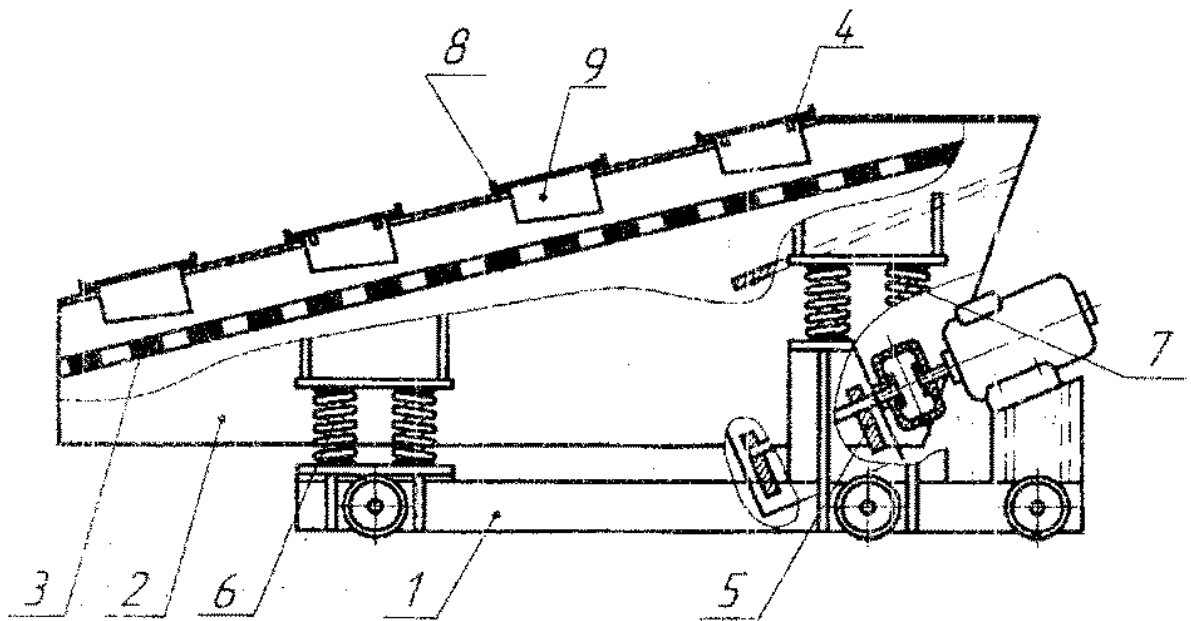


Рисунок 4.6 – Грохот ГПК з просторовими коливаннями робочого органу:  
1 – рама; 2 – короб; 3 – сито; 4 – прокладки; 5 – віброзбудник;  
6, 7 – гвинтові циліндричні пружини; 8 – поперечні блоки; 9 – поздовжні ребра

Нарешті, на рис. 4.7 представлена конструктивна схема грохоту ГНК з неоднорідними плоскими коливаннями робочого органу, що забезпечує покращення процесу сегрегації оброблюваного матеріалу [10,24].

Установка має короб 1 із ситами 2 та вібробудником 3. Поздовжні вертикальні борти коробу сполучені між собою поперечними балками 4, на усій довжині яких жорстко закріплені еластичні відбійники 5, виконані з окремих секцій 6 і 7 трапецієподібної форми. Ряди секцій чергуються, закріплені то більшою, то меншою підставою. Кріплення секцій до поперечних балок здійснюється пластинами 8 і 9. Конструкція коробу спирається на раму 11 за допомогою гвинтових пружин 10.

За рахунок коливань коробу та відбійників матеріал рухається ситом хвилюподібно з періодичним змінням висоти транспортованого шару. Всередині останнього відбувається додаткове переміщення частинок матеріалу внаслідок різниці тисків на суміжних ділянках шару різної висоти. Рух частинок здійснюється переважно у напрямку від ділянок з більшою висотою і відповідно більшим рухом у середині шару до суміжних ділянок з меншою висотою і відповідно меншим тиском у середині.

В результаті таких особливостей руху оброблюваного матеріалу висота його транспортованого шару змінюється як за довжиною, так і за шириною сита, а це дозволяє підвищити ступінь розпушення матеріалу та збільшити час його перебування на просіювальній поверхні грохота. Для додаткової оптимізації процесу грохочення в описаній конструкції передбачена можливість регулювання довжин відбійників та величин зазорів між суміжними секціями.

#### Висновок:

- розглянуті конструкції грохотів забезпечують неоднорідні просторові коливання своїх робочих органів і дозволяють за рахунок цього отримувати без додаткових енерговитрат більш інтенсивні процеси грохочення оброблюваних матеріалів та підвищену ефективність грохочення без зниження питомої продуктивності установок.

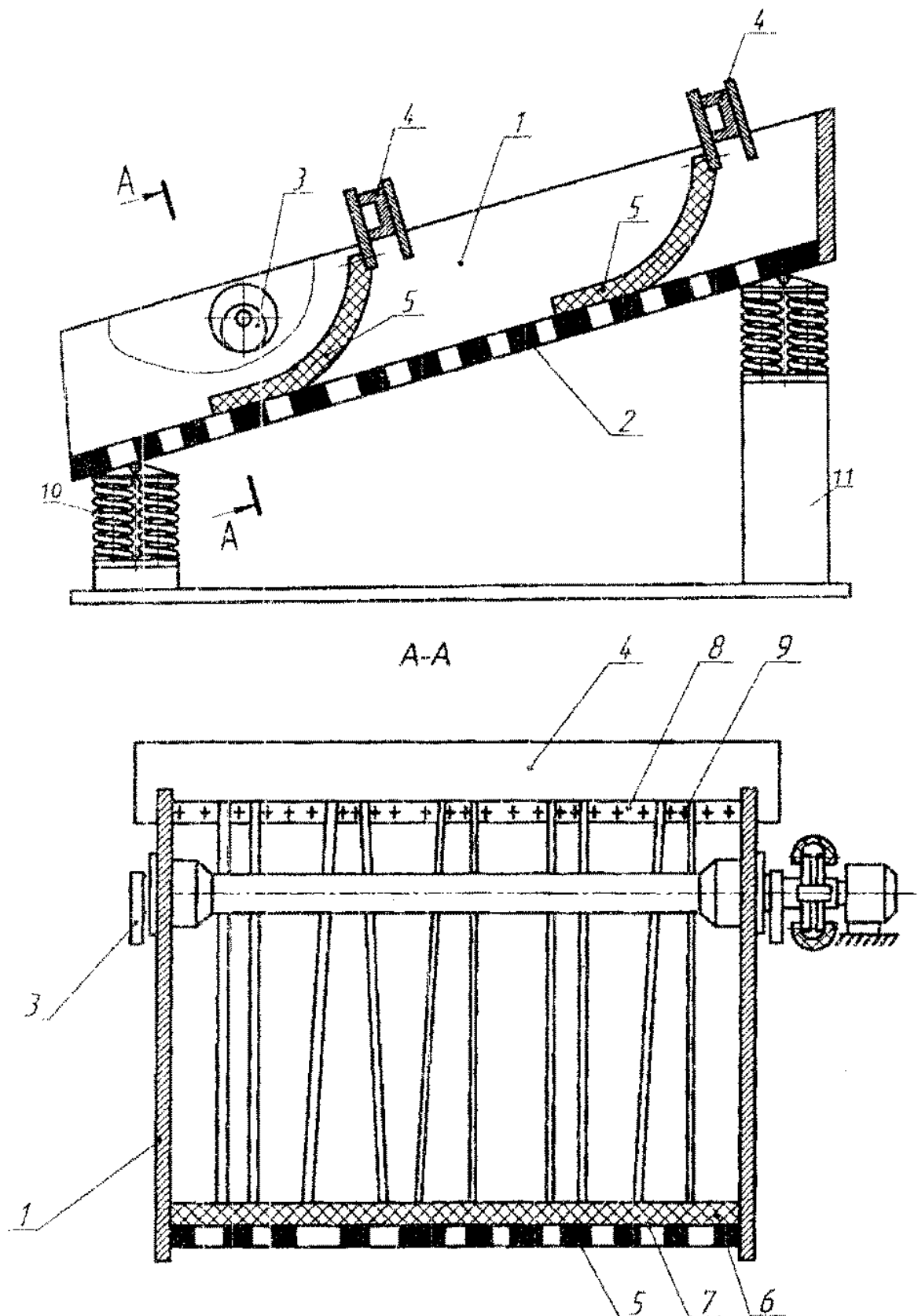


Рисунок 4.7 – Грохот ГНК з неоднорідними коливаннями робочого органу:  
 1 – короб; 2 – сита; 3 – вібробудник; 4 – поперечні балки; 5 – відбійники;  
 6, 7 – секції; 8, 9 – пластини; 10 – гвинтові пружини; 11 – рама

## ВИСНОВКИ

Проведені у процесі виконання магістерської роботи дослідження дозволили сформулювати наступні висновки та практичні рекомендації:

- для створення високоефективного процесу вібраційного просіювання матеріалу необхідно забезпечити раціональний режим коливань сита, який характеризується певними значеннями амплітуди і частоти його коливань, а також траєкторії його руху під час вібрації. Оптимальне поєднання цих трьох факторів забезпечує високі показники продуктивності та ефективності процесу грохочення, а також здатність грохота до самоочищення його сита від застряглих в його отворах зерен;

- здійснений порівняльний аналіз існуючих конструктивних схем грохотів вібраційного типу дозволив визначити їх основні переваги і недоліки та основні особливості просіювальних поверхонь таких установок;

- найбільш розповсюдженим типом вібраційних грохотів слід визнати інерційний. Він відрізняється простотою конструктивного виконання та високими рівнями продуктивності, ефективності грохочення та надійності в експлуатації. Інерційні грохоти працюють, як правило, у глибоко зарезонансному режимі роботи, який дозволяє утримувати стабільні параметри вібрації незалежно від рівня навантаження машини. Вельми перспективним видом таких установок є грохоти з неоднорідним просторовим полем траєкторій коливань робочого органу, які забезпечують підвищену ефективність процесу грохочення матеріалу за рахунок додаткової переорієнтації шматків у просторі і створення тим самих найсприятливіших умов для їх доставки через шар матеріалу до поверхні сита та проходження крізь його отвори. Крім того, такий режим роботи забезпечує найкраще самоочищення сит від застряглих або налиплих шматків матеріалу;

- найвідповідальнішим вузлом вібраційного грохоту є його короб, який несе на своїй конструкції привод і просіювальні поверхні та сприймає значні статичні і динамічні експлуатаційні навантаження. До коробу ставляться підвищені вимоги з точки зору надійності та довговічності. Він повинен мати достатню жорсткість

та високий рівень витривалості, а також відрізнятися значною зносостійкістю елементів, що контактують з оброблюваним матеріалом. Вирішальною умовою гарантування високого рівня надійності вібраційного грохота є достатня точність визначення власних форм і частот коливань його корпусу, а також виникаючих напружень в окремих конструктивних елементах;

- за результатами здійсненого аналізу технологічних особливостей процесу грохочення мінеральної сировини та механічного обладнання для його виконання вибрані методи теоретичних та експериментальних наукових досліджень для реалізації поставлених в роботі задач;

- задача розрахунку одного з найвідповідальніших вузлів вібраційного грохоту – його корпусу – суттєво ускладнена у випадку наявності неоднорідних просторових коливань робочого органу, коли сили інерції змінюються як по його довжині, так і по ширині. Тому для таких машин доцільно використовувати методику поелементного вузлового розрахунку, принцип якої полягає у поступовому навантажуванні підсилюючих елементів на початкову конструкцію корпусу, що дозволяє синтезувати металоконструкцію, яка відповідатиме усім вимогам міцності та жорсткості при мінімальній металоемності. Такий підхід дає можливість враховувати внесок кожного елемента у величину моменту опору перетину для підсилення конструкції саме у тих її місцях, що потребують цього. Згадана методика з успіхом застосована для розрахунку цілої низки серійних вібраційних грохотів;

- дослідження особливостей роботи пов'язь-балок корпусів показали, що напруження в опорних перетинах балки прямо пропорційні її зовнішньому діаметру та зворотно пропорційні її довжині. З огляду на це, для грохотів з просторовими коливаннями корпусів балки мають бути за можливості мінімального діаметру, але їх кількість потрібно збільшувати з відповідним зменшенням кроку установки;

- порівняльний аналіз різних способів сполучення елементів корпусу, насамперед пов'язь-балок з його бортами, засвідчив, що використання болтового способу з'єднання на відміну від зварного та заклепкового, забезпечує набагато кращі експлуатаційні результати і дозволяє суттєво підвищити надійність та ремонтпридатність грохотів;

- в роботі також розглянуто питання організації прискорених випробувань коробів вібраційних грохотів на надійність. Для цього рекомендується використувати метод, заснований на підвищенні частоти коливань коробу та зменшенні його амплітуди, причому остання має вибиратися з умови дотримання постійного значення амплітуди прискорення. Ця частота повинна бути як мінімум утричі меншою за найменшу з частот власних коливань конструктивних елементів коробу грохоту. Порівняння напружень в елементах коробу при номінальному режимі роботи та у режимі прискорених випробувань свідчить про їх аналогічність, що дає можливість з достатньою достовірністю оцінити ресурс коробу шляхом прискорених випробувань. Метод відрізняється незначними матеріальними витратами і дозволяє задавати коефіцієнт прискорення випробувань навіть за відсутності даних про фактичний ресурс коробу;

- в останньому розділі роботи розглянуто окремі конструкції грохотів з неоднорідними просторовими коливаннями робочих органів, які дозволяють за рахунок реалізації подібного режиму роботи отримувати без додаткових енерговитрат більш інтенсивні процеси грохочення оброблюваних матеріалів та підвищену ефективність грохочення без зниження питомої продуктивності установок;

- отримані в результаті проведених досліджень результати дозволяють суттєво (на 20-30%) підвищити ефективність процесу просіювання матеріалу на інерційних грохотах з неоднорідними просторовими коливаннями робочого органу, забезпечити раціональні методи проектування коробів таких установок та значно (не менше, ніж у 2 рази) скоротити час експлуатаційних випробувань обладнання на надійність.

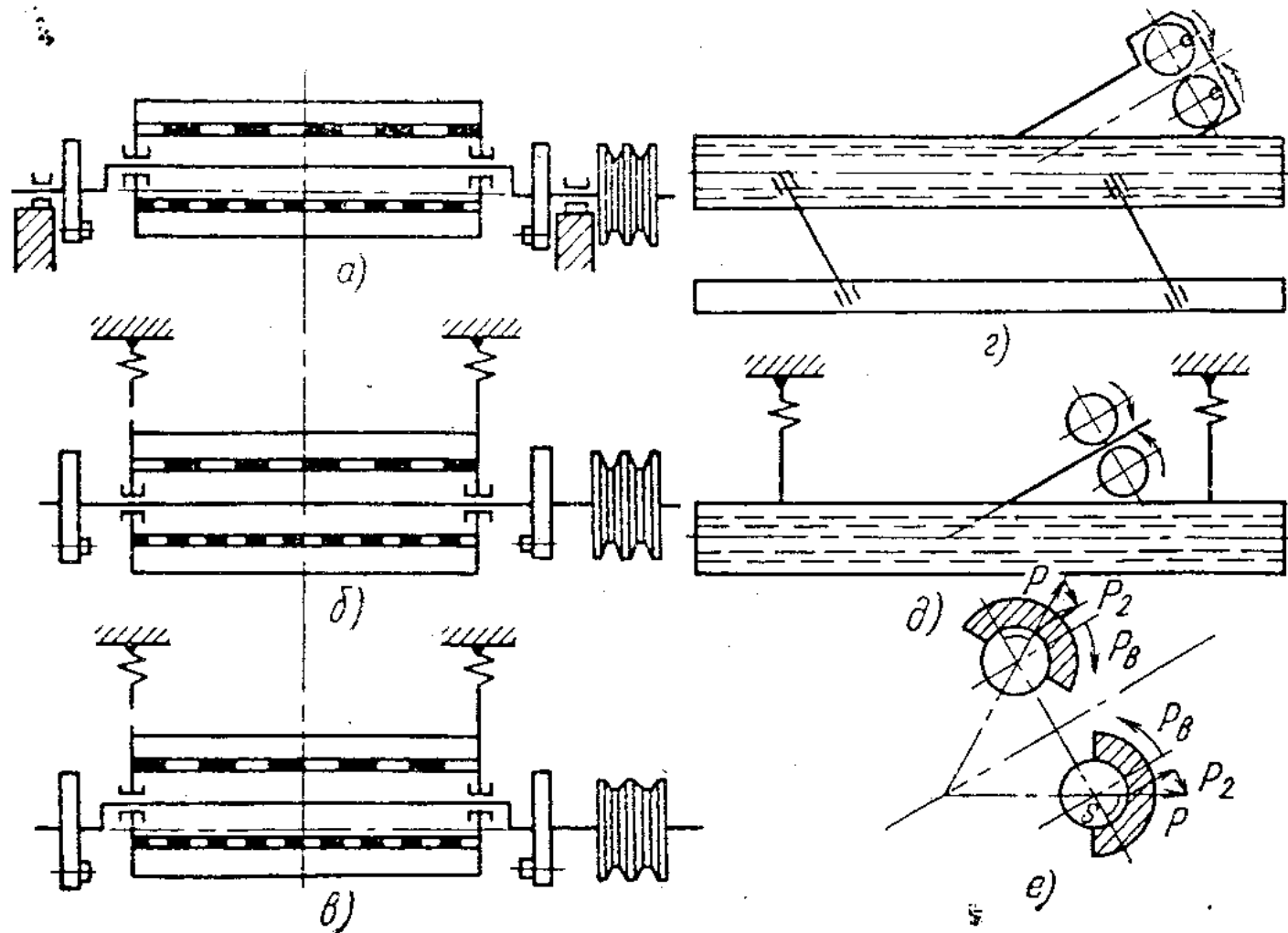


Рисунок 1.5 – Кінематичні схеми вібраційних грохотів:

*a* – гіраційний; *б* – інерційний похилий з круговими коливаннями сита; *в* – те саме зі зміщенням відносно геометричної осі валом (самоцентрувальна конструкція); *г* – горизонтальний опорний інерційний з прямолінійними коливаннями сита; *д* – те саме підвісного типу; *е* - схема дії відцентрового віброзбудника з прямолінійними коливаннями

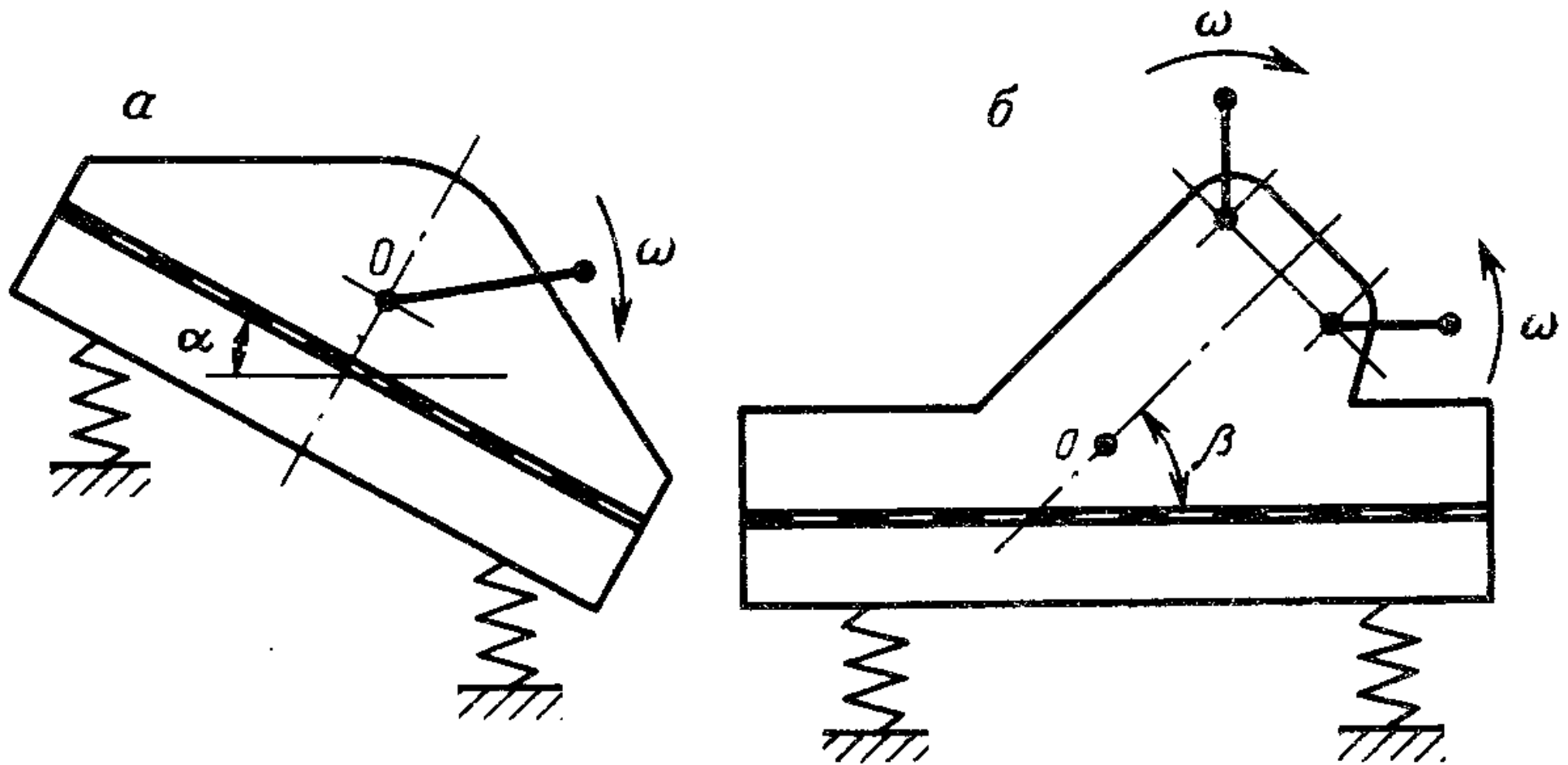
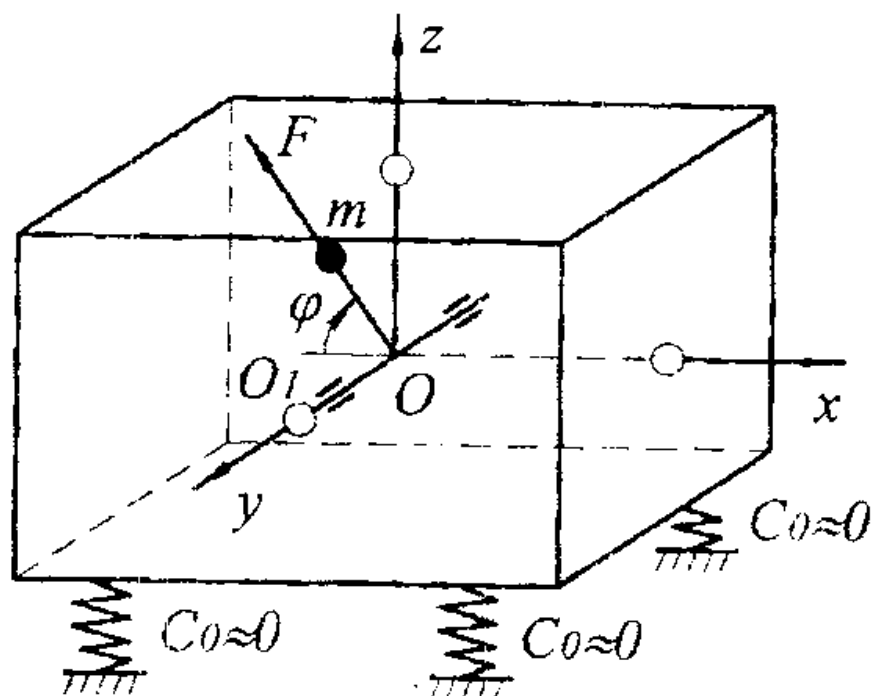
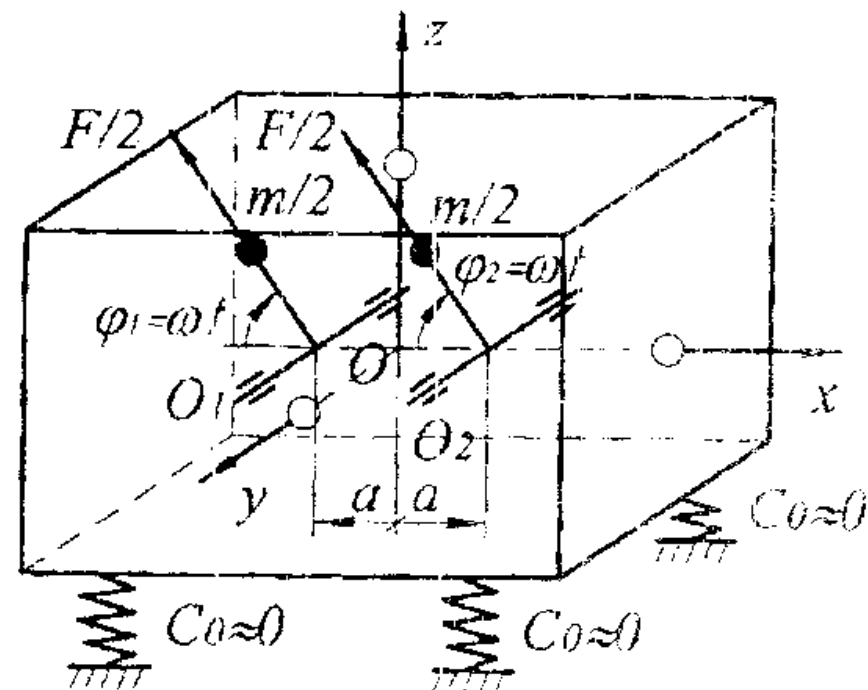


Рисунок 1.9 – Структурні схеми одномасних зарезонансних грохотів з дебалансними віброзбудниками:  
*a* – похилий грохот з круговими (або близькими до них) коливаннями;  
*б* - горизонтальний грохот з прямолінійними коливаннями



а)



б)

Рисунок 1.10 – Динамічні схеми віброташин з однорідним полем траєкторій:  
 а – з круговими коливаннями робочого органу; б – зі спрямованими прямолінійними коливаннями робочого органу

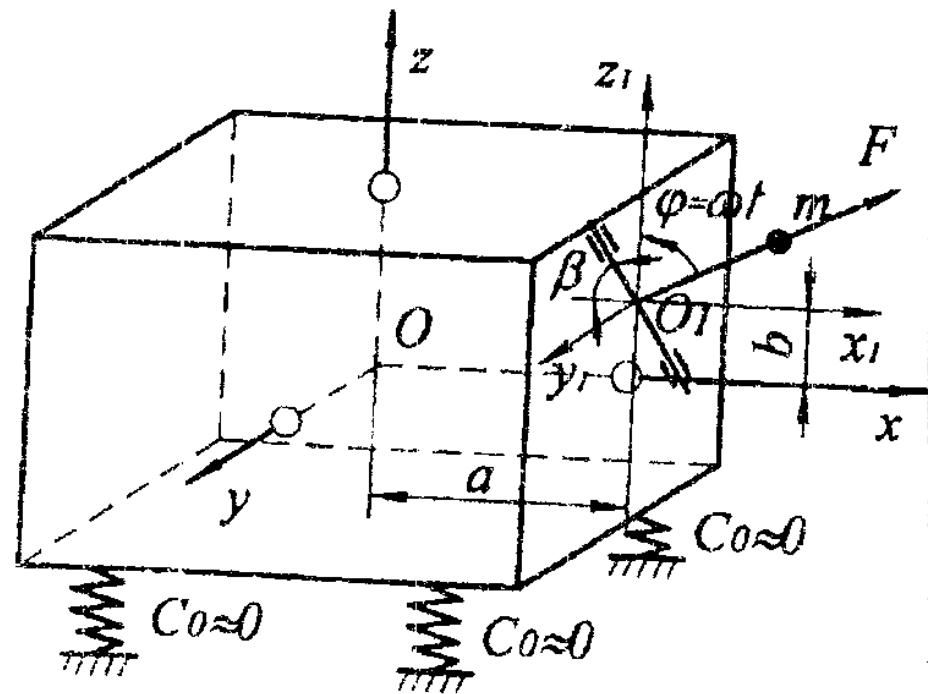
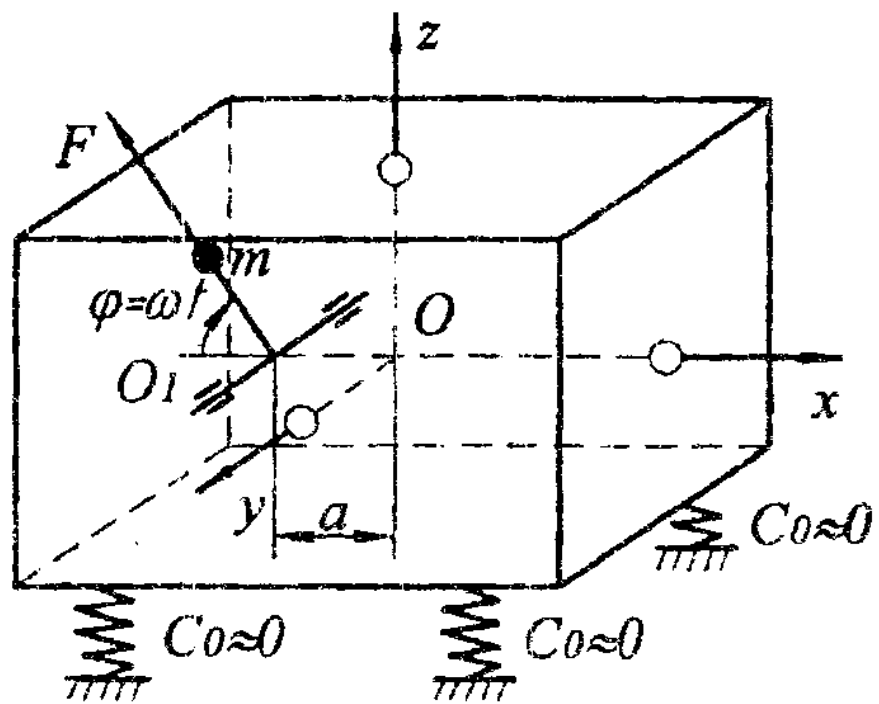


Рисунок 1.11 – Динамічні схеми вібронадстрою з неоднорідним полем траєкторій коливань робочого органу:  
 $a$  – плоским;  $b$  – просторовим

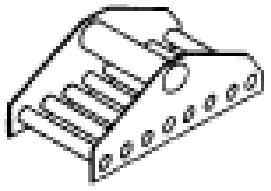
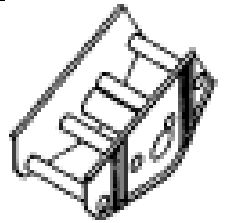
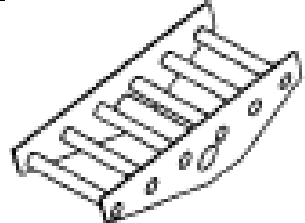
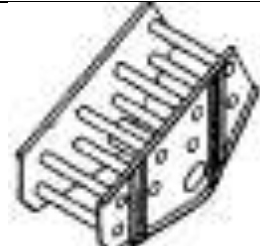
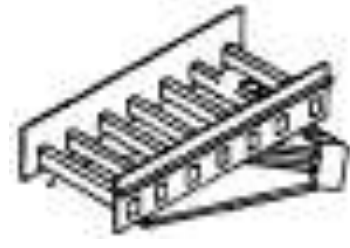
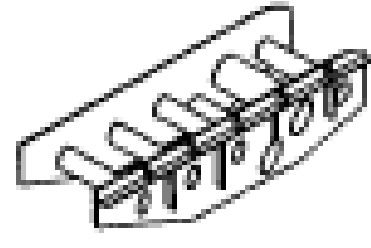
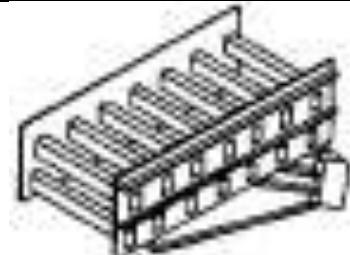
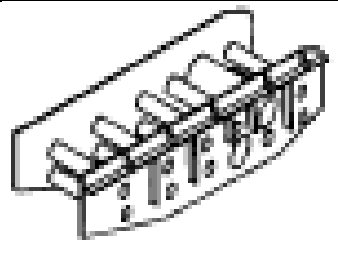
| Типи грохотів                    |            | Розташування вібробудників                                                          |                                                                                       |                                                                                       |
|----------------------------------|------------|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|
|                                  |            | Верхнє                                                                              | Нижнє                                                                                 | У центрі мас коробу або поблизу нього                                                 |
| З круговими коливаннями сита     | Односитові |    |    |    |
|                                  | Двоситові  |    |    |    |
| Зі спрямованими коливаннями сита | Односитові |   |   |   |
|                                  | Двоситові  |  |  |  |

Рисунок 1.12 – Основні конструктивно-компонувальні схеми коробів вібраційних грохотів

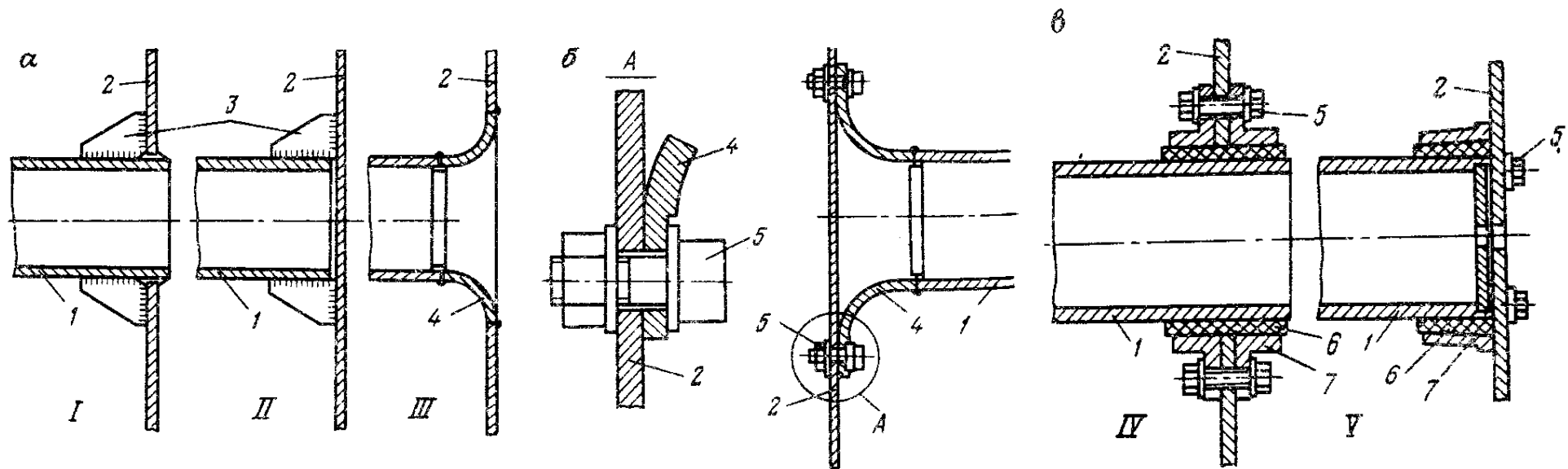


Рисунок 1.14 – Можливі варіанти конструктивного виконання вузла сполучення пов'язь-балок з бортами коробу:  
*а* – за допомогою зварки; *б* – за допомогою високоміцних болтів; *в* – те саме, з пружним гумовим елементом;  
 1 – поперечна пов'язь-балка; 2 – бортові листи; 3 – елементи посилення (ребра жорсткості);  
 4 – перехідний фланець; 5 – високоміцні болти; 6 – гумові втулки; 7 – обтискні фланці

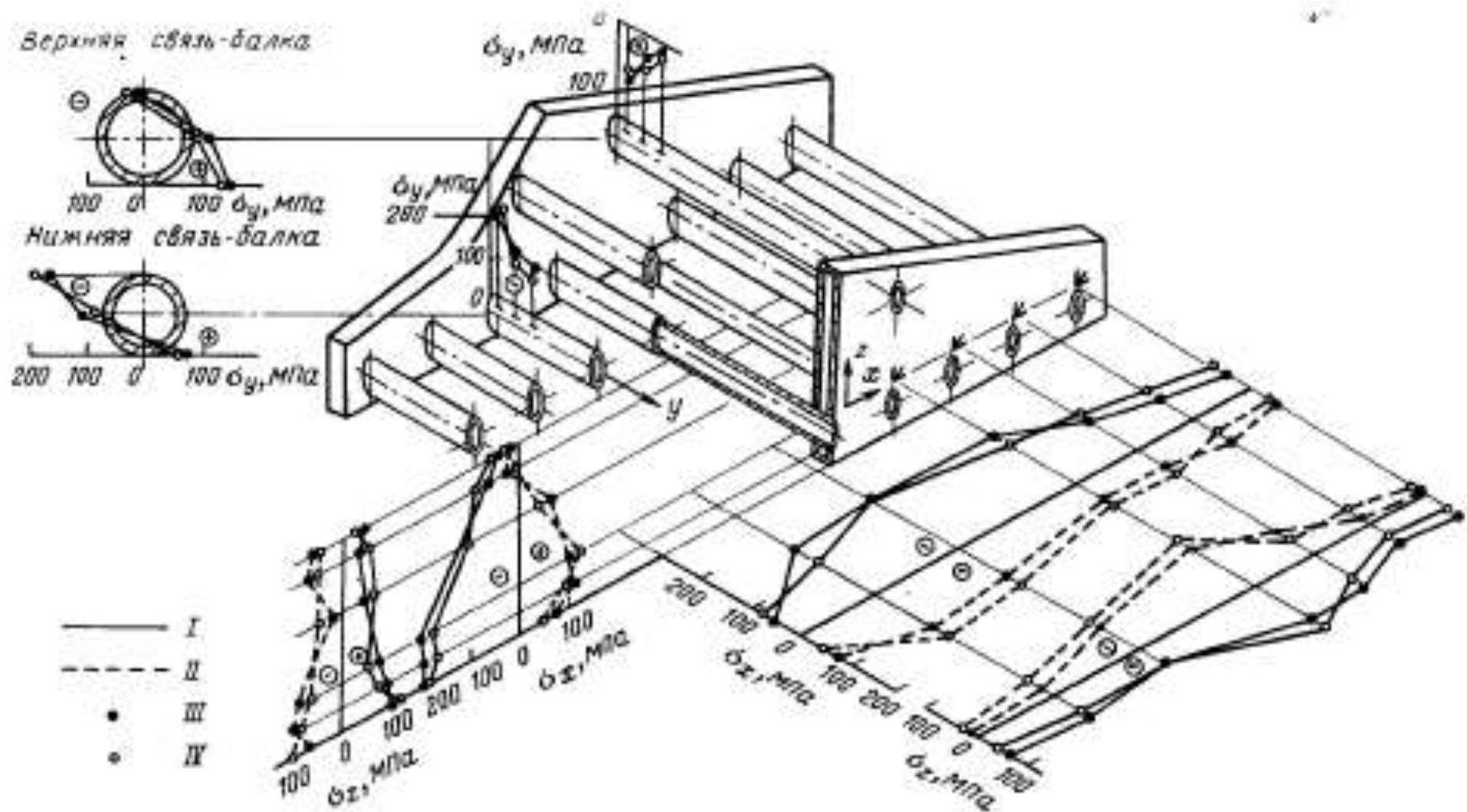


Рисунок 1.15 – Порівняння температурних напружень в елементах коробу грохота ГСТ61:  
 I, II – відповідно на внутрішній та зовнішній стінках борта;  
 III, IV – дані, отримані відповідно на натурному грохоті та на його фізичній моделі