

Свінін Даніїл Борисович

Магістерська робота

**Дослідження та обґрунтування раціональних динамічних схем
вібраційних грохотів**

Керівник роботи

проф., к.т.н. Горбачов Ю.Г.

ВСТУП

Подальший розвиток гірничої та гірничозбагачувальної промисловості пов'язаний з інтенсифікацією виробництва на основі науково-технічного прогресу та постійним удосконаленням обладнання для його механізації. Підприємства гірничої галузі потребують нових технологій та високоефективної і надійної техніки для механізації технологічних і транспортних процесів.

Одним з найрозповсюджених типів такого механічного обладнання є вібраційні грохоти, які широко використовуються у шахтах і кар'єрах, на збагачувальних та агломераційних фабриках, металургійних заводах, а також на підприємствах будівельної індустрії. Високі технологічні та експлуатаційні якості вібраційних грохотів базуються на широкому використанні сучасних досягнень науки і техніки [1-5].

Зусиллями вітчизняних науково-дослідницьких та проектно-конструкторських організацій разом з представниками машинобудівних заводів та підприємств різних галузей промисловості створені та поставлені на серійне виробництво численні зразки конструкцій вібраційних грохотів, відпрацьовані конструктивні та динамічні схеми віброзбудників для забезпечення раціональних режимів коливань робочих органів грохотних установок [6,7].

Проте, наявність широкої різноманітності таких схем вимагає прискіпливого порівняльного аналізу з метою виявлення переваг та недоліків, та розробки рекомендацій щодо раціонального практичного використання кожної з них.

З огляду на це, тема представленої магістерської роботи, присвяченої дослідженню та обґрунтуванню раціональних динамічних схем вібраційних грохотів, є надзвичайно важливою та актуальною.

Мета роботи – аналіз та обґрунтування раціональних динамічних схем вібраційних грохотів, що забезпечують підвищену ефективність процесу грохочення мінеральної сировини.

Об'єкт дослідження – технологічний процес розділення сипких матеріалів на класи крупності.

Предмет дослідження – вібраційні грохоти інерційного типу.

Наукове положення – розроблені у роботі рекомендації дають можливість за рахунок використання раціональних динамічних схем інерційних грохотів та реалізації режимів неоднорідних просторових коливань їх робочих органів забезпечити суттєве (на 10-15%) підвищення ефективності процесу просіювання матеріалу.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Обладнання для вібраційного розділення сипких сумішей

Машини для вібраційного розділення (сепарування) сипких сумішей використовуються з метою очищення сировини від домішок, фракціонування її та сортування.

Для розділення матеріалів на ситах за розмірами частинок, що входять до складу суміші, надзвичайно широке застосування у різних галузях промисловості знайшли вібраційні грохоти. Не є виключенням гірничорудна промисловість, де віброгрохоти використовуються для розділення шматкових матеріалів на класи крупності перед дробленням, для відмивання обважнювача під час збагачення корисних копалин у важких середовищах, для зневоднення пульпи. Аналогічні задачі вібраційні грохоти виконують на підприємствах гірничої хімії, у вугільній промисловості та промисловості будівельних матеріалів. В останніх двох випадках грохоти застосовують також для товарного грохочення, тобто для розділення готового продукту на товарні класи перед відправкою споживачеві [2,4-8].

Процес розділення матеріалів відбувається при цьому шляхом його вібраційного переміщення уздовж просіювальної поверхні (сита, решета або набору колосників). Ця поверхня може бути активною (гнучкою, з рухомими елементами) для кращого грохочення липких глинистих матеріалів зі значним вмістом вологи.

За рахунок повідомлення вібраційних рухів просіювальним поверхням досягають переміщення оброблюваного продукту, рівномірного розподілення його по робочій поверхні, полегшення проходження дрібних зерен через отвори сит та забезпечення видалення отриманих класів з робочого органу. Вібраційні коливання можуть бути гармонійними круговими у вертикальній площині, що проходить через поздовжню вісь робочого органу грохоту (у цьому випадку він має бути встановленим під кутом 15-30° до горизонту), або прямолінійними у площині робочого органу чи під певним кутом до неї (у цьому разі останній може бути горизонтальним).

Вибір режиму коливань робочого органу (величин частоти та амплітуди коливань) здійснюється виходячи з вимог конкретного технологічного процесу. Підвищення інтенсивності коливань призводить до зростання швидкості переміщення матеріалу ситом, а, значить, і продуктивності процесу грохочення. Але разом із цим знижується якість сепарації, адже внаслідок наявності на ситі шару матеріалу певної висоти не усім дрібним шматкам вистачає часу добратися до просіювальної поверхні і пройти крізь її отвори. Тому для досягнення певного компромісу між продуктивністю та ефективністю процесу грохочення сучасні вібраційні грохоти працюють у діапазонах частот від 500 до 1500 кол/хв. та амплітуд від 3 до 10 мм, причому при більших частотах намагаються вибирати менші амплітуди (для дрібно шматкових матеріалів) і навпаки (для крупношматкових).

1.2 Характеристики надійності та якості вібраційних грохотів

Вібраційні грохоти можна розглядати, з одного боку, як машини відповідного призначення у загальному машинобудуванні, а, з іншого – як спеціальні агрегати з динамічним збудженням коливань. Як на перші, на них розповсюджуються усі загальні норми якості та надійності, а як другі – вони повинні відповідати певним спеціальним вимогам, до яких можна віднести наступні [8]:

- *стабільність*. Важливою вимогою до вібраційного грохоту є його здатність забезпечувати постійність закону коливань робочого органу (коробу), незалежність останнього від таких факторів, як неточності виготовлення машини, змінення у часі маси матеріалу на ситі, характеристик підведеної енергії, ступеня зношення деталей конструкції тощо. Така здатність характеризується властивістю стабільності робочого режиму грохоту.

Під стабільністю режиму коливань робочих органів вібраційних грохотів розуміють ймовірність того, що кінець контрольного вектору, який описує той чи інший контрольний параметр машини, не виходить за межі заданої області протягом певного проміжку часу (повного терміну служби машини або часу її міжремонтної експлуатації).

Стабільність є одним з аспектів поняття «надійності», під якою розуміють спроможність технічного об'єкту виконувати задані функції у заданих межах протягом потрібного проміжку часу.

Особливо цікавим є питання стабільності вібраційних грохотів з прямолінійними коливаннями коробів, які збуджуються двома самосинхронізаційними дебалансними віброзбудниками. Такі машини, якщо вони виконані за одномасною динамічною схемою і працюють у зарезонансному режимі коливань, достатньо стабільні у випадку приводу від віброзбудників самобалансного типу з кінематичними самосинхронізаційними елементами. Для них питання стабільності зводиться до аналізу стабільності синхронного обертання дебалансних віброзбудників з потрібним фазуванням;

- *коефіцієнт підсилення змушеного зусилля*. Для вібраційного грохоту дуже важливою характеристикою є ступінь використання змушеного зусилля, що розвивається віброзбудником. У кількісному вигляді цей показник (він називається коефіцієнтом підсилення) оцінюється відношенням амплітуди змушеного зусилля F , яка необхідна для повідомлення робочій масі M_i гармонійних коливань із заданими амплітудою A_i і частотою ω , до амплітуди змушеного зусилля, що розвивається віброзбудником:

$$K_y = \frac{M_i A_i \omega^2}{F}. \quad (1.1)$$

Іншими словами, коефіцієнт підсилення показує, у скільки разів коливна система підвищує змушене зусилля, яке передається робочому органу віброзбудником;

- *урівноваженість конструкції*. Це ступінь передачі динамічних навантажень на фундаменти або на підтримувальні опори. Для нерезонансного вібраційного грохота вона зазвичай оцінюється коефіцієнтом передачі динамічного зусилля:

$$K_\phi = \frac{F_\phi}{F}, \quad (1.2)$$

де F_ϕ – зусилля, що передається на фундамент; F – змушене зусилля, що розвиває

віброзбудник.

Коефіцієнт K_d показує, яка частина динамічного навантаження, що розвивається джерелом коливань, передається фундаменту. Область його використання обмежується лише нерезонансними машинами, в яких $K_y = 1$ (тобто коли амплітуди змущених зусиль, що розвивається приводом та передається фундаменту, співпадають). В конструкціях резонансного типу джерелом неурівноважених динамічних навантажень, які передаються на фундамент, є не змущене зусилля віброприводу, а сила інерції, що розвивається робочим органом машини. Тому для порівняння вібраційних машин різних систем в якості коефіцієнту передачі динамічного зусилля доцільніше користуватися наступним відношенням:

$$K_d = \frac{F_\phi}{F_i}, \quad (1.3)$$

де $F_i = M_i A_i \omega^2$ – максимальне інерційне зусилля, що розвивається робочим органом;

- *технологічні показники грохочення*. Як відомо, матеріал на ситі грохота розділяється на надрешітний (верхній) та підрешітний (нижній) класи. Перший представлений шматками, що не пройшли крізь отвори сита, а другий – шматками, яким у міру їх розмірів вдалося зробити це. Але не усім шматкам, які б могли потрапити у нижній клас, вистачає часу на зустріч із ситом, адже цей час обмежений, а шар матеріалу на ситі заважає цьому. Тому верхній клас постійно засмічується зернами нижнього класу, які не встигли пройти у підрешітний продукт. Ця ситуація у чисельному відношення оцінюється таким найважливішим показником, як вилучення ε – відношення маси матеріалу розрахункової крупності, який пройшов крізь отвори сита, до маси матеріалу даної крупності, що був у вихідному продукті (перед грохоченням). Вилучення характеризує загальну якість процесу грохочення.

Баланс матеріалів у процесі грохочення можна виразити наступним співвідношенням:

$$P_g = P_n + P_h, \quad (1.4)$$

де $P_{\text{в}}$, $P_{\text{п}}$, $P_{\text{н}}$ – маси відповідно вихідного матеріалу (продуктивність грохоту за живленням), підрешітного та надрешітного (продуктивність грохоту за готовим класом або за просівом) продуктів за одиницю часу. Якщо позначити процентні вмісти цих продуктів відповідно літерами α , β і θ , то можна записати:

$$P_{\text{в}}\alpha = P_{\text{п}}\beta + P_{\text{н}}\theta. \quad (1.5)$$

Вихід підрешітного продукту:

$$\gamma = \frac{100(\alpha - \beta)}{\beta - \theta}, \%, \quad (1.6)$$

а вилучення матеріалу розрахункової крупності у підрешітний продукт:

$$\varepsilon = \frac{\gamma\beta}{\alpha} = \frac{100\beta(\alpha - \theta)}{\alpha(\beta - \theta)}, \%. \quad (1.7)$$

Ще однією важливою характеристикою процесу грохочення є його ефективність E , яка представляє собою різницю між вилученням ε у підрешітний продукт матеріалу розрахункової крупності та вилученням ε_+ у той самий підрешітний продукт більш крупного матеріалу:

$$E = \varepsilon - \varepsilon_+ = \varepsilon - \frac{\gamma(100 - \beta)}{100 - \alpha} = \frac{100\gamma(\beta - \alpha)}{\alpha(100 - \alpha)}, \%. \quad (1.8)$$

Ефективність грохочення більш повно у порівнянні з вилученням характеризує якість процесу розділення матеріалу на поверхні сита, тому що враховує потрапляння у підрешітний продукт крупного матеріалу (крупнішого за розрахункову крупність).

Показники ε і E вельми чутливі до продуктивності грохоту $P_{\text{в}}$ за вихідним живленням. На рис. 1.1 приведені залежності ε і E від $P_{\text{в}}$. На них добре видно, що із збільшенням кількості матеріалу на грохоті величини вилучення та ефективність процесу розділення плавно знижуються, причому ефективність процесу зав-

жди нижче вилучення.

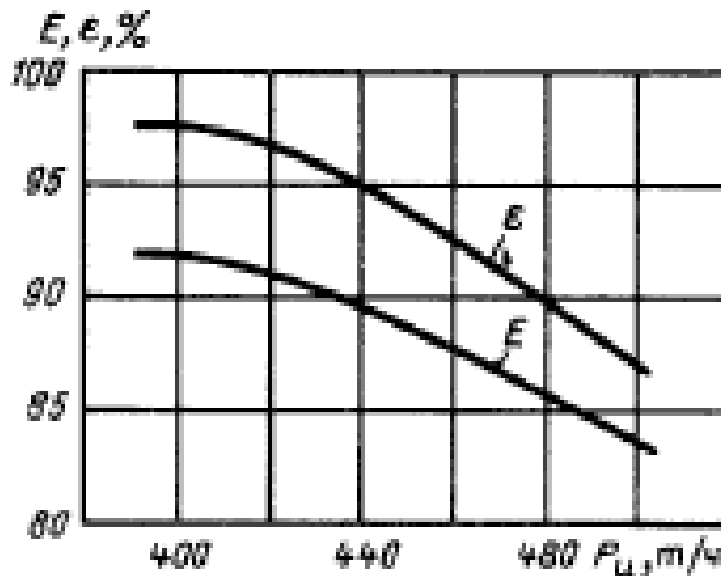


Рисунок 1.1 – Залежність вилучення ϵ класу 12-0 мм та ефективності грохочення E від продуктивності грохоту за живленням $P_{\text{в}}$

Висновки:

- для розділення матеріалів на ситах надзвичайно широке застосування у різних галузях промисловості знайшли вібраційні грохоти. Процес розділення матеріалів на вібраційному грохоті відбувається під час його вібраційного переміщення уздовж просіювальної поверхні (сита, решета або набору колосників). Повідомлення вібраційних рухів просіювальною поверхню забезпечує переміщення оброблюваного продукту, рівномірне розподілення його по робочій поверхні, полегшення проходження дрібних зерен через отвори сит та видалення отриманих класів з робочого органу;

- конструкції вібраційних грохотів повинні відповідати певним спеціальним вимогам, до яких можна віднести наступні: стабільність (тобто здатність забезпечувати постійність закону коливань робочого органу); високий ступінь використання змушеного зусилля, що розвивається віброзбудником; урівноваженість конструкції (тобто низький ступінь передачі динамічних навантажень на фундаменти або на підтримувальні опори); високі технологічні показники грохочення, найважливішими з яких є вилучення та ефективність процесу грохочення.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – аналіз та обґрунтування раціональних динамічних схем вібраційних грохотів, що забезпечують підвищену ефективність процесу грохочення мінеральної сировини.

Аналіз галузей використання та конструктивних особливостей вібраційних грхтів, зокрема конструкцій інерційного типу дозволив визначити задачі, які потребують вирішення у процесі даного дослідження:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- здійснити порівняльний аналіз динамічних схем вібраційних грохотів;
- дослідити характер та обґрунтувати раціональні параметри коливань робочих органів грохотів;
- проаналізувати вплив перехідних процесів на характер роботи вібраційних грохотів з дебалансними віброзбудниками;
- дослідити сучасні методи самосинхронізації дебалансних віброзбудників;
- дослідити траєкторні поля вібраційних грохотів з неоднорідними та просторовими коливаннями робочих органів;
- розробити загальну схему проектування інерційних приводів вібраційних грохотів, зокрема вибір типу та конструкції віброзбудника, вимоги до конструювання підшипникових вузлів інерційних віброзбудників, вибір схеми та розрахунок потужності приводних пристроїв інерційних грохотів.

Об'єкт дослідження – технологічний процес розділення сипких матеріалів на класи крупності.

Предмет дослідження – вібраційні грохоти інерційного типу.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Виконання будь-яких наукових досліджень можливо лише з використанням загальновідомих та визнаних методів, апробованих багаторічним науковим та науково-практичним досвідом. До них відносяться методи теоретичних та експериментальних досліджень, загальні та спеціальні методи. Можна згадати такі з них, як аналіз і синтез, індукція та дедукція, абстрагування та конкретизація та багато інших. Використання цих методів дає можливість виявити зв'язки між явищами та предметами навколишньої реальності, визначити закономірності змінення параметрів і показників різноманітних технологічних процесів і техніки.

Під час виконання даної магістерської роботи використовувався метод синтезу вібраційного поля інерційного грохоту, метою якого було отримання повної картини коливань усіх точок робочого органу такої технологічної машини. Наприклад, запропонована у роботі універсальна діаграма плоского поля коливань вібраційної машини (УДП) дає можливість вирішувати задачі синтезу полів траєкторій вібраційних грохотів на стадії проектування машин, а також аналізу спотворень цих полів під час випробувань та налагодження реальних машин.

Для урахування впливу технологічного навантаження на характер протікання процесу синхронізації роботи дебалансних віброзбудників у роботі застосовувався метод моделювання, під час якого реакцію матеріалу на робочому органі замінювали силами опору, що були пропорційними швидкостям руху точок робочого органу, кількості матеріалу і залежали від його фізико-механічних характеристик. У роботі запропонована відповідна методика розрахунку вібраційних грохотів з двома дебалансними віброзбудниками на стабільність режиму синхронності та синфазності їх роботи з урахуванням маси матеріалу на робочому органі машини.

Для здійснення аналізу і синтезу будь-якого траєкторного поля вібромашини з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу запропонована методика розрахунку, яка дозволяє отримати розподілення траєкторій робочих органів у будь-яких точках для випадків будь-якого прикладення змушеного зу-

силля відносно центру мас системи.

Для урахування впливу технологічного навантаження на динаміку вібраційної машини, яке здійснювалося шляхом додавання до диференціальних рівнянь руху її робочого органу дисипативних сил, що виникають за рахунок сухого тертя на контакті «матеріал – робочий орган» та сил тертя усередині шару матеріалу, ці сили представлялися за допомогою загальновідомих ідеалізованих реологічних моделей шару сипкого матеріалу (ідеально пружне або пружно-в'язке тіло, пружна або лінійно-в'язка рідина тощо).

Для практичного порівняння результатів технологічної експлуатації грохотів з однорідними, неоднорідними та просторовими коливаннями робочих органів в умовах металургійного комбінату «Міттал Стіл Кривий Ріг» використовувалася методика промислових випробувань експериментальної установки, до складу якої входив вібраційний грохот, що дозволяв реалізувати усі перераховані види коливань в однакових виробничих умовах.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ СХЕМ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ

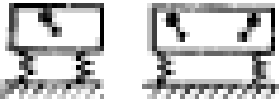
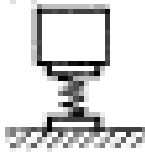
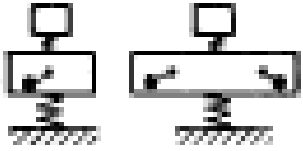
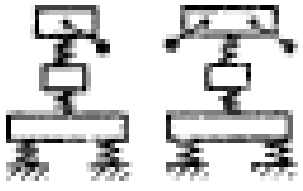
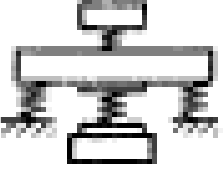
3.1 Порівняльний аналіз динамічних схем вібраційних грохотів

Поняття динамічної схеми вібраційного грохоту представляє собою певну ідеалізацію реальної машини у вигляді сукупності твердих або пружних тіл, які мають масу (a , значить, і моменти інерції) і сполучені між собою пружними зв'язками та кінематичними напрямними. Під дією змушених зусиль приводів ці тіла здійснюють коливання, що характеризуються певними траєкторіями, амплітудами та частотами. Кожна динамічна схема забезпечує визначений закон коливань основної своєї маси – робочого органу, потрібний для найкращого виконання того чи іншого технологічного процесу, для якого призначена машина. В одномасній динамічній схемі ця маса буде єдиною. Крім того, динамічна схема має забезпечувати необхідний рівень основних експлуатаційних властивостей грохоту – стабільності, коефіцієнту підсилення змушеного зусилля та урівноваженості. В табл. 3.1 приведений порівняльний аналіз основних динамічних схем вібраційних грохотів за цими показниками. Відповідність їх вказаним експлуатаційним властивостям оцінена умовними позначками: «++» – добре; «+» – задовільно; «-» – незадовільно; «- -» – у край незадовільно [8].

Аналіз схем, приведених в табл. 3.1, показує, що:

- схема 1 для одномасних машин з дебалансним приводом і зарезонансним режимом роботи (такі грохоти ще носять назву інерційних) характеризується достатньо високою стабільністю робочого режиму – амплітуда коливань робочого органу в них практично не залежить від певного змінення частоти збудження. Це добре видно на графіках амплітудно-частотних характеристик представлених у табл. 3.1 схем (рис.3.1а) [8]. Динамічні навантаження, які передають на опори і фундаменти ці машини, порівняно невисокі, проте створення крупних установок з високодинамічними режимами роботи обмежується довговічністю підшипникових вузлів;

Таблиця 3.1 – Порівняльний аналіз динамічних схем вібраційних грохотів

Тип грохоту	Вібро-збудник	Режим роботи	Динамічна схема	Урівноваженість	Коефіцієнт підсилення	Стабільність
одномасний	дебалансний	Зарезонансний	1 	+	+	+
	електро-магнітний	резонансний	2 	--	+	--
двомасний	дебалансний	резонансний	3 	+	+	--
	електро-магнітний		4 	++	+	--
тримасний	дебалансний	міжрезонансний	5 	+	+	+
	електро-магнітний		6 	++	+	+

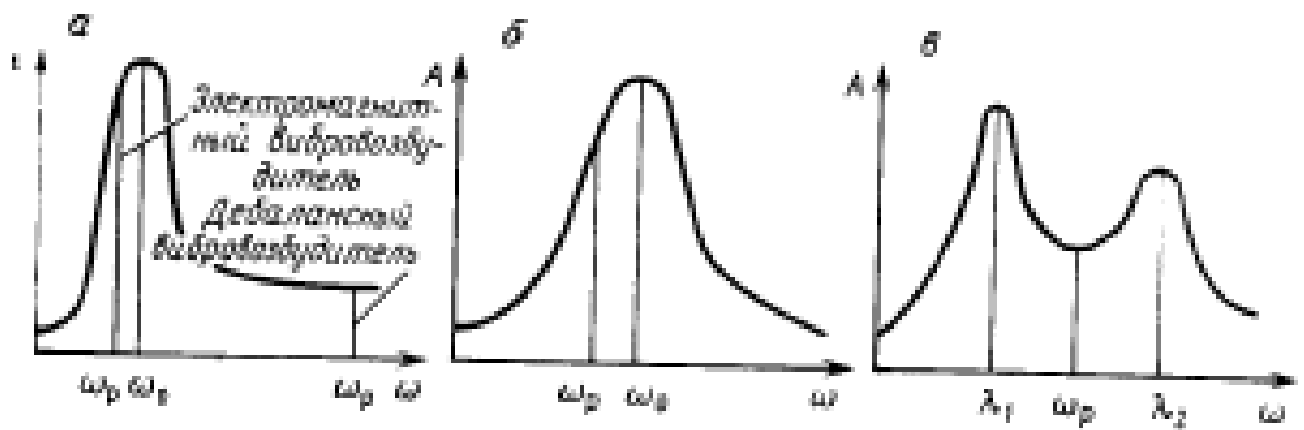


Рисунок 3.1 – Амплітудно-частотні характеристики
робочого органу вібраційного грохоту:

а – одномасного; *б* – двомасного; *в* – тримасного

(ω_p – робоча частота; ω_0 , λ_1 , λ_2 – частоти власних коливань системи)

- схема 2 відрізняється суттєвими неурівноваженістю та нестабільністю, через що помітного розповсюдження не отримала;

- двомасні динамічні схеми (3 і 4) мають підвищений рівень віброізоляції, а висока урівноваженість дозволяє застосовувати резонансний або білярезонансний режими роботи і краще використовувати змушене зусилля (тобто коефіцієнт підсилення). Для дебалансних конструкцій (схема 3) це доцільний шлях зниження динамічних навантажень на підшипникові вузли. Достатньо широко розповсюджені двомасні конструкції з електромагнітним збудженням (схема 4) – вони не мають тертьових деталей, відрізняються легким пуском та простим регулюванням амплітуди коливань. У той же час двомасні конструкції, що працюють у резонансному або білярезонансному режимі, мають низьку стабільність через значну крутизну їх амплітудно-частотної характеристики (рис. 3.1б). З цієї точки зору інерційний привод (схема 3) виглядає більш доцільним;

- тримасні системи здатні одночасно задовольнити декільком часто протилежним вимогам. Наприклад, схеми 5 і 6 з інерційним та електромагнітним приводами, що працюють у міжрезонансному режимі (рис. 3.1в), забезпечують значне підвищення стабільності разом із збереженням урівноваженості та ефективності використання змусеного зусилля, що розвивається віброприводом. До недоліків

таких схем, звісно, можна віднести значне конструктивне ускладнення вібромашин.

В табл. 3.2 приведені схеми та формули для визначення амплітуд переміщення мас в основних динамічних схемах грохотів, описаних у табл. 3.1. У формулах прийняті наступні позначення: M , M_1 , M_2 , M_3 – основні маси; C , C_{12} , C_{23} – жорсткості міжвузлових зв'язків; λ_1 , λ_2 , λ_3 – частоти вільних коливань елементів; λ_2^* – «парціальна» частота коливної системи; M_2^* – «динамічна» маса.

З великої різноманітності типів і конструкцій у вібраційних грохотах використовуються виключно дебалансні та електромагнітні віброприводи (переважно перші з них).

Дебалансні віброзбудники експлуатуються у частотному діапазоні 10-25 Гц (600-1500 хв.⁻¹) для збудження коливань з круговими, еліптичними чи прямолінійними траєкторіями та амплітудами у межах від 3 до 10 мм. Грохот має при цьому один або два віброзбудника. На рис. 3.2 показані динамічні схеми одномасних резонансних грохотів з дебалансними віброзбудниками [7,8].

Якщо грохот має один віброзбудник у вигляді горизонтального валу, паралельного сити грохота і перпендикулярного його поздовжній осі, на якому закріплена неврівноважена маса (дебаланс), то така конструкція віброзбудника називається дебалансною (рис. 3.2а). Дебаланс обертається навколо осі O з кутовою частотою ω і створює кругові коливання сита (кінець вектору відцентрової сили дебалансу описує кругову траєкторію). Кругові коливання робочого органу вібромашини, які під дією пружних опор будуть перетворюватися на еліптичні) не дуже ефективні для створення процесу вібраційного транспортування матеріалу уздовж її робочого органу, тому для забезпечення необхідної швидкості руху шару матеріалу на ситі короб такого грохоту має бути нахиленим під кутом $\alpha = 15-30^\circ$ до горизонту.

Грохот з віброзбудником у вигляді двох паралельних валів з дебалансами, що обертаються у протилежних напрямках (назустріч один іншому) з однаковими

Таблиця 3.2 – Амплітуди переміщення мас в основних динамічних схемах вібраційних грохотів

Тип грохоту	Дебалансний віброзбудник	Електромагнітний віброзбудник
одномасний	$x_1 = -\frac{F}{M\omega^2}$	$x_1 \rightarrow 0; x_2 = \frac{F}{M(\lambda_2^2 - \omega^2)}; \lambda^2 = \frac{C}{M}$
двомасний	$x_1 = -\frac{F}{M_1\omega^2} \cdot \frac{\lambda_2^2 - \omega^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2};$ $x_2 = \frac{F}{M_1\omega^2} \cdot \frac{\lambda_2^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2};$ $\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^2 = \frac{C_{12}}{M_2}$	$x_1 = -\frac{F}{M_1(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2)};$ $x_2 = \frac{F}{M_2(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2)};$ $\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^2 = \frac{C_{12}}{M_2}$

тримасн	$x_1 = -\frac{F}{M_1 \omega^2} \cdot \frac{\lambda_2^{*2} - \omega^2}{\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2};$ $x_2 = \frac{F}{M_1 \omega^2} \cdot \frac{\lambda_2^{*2}}{\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2};$ $x_3 = \frac{F}{M_1 \omega^2} \cdot \frac{\lambda_2^{*2}}{\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2} \cdot \frac{\lambda_3^2}{\lambda_3^2 - \omega^2};$ $\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^{*2} = \frac{C_{12}}{M_2^*};$ $M_2^* = M_2 \left(1 + \frac{M_3}{M_2} \cdot \frac{\lambda_3^2}{\lambda_3^2 - \omega^2} \right);$ $\lambda_3^2 = \frac{C_{23}}{M_3}$	$x_1 = -\frac{F}{M_1 (\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2)};$ $x_2 = \frac{F}{M_2^* (\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2)};$ $x_3 = \frac{F}{M_2^* (\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2)} \cdot \frac{\lambda_3^2}{\lambda_3^2 - \omega^2};$ $\lambda_1^2 = \frac{C_{12}}{M_1}; \lambda_2^{*2} = \frac{C_{12}}{M_2};$ $M_2^* = M_2 \left(1 + \frac{M_3}{M_2} \cdot \frac{\lambda_3^2}{\lambda_3^2 - \omega^2} \right);$ $\lambda_3^2 = \frac{C_{23}}{M_3}$
---------	--	---

кутовими частотами ω , будуть реалізовувати прямолінійні коливання корпусу машини у напрямку, перпендикулярному лінії, що сполучає осі обертання валів (рис. 3.2б). Аналогічний ефект будуть створювати два окремих одновальних віброзбудника, показаних на рис. 3.2а, за умови паралельності та синхронного обертання їх валів. Такий привод часто називають самобалансним. Прямолінійні коливання

робочого органу будь-якої вібротранспортної машини (а до них відносяться і віброгрохоти), спрямовані під кутом $\beta = 30-40^\circ$ до його поверхні (це так називаний кут вібрації), набагато краще за кругові забезпечують високопродуктивний процес переміщення дисперсних середовищ, тому робочий орган такого грохоту може бути нахиленим менше попереднього або зовсім горизонтальним.

Грохоти на рис. 3.2а і б носять загальну назву інерційних, адже вони використовують відцентрову силу інерції своїх обертових неурівноважених мас – дебалансів..

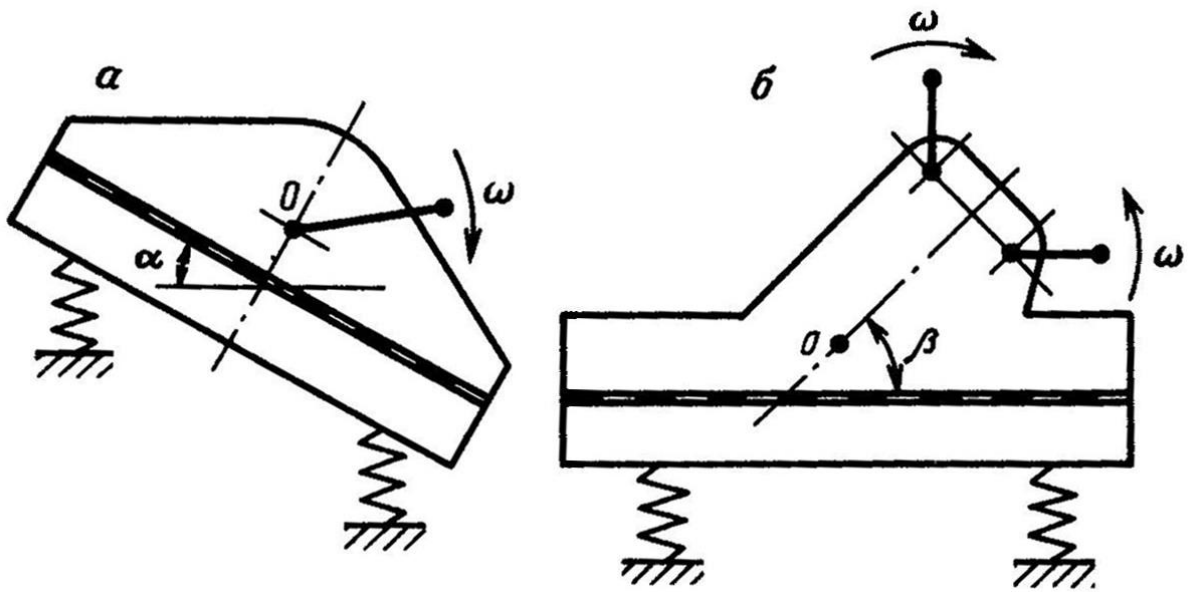


Рисунок 3.2 – Динамічні схеми одномасних зарезонансних грохотів з дебалансними віброзбудниками:

- а* – похилий грохот з круговими або близькими до них коливаннями;
- б* – горизонтальний грохот з прямолінійними коливаннями

Таким чином, незважаючи на широку різноманітність можливих динамічних схем грохотного обладнання вібраційного типу, абсолютна більшість конструкцій сучасних грохотів, що використовуються у різних галузях економіки і призначені для виконання різних технологічних операцій, мають одномасну схему і дебалансний вібропривод, що працює у зарезонансному режимі коливань. Більш складні динамічні схеми знаходять досить обмежене використання у тих спеціальних випадках, коли виникають особливі вимоги до динамічних або технологічних якостей грохотів (наприклад, коли потрібна гранична урівноваженість машини або максимальне зниження інерційних навантажень на елементи її конструк-

ції). Тому подальші дослідження будуть стосуватися саме цієї динамічної системи (схеми 1 у табл. 3.1).

3.2 Вибір характеру коливань робочого органу грохоту

До параметрів коливань робочого органу грохота відносять наступні [8]:

- наявність або відсутність пікових значень прискорень під час роботи вібраційної машини (ударно-вібраційний чи безударний вібраційний режим);
- спектральний склад періодичних коливань (прості гармонійні, бігармонійні, полігармонійні);
- форма коливань робочого органу (кругові, прямолінійні, еліптичні, гвинтові, різні комбінації попередніх);
- частота і амплітуда коливань.

У більшості конструкцій вібраційних грохотів реалізується безударний режим роботи та гармонійні коливання (вищі гармоніки не перевищують декілька відсотків від основної). Тому задача синтезу вібраційного поля вібраційного грохота зводиться в основному до забезпечення необхідної форми коливань його робочого органу.

Зазвичай у вібраційних грохотах створюють однорідне поле плоскопаралельних поступальних коливань коробу із ситом, при цьому траєкторія цих коливань може бути як круговою (див. рис. 3.2а), так і прямолінійною (див. рис. 3.2б). На рис. 3.3 і 3.4 показані динамічні схеми таких вібраційних грохотів відповідно з круговими та прямолінійними траєкторіями коливань робочих органів.

У першому випадку використовують один дебалансний віброзбудник, площина обертання центру ваги коливних частин якого проходить через центр мас O усього грохоту (див. рис. 3.3а) і перпендикулярна відносно однієї з його головних центральних осей інерції Oy . Крім того, вісь обертання віброзбудника O_1 має проходити через центр мас грохоту O . За такою схемою (див. також рис. 3.2а) працюють практично усі серійні інерційні грохоти типів ГІЛ, ГІС та ГІТ.

Інколи для зниження динамічних навантажень на підшипникові вузли зас-

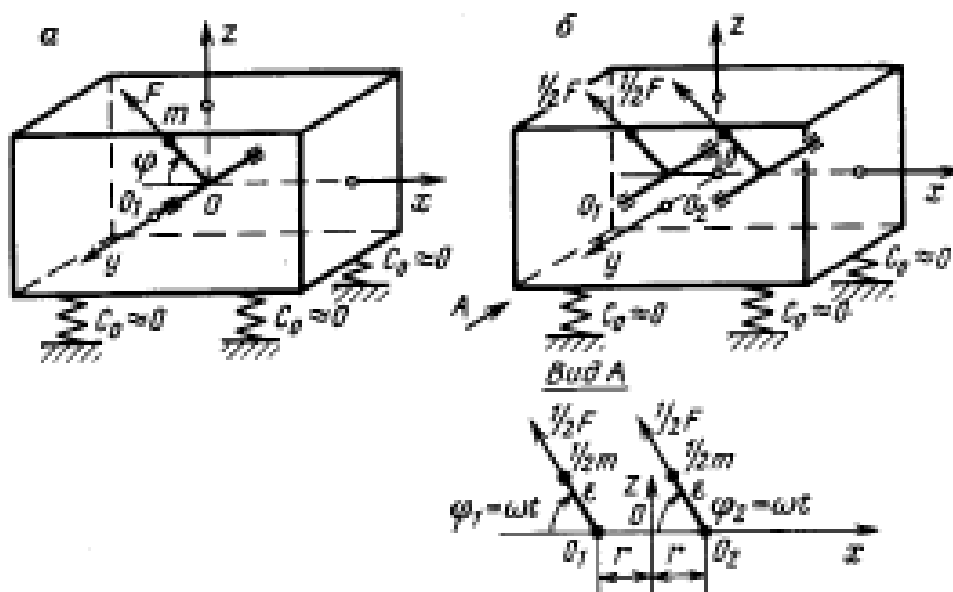


Рисунок 3.3 – Динамічна схема вібраційного грохоту з однорідним полем плоскопаралельних поступальних коливань робочого органу з круговими траєкторіями:

a – з одним дебалансним вібробудником;

б – з двома примусово синхронізованими вібробудниками

(*O* – центр ваги системи; *O*₁, *O*₂ – осі обертання дебалансних вібробудників;

r – відстань від центру ваги системи до осей обертання вібробудників;

m – маса дебалансу; *F* – змушені зусилля, що розвиваються вібробудниками)

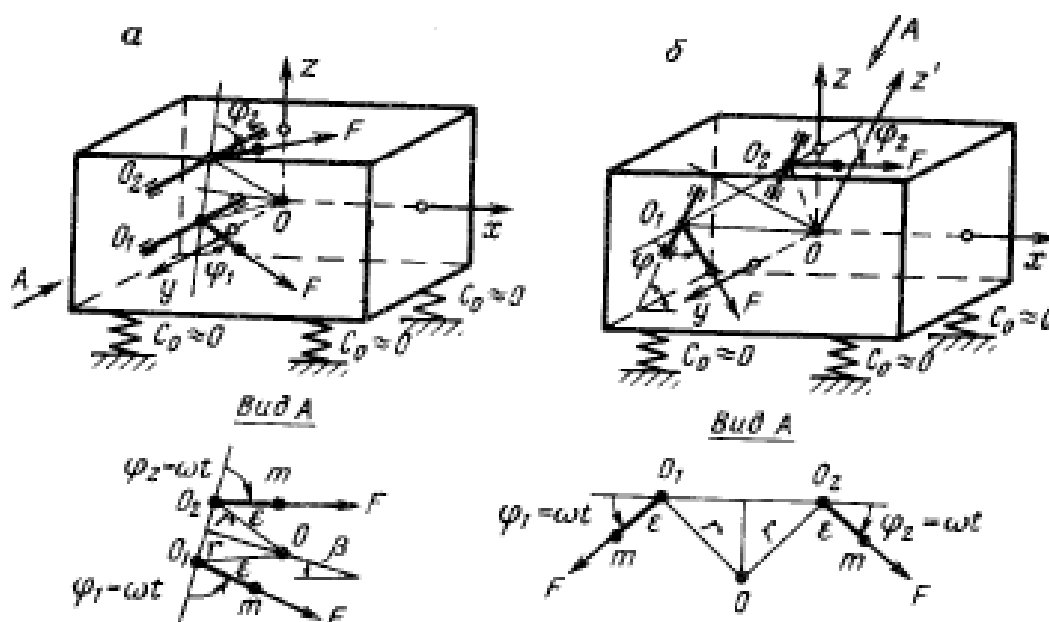


Рисунок 3.4 – Динамічна схема вібраційного грохоту з однорідним полем плоскопаралельних поступальних коливань робочого органу з прямолінійними траєкторіями:

a – вібробудники розташовані за плоскою схемою;

б – вібробудники розташовані за просторовою схемою

(β – кут вібрації)

тосовують два однакові віброзбудники, що обертаються в одному напрямку з однаковими кутовими швидкостями та фазуванням (рис. 3.3б). Для кожного з них обов'язкові перші дві умови, зазначені вище, а осі O_1 і O_2 мають бути паралельними між собою і розташованими симетрично відносно осі Oy . Крім того, вони повинні бути примусово синхронізовані за допомогою жорстких кінематичних зв'язків на кшталт зубчастого зачеплення.

Величина амплітуди кругових коливань робочого органу грохоту (радіусу кругових траєкторій, що описує кінець вектору змусованого зусилля віброзбудника) може бути визначена за формулою, яка відповідає схемі 1 у табл. 3.2 [8]:

$$A = -\frac{m\varepsilon}{M}, \quad (3.1)$$

де $m\varepsilon$ – статичний момент маси віброзбудника; M – маса коливних частин грохоту. Знак мінус у правій частині виразу показує, що при зарезонансному режимі коливань грохот переміщується у протифазі зі змусованим зусиллям свого віброприводу.

У другому випадку прямолінійні коливання збуджуються двома однаковими дебалансними віброзбудниками, що обертаються у протилежних напрямках з однаковими кутовими швидкостями та фазуванням (рис. 3.4). Осі обертання O_1 і O_2 віброзбудників мають бути паралельними, а центри їх мас повинні обертатися в одній площині, яка проходить через центр мас грохоту O таким чином, щоби результуюче змусоване зусилля знаходилося у площині поздовжньої симетрії грохоту, яка співпадає з площиною xOy , і проходило через центр його мас O . Що стосується необхідності синхронізації роботи віброзбудників, то для цієї схеми вона не має значення, цей процес відбувається автоматично.

Величина амплітуди прямолінійних коливань робочого органу грохоту у цьому випадку становитиме [8]:

$$A = -\frac{2m\varepsilon}{M}. \quad (3.2)$$

За плоскою схемою розташування віброзбудників (рис. 3.4а) виконані усі без виключення конструкції грохотів типів ГСЛ, ГСС, ГСТ, ГІСЛ, ГІСС та ГІСТ (див. також рис. 3.2б).

Просторова схема (рис. 3.4б) за наявності певного зсуву фаз обертання віброзбудників дає можливість реалізації додаткових коливань робочого органу грохоту навколо осі Oz' , що перпендикулярна площині OO_1O_2 . Це забезпечить додаткове переміщення й по осі Oy . Така схема перспективна для вібраційних грохотів, що переробляють гарячі матеріали, тому що дає можливість винесення віброзбудників за межі бортів коробу і використовувати останні в якості своєрідних теплових екранів.

Значний практичний інтерес мають вібраційні грохоти з однорідним полем еліптичних коливань, а також з неоднорідним полем коливань (про останні мова піде пізніше). Такі варіанти динамічних схем зручно ілюструє універсальна діаграма плоского поля коливань (УДП), запропонована свого часу І.І. Блехманом та А.С. Жгульовим (рис. 3.5) [8-10]. За її допомогою можна отримати картину розподілень траєкторій у грохоті, коливання якого забезпечуються одним або декількома віброзбудниками.

На діаграмі добре видно різні зони, які характеризують основні випадки синтезу коливань:

- зона *I* – вібраційний грохот з однорідним полем кругових траєкторій, який відповідає динамічним схемам, зображеним на рис. 3.3. Амплітуда коливань коробу грохоту визначається за формулою (3.1);

- зона *II* – вібраційний грохот з однорідним полем прямолінійних траєкторій, який відповідає динамічним схемам, зображеним на рис. 3.4. Амплітуда коливань коробу грохоту визначається за формулою (3.2);

- зона *III* – вібраційний грохот з однорідним полем еліптичних траєкторій, який відповідає динамічній схемі, зображеній на рис. 3.6. Такі коливання можна отримати при використанні двох дебалансних віброзбудників з нерівними статичними моментами мас ($m_1\varepsilon_1 \neq m_2\varepsilon_2$), які обертаються у протилежних напрямках з однаковими кутовими швидкостями та фазуванням. Крім умов, що ставилися у по-

передніх випадках, тут має бути виконано наступне співвідношення:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{H_1}{H_2} = \frac{m_1 \varepsilon_1}{m_2 \varepsilon_2}. \quad (3.3)$$

Величини великої та малої півосей еліптичної траєкторії визначаються при цьому таким чином:

$$\begin{aligned} A_1 &= -\frac{m_1 \varepsilon_1 + m_2 \varepsilon_2}{M}; \\ A_2 &= -\frac{m_1 \varepsilon_1 - m_2 \varepsilon_2}{M}; \end{aligned} \quad (3.4)$$

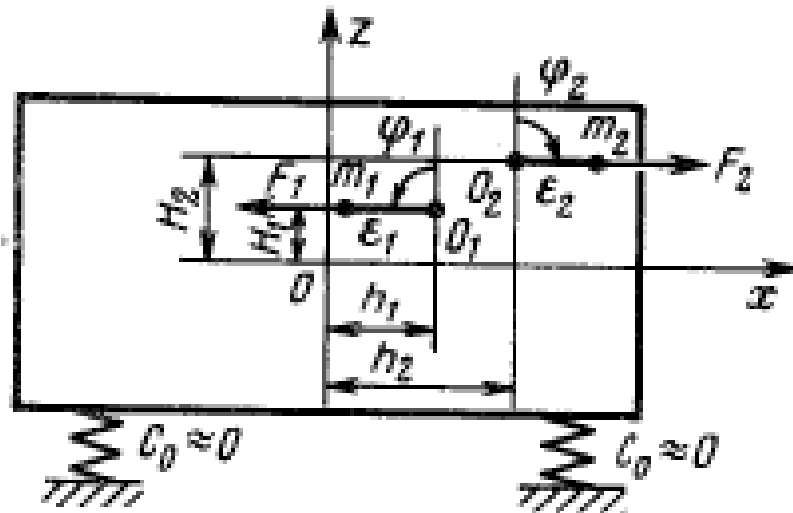


Рисунок 3.6 – Динамічна схема вібраційного грохоту з однорідним полем еліптичних траєкторій

- зона IV – вібраційний грохот з неоднорідним полем коливань, що збуджується одним віброзбудником, розташованим зі зсувом відносно центру мас грохоту. Траєкторією центру мас грохоту у цьому випадку є окружність радіусу, що визначається за формулою (3.1);

- зона V – вібраційний грохот з неоднорідним полем коливань, що збуджується двома віброзбудниками, також розташованими зі зсувом відносно центру мас грохоту, які мають паралельні осі та обертаються в одному напрямку. Якщо статичні моменти мас цих віброзбудників будуть однаковими ($m_1 \varepsilon_1 = m_2 \varepsilon_2$), а їх осі

розташовані симетрично відносно осі Oy , то ми отримаємо динамічну схему, зображену на рис. 3.3б.

Розглянуті методи дають можливість вирішувати задачі як синтезу полів траєкторій вібраційних грохотів на стадії проектування машин, так і аналізу спотворень цих полів під час випробувань та налагодження реальних машин. Вони дозволяють встановити причини появи неоднорідного поля коливань та усунути їх, якщо воно небажано, або, навпаки, створити таке неоднорідне поле для отримання тих чи інших позитивних технологічних ефектів.

3.3 Обґрунтування параметрів коливань робочого органу грохоту

Вібраційний грохот одночасно є як технологічною, так і транспортною машиною, адже він у своїй роботі суміщає операції розділення матеріалу на класи крупності та його переміщення ситом від зони завантаження до зони розвантаження. З огляду на це, він повинен забезпечувати якісне здійснення наступних трьох процесів:

- транспортування матеріалу уздовж просіювальної поверхні, яке у кінцевому рахунку, визначає продуктивність грохотної установки;
- сегрегаційно-дифузійне розшарування матеріалу з метою концентрації його дрібних класів якнайближче до просіювальної поверхні;
- швидкого проходження цих дрібних класів крізь отвори сита.

Для реалізації першого процесу, як це добре відомо з теорії вібраційної технології і техніки, необхідно забезпечити умови для здійснення процесу вібраційного транспортування з підкиданням частинок матеріалу (тобто з періодичними відривами їх від транспортної поверхні – площини транспортування), для чого повинна виконуватися наступна нерівність [1,2,8]:

$$K_p = \frac{A\omega^2 \sin \beta}{g \cos \alpha} > 1, \quad (3.5)$$

де K_p – коефіцієнт режиму роботи вібраційної машини; A і ω – відповідно амплітуда і частота коливань транспортної поверхні; g - прискорення вільного падіння; α і β – кути, показані на рис. 3.2.

$K_p > 1$ – це рекомендація, загальна для усіх типів вібраційних машин. Для вібротранспортних установок бажано мати значення коефіцієнту режиму роботи ближче до 3, а для вібраційних грохотів – взагалі ближче до 4-5. Але це дуже високодинамічні режими, і, як було зауважено вище, вони важко переносяться дебалансними конструкціями через значні навантаження на підшипникові вузли. Тому у даному випадку завжди потрібно знаходити розумний компроміс між бажанням максимального підвищення продуктивності та ефективності процесу грохочення і вимогами забезпеченням надійності та довговічності грохотів.

Що стосується вибору найраціональнішого режиму коливань вібраційних грохотів для забезпечення усіх трьох вищеназваних процесів грохочення, то багаторічний досвід практичного застосування такого обладнання у різних галузях промисловості свідчить: для реалізації достатньої швидкості переміщення матеріалу по робочому органу грохота та досягнення потрібної ефективності процесу його просіювання через сито слід забезпечувати наступні необхідні діапазони параметрів режимів коливань: амплітуди – від 3 до 10 мм, частоти коливань – від 10 до 25 Гц (600-1500 хв.⁻¹). Поєднання цих параметрів повинно бути таким, щоби коефіцієнт режиму роботи становив не менше 3, причому для переробки матеріалів порівняно невеликої крупності (до 3 мм) слід поєднувати мінімальні амплітуди коливань і максимальні частоти вібрації, а для матеріалів крупністю більше 50 мм – навпаки [8].

3.4 Аналіз впливу перехідних процесів на характер роботи вібраційних грохотів з дебалансними віброзбудниками

Як вже говорилося раніше, такі конструкції вібраційних грохотів працюють зазвичай у глибоко зарезонансному режимі роботи, тобто коли частоти вільних (власних) коливань цих машин, що залежать в основному від характеристик їх

пружних опор, у декілька разів менші у порівнянні з частотою змушених коливань, які генерує вібропривод грохоту. Перехідними процесами називаються процеси пуску і зупинки (вибігу) грохоту (або, іншими словами, процеси його розгону від нульової до робочої частоти обертання дебалансів та гальмування у зворотному порядку), під час яких він кожного разу змушений проходити зону резонансу – область приблизного співпадіння частоти обертання віброзбудників з частотами вільних коливань. Явище резонансу супроводжується виникненням амплітуд коливань, які у багато разів перевищують робочі амплітуди. Тобто мова йде про ситуацію аварійного характеру, яка може призвести до руйнування відповідальних вузлів вібромашини. Крім того, під час резонансу різко зростає споживання енергії вібраційної машиною. Тому оцінка фактичних амплітуд коливань під час проходження зони резонансу та розробка методів боротьби з цим явищем є обов'язковими процедурами при розрахунку та проектуванні вібраційних грохотів з дебалансними віброзбудниками.

Позначимо для динамічних схем, приведених на рис. 3.3, 3.4 та 3.6: Z_{Π} і Z_B – максимальні амплітуди вертикальних переміщень центру мас грохоту O відповідно під час пуску та вибігу; M – маса коливних частин грохоту; S – сумарний статичний момент маси дебалансів ($S = m\varepsilon$ – для схем на рис. 3.3; $S = 2m\varepsilon$ – для схем на рис. 3.4; $S = m_1\varepsilon_1 + m_2\varepsilon_2$ – для схеми на рис. 3.6); I – приведений до валу віброзбудника момент інерції обертових частин приводу; $\lambda = \sqrt{\frac{nC_z}{M}}$ – частота власних коливань грохоту на пружних віброізоляційних опорах; C_z – вертикальна складова жорсткості кожної віброізоляційної опори; n – число таких опор.

На рис. 3.7 приведена залежність між параметрами вібраційного грохоту та значеннями його максимальних амплітуд під час проходження зони резонансу для відношення частот $\frac{\omega}{\lambda} > 2,5$, де ω – робоча частота коливань грохоту [Вайс]. Крива $A_{\Pi}(\gamma)$ (рис. 3.7а) відображає залежність безрозмірної максимальної амплітуди при пуску $A_{\Pi} = \frac{Z_{\Pi}M}{S}$ від безрозмірного параметру $\gamma = \frac{L_{\Pi}}{I\lambda^2}$, де L_{Π} – пусковий

обертальний момент на валу вібробудника. Крива $A_B(\mu)$ (рис. 3.7б) – залежність безрозмірної максимальної амплітуди при вибігу $A_B = \frac{Z_B M}{S}$ від безрозмірного параметру $\mu = \frac{S^2}{MI}$.

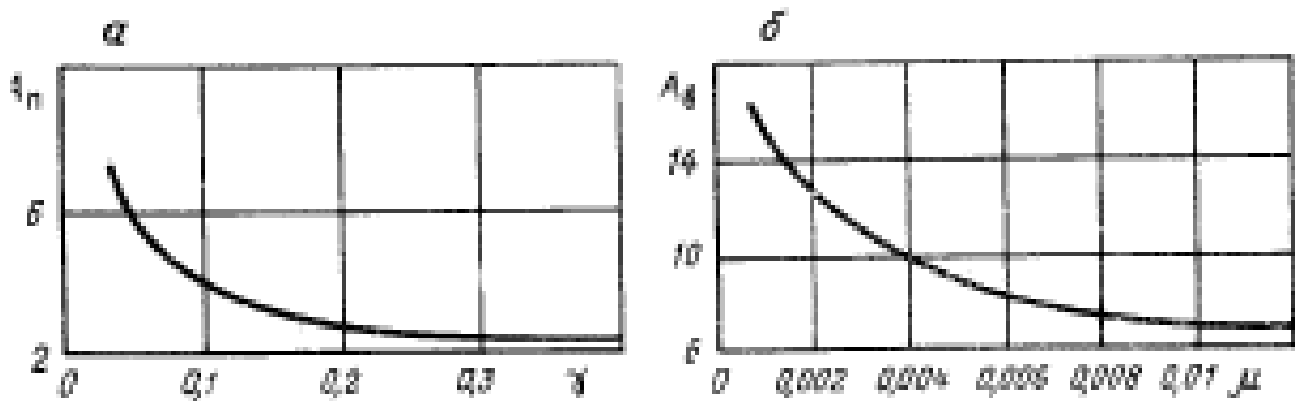


Рисунок 3.7 – Залежності безрозмірних резонансних амплітуд коливань грохоту: а – при пуску (A_n) від параметру γ ; б – при вибігу (A_B) від параметру μ

3.5 Дослідження методів самосинхронізації дебалансних вібробудників

В тих динамічних схемах вібраційних грохотів, де збудження коливань робочого органу установки забезпечують два одночасно працюючих дебалансних вібробудника (наприклад, моделі грохотів типу ГСЛ, ГСС, ГСТ, ГІСЛ, ГІСС та ГІСТ – динамічна схема на рис. 3.2б), виникає практичне питання синхронізації роботи цих приводів, що обертаються з однаковими кутовими швидкостями та фазуванням (тобто синхронно і синфазно) в однакових або протилежних напрямках.

Раніше єдиним розповсюдженим технічним способом узгодження обертання вібробудників було використання жорстких кінематичних зв'язків між ними, наприклад у вигляді зубчастих зачеплень. Проте така примусова синхронізації потребує суттєвого ускладнення конструкції віброприводу, відрізняється підвищеними рівнями шуму та зношення передач (у першу чергу зубів), а також ставить додаткові проблеми щодо змащення передач для зниження тертя та підтримки їх

стабільного теплового режиму. Тобто вона знаходить досить широке практичне застосування, але страждає помітними недоліками конструктивного та експлуатаційного характеру.

Способи електричної примусової синхронізації не отримали промислового визнання через складність реалізації або відсутність відповідних технічних засобів.

Проблема була успішно вирішена відкриттям явища самосинхронізації дебалансних віброзбудників, яке виникає при виконанні певних умов і забезпечує автоматичну узгодженість їх взаємного обертального руху. Остання (рівність середніх кутових швидкостей та підтримка необхідного фазування) здійснюється за рахунок коливань тіл, на яких ці віброзбудники встановлені (тобто завдяки внутрішнім властивостям самої коливної системи) [10].

Така ситуація відкрила нові широкі можливості для створення удосконалених конструкцій віброзбудників без додаткових пристроїв примусової кінематичної синхронізації. Це суттєво спростило конструктивні та експлуатаційні вимоги до дебалансних приводів, а самі вони тепер можуть бути за необхідності рознесені на значні відстані (див., наприклад, рис. 3.4).

Але, як вже було сказано, самосинхронізація (а тим більше необхідне фазування процесу обертання віброприводів) забезпечується далеко не завжди. Тому особлива увага під час проектування таких віброприводів має бути приділена питанню підтримки необхідних умов синхронного обертання дебалансів та їх фазування.

Наприклад, для динамічної схеми, показаної на рис. 3.3б (два дебалансних віброзбудника, що обертаються в одному напрямку, забезпечують кругову траєкторію коливань), умова їх синхронного та синфазного обертання буде наступною [8]:

$$\frac{Mr^2}{I_y} > 2, \quad (3.6)$$

де M – маса коливних частин грохоту; I_y – момент інерції коливних частин грохоту відносно однієї з головних його центральних осей (у даному випадку осі Oy); r

– відстань від осей дебалансних віброзбудників до центру мас систем.

Щоправда, для виконання цієї умови може знадобитися така відстань r , яка буде перевищувати відповідний розмір самого грохоту.

Для співвісних багатомасних динамічних схем з табл. 3.2 умови стабільності синхронного та синфазного обертання двох дебалансних віброзбудників будуть виглядати наступним чином [8]:

- для двомасної схеми:

$$\frac{M_1(\lambda_2^2 - \omega^2)^2 + M_2\lambda_2^4 - C_{12}\omega^2}{M_1^2(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 - \omega^2)^2} - \left(\frac{1}{M_1 + M_2} + \frac{r^2}{I} \right) < 0; \quad (3.7)$$

- для тримасної схеми:

$$\frac{M_1(\lambda_2^2 - \omega^2)^2 + M_2\lambda_2^{*4} + M_3\lambda_3^4\lambda_2^{*4}(\lambda_3^2 - \omega^2)^{-2} - C_{12}\omega^2 - C_{23}\lambda_2^{*4}\omega^2(\lambda_3^2 - \omega^2)^{-2}}{M_1^2(\lambda_1^2 + \lambda_2^{*2} - \omega^2)^2} - \left(\frac{1}{M_1 + M_2 + M_3} + \frac{r^2}{I} \right) \quad (3.8)$$

де r – відстань від осей дебалансних віброзбудників до центру мас системи; решта параметрів аналогічні вказаним у табл. 3.2.

Для неспіввісних схем умови стабільності описані у роботі [11].

Під час створення грохотів, що працюють з використанням ефекту самосинхронізації дебалансних віброзбудників, потрібно враховувати вплив на цей процес маси оброблюваного матеріалу на ситі. Особливо це стосується установок великої продуктивності. Матеріал на робочому органі вібраційної машини впливає на величину амплітуди його змушених коливань, зсув фаз між змушеним зусиллям і переміщенням робочого органу, споживану приводом енергію. Вказані зсув фаз та споживана приводом енергія зростатимуть із збільшенням продуктивності, а, значить, і маси матеріалу, що одночасно знаходиться на віброуючій поверхні робочого органу.

Для урахування впливу технологічного навантаження на характер протікання процесу синхронізації роботи дебалансних віброзбудників реакцію матеріалу на робочому органі замінюють силами опору, що пропорційні швидкостям руху точок робочого органу, кількості матеріалу і залежать від його фізико-механічних характеристик. Розглянемо грохот з двома самосинхронізаційними віброзбудниками, розташованими за плоскою схемою. В якості узагальнених координат прийmemo переміщення центру мас грохота x і z та кут повороту грохоту φ навколо цього центру. Вісь Ox спрямована паралельно, а вісь Oz – перпендикулярно відносно просіювальної поверхні; кути повороту роторів φ_1 і φ_2 відраховуються від лінії, що поєднує їх осі обертання. Вважаємо, що на кожну точку цієї поверхні діє сила опору, спрямована перпендикулярно до неї і пропорційна нормальній складовій її швидкості та об'єму матеріалу на ній (рис. 3.8) [8].

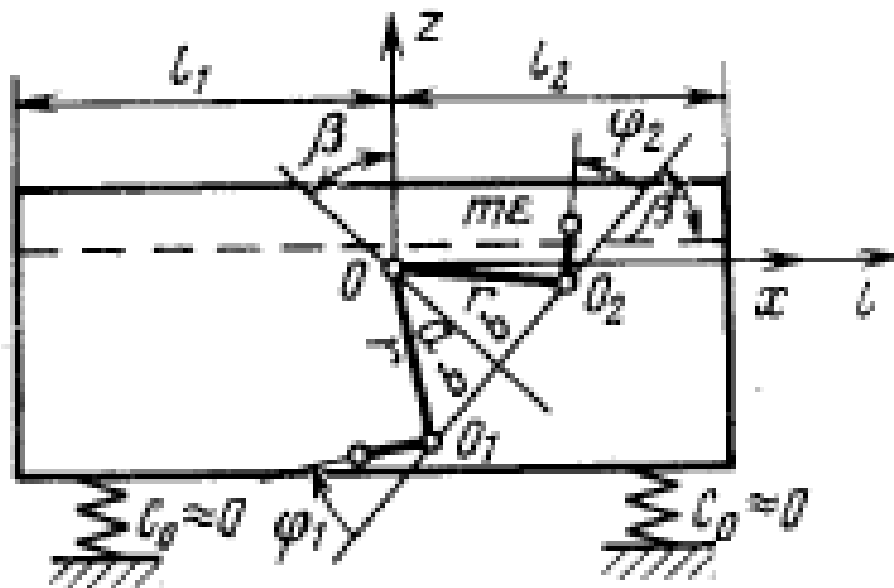


Рисунок 3.8 – Динамічна схема вібраційного грохоту з двома самосинхронізаційними віброзбудниками:
 (O – центр мас системи; O_1 і O_2 – осі обертання самосинхронізаційних віброзбудників; r – відстань від осі обертання віброзбудника до центру мас системи ($r = \sqrt{a^2 + b^2}$); β – кут між просіювальною поверхнею грохоту та прямою, що поєднує осі обертання віброзбудників; $m\epsilon$ – статичний момент маси кожного віброзбудника)

Аналіз схеми дає можливість визначити залежність зсуву фаз між обертаннями роторів віброзбудників $\Delta\alpha_0 = |\alpha_1 - \alpha_2|$ від продуктивності грохоту за живленням P_u (рис. 3.9). Аналіз залежності показує, що суттєвий вплив на відносне фазування віброзбудників матеріал здійснює у тому випадку, коли його маса наближається до маси коливних частин грохоту [8].

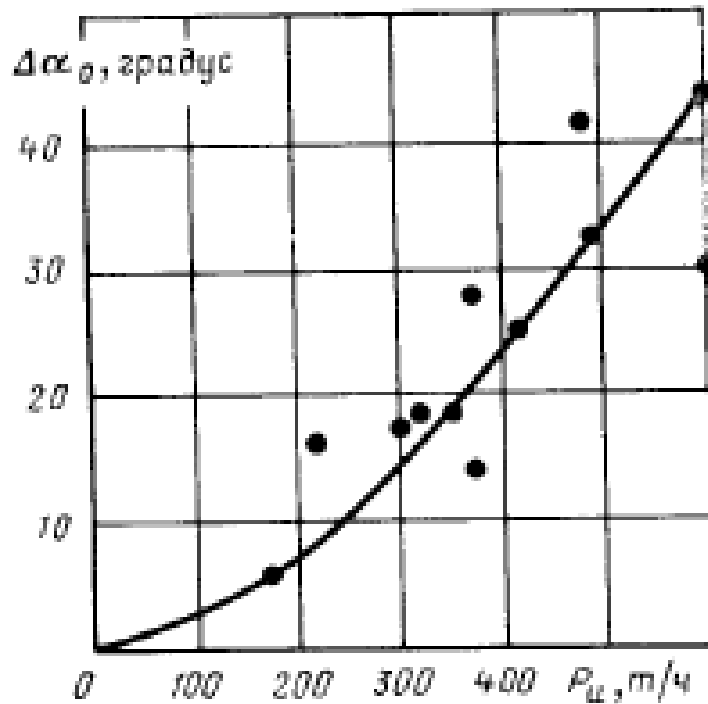


Рисунок 3.9 – Залежність зсуву фаз між обертаннями роторів віброзбудників $\Delta\alpha_0 = |\alpha_1 - \alpha_2|$ від продуктивності грохоту за живленням P_u

У роботі [12] запропонована методика розрахунку вібраційних грохотів з двома дебалансними віброзбудниками на стабільність режиму синхронності та синфазності їх роботи з урахуванням маси матеріалу на робочому органі машини.

Що стосується нормування стабільності роботи подібних машин, то достатньою нормою допустимого порушення узгодженості фазових кутів вважається величина $3-5^\circ$. Це відповідає коефіцієнту запасу за синхронізацією $k_\omega = 12-20$, де

$k_\omega = \frac{1}{|\Delta\alpha|}$. Така розбіжність фазових кутів віброзбудників практично не відчувається в більшості реальних конструкцій вібраційних грохотів (не призводить до

суттєвого спотворення поля траєкторій робочого органу або до помітного зростання напруженості в його елементах під дією інерційних сил).

Утім, в залежності від конкретних умов роботи обладнання, й набагато більші відхилення узгодженості (наприклад, для грохоту ГСТ62 вони здатні досягати величини у 30°) можуть не заважати нормальній експлуатації машин і практично не впливати на технологічні показники їх роботи [8].

3.6 Дослідження траєкторних полів вібраційних грохотів

з неоднорідними та просторовими коливаннями робочих органів

З огляду на те, що суттєве підвищення динамічних параметрів важко навантажених вібраційних грохотів неприпустимо через виникнення надзвичайно важких умов роботи підшипникових вузлів і неможливість забезпечення при цьому достатнього рівня їх довговічності, значний практичний інтерес представляють динамічні схеми, які реалізують неоднорідні та просторові поля траєкторій коливань робочих органів [13,14].

На рис. 3.10 і 3.11 показані динамічні схеми вібраційних грохотів відповідно з неоднорідним плоским та неоднорідним просторовим полями траєкторій коливань робочих органів [13].

У першому випадку представлений грохот з одним дебалансним віброзбудником, вісь обертання якого не проходить через центр маси машини, а зміщена відносно нього на відстань a . Траєкторії плоскопаралельних коливань точок його робочого органу у загальному випадку будуть мати форму еліпсів з різними розмірами великої та малої півосей (крім його центру мас, який коливатиметься за круговою траєкторією). На діаграмі УДП (див. рис. 3.5) цей режим роботи буде відповідати зоні IV).

У другому випадку центр мас коробу знаходиться на відстані a і b від центру мас грохоту, а кожна точка робочого органу рухається у трьох напрямках уздовж осей Ox , Oy , Oz .

Для цих схем у роботі [13] запропонована методика розрахунку, яка дозволяє отримати розподілення траєкторій робочих органів у будь-яких точках для

випадків будь-якого прикладення змушеного зусилля відносно центру мас системи. За її допомогою з'являється можливість здійснення аналізу і синтезу будь-якого траєкторного поля вібромашини з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу.

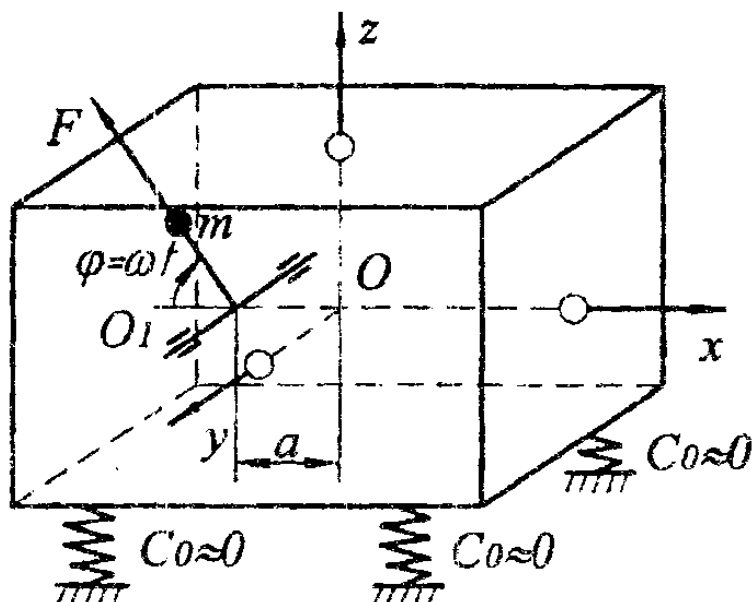


Рисунок 3.10 – Динамічна схема вібраційного грохоту з неоднорідним плоским полем траєкторій коливань робочого органу

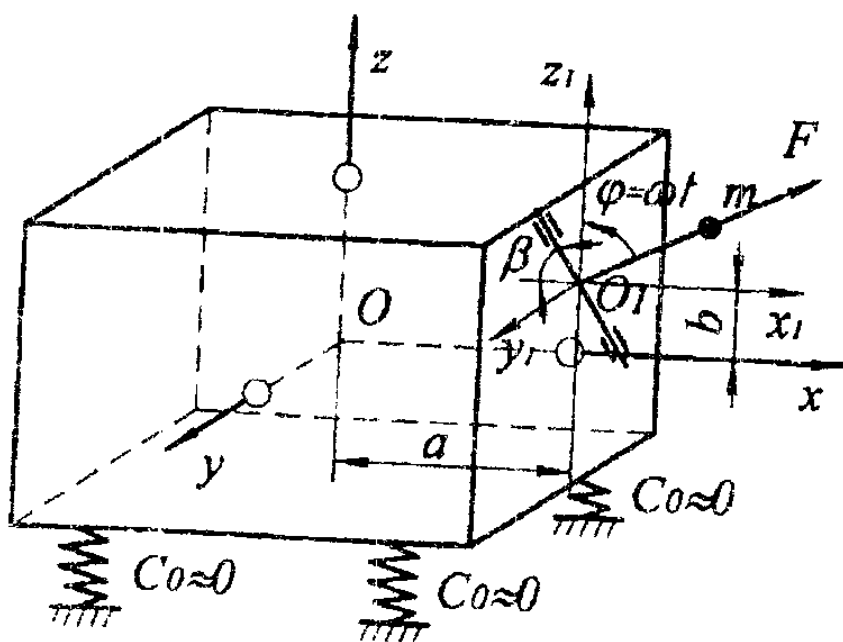


Рисунок 3.11 – Динамічна схема вібраційного грохоту з неоднорідним просторовим полем траєкторій коливань робочого органу

Наприклад, для конструктивної схеми грохоту ГА-41Ш, який широко використовується у системах шихтової підготовки доменних печей об'ємом до 2700 м³, були виконані такі дослідження, у ході яких змінювалися положення дебалансів відносно центру мас машини та перерозподілення величин цих мас. Сумарний статичний момент дебалансів у розрахунках приймався рівним $m\varepsilon = 14$ кг·м, число обертів віброзбудників $n = 960$ б/хв., маса коробу без технологічного навантаження дорівнювала $M = 2630$ кг.

На рис. 3.12-3.14 представлені наступні траєкторні поля робочого органу грохоту ГА-41Ш [13]:

- на рис. 3.12 – неоднорідних плоских коливань, отриманих в результаті перерозподілу мас дебалансів на поперечно розташованих відносно поздовжньої осі робочого органу валах двох віброзбудників;

- на рис. 3.13 – просторових коливань, отриманих у разі відносного зміщення дебалансів (на 30°) на валу одного віброзбудника, також поперечно розташованого;

- на рис. 3.14 – неоднорідних просторових коливань, отриманих в результаті установки валу віброзбудника під гострим кутом до просіювальної поверхні грохоту.

На кожному з цих рисунків зліва показані траєкторні поля робочого органу грохоту без технологічного навантаження, а справа – з ним ($Q = 250$ т/г). Розміри траєкторій для наочності збільшені у порівнянні з реальними у 1,5 рази.

Вище вже йшлося про вплив технологічного навантаження на робочих органах вібраційних грохотів на стабільність режиму синхронності та синфазності обертання одночасно працюючих на машині дебалансних віброзбудників. Порівняння ж результатів досліджень, виконаних на грохоті ГА-41Ш як без технологічного навантаження на робочий орган, так і з ним, переконливо довели, що такий вплив суттєво позначається й на траєкторіях коливань коробу із ситом. І це цілком зрозуміло, адже значні питомі навантаження від переміщуваного шару сипкого матеріалу значно спотворюють закон руху робочого органу, що й показано у багатьох наукових роботах, наприклад [15].

Урахування впливу технологічного навантаження на динаміку вібраційної машини зазвичай здійснюють шляхом додавання до диференціальних рівнянь руху її робочого органу дисипативних сил, що виникають за рахунок сухого тертя на контакті «матеріал – робочий орган» та сил тертя усередині шару матеріалу [16]. Вид цих сил може бути різним, але вони завжди представляються за допомогою загальновідомих ідеалізованих реологічних моделей шару сипкого матеріалу (ідеально пружне або пружно-в'язке тіло, пружна або лінійно-в'язка рідина тощо).

Для найпростішої лінійно-в'язкої моделі описання дії технологічного навантаження на робочий орган грохоту з неоднорідними, просторовими коливаннями можна скористуватися схемою, показаною на рис. 3.15. Координати центру мас H оброблюваного матеріалу, розташованого на робочому органі грохоту, у системі координат $xuz - x_H, y_H, z_H$. При симетричному розташуванні матеріалу на робочій поверхні сита грохоту $x_H = 0$ [13].

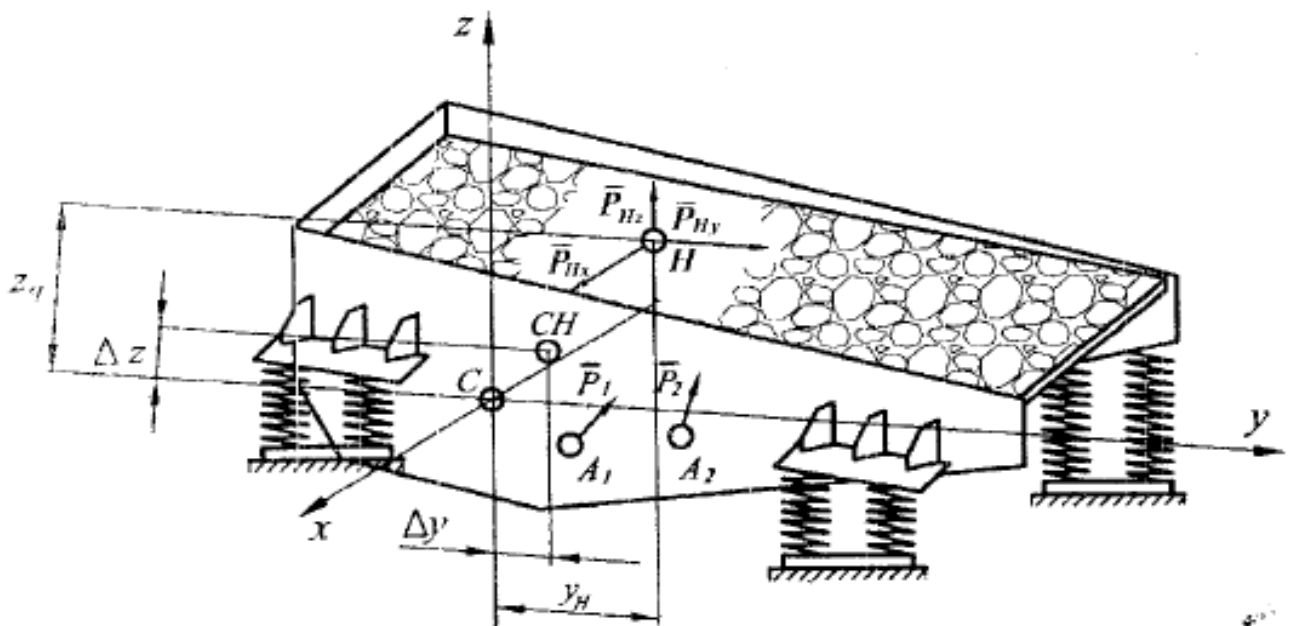


Рисунок 3.15 – Схема до питання впливу технологічного навантаження під час розрахунку вібраційного грохоту з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу

За наявності технологічного навантаження центр мас CH грохоту переміститься на величину:

$$\begin{aligned}\Delta x_C &= \frac{m_H}{M} \cdot x_H = 0; \\ \Delta y_C &= \frac{m_H}{M} \cdot y_H; \\ \Delta z_C &= \frac{m_H}{M} \cdot z_H.\end{aligned}\tag{3.9}$$

Результати розрахунку згаданих диференційних рівнянь показують, що технологічне навантаження для усіх розглянутих на рис. 3.12-3.14 випадків здійснює значний вплив на динаміку роботи грохоту. Воно зменшує величину вертикальної складової амплітуди коливань, а також змінює кути вібрацій як за довжиною, так і за шириною робочого органу (див. продовження рис. 3.12-3.14).

Таким чином, можна зробити висновок, що при розробці важко навантажених вібраційних грохотів з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу урахування технологічного навантаження є абсолютно необхідним кроком.

Для практичного порівняння результатів технологічної експлуатації грохотів з однорідними, неоднорідними та просторовими коливаннями робочих органів в умовах металургійного комбінату «Міттал Стіл Кривий Ріг» на дільниці підготовки шихти до змішування аглофабрики силами виробничників та співробітників Криворізького металургійного факультету Національної металургійної академії України були свого часу проведені промислові випробування установки УПШВ-990, до складу якої входив вібраційний грохот, що дозволяв реалізувати усі перераховані види коливань в однакових виробничих умовах. Установка призначалася для відбору та калібрування матеріалу крупністю більше 50 мм з потоку сировини, що рухався конвеєром. Схема установки УПШВ-990 показана на рис. 3.16 [13].

Установка складалася з грохоту 1, ротора 2 з лопатами 3, які були виконані зі змінною довжиною, що повторювала профіль конвеєрної стрічки 4. До конструкції грохоту входили короб 5, колосникове сито 6 та мотор-вібратор 7, встановлений на пересувній підвібраторній плиті 8. Короб підвішувався за допомогою

гумових амортизаційних елементів 9 та фаркопів 10 до несучих металоконструкцій дільниці шихтоподачі.

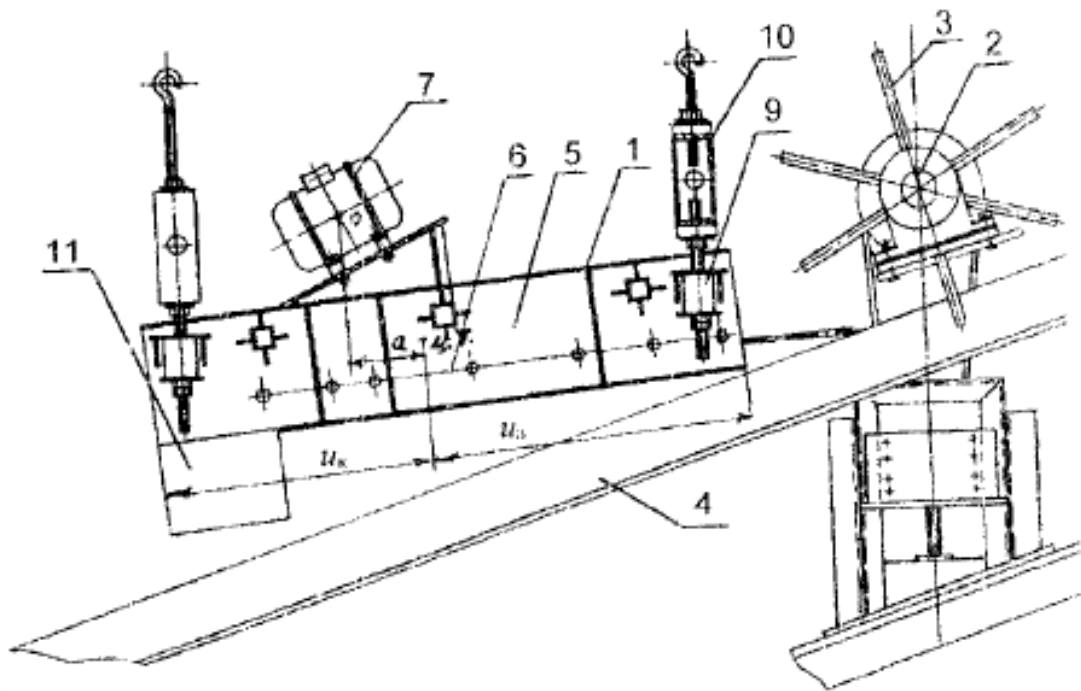


Рисунок 3.16 – Схема установки УПШВ-990:

1 – грохот; 2 – ротор; 3 – лопа́та ротору; 4 – конвеєрна стрічка; 5 – короб;
6 – колосникове сито; 7 – мотор-вібратор; 8 – пересувна підвібраторна плита;
9 – гумовий амортизаційний елемент; 10 – фаркоп

Шихта рухалася конвеєрною стрічкою, звідки шматки, крупність яких перевищувала 30 мм, захоплювалися лопатами обертового ротора і закидалися на сито грохоту. Там ця суміш калібрувалася за класом 50 мм, при цьому подрешітна фракція просіювалася знову на конвеєрну стрічку, а надрешітна потрапляла у розвантажувальну тічку 11. Вибір мотор-вібратора в якості вібраційного приводу грохоту пояснювався простотою отримання різних траєкторій коливань робочого органу останнього. Шляхом його перестановки на коробі вдавалося отримувати:

- при розташуванні в районі центру ваги – коливання, близькі до однорідних;
- при розташуванні вище центру удару (точки найбільшого хитання корпусу) – неоднорідні коливання;

- при поздовжньому розташуванні валу під гострим кутом відносно осі інерції корпусу $\beta = 60^\circ$ – просторові коливання.

Технічна характеристика установки УПШВ-990 приведена у табл. 3.3 [13].

Таблиця 3.3 – Технічна характеристика установки УПШВ-990

Найменування параметру	Одиниця виміру	Показник
Площа просіювальної поверхні	м ²	1,4
Кількість просіювальних поверхонь	шт.	1
Кут нахилу сита	град.	5-7
Відстань між колосниками	мм	50
Мотор-вібратор	-	ЕВ100-4У3
Номінальна потужність	кВт	0,75
Синхронна частота обертання	хв. ⁻¹	1500
Максимальне змушене зусилля	Н	5880
Напруга	В	380
Габаритні розміри грохоту: довжина ширина висота	мм	1775 1160 1614
Маса грохоту	кг	280
Робоча ширина грохоту	мм	940
Максимальний діаметр ротору	мм	800
Відстань між лопатами ротору	мм	42

Під час промислових випробувань грохоту вирішувалися наступні задачі:

- побудова траєкторій точок робочого органу грохоту;
- визначення ефективності процесу розсіву матеріалу;
- визначення інтенсивності засмічення отворів просіювальної поверхні матеріалом;
- визначення швидкості руху одиничного вантажу.

Зокрема, на рис. 3.17 показано розподілення точок коливань робочого органу грохоту в залежності від місця установки вібробудника [13].

У випадку використання позацентрово розташованого одновалового вібро-

збудника (рис. 3.17а) траєкторіями точок робочого органу грохоту були еліпси. При незначній відстані від осі обертання дебалансів O_1 до центру ваги системи O ($a = 200$ мм) коливання в районі просіювальної поверхні спостерігалися близькими до однорідних, а велика піввісь еліпсу практично була перпендикулярною до горизонтальної осі симетрії коробу.

У разі установки вібробудника вище центру удару (рис. 3.17б) траєкторії з великою віссю еліпсу у розвантажувальній частині коробу спрямовувалися перпендикулярно просіювальній поверхні, у завантажувальній були близькі до кута $\beta = 30^\circ$, а у районі центру ваги – $\beta = 45^\circ$. Усе це забезпечувало неоднорідність коливань робочого органу у поздовжній площині.

Нарешті, при поздовжньому розташуванні дебалансного валу, встановленого під гострим кутом до просіювальної поверхні (рис. 3.17в), спостерігався нахил великих півосей еліпсів до сита як у поперечному (кут β), так і поздовжньому (кут γ) напрямках, тобто неоднорідність коливань одночасно у двох площинах (у просторі).

Усе це дуже важливо, адже траєкторії коливань коробу разом з динамічними параметрами та кутом нахилу сита впливають на основні технологічні показники процесу грохочення – продуктивність, ефективність та пов'язану з останньою засміченість сит.

На рис. 3.18 приведена отримані в результаті описаних промислових випробувань грохоту залежності швидкості переміщення одиничного вантажу по довжині просіювальної поверхні від виду траєкторного поля робочого органу [13]. Вони показують, що для грохоту з однорідним полем траєкторій коливань швидкість постійна по усій довжині просіювальної поверхні. У той же час для установок з неоднорідними, просторовими коливаннями вона падає у міру зростання довжини сита.

Для грохотів з однорідними коливаннями швидкість транспортування матеріалу ситом визначається за різного роду емпіричними формулами цілої низки авторів, наприклад [8].

Для грохотів з неоднорідними, просторовими коливаннями можна скорис-

татися знову ж таки емпіричною формулою, запропонованою у роботі [17] (вона добре корелюється з результатами приведених досліджень):

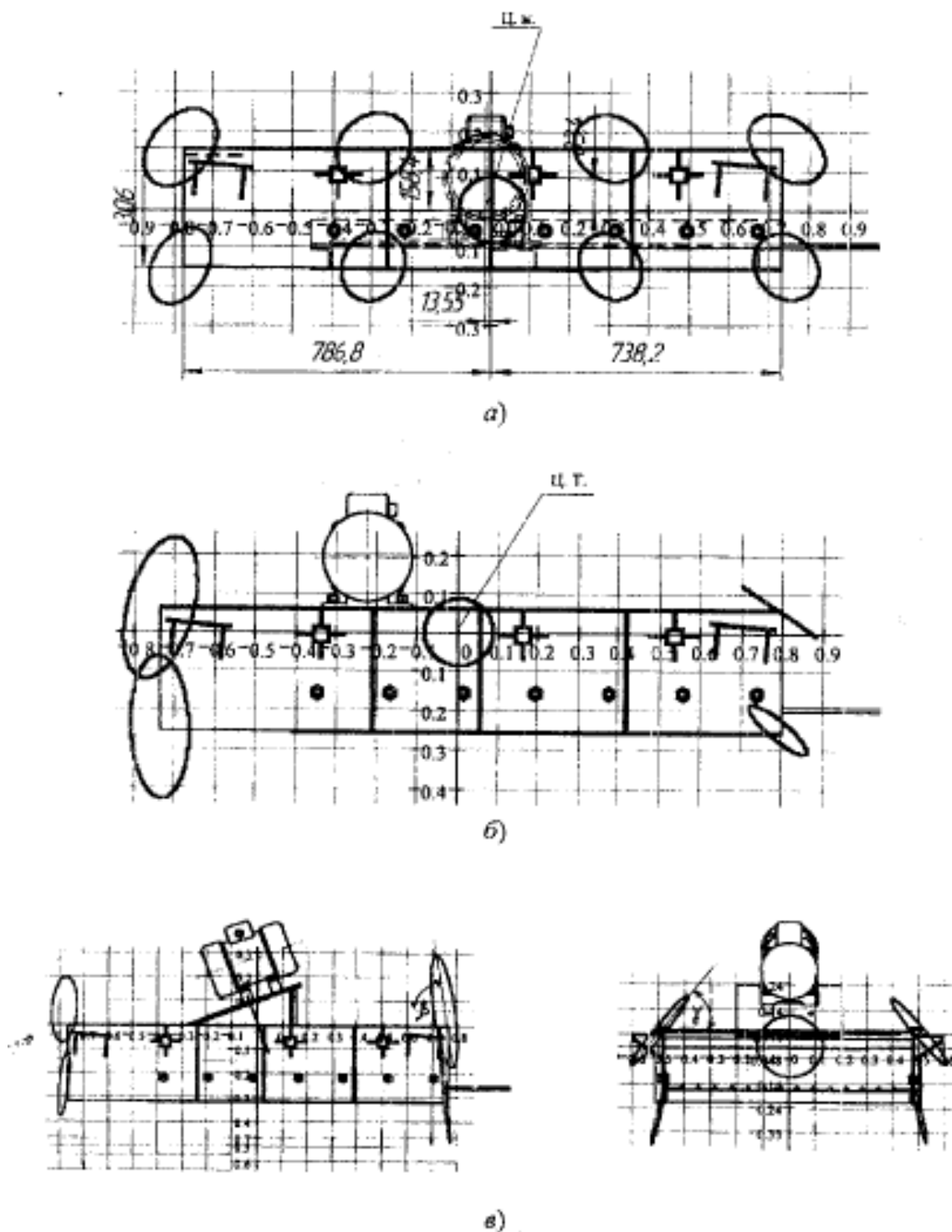


Рисунок 3.17 – Розподілення точок коливань робочого органу грохоту в залежності від місця установки віброзбудника (траєкторії збільшені у 10 разів):
 а – однорідні коливання; б – неоднорідні коливання; в – просторові коливання

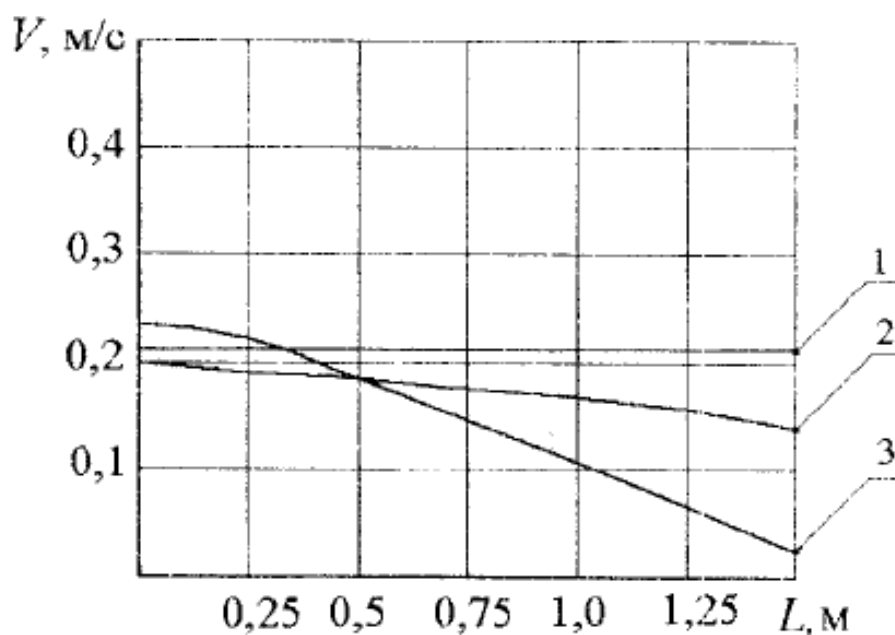


Рисунок 3.18 – Змінення швидкості руху одиничного вантажу по просіювальній поверхні вібраційного грохоту:

- 1 – грохот з однорідними коливаннями робочого органу;
- 2 – грохот з просторовими коливаннями робочого органу;
- 3 – грохот з неоднорідними плоскими коливаннями робочого органу

$$V = (1 + K_1 \alpha) (1 - K_2 H_p) A_p \sqrt{1 - \left(\frac{1}{\Gamma_\partial} \right)^2} (\cos^2 \beta + \cos^2 \gamma), \quad (3.10)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу просіювальної поверхні, $K_1 = 0,045$; α – кут нахилу просіювальної поверхні, град.; K_2 – коефіцієнт, що залежить від товщини шару матеріалу на ситі, $K_2 = 0,25$; H_p – висота шару матеріалу на розвантажувальній секції грохоту, м; A_p – амплітуда коливань розвантажувальної частини коробу, м; β , γ – кути вібрації відповідно у поздовжньому і поперечному напрямках на розвантажувальній ділянці коробу грохоту, град.; Γ_∂ – динамічний коефіцієнт, що визначається як [17]:

$$\Gamma_\partial = \frac{mr}{g} \omega^2 \left[\frac{1}{M} + \frac{a}{I_z} \cdot \frac{u_k + u_n}{2} \right], \quad (3.11)$$

де mr – кінетостатичний момент дебалансу валу, $\text{кг}\cdot\text{м}$; ω – кругова частота коливань, с^{-1} ; M – маса коробу грохоту, кг ; I_z – осьовий момент інерції коробу відносно головної центральної осі інерції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; u_k, u_n – координати крайніх точок просіювальної поверхні у нерухомій системі координат XOY , м ; a – координата центру обертання дебалансного валу у нерухомій системі координат XOY , м .

На рис. 3.19 показана інтегральна функція висіву підрешітних фракцій по довжині просіювальної поверхні у залежності від виду траєкторного поля грохоту. З графіків добре видно, що при довжині просіювальної поверхні 1,5 м використання грохоту з неоднорідним полем коливань (крива 3) є нераціональним, тому що ефективний процес висіву підрешітних фракцій починається в його розвантажувальній частині лише при $L = 1$ м. На відміну від нього, в установці з просторовими коливаннями (крива 2) процес висіву стабілізується вже на довжині 1 м і складає 90%. Майже аналогічна ситуація спостерігається для установки з однорідними коливаннями коробу (крива 1).

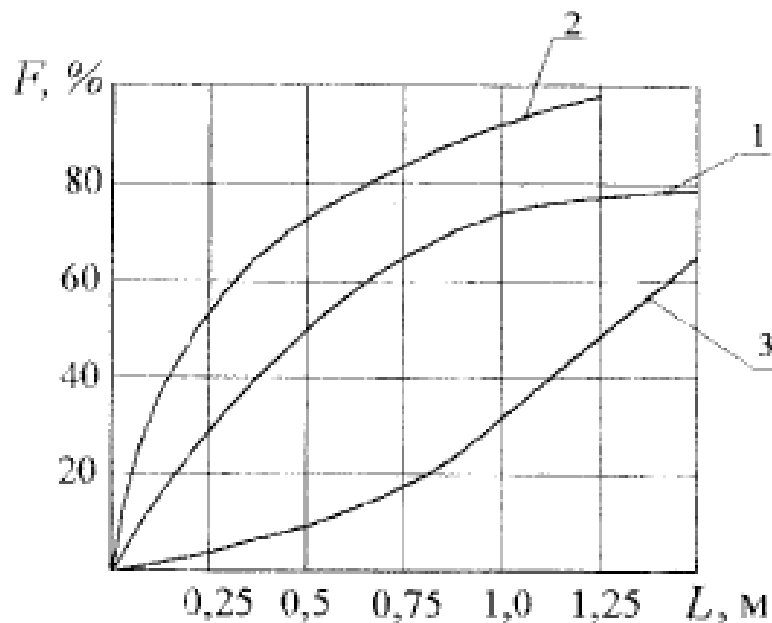


Рисунок 3.19 – Інтегральна функція висіву підрешітних фракцій:

- 1 – грохот з однорідними коливаннями робочого органу;
- 2 – грохот з просторовими коливаннями робочого органу;
- 3 – грохот з неоднорідними плоскими коливаннями робочого органу

З огляду на це, відношення довжини сита L до його ширини B слід вибрати наступним [13]:

- для грохоту з однорідними коливаннями робочого органу – 2,5;
- для грохоту з неоднорідними коливаннями робочого органу – 3-3,5;
- для грохоту з просторовими коливаннями робочого органу – менше 2.

Ці результати добре пояснюються дослідженнями процесу засмічення отворів просіювальної поверхні сита знову ж таки при різних видах коливань робочого органу. Залежності, приведені на рис. 3.20, свідчать, що в установках з неоднорідним полем коливань засмічується передусім завантажувальна частина коробу, у той час як для грохотів з однорідним та просторовим полями коливань це відбувається рівномірно по усій довжині робочого органу і складає відповідно 25 і 15%.

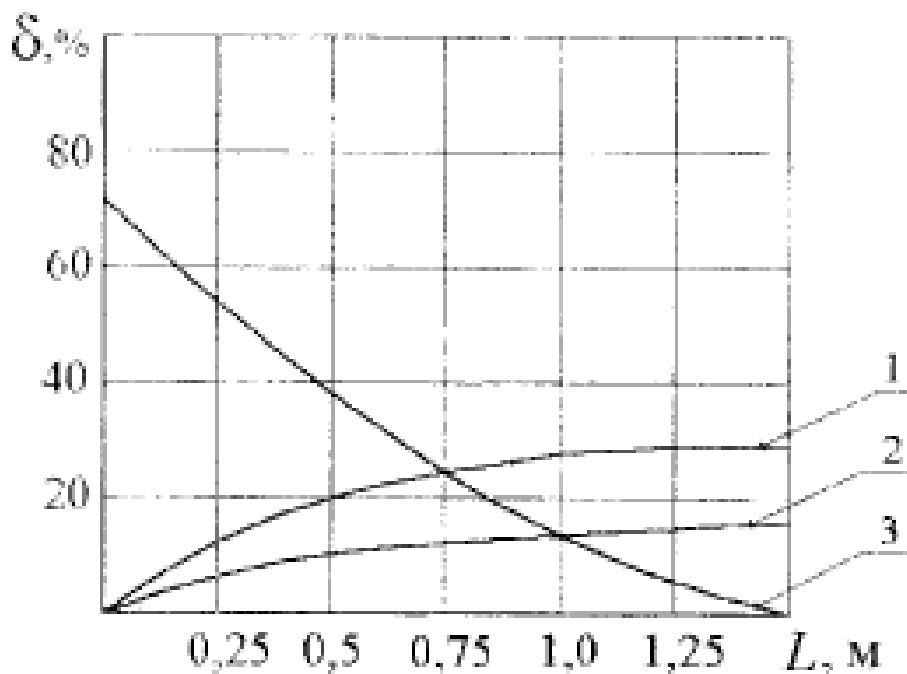


Рисунок 3.20 – Залежність інтенсивності засмічення сита від довжини коробу грохоту:

- 1 – грохот з однорідними коливаннями робочого органу;
- 2 – грохот з просторовими коливаннями робочого органу;
- 3 – грохот з неоднорідними плоскими коливаннями робочого органу

Приведена вище інформація переконливо демонструє необхідність урахування усіх без винятку конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів вібраційних грохотів, що сприяють інтенсифікації процесу грохочення мінеральної сировини та продуктів її переробки [8,13,18].

Висновки:

- під час дослідження динамічних схем вібраційних грохотів з'ясовано, що кожна динамічна схема забезпечує визначений закон коливань основної своєї маси – робочого органу, потрібний для найкращого виконання того чи іншого технологічного процесу, для якого призначена машина. Крім того, динамічна схема має забезпечувати необхідний рівень основних експлуатаційних властивостей грохоту – стабільності, коефіцієнту підсилення змушеного зусилля та урівноваженості. Порівняльний аналіз основних динамічних схем вібраційних грохотів за цими показниками показав, що з великої різноманітності типів і конструкцій у вібраційних грохотах практично переважно використовуються дебалансні віброприводи одномасної схеми із зарезонансним режимом коливань;

- задача синтезу вібраційного поля вібраційного грохота зводиться в основному до забезпечення необхідної форми коливань його робочого органу. Зазвичай у вібраційних грохотах створюють однорідне поле плоскопаралельних поступальних коливань коробу із ситом, при цьому траєкторія цих коливань може бути як круговою, так і прямолінійною. Значний практичний інтерес мають вібраційні грохоти з однорідним полем еліптичних коливань, а також з неоднорідним полем коливань. Існуючі методи дослідження динамічних схем дають можливість вирішувати задачі як синтезу полів траєкторій вібраційних грохотів на стадії проектування машин, так і аналізу спотворень цих полів під час випробувань та налагодження реальних машин. Вони дозволяють встановити причини появи неоднорідного поля коливань та усунути їх, якщо воно небажано, або, навпаки, створити таке неоднорідне поле для отримання тих чи інших позитивних технологічних ефектів;

- вібраційний грохот повинен у своїй роботі суміщати операції транспортування матеріалу уздовж просіювальної поверхні та сегрегаційно-дифузійного розшарування матеріалу з метою швидкого проходження дрібних класів крізь отвори сита. Для цього слід забезпечувати наступні параметри режимів коливань: амплітуди – від 3 до 10 мм, частоти коливань – від 10 до 25 Гц (600-1500 хв.⁻¹). Поєднання цих параметрів повинно бути таким, щоби коефіцієнт режиму роботи

становив не менше 3;

- оскільки дебалансні вібрзбудники працюють у режимі зарезонансних коливань, вони змушені кожного разу під час запуску і вибігу проходити зону резонансу. З огляду на це, оцінка фактичних амплітуд коливань для цих перехідних прцесів та розробка методів боротьби з цим явищем є обов'язковими процедурами при розрахунку та проектуванні вібраційних грохотів з дебалансними віброзбудниками;

- проектування вібраційних грохотів з двома дебалансними віброприводами має відбуватися за умови їх розрахунку на стабільність режиму синхронності та синфазності сумісній роботі з урахуванням маси матеріалу на робочому органі установки;

- з точки зору досягнення нових позитивних технологічних ефектів та одночасного зниження динамічних навантажень на підшипникові вузли значний практичний інтерес представляють динамічні схеми, які реалізують неоднорідні та просторові поля траєкторій коливань робочих органів грохотів. Аналіз таких схем показує, що за рахунок їх використання можна суттєво (на 10-15%) підвищити ефективність процесу просіювання матеріалу крізь отвори сит грохотів;

- у цілому слід зазначити, що при розробці важко навантажених вібраційних грохотів з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу для інтенсифікації процесу грохочення мінеральної сировини та продуктів її переробки абсолютно необхідними кроками є урахування технологічного навантаження та решти конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів.

4 РОЗРОБКА ЗАГАЛЬНОЇ СХЕМИ ПРОЕКТУВАННЯ ІНЕРЦІЙНИХ ПРИВОДІВ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ

4.1 Основні передумови процесу проектування

Проведені у попередніх розділах роботи дослідження дали можливість визначити найбільш широко вживані динамічні схеми сучасних вібраційних грохотів та особливості їх реалізації у практиці переробки мінеральної сировини з метою розділення її на класи крупності.

Основним типом вібраційних грохотів, що використовуються у гірничій, гірничозбагачувальній, гірничохімічній, будівельній та інших подібних галузях промисловості, є інерційні, постачені дебалансними віброзбудниками.

Інерційний спосіб збудження вібраційних коливань робочих органів вібраційних машин, як було з'ясовано вище, полягає у створенні однією або декількома обертними неурівноваженими масами (дебалансами) відцентрового змусеного зусилля, що представляє собою вектор постійного модулю F , який обертається з постійною швидкістю ω (рис. 4.1). Величина цього відцентрового змусеного зусилля, що передається від дебалансу 1 на корпус 2 через підшипникові вузли, дорівнює $F = m\epsilon\omega^2$, де m – маса дебалансу, а ϵ – величина його ексцентриситету [8].

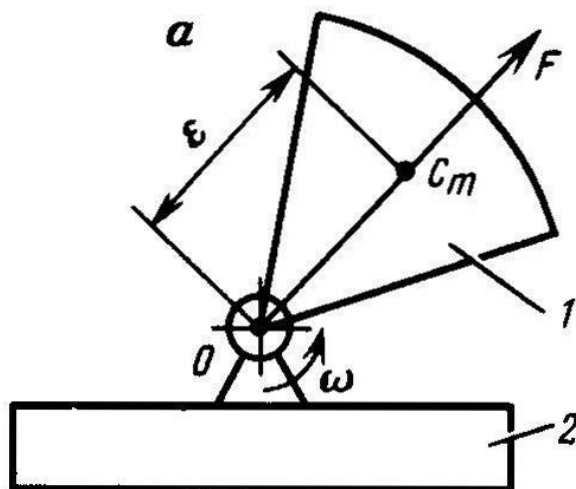


Рисунок 4.1 – Схема інерційного збудження вібраційних коливань:
1 – дебаланс; 2 – корпус

Необхідний характер коливань робочого органу грохоту забезпечується шляхом варіювання наступних факторів:

- числа віброзбудників;
- розташування віброзбудників відносно центру ваги грохоту;
- взаємного напрямку обертання дебалансів;
- фазування процесу обертання дебалансів;
- співвідношення статичних моментів мас $m\epsilon$ дебалансів.

У загальному випадку дебалансний віброзбудник має вигляд валу з неурівноваженими вантажами, встановленого у підшипниках з приводом від електродвигуна. Розробка його конструкції в якості приводу вібраційного грохоту відбувається на стадії, коли вже відома загальна проектно-компонувальна схема установки та необхідний діапазон її динамічних параметрів. Виходячи з цього, здійснюються:

- вибір типу дебалансного віброзбудника з точки зору взаємодії його з конструкцією грохоту – вбудованого у пов'язь-балки коробу або автономного, що прикріплюється у вигляді окремого блоку (модулю);
- вибір діапазону змінення статичного моменту мас дебалансів.

Слід мати на увазі, що сучасний грохот повинен охоплювати достатньо широкий діапазон параметрів коливань для можливості використання його у різноманітних технологічних умовах. Це висуває одну з найважливіших вимог до його конструкції – простоту регулювання основних характеристик вібраційних коливань робочого органу (частоти та амплітуди).

Для дебалансних конструкцій віброприводів частота коливань може бути змінена або за рахунок заміни приводного електродвигуна (що дуже незручно), або шляхом використання у приводному ланцюзі клинопасової передачі для ступінчастого змінення передатного відношення. Застосування ж електродвигунів постійного струму з можливістю безступінчастого регулювання обертів дебалансного валу потребує складного апаратного забезпечення і може бути виправдано лише у спеціальних лабораторних конструкціях грохотів.

Що стосується змінення величини амплітуди коливань дебалансного вібро-

приводу, то воно здійснюється достатньо просто – за рахунок змінення сумарного статичного моменту маси дебалансів.

Обов'язковим елементом процесу проектування інерційного приводу вібраційного грохоту є розробка необхідних заходів боротьби з резонансними явищами у перехідних процесах роботи грохоту (під час запуску і вибігу) (див. п. 3.4). У багатьох випадках головним інструментом цієї боротьби стає вимога зменшення моменту інерції обертових частин віброзбудника.

Можна ще додати практичну рекомендацію зниження впливу високочастотних коливань, які можуть супроводжувати основну гармоніку вібрацій дебалансного віброзбудника у вигляді вищих гармонік, на металоконструкції установки шляхом використання віброізолюючих прокладок при його установці, а також рівня шуму віброприводу за допомогою шумопоглинальних кожухів та інших заходів акустичної ізоляції.

4.2 Вибір типу та конструкції віброзбудника

Вибір конструктивного типу віброприводу інерційного грохоту багато у чому залежить від способу його кріплення на машині. Наприклад, для грохотів моделей ГІЛ, ГІС, ГІТ використовуються різні варіанти вбудованих одновалових віброзбудників, загальним корпусом для яких служить центральна пов'язь-балка коробу установки (одним з можливих варіантів такого віброзбудника, що використовується на грохоті ГІТ51М, може бути показаний на рис. 4.2) [8]. Вал 1 віброзбудника має протяжну середню ексцентричну частину, а на його кінцях за межами підшипникових вузлів жорстко закріплені два дебаланси 2 з додатковими знімними вантажами (сегментами) 3 для змінення амплітуди коливань робочого органу. Така конструкція може застосовуватися і на грохотах з прямолінійними коливаннями робочого органу. Наприклад, існує досвід використання його на установках ГСТ62Б та ГСТ72М. Два віброзбудника паралельно розміщуються у сусідніх по-в'язь-балках коробу.

На рис. 4.3 показана інша конструкція віброзбудника, яка не має загального

корпусу і прикріплюється до потрібного місця коробу грохоту. Привод постачений лише одним інерційним елементом – власним валом 1, до середньої частини якого за допомогою болтів 3 кріпляться спеціальні знімні пластини 2 [8].

Загальним недоліком конструкцій віброзбудників, показаних на рис. 4.2 і 4.3, слід визнати значну протяжність центральних ексцентричних ділянок їх валів, що викликає неминучі значні прогини валів у середніх частинах. Особливо це відчувається у грохотах з шириною коробу більше 2000 мм. Для запобігання цього знайшли використання віброприводи модульного типу з двома самосинхронізаційними віброзбудниками, які об'єднані в одному корпусі 1 і прикріплені до спеціальної жорсткої підвібраторної пов'язь-балки 3 за допомогою монтажних болтових сполучень 4 (рис. 4.4) [8].

Значними конструктивними та експлуатаційними зручностями відрізняються так називані мотор-вібратори, в яких в одному корпусі об'єднані сам віброзбудник та вбудований приводний електродвигун. Такі установки дуже компактні і не потребують додаткових приводних пристроїв. Існують варіанти симетричних (електродвигун у центрі, а дебаланси розташовані на валу консольно), та несиметричних мотор-вібраторів (з консольним ротором електродвигуна). На рис. 4.5 показана несиметрична конструкція мотор-вібратора розробки інституту Механобр [8].

Вал 3 вібратора зі знімним дебалансом встановлений у корпусі 1 на двох потужних дворядних сферичних роликотішипниках 4. Ротор вбудованого електродвигуна 2 розташований у верхній консольній частині дебалансного валу, а його статор – у верхньому кожуху, запресованому в основний корпус віброзбудника. Електродвигун виконаний у вібростійкому варіанті із зміцненими компаундною заливкою обмотками. Зона приводу відділена від підшипникових вузлів лабіринтовим ущільненням. Нижній підшипник 4 змащується за рахунок занурення у масляну ванну (рівень масла показаний для робочого положення віброзбудника), а до верхнього масло поступає з цієї ванни за допомогою маслозбірного конусу 5 по косому каналу у дебалансному валу під тиском, що створюється відцентровою силою.

Значний практичний інтерес викликає просторова конструкція вібраційного грохоту з двома самосинхронізаційними мотор-вібраторами (див. рис. 3.4б). Така схема, як говорилося раніше, дуже доцільна для грохотів, що переробляють гарячі матеріали, через можливість значного взаємного рознесення віброзбудників і розміщення їх поза зоною активного теплового впливу. На рис. 4.6 показана схема грохоту 234Гр для гарячих матеріалів з таким розташуванням віброприводів [8].

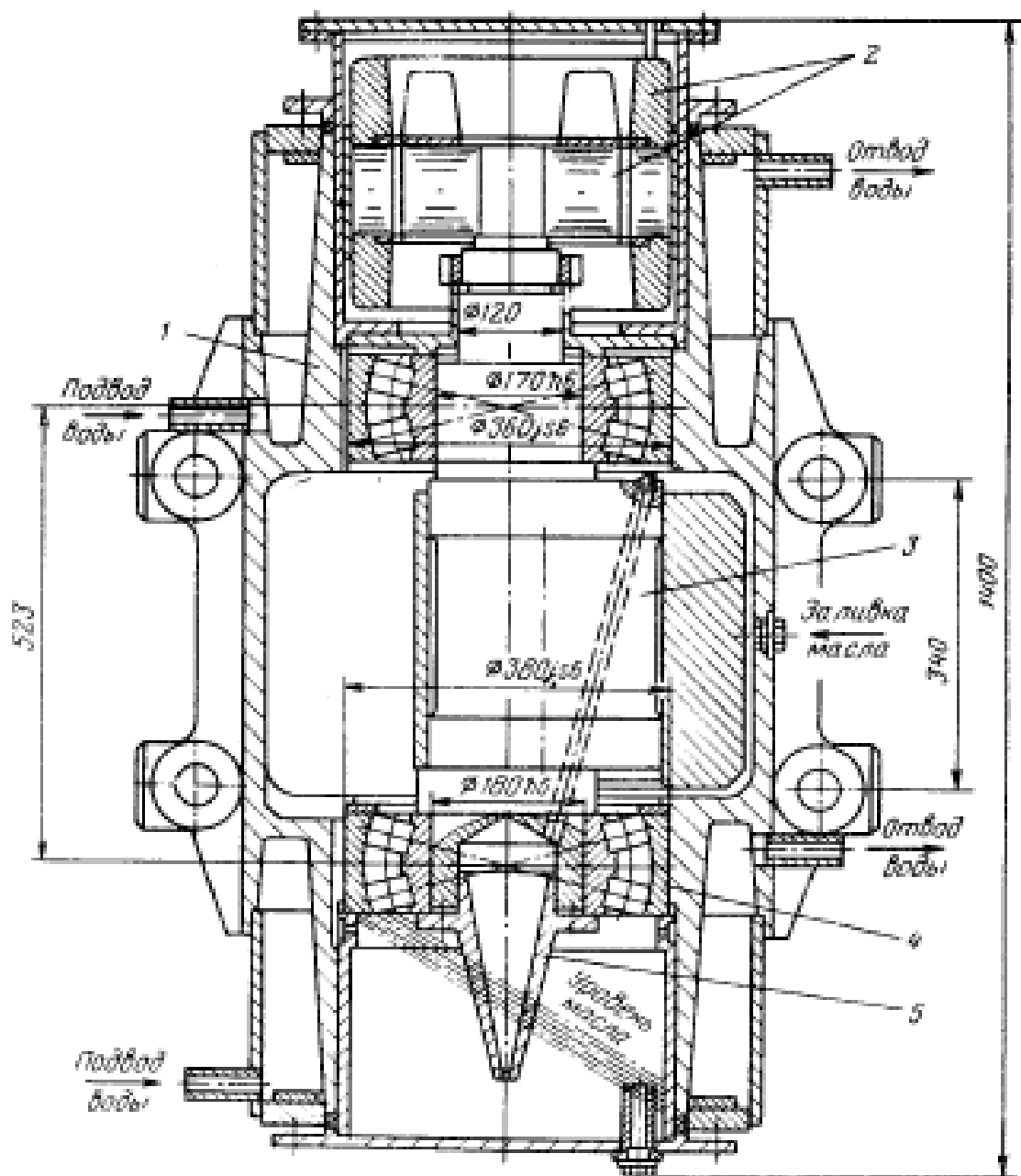


Рисунок 4.5 – Схема мотор-вібратора конструкції інституту Механобр:
1 – корпус мотор-вібратора; 2 – вбудований вібростійкий електродвигун;
3 – вал зі знімним дебалансом; 4 – підшипники; 5 – маслозабірний конус

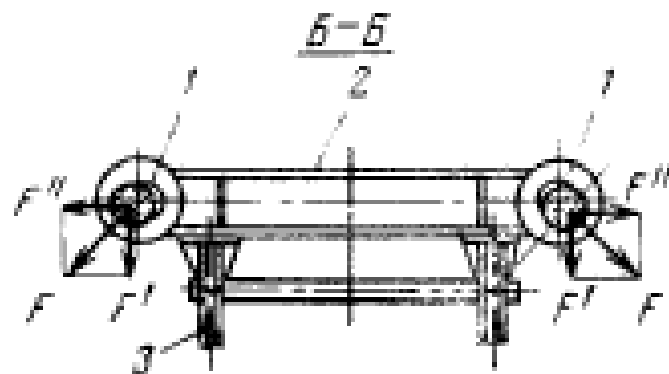
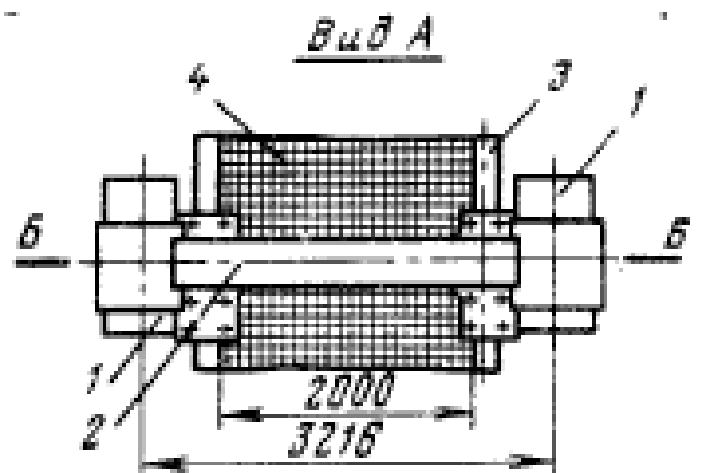
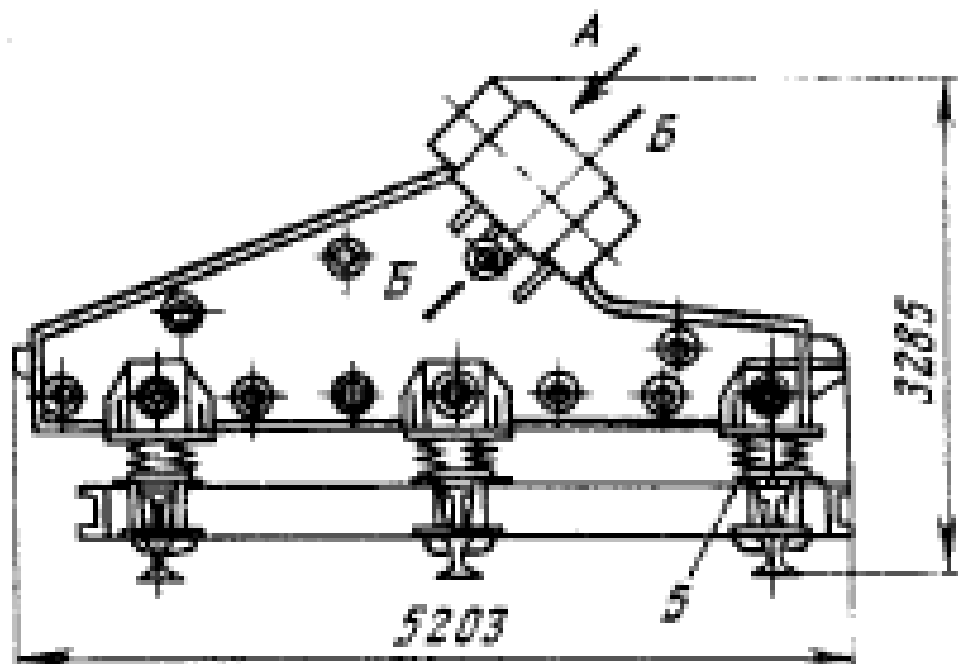


Рисунок 4.6 – Грохот 234Гр для гарячих матеріалів з розташуванням двох самосинхронізаційних мотор-вібраторів за просторовою схемою:
 1 – мотор-вібратори; 2 – проміжна пов'язь-балка; 3 – короб грохоту;
 4 – просіювальна поверхня; 5 – віброізоляційні опори

У такій схемі крім основних складових змушених зусиль віброзбудник генерує також горизонтальні (неробочі) складові, що впливають на короб у поперечному напрямку. Якщо ж віброзбудники поєднати за допомогою жорсткої проміжної пов'язь-балки, то остання буде сприймати ці горизонтальні складові змушених зусиль, взаємно урівноважувати їх і працювати на розтягування-стискання. Короб при цьому буде розвантажуватися від дії горизонтальних сил.

4.3 Вимоги до конструювання підшипникових вузлів інерційних віброзбудників

Вище вже неодноразово відмічалася надзвичайно важлива роль підшипникових вузлів у роботі дебалансних віброзбудників. Це пояснюється у першу чергу високим рівнем динамічної навантаженості підшипників інерційними силами, які розвиваються високошвидкісними обертовими неурівноваженими масами.

З огляду на це, в якості підшипників дебалансних віброзбудників зазвичай використовуються конструкції кочення з великими коефіцієнтами працездатності. Кращі результати з цієї точки зору показують дворядні роликові сферичні підшипники та однорядні роликові конструкції з короткими циліндричними роликами. Оскільки в умовах вібрацій перш за все руйнуються масивні латунні сепаратори підшипників, для останніх розроблені спеціальні вібростійкі сепаратори, центровані за внутрішньою поверхнею зовнішнього кільця.

Для надійної довговічної роботи підшипників віброзбудників дуже важливо правильно вибрати посадки. Рекомендується для внутрішнього кільця підбирати посадки із зазором: ковзну $h6$, рухому $g6$ і навіть ходову $f7$. Для зовнішнього кільця, навпаки, потрібна щільна посадка $js6$.

Внутрішнє кільце одного з підшипників має бути рухомим відносно валу для створення так називаної плаваючої опори, яка призначена для запобігання осового затискання тіл кочення.

Що стосується змащення підшипникових вузлів дебалансних віброзбудників, то можуть використовуватися як консистентні мастила типу Ціатім-203 за

ГОСТ 8773, так і рідинні типу масла Індустріальне за ГОСТ 20799. Другий варіант кращий з точки зору підвищення довговічності підшипників.

У першому випадку подача мастила здійснюється за допомогою прес-масельнички (див. рис. 4.3) або централізовано до усіх точок змащення по спеціальній магістралі. Рідинне змащення (особливо циркуляційне) потребує більш високих вимог до конструкції віброзбудника: ущільнювальних пристроїв, насосу, додаткових ємностей, фільтрів, холодильника, трубопроводів тощо. Але усі ці витрати виправдовуються для грохотів з високоінтенсивним динамічним режимом, особливо для крупних типорозмірів.

4.4 Вибір схеми та розрахунок потужності приводних пристроїв

Обертальний момент від приводного електродвигуна до віброзбудника передається за допомогою різного роду приводних пристроїв: клинопасової передачі (рис. 4.2), карданних передач, еластичної пелюсткової муфти (рис.4.4).

У випадку використання клинопасової передачі на грохотах з круговими коливаннями робочого органу застосовують принцип самоцентрування, дію якого пояснено на рис. 4.7а [8].

У глибоко зарезонансному режимі роботи інерційного грохоту з віброприводом дебалансного типу робочий орган машини переміщується у протифазі зі змушеним зусиллям віброзбудника. При цьому система «грохот – віброзбудник» буде мати нерухому горизонтальну вісь, розташовану поміж віссю, що проходить через центр ваги грохоту O , та віссю, яка сполучає центри ваги дебалансів. Для визначення положення цієї нерухомої осі розглянемо вираз, який демонструє рівність величин відцентрової сили віброзбудника та сили інерції грохоту:

$$m\varepsilon\omega^2 = Me\omega^2, \quad (4.1)$$

де e – відстань від горизонтальної осі, що проходить через центр ваги грохоту O , до шуканої нерухомої осі.

Звідси випливає, що:

- величина відстані $e = \frac{m\varepsilon}{M}$ співпадає зі значенням амплітуди A коливань

грохоту;

- у разі зміщення осі приводного шківу клинпасової передачі (аналогічно карданного валу або пелюсткової муфти) відносно осі вібробудника у бік центру ваги дебалансів на відстань, що дорівнює амплітуді (радіусу) кругових коливань, то шків (карданний вал, пелюсткова муфта) під час коливань грохоту буде нерухомим (не буде мати коливних переміщень), що забезпечить нормальні умови роботи приводного пристрою.

Принцип зміщення осей може бути застосований й у вібраційних грохотах з прямолінійними коливаннями робочого органу. У цьому випадку осі обертання вібробудників здійснюють прямолінійні коливання з амплітудою, що дорівнює амплітуді коливань грохоту, тому усі точки валів одночасно беруть участь у двох рухах: переносному (прямолінійні коливання) та відносному) обертання). На рис. 4.7б можна прослідкувати рух точки K , яка знаходиться відносно горизонтальної осі O вібробудника по вертикалі на відстані $e = 0,5A$, де A – амплітуда коливань грохоту. Крайньому нижньому положенню дебаланса буде відповідати крайнє верхнє положення осі O . Якщо сумістити точку O з початком рухомих координат ξ і η , які здійснюють прямолінійні коливання з амплітудою A , а точку O' , що є середньою точкою коливань – з нерухомою системою координат x і y , то під час обертання валу з постійною кутовою швидкістю ω рух точки K у системі ξ, η можна записати у наступному вигляді [8]:

$$\xi = \frac{A}{2} \sin \omega t; \eta = \frac{A}{2} \cos \omega t. \quad (4.2)$$

Якщо врахувати, що система ξ, η рухається за законом: $x = 0; y = A \cos \omega t$, то шляхом складання цих рухів можна отримати закон руху точки K у системі координат x, y :

$$x = \frac{A}{2} \sin \omega t; y = A \cos \omega t - \frac{A}{2} \cos \omega t = \frac{A}{2} \cos \omega t; x^2 + y^2 = \left(\frac{A}{2}\right)^2. \quad (4.3)$$

Звідси видно, що точка K рухається по окружності з радіусом $\frac{A}{2}$ і центром у точці O' . Тому суміщення осі шківу клинопасової передачі (приводного карданного валу, пружні муфти або проміжного валу, якщо є декілька співвісних віброзбудників) з точкою K забезпечує зниження амплітуди коливань осей цих елементів у два рази.

У разі використання карданного валу в якості приводного або проміжного, такий спосіб забезпечує покращення умов роботи його шарнірних вузлів. Це пояснюється постійним прискоренням їх руху у порівнянні зі змінним удвічі більшим у випадку звичайного виконання приводного пристрою без зміщення осей (рис. 4.7в).

Зміщення осей на відстань $\frac{A}{2}$ можна здійснити за допомогою спеціальної перехідної муфти (рис. 4.7г).

Забезпечити захист приводних пристроїв від негативного динамічного впливу вібрацій можна за допомогою використання спеціальних нерухомих перехідників, які повністю виключають його появу як у стаціонарному режимі роботи, так і в процесі проходження резонансу. Варіант такого конструктивного виконання приводного пристрою з клинопасовою передачею на грохоті ГІТ41 показаний на рис. 4.8 [8].

Для розрахунку потужності приводних електродвигунів вібраційних грохотів слід розуміти, що під час усталеного режиму коливань теоретично не вимагається витрачати енергію на подолання сил інерції рухомих мас та сил пружності віброізоляційних елементів (у коливній системі вібраційного грохоту за один період коливань відбувається один повний цикл перетворення кінетичної енергії системи у потенційну та навпаки). Вона потрібна лише для подолання дисипативних сил (тертя у підшипниках, втрат під час співударянь матеріалу з просіювальною поверхнею тощо). Експериментальним шляхом з'ясовано, що на переміщення 1 кг матеріалу вібруючою поверхнею робочого органу грохоту витрачається приблизно 0,002-0,003 кВт енергії [8].

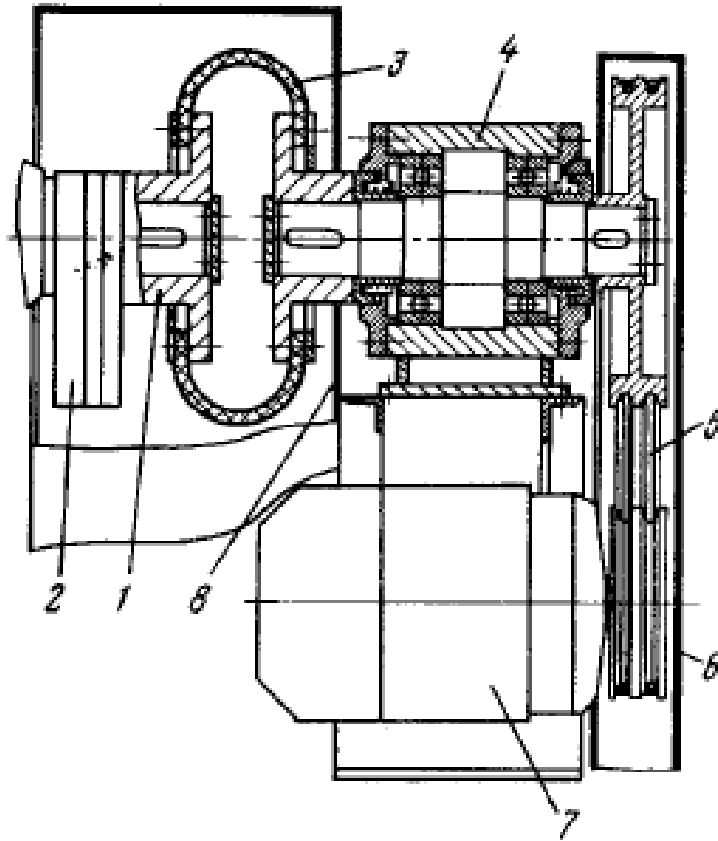


Рисунок 4.8 – Приводний пристрій з перехідником грохоту ГТ41:
 1 – хвостовик валу віброзбудника; 2 – дебаланси віброзбудника;
 3 – пелюсткова муфта; 4 – нерухомий перехідник з підшипниками кочення;
 5 – клинопасова передача; 6 – захисний кожух клинопасової передачі;
 7 – електродвигун; 8 – захисний кожух віброзбудника

Маса матеріалу, що знаходиться на просіювальній поверхні грохоту:

$$M_1 = \frac{P_{II} L_{II} (1 - 10^{-4} \alpha E)}{v}, \quad (4.4)$$

де P_{II} – продуктивність грохоту у живленні; L_{II} – довжина просіювальної поверхні; α – вміст класу розрахункової крупності у вихідному матеріалі; E – ефективність грохочення; v – швидкість переміщення матеріалу.

Енергія, що витрачається на процес вібротранспортування:

$$N_T = (2 - 3) \cdot 10^{-3} M_1. \quad (4.5)$$

Витрата енергії на тертя у підшипниках віброзбудника:

$$N_{mp} = \frac{fFd\omega}{2}, \quad (4.6)$$

де $f = 0,004-0,007$ – коефіцієнт тертя кочення у підшипниках; $F = m\varepsilon\omega^2$ – відцентрова сила, що розвивається дебалансом, статичний момент маси якого дорівнює $m\varepsilon$; d – діаметр валу під підшипником; ω – кутова швидкість.

Тепер можна знайти величину потужності (середньої за період), споживаної грохотом:

$$N_n = N_m + N_{mp}. \quad (4.7)$$

Для забезпечення надійного запуску грохоту його електродвигун повинен мати величину пускового моменту, достатню для підйому дебалансів з нижнього положення у верхнє.

Висновки:

- у даному розділі роботи розглянуті основні вимоги до процесу проектування дебалансних віброзбудників, що використовуються в якості приводів вібраційних грохотів інерційного типу. Розробка віброприводу відбувається на стадії, коли вже відома загальна проектно-компонувальна схема грохотної установки та необхідний діапазон її динамічних параметрів. Виходячи з цього, здійснюються вибір типу дебалансного віброзбудника з точки зору взаємодії його з конструкцією грохоту та вибір діапазону змінення статичного моменту мас дебалансів;

- вибір конструктивного типу віброприводу інерційного грохоту багато у чому залежить від способу його кріплення на машині. Він може бути вбудованим у пов'язь-балки коробу або автономним (прикріпленим до грохоту у вигляді окремого блоку (модулю). Та чи інша конструктивна схема приводу вибирається у залежності від призначення та продуктивності установки, режиму реалізованих вібраційних коливань, властивостей оброблюваного матеріалу тощо;

- надзвичайно відповідальними конструктивними елементами дебалансних віброзбудників є їх підшипникові вузли, які працюють у важких умовах значних динамічних навантажень, створюваних інерційними силами, що виникають під

час високошвидкісного обертання неурівноважених мас – дебалансів. Тому до конструктивного виконання підшипникових вузлів дебалансного віброприводу ставляться високі вимоги стосовно вибору типу підшипників, посадки їх на вал і в корпус, забезпечення раціонального режиму змащення;

- велике значення має також обґрунтування раціональних параметрів та конструктивних схем приводних пристроїв віброприводів інерційних грохотів. Від цього залежить забезпечення правильного режиму їх роботи, що сприятиме підвищенню надійності та довговічності як самих приводів, так і грохотних установок у цілому.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили зробити наступні висновки та практичні рекомендації:

- для розділення матеріалів на ситах надзвичайно широке застосування у різних галузях промисловості знайшли вібраційні грохоти. Процес розділення матеріалів на вібраційному грохоті відбувається під час його вібраційного переміщення уздовж просіювальної поверхні (сита, решета або набору колосників). Повідомлення вібраційних рухів просіювальною поверхнею забезпечує переміщення оброблюваного продукту, рівномірне розподілення його по робочій поверхні, полегшення проходження дрібних зерен через отвори сит та видалення отриманих класів з робочого органу;

- конструкції вібраційних грохотів повинні відповідати певним спеціальним вимогам, до яких можна віднести наступні: стабільність (тобто здатність забезпечувати постійність закону коливань робочого органу); високий ступінь використання змушеного зусилля, що розвивається віброзбудником; урівноваженість конструкції (тобто низький ступінь передачі динамічних навантажень на фундаменти або на підтримувальні опори); високі технологічні показники грохочення, найважливішими з яких є вилучення та ефективність процесу грохочення;

- під час дослідження динамічних схем вібраційних грохотів, результати якого представлені у третьому розділі роботи, з'ясовано, що кожна динамічна схема забезпечує визначений закон коливань основної своєї маси – робочого органу, потрібний для найкращого виконання того чи іншого технологічного процесу, для якого призначена машина. Крім того, динамічна схема має забезпечувати необхідний рівень основних експлуатаційних властивостей грохоту – стабільності, коефіцієнту підсилення змушеного зусилля та урівноваженості. Порівняльний аналіз основних динамічних схем вібраційних грохотів за цими показниками показав, що з великої різноманітності типів і конструкцій у вібраційних грохотах практично переважно використовуються дебалансні віброприводи одномасної схеми із зарезонансним режимом коливань;

- задача синтезу вібраційного поля вібраційного грохота зводиться в основному до забезпечення необхідної форми коливань його робочого органу. Зазвичай у вібраційних грохотах створюють однорідне поле плоскопаралельних поступальних коливань коробу із ситом, при цьому траєкторія цих коливань може бути як круговою, так і прямолінійною. Значний практичний інтерес мають вібраційні грохоти з однорідним полем еліптичних коливань, а також з неоднорідним полем коливань. Існуючі методи дослідження динамічних схем дають можливість вирішувати задачі як синтезу полів траєкторій вібраційних грохотів на стадії проектування машин, так і аналізу спотворень цих полів під час випробувань та налагодження реальних машин. Вони дозволяють встановити причини появи неоднорідного поля коливань та усунути їх, якщо воно небажано, або, навпаки, створити таке неоднорідне поле для отримання тих чи інших позитивних технологічних ефектів;

- вібраційний грохот повинен у своїй роботі суміщати операції транспортування матеріалу уздовж просіювальної поверхні та сегрегаційно-дифузійного розшарування матеріалу з метою швидкого проходження дрібних класів крізь отвори сита. Для цього слід забезпечувати наступні параметри режимів коливань: амплітуди – від 3 до 10 мм, частоти коливань – від 10 до 25 Гц (600-1500 хв.⁻¹). Поєднання цих параметрів повинно бути таким, щоби коефіцієнт режиму роботи становив не менше 3;

- оскільки дебалансні вібрзбудники працюють у режимі зарезонансних коливань, вони змушені кожного разу під час запуску і вибігу проходити зону резонансу. З огляду на це, оцінка фактичних амплітуд коливань для цих перехідних процесів та розробка методів боротьби з цим явищем є обов'язковими процедурами при розрахунку та проектуванні вібраційних грохотів з дебалансними вібрзбудниками;

- проектування вібраційних грохотів з двома дебалансними віброприводами має відбуватися за умови їх розрахунку на стабільність режиму синхронності та синфазності сумісній роботі з урахуванням маси матеріалу на робочому органі установки;

- з точки зору досягнення нових позитивних технологічних ефектів та одночасного зниження динамічних навантажень на підшипникові вузли значний практичний інтерес представляють динамічні схеми, які реалізують неоднорідні та просторові поля траєкторій коливань робочих органів грохотів. Аналіз таких схем показує, що за рахунок їх використання можна суттєво підвищити ефективність процесу просіювання матеріалу крізь отвори сит грохотів;

- у цілому слід зазначити, що при розробці важко навантажених вібраційних грохотів з неоднорідними, просторовими коливаннями робочого органу для інтенсифікації процесу грохочення мінеральної сировини та продуктів її переробки абсолютно необхідними кроками є урахування технологічного навантаження та решти конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів;

- у четвертому розділі роботи розглянуті основні вимоги до процесу проектування дебалансних віброзбудників, що використовуються в якості приводів вібраційних грохотів інерційного типу. Розробка віброприводу відбувається на стадії, коли вже відома загальна проектно-компонувальна схема грохотної установки та необхідний діапазон її динамічних параметрів. Виходячи з цього, здійснюються вибір типу дебалансного віброзбудника з точки зору взаємодії його з конструкцією грохоту та вибір діапазону змінення статичного моменту мас дебалансів;

- вибір конструктивного типу віброприводу інерційного грохоту багато у чому залежить від способу його кріплення на машині. Він може бути вбудованим у пов'язь-балки коробу або автономним (прикріпленим до грохоту у вигляді окремого блоку (модулю). Та чи інша конструктивна схема приводу вибирається у залежності від призначення та продуктивності установки, режиму реалізованих вібраційних коливань, властивостей оброблюваного матеріалу тощо;

- надзвичайно відповідальними конструктивними елементами дебалансних віброзбудників є їх підшипникові вузли, які працюють у важких умовах значних динамічних навантажень, створюваних інерційними силами, що виникають під час високошвидкісного обертання неурівноважених мас – дебалансів. Тому до конструктивного виконання підшипникових вузлів дебалансного віброприводу ставляться високі вимоги стосовно вибору типу підшипників, посадки їх на вал і в

корпус, забезпечення раціонального режиму змащення;

- велике значення має також обґрунтування раціональних параметрів та конструктивних схем приводних пристроїв віброприводів інерційних грохотів. Від цього залежить забезпечення правильного режиму їх роботи, що сприятиме підвищенню надійності та довговічності як самих приводів, так і грохотних установок у цілому.

- розроблені у роботі рекомендації дають можливість за рахунок використання раціональних динамічних схем інерційних грохотів та реалізації режимів неоднорідних просторових коливань їх робочих органів забезпечити суттєве (на 10-15%) підвищення ефективності процесу просіювання матеріалу.

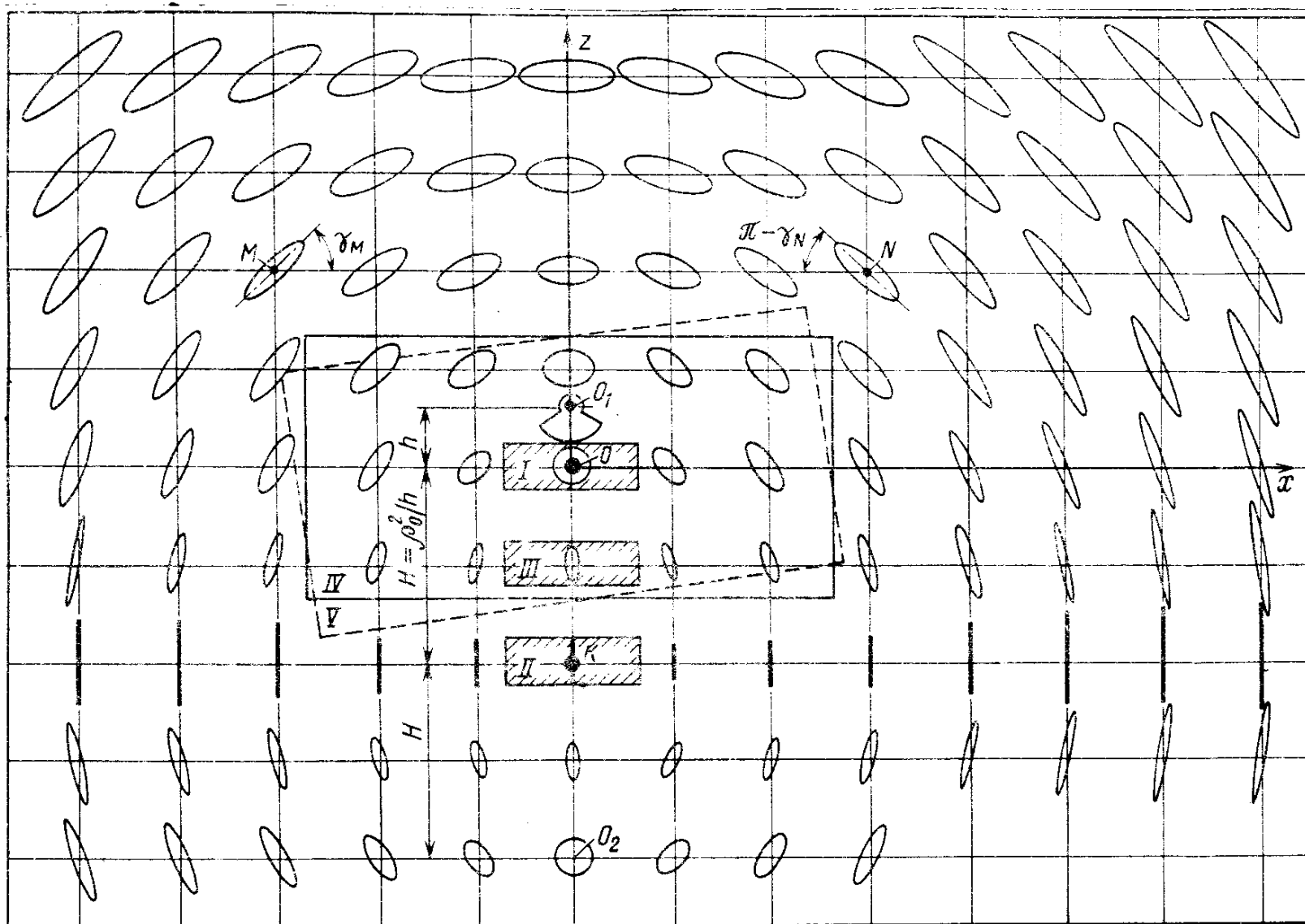
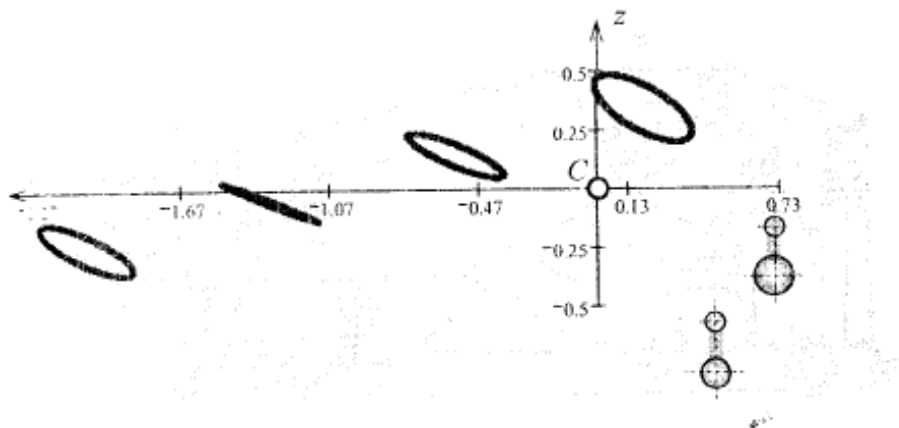
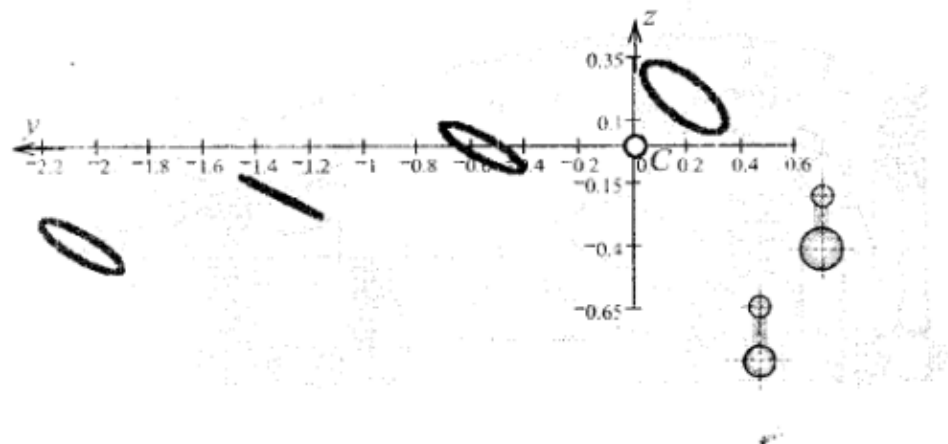


Рисунок 3.5 – Універсальна діаграма плоского поля коливань (УДП)

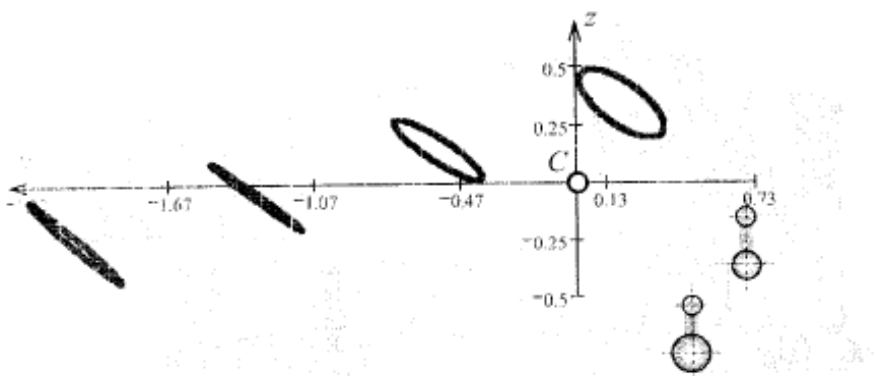
а)



а)



б)



б)

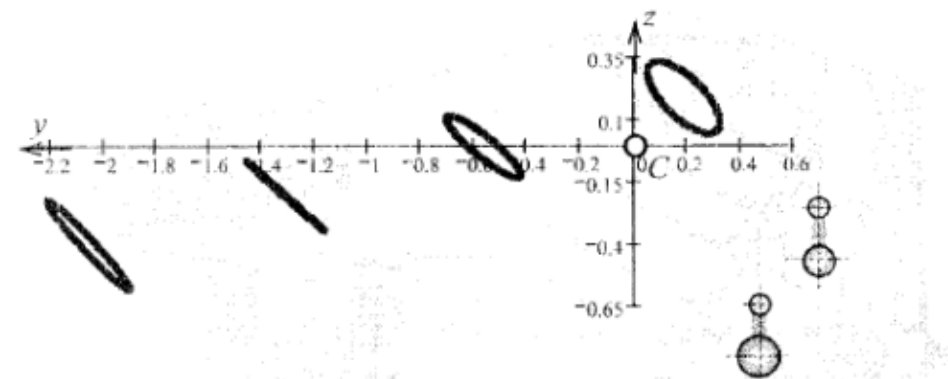


Рисунок 3.12 – Траєкторне поле робочого органу грохоту ГА-41Ш з перерозподілом мас дебалансів двох віброзбудників (зліва – без технологічного навантаження; справа – з технологічним навантаженням $Q = 250$ т/г):

а – на верхньому і нижньому вібраторах відповідно $m\epsilon = 10$ кг·м і $m\epsilon = 4$ кг·м;

б – на верхньому і нижньому вібраторах відповідно $m\epsilon = 4$ кг·м і $m\epsilon = 10$ кг·м

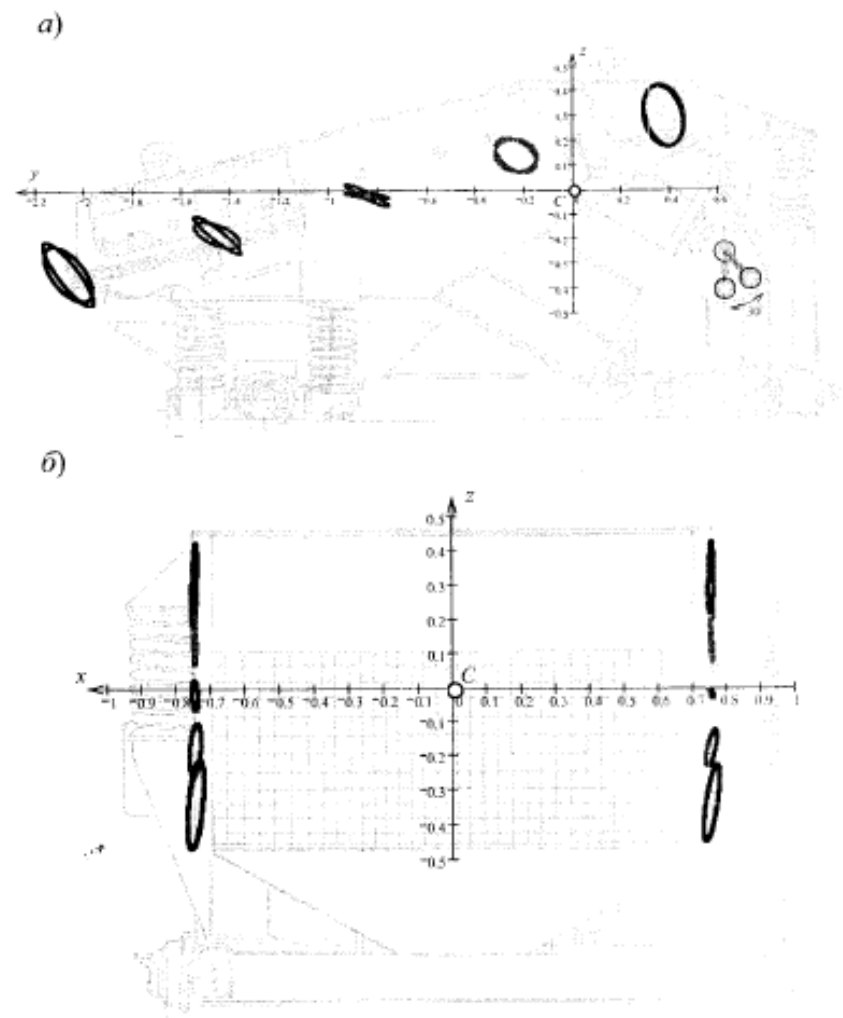
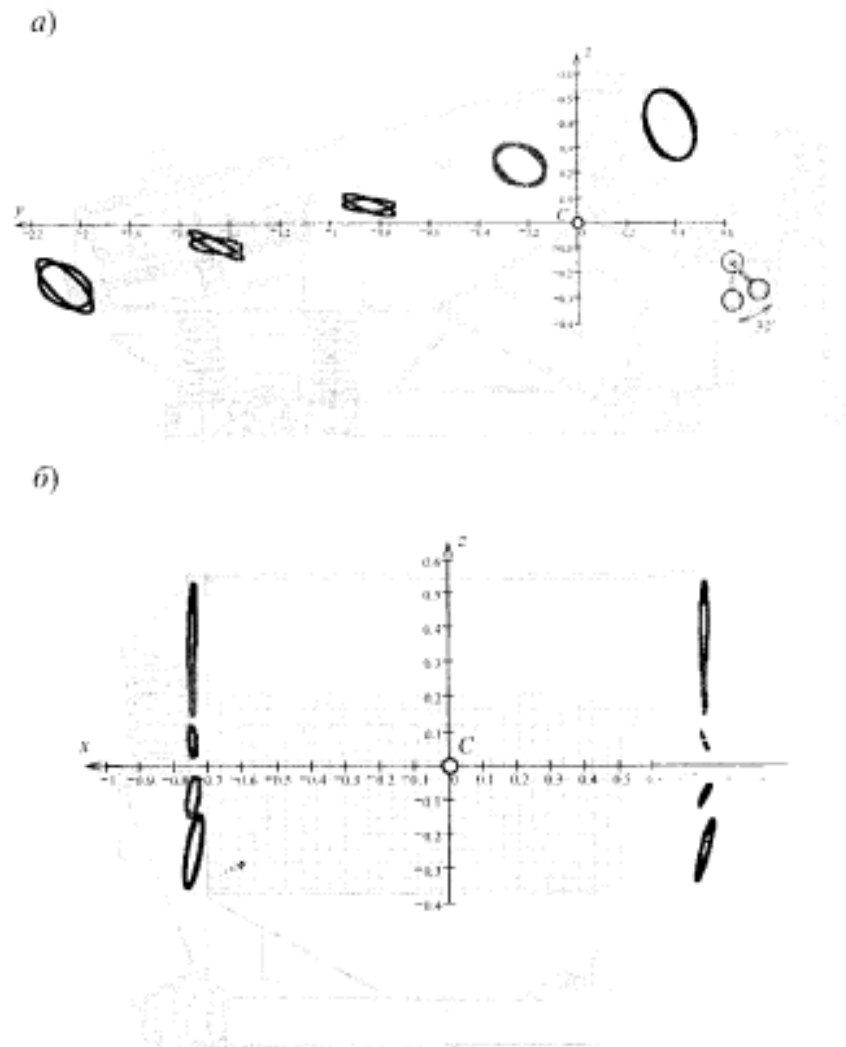


Рисунок 3.13 – Траєкторне поле робочого органу грохоту ГА-41Ш при поперечному розташуванні валу віброзбудника та відносному зміщенні дебалансів на 30° (зліва – без технологічного навантаження; справа – з технологічним навантаженням $Q = 250$ т/г): а – вид спереду; б – вид збоку

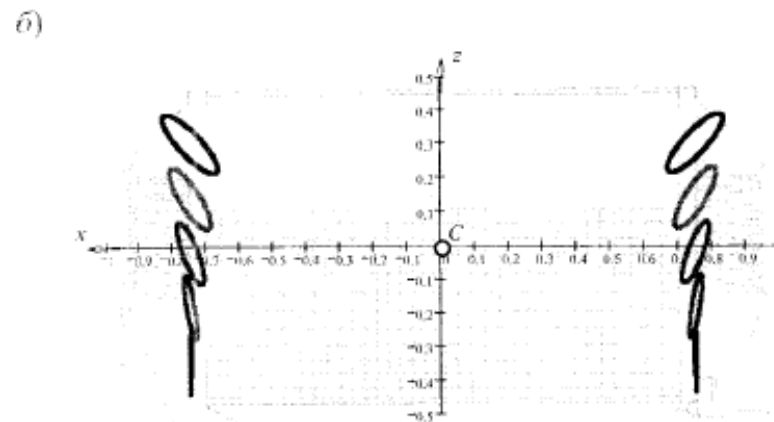
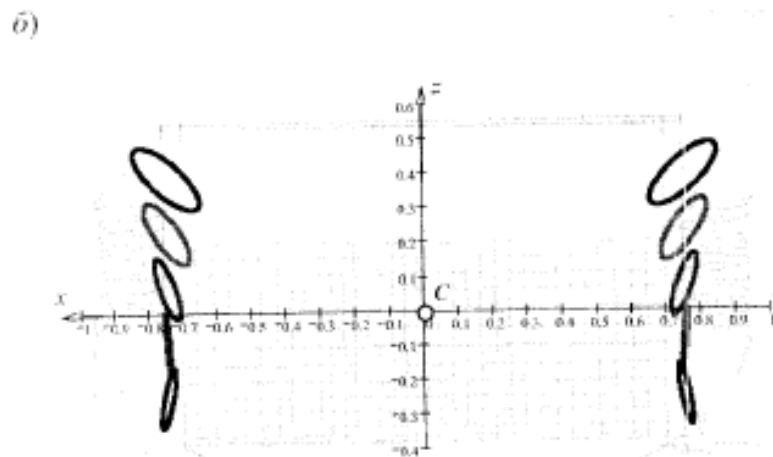
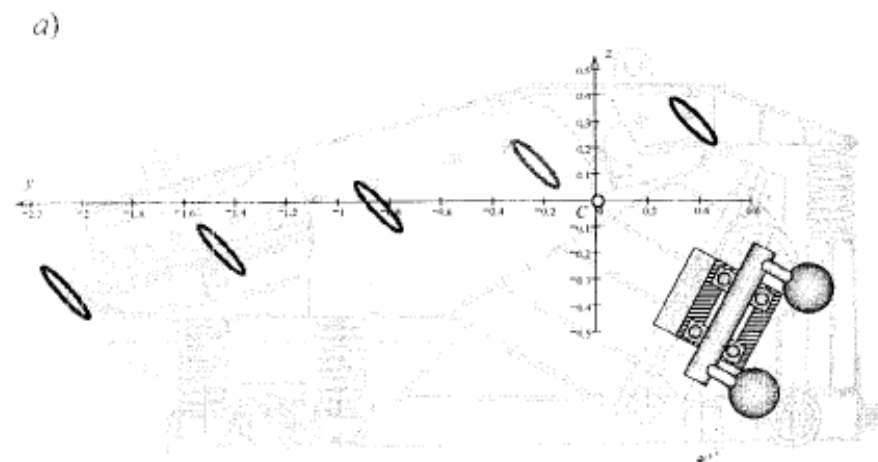
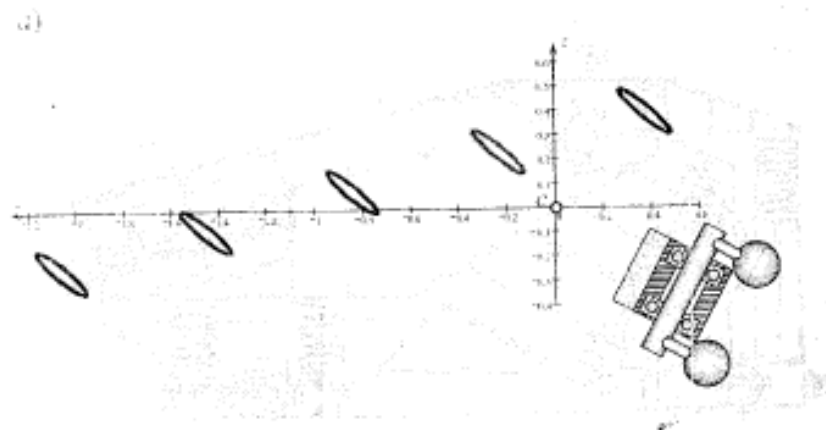


Рисунок 3.14 – Траєкторне поле робочого органу грохоту ГА-41Ш при поздовжньому розташуванні вібробудника, нахиленого під гострим кутом до просіювальної поверхні (зліва – без технологічного навантаження; справа – з технологічним навантаженням $Q = 250$ т/г): *a* – вид спереду; *б* – вид збоку

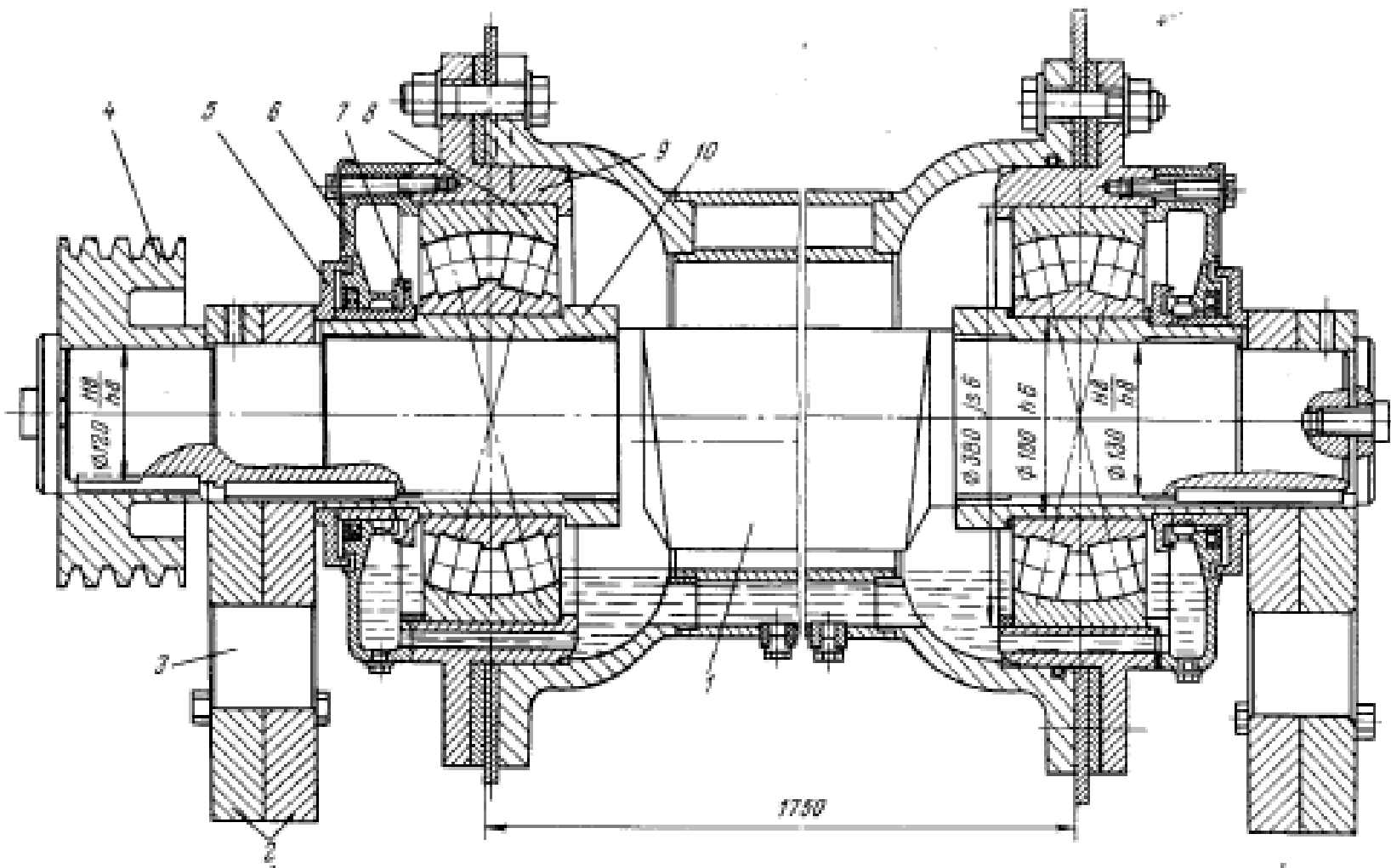


Рисунок 4.2 – Вбудований віброзбудник з рідинним змащенням,
розміщений у пов'язь-балці коробу інерційного грохоту ГТ51М:

1 – вал з ексцентричною середньою частиною; 2 – знімні дебаланси; 3 – знімні сегменти дебалансів; 4 – шків приводної клинопасової передачі; 5 – лабіринтова втулка; 6 – кришка підшипникового вузла; 7 – масловідбивний диск; 8 – підшипники віброзбудника; 9 – корпус підшипникового вузла; 10 – перехідна втулка підшипника

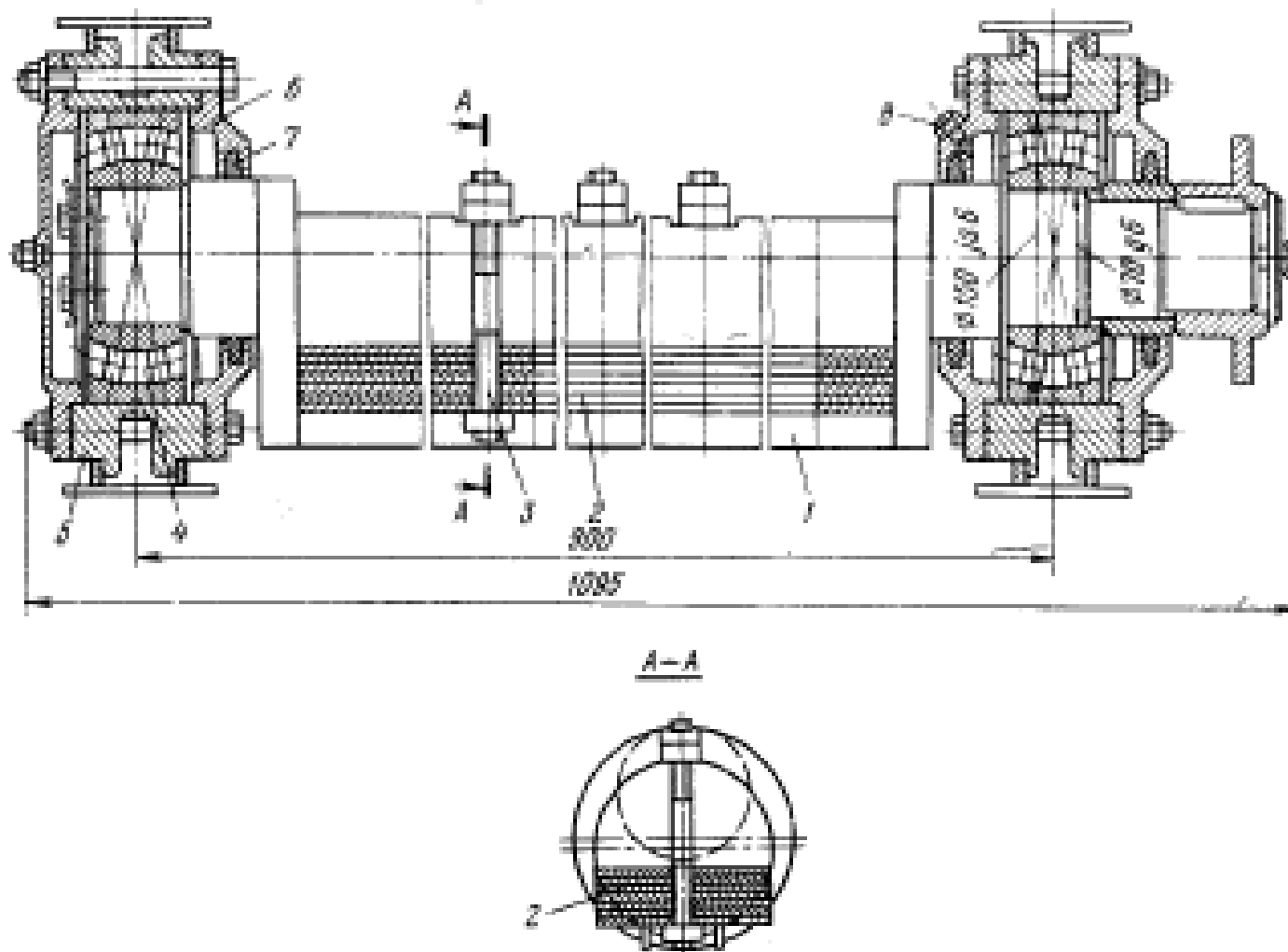


Рисунок 4.3 – Прикріплювана конструкція дебалансного вібробудника:

- 1 – вал з ексцентричною частиною; 2 – знімні пластини; 3 – притискні болти ексцентричної частини валу;
 4 – підшипники вібробудника; 5 – корпус підшипникового вузла; 6 – кришки підшипникового вузла;
 7 – ущільнення підшипникового вузла; 8 – прес-масельника

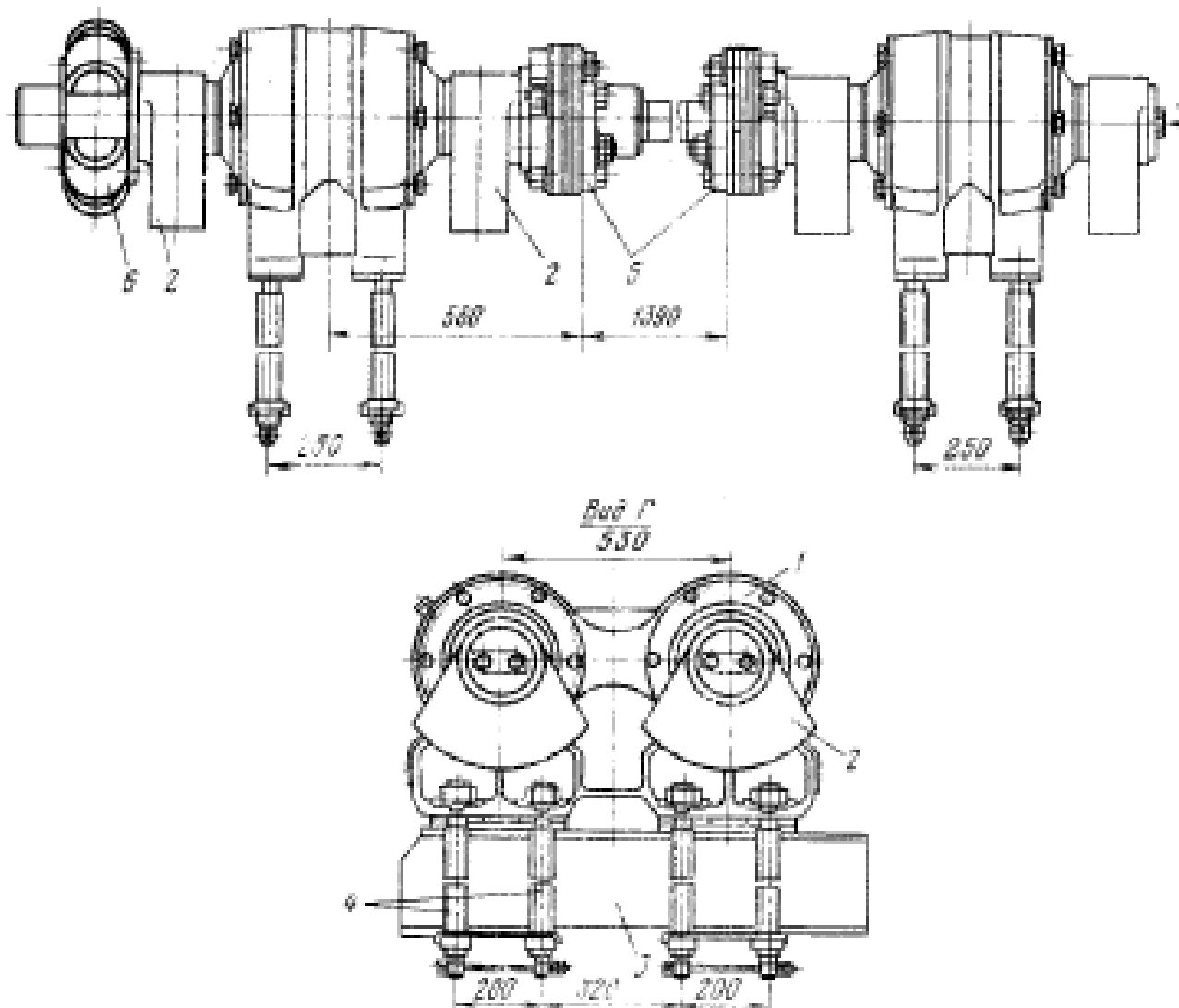


Рисунок 4.4 – Дебалансний віброзбудник модульного типу:

- 1 – корпус віброзбудника з підшипниковими вузлами; 2 – дебаланси віброзбудника; 3 – підвібраторна балка;
 4 – монтажне болтове сполучення; 5 – пружні муфти проміжних валів; 6 – приводна пелюсткова муфта

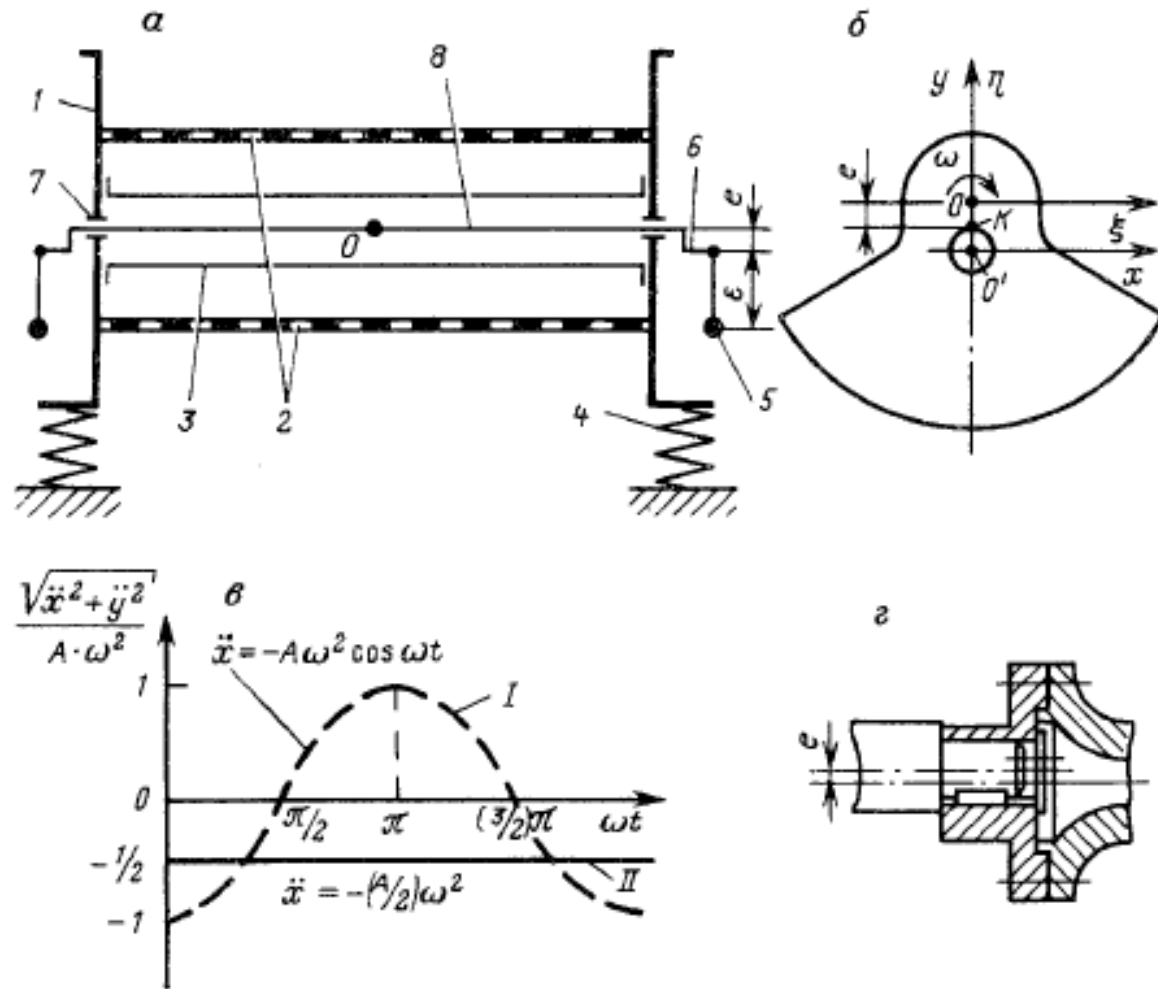


Рисунок 4.7 – Використання принципу самоцентрування у приводних пристроях ексцентрикового типу:
а – грохот з круговими коливаннями: 1 – короб грохоту; 2 – просіювальні поверхні; 3 – пов'язь-балка віброзбудника; 4 – пружні віброізоляційні елементи; 5 – дебаланси віброзбудника;
б – осі сполучених приводних пристроїв; 7 – підшипники; 8 – вал;
в – приєднання дебалансного віброзбудника у грохотах зі спрямованими прямолінійними коливаннями;
г – діаграма прискорення осі приводного валу за відсутності (I) та наявності (II) зміщення;
з – перехідна муфта зі зміщеною віссю