

Третьяков Віталій Олександрович

Магістерська робота

**Дослідження шляхів зниження динамічних навантажень
вібраційних грохотів на опорні конструкції**

Керівник роботи

доц., к.т.н. Громадський В.А.

ВСТУП

Одним з найважливіших технологічних процесів під час переробки металовмісних корисних копалин перед металургійним переділом, у тому числі залізної руди, є збагачення мінеральної сировини.

Збагачення корисних копалин здійснюється з метою відокремлення цінних мінералів (а за необхідності ще й взаємного поділу цих мінералів у разі розробки поліметалевих руд) від порожньої породи та мінералів, з яких вона складається. Наприклад, для залізної руди необхідність цих операцій пояснюється вимогами металургійної промисловості, а саме: певним мінімальним вмістом заліза в руді, що завантажується у доменну піч [1].

При підготовці мінеральної сировини до збагачення, а також під час доведення продуктів її збагачення до кондиції дуже широко застосовуються операції грохочення, під час яких сипкі матеріали поділяються на класи крупності шляхом просіювання через одне або декілька сит (решіт) [2-8].

Для механізації операцій грохочення використовують грохоти, серед яких найбільше поширення отримали вібраційні конструкції. Вібраційні грохоти обробляють матеріал під час його вібраційного переміщення по просіювальній поверхні. Такі машини створюються згідно з основними принципами будови вібраційних машин: складові елементи конструкції, динамічна схема, тип приводу тощо [9-11].

Експлуатація вібраційних грохотів супроводжується значними динамічними навантаженнями на несучі конструкції будівель збагачувальних фабрик та робочих місць, які негативно позначаються на здоров'ї обслуговуючого персоналу і в окремих випадках можуть призвести до руйнування цих конструкцій.

До найважливіших елементів конструкції вібраційних грохотів слід віднести системи віброізоляції. Пружні системи грохотів призначені для підтримки у просторі робочого органу (сита) разом з віброприводом, надання йому певної свободи рухів за рахунок піддатливості пружних елементів, а також для зниження динамічних зусиль, що передаються на фундамент або підтримуючі (несучі) конс-

трукції, та забезпечення відповідних санітарних норм. Саме віброізоляція високо-динамічного технологічного обладнання є найбільш ефективним засобом боротьби зі шкідливою вібрацією будівель і технічних споруд, а також захисту людей від вібраційного впливу.

Існуючі конструкції елементів віброізоляції грохотів дуже різноманітні, відрізняються робочими параметрами, перш за все жорсткістю, й вибираються виходячи з конкретних умов експлуатації. У зв'язку з цим дослідження, що спрямовані на аналіз та обґрунтування раціональних параметрів елементів віброізоляції вібраційних грохотів для зниження динамічних навантажень на опорні конструкції та робочі місця є надзвичайно актуальними.

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів елементів віброізоляції вібраційних грохотів.

Об'єкт дослідження – процес просіювання сипких матеріалів (насамперед, гірничої маси та продуктів її переробки) за допомогою вібраційних грохотів.

Предмет дослідження – елементи віброізоляції вібраційних грохотів.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Загальні відомості про процес сортування гірничої маси та обладнання для його механізації

У широкому сенсі питання сутність процесу сортування гірничої маси та продуктів її переробки полягає у розділенні цієї суміші на окремі сорти (фракції) за крупністю. Сортування може здійснюватися наступними способами:

- механічним (грохоченням) з використанням машин, що називаються грохотами і мають в якості робочих органів просівальні поверхні у вигляді сита, решета або колосників;
- гідравлічним, принципом якого є розділення матеріалу за різними швидкостями падіння частинок різної крупності і маси у рідинах;
- повітряним, заснованим на принципі виділення з повітряного потоку частинок різної крупності під дією сил тяжіння або у комбінації з відцентровими силами.

Грохоти для механічного грохочення гірничої маси працюють за умови забезпечення відносного руху сипкої суміші уздовж просівальної поверхні [1-8,11]. Під час сортування матеріалу частинки, які можуть пройти крізь отвори сита, потрапляють у підрешітний продукт, а більш крупні залишаються на ньому аж до розвантаження у вигляді надрешітного продукту. За необхідності розділення матеріалу на декілька фракцій в одній грохотній установці використовується декілька сит, які встановлюються в лінію (послідовно) (рис. 1.1а), одне над іншим (паралельно) (рис. 1.1б) або у змішаному порядку (рис. 1.1в).

Грохоти можуть бути як нерухомими, так і рухомими. У перших рух матеріалу відбувається за рахунок дії складової сили тяжіння, для чого установка повинна мати кут нахилу до горизонту, який дещо перевищує кут тертя матеріалу відносно сита. Ефективність процесу сортування у цьому випадку невелика внаслідок недостатнього перемішування матеріалу і неспроможності зерен з верхніх діляниць шару матеріалу дістатися отворів сита.

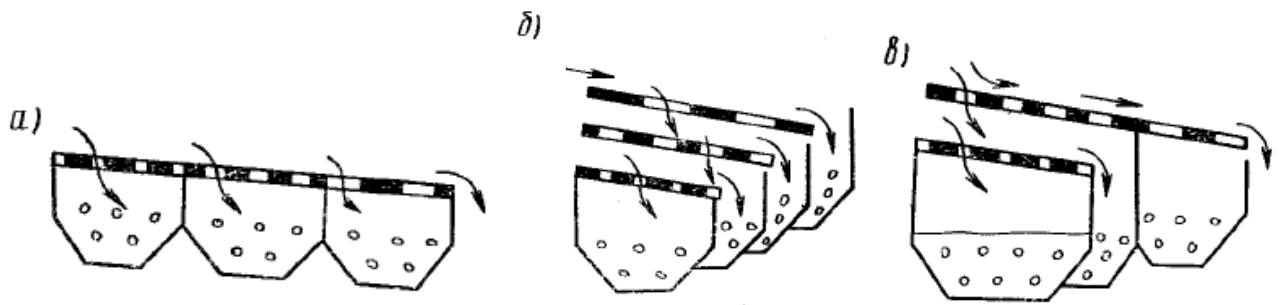


Рисунок 1.1 – Схеми установки просівальних поверхонь грохотів:
а – послідовна; *б* – паралельна; *в* – змішана

Більшість конструкцій грохотного обладнання мають рухоме сито, матеріал на якому рівномірно розподіляється по усій поверхні, що сприяє кращому проходженню дрібних частинок через товщу шару матеріалу та отвори сита.

Усі рухомі грохоти за геометрією просівальної поверхні підрозділяються на плоскі та у формі тіл обертання.

Плоскі грохоти можуть мати хитний та вібраційний рух сит. Хитні конструкції забезпечують різного роду прямолінійні та диференційні рухи у вертикальній площині. Вібраційні в якості приводів мають інерційні, ексцентрикові та електромагнітні вібратори і забезпечують спрямовані та замкнені (кругові та еліптичні) коливання сита. Робочі поверхні рухомих грохотів можуть бути горизонтальними та похилими відносно горизонту.

У гірництві та у промисловості будівельних матеріалів в основному використовуються вібраційні конструкції грохотів як найбільш ефективні та довговічні. Серед них переважне застосування отримали інерційні установки [9-11].

У гірничорудній промисловості вібраційне грохочення широко розповсюджене для розділення шматкових матеріалів на класи крупності перед дробленням, для відмивання обважнювача під час збагачення корисних копалин у важких середовищах, для зневоднення пульпи. У вугільній промисловості та у промисловості будівельних матеріалів його використовують також для розділення готового продукту на товарні класи перед відправкою споживачеві.

На рис. 1.2 представлені динамічні схеми найбільш уживаних вібраційних

грохотів інерційного типу – одномасних конструкцій з віброприводом відцентрового принципу дії із зарезонансним режимом роботи [10].

Перша з них (рис. 1.2а) має один відцентровий віброзбудник 1 у вигляді обертового валу з неврівноваженим вантажем (вантажами), який ще називають дебалансом. Неврівноваженість вантажу досягається зміщенням його центру ваги відносно центру обертання валу, який встановлений у підшипниках та отримує крутний момент від приводного електродвигуна через клинопасову передачу, карданний вал або пелюсткову муфту. Робочим органом грохоту є короб 2 з просіювальною поверхнею 3, що спирається на опорну поверхню (або підвішується до підтримувальних конструкцій) за допомогою пружних елементів 4. Такий одноналовий вібратор забезпечує близьку до кругової траєкторію коливань коробу у вертикальній площині, а для впевненого руху матеріалу уздовж сита кут нахилу останнього відносно горизонту має бути у межах $30-45^\circ$. Для отримання однорідного поля коливань віброзбудник бажано встановлювати у центрі ваги грохоту.

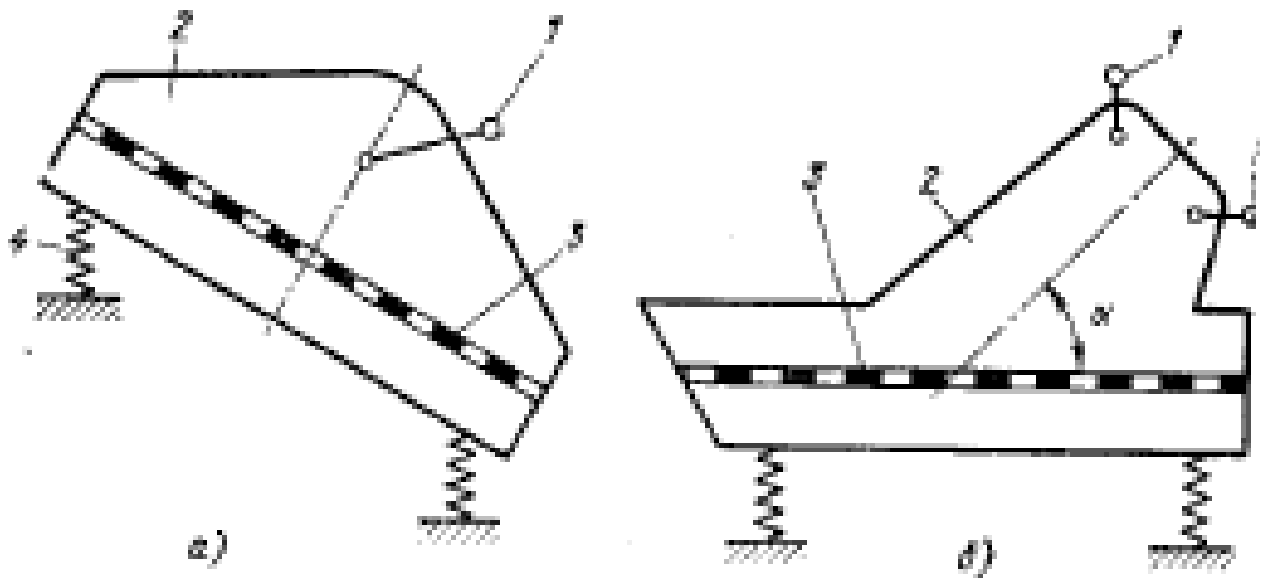


Рисунок 1.2 – Схеми одномасних зарезонансних грохотів з відцентровим віброзбудником:

- а – з круговими коливаннями коробу з просіювальною поверхнею;
- б – з прямолінійними коливаннями коробу;
- 1 – відцентровий віброзбудник; 2 – короб;
- 3 – просіювальна поверхня (сито); 4 – пружні елементи

На схемі рис. 1.2б показаний грохот з двома однаковими відцентровими віброзбудниками 1 з паралельно розташованими валами. Один з них приводний, а другий ведений. Синхронізація обертання валів забезпечується зубчастою передачею з передатним відношенням 1:1, хоча можуть бути застосовані й індивідуальні приводи, а фазування валів буде реалізовуватися у такому випадку за рахунок явища самосинхронізації. У такій схемі вали з дебалансами будуть обертатися з однаковою кутової швидкістю у протилежних напрямках і створювати прямолінійні коливання коробу 2 з ситом 3. Напрямок коливань – перпендикулярний лінії, що сполучає осі обертання валів, і нахилений під кутом α до сита. Раціональна величина кута α – у межах 35-45°. Такі коливання набагато краще у порівнянні з круговими сприяють переміщенню шару матеріалу уздовж сита, тому грохот можна встановлювати горизонтально або, принаймні, під невеликим кутом нахилу до горизонту (до 5-7°). Віброзбудники можуть бути встановлені як вище, так і нижче поверхні просіювання, але для отримання однорідного поля коливань потрібно, щоби результуюче змушене зусилля проходило через центр ваги грохоту.

Використання явища самосинхронізації забезпечує отримання неабияких конструктивних та експлуатаційних переваг. Так, дебалансні вали віброзбудника можна за необхідності (наприклад, для кращого охоплення вібрацією сита великої площі) розносити на значні відстані. Відсутність зубчастої передачі покращує тепловий режим та умови змащення машини, дозволяє відмовитися від загального масивного корпусу та максимально спростити конструкцію установки. Віброзбудники можуть бути встановлені назовні, під захистом бічних бортів коробу, що дуже зручно для конструкцій, призначених для переробки гарячих матеріалів.

Короб вібраційного грохоту представляє собою просторову рамну металоконструкцію з двох вертикальних бічних бортів, сполучених між собою одним або декількома (у залежності від числа просівальних поверхонь) рядами пов'язь-балок круглого, квадратного або прямокутного перетину, на яких закріплені сита. Борти виконані з листової сталі і посилені привареними ребрами жорсткості, наприклад, як це показано на рис. 1.3. Пов'язь-балки кріплять до бортів здебільшого за допомогою високоміцних болтів або пружно рухомих шарнірів з гумовою чи

металевою втулкою-вкладишем (рис. 1.4) [10]. Кріплення шляхом зварювання через високу небезпеку утворення залишкових напружень у зварних швах, що знижують довговічність конструкції, допускається лише для порівняно невеликих та помірно навантажених типорозмірів грохотів.

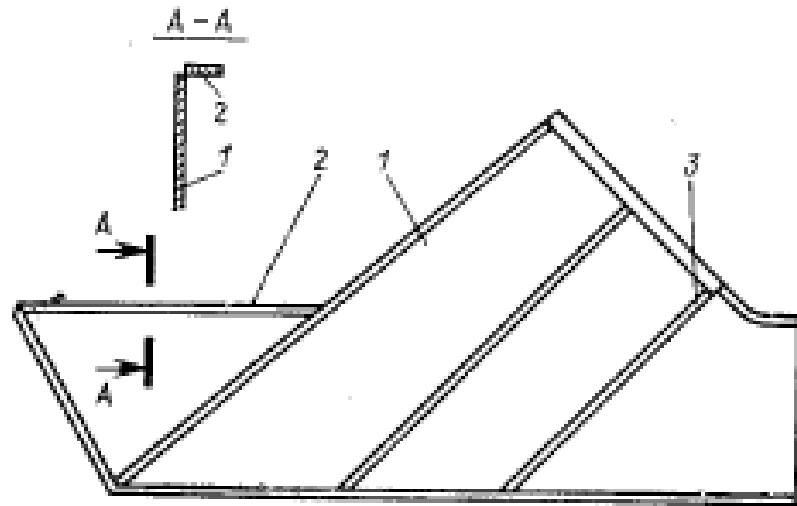


Рисунок 1.3 – Приклад виконання бічного борта коробу вібраційного грохоту:
1 – бортовий лист; 2 – окантовка листа по периметру; 3 – ребра жорсткості

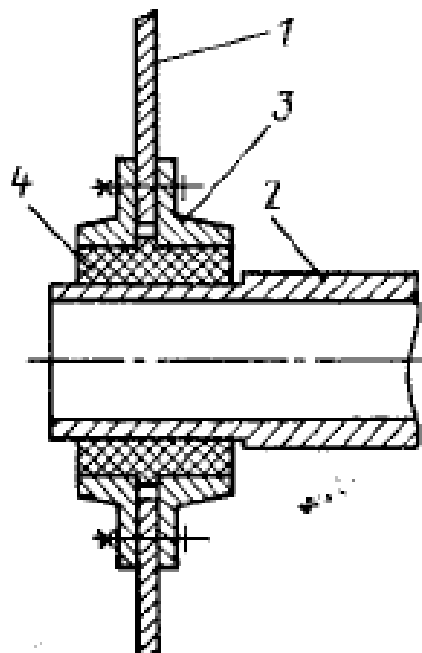


Рисунок 1.4 – Вузол сполучення поперечної пов'язь-балки з бортовим листом коробу за допомогою гумової втулки-вкладиша:
1 – бортовий лист коробу; 2 – поперечна пов'язь-балка;
3 – фланцеве з'єднання на високоміцних болтах; 4 – гумова втулка-вкладиш

У табл. 1.1 приведені основні технічні характеристики найбільш розповсюджених у гірничій промисловості вібраційних грохотів інерційного типу з круговими коливаннями корпусу, а саме: конструкцій середнього (ГІС) та важкого (ГІТ) класів.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики інерційних грохотів ГІС та ГІТ

Показники	ГІС 32	ГІС 52	ГІТ 31	ГІТ 51	ГІТ 71
Розміри просіювальної поверхні (сит):					
ширина, мм	1250	1750	1250	1750	2500
довжина, мм	3000	4500	2500	3500	5000
площа, м ²	3,75	7,87	3,12	6,12	12,5
Кількість сит	2	2	1	1	1
Розмір отворів сит, мм:					
верхнього	40	40	70; 180	3; 16; 20; 25	-
нижнього	12	12	-	-	-
Максимальний розмір шматків у зв'язці, мм	100	100	250	400	1500
Кут нахилу корпусу, град.	10-30	10-30	15-30	10-20	10-30
Амплітуда коливань корпусу, мм	3,0	3,7	3,0	3,0; 7,0	8,0
Частота обертання валу вібратора, об/хв	1170	800	800	705; 970	520-730
Продуктивність, т/г	325	1100	350	1000	350-2000
Двигун:					
тип	АОП2-51-4	АОП2-52-4	АОП2-52-4	АОП2-62-4	ВА 072-4
частота обертання, об/хв	1460	1460	1460	1440	1460
потужність, кВт	7,5	10	10	17	30
маса, кг	93	107	107	164	440
Габаритні розміри (з укриттям), м:					
довжина	3,5	5,1	2,6	5,2	5,2
ширина	2,4	2,7	1,9	2,9	3,3
висота	1,1	1,3	1,3	3,0	1,7
Маса грохота (без двигуна і укриття), т	2,4	3,8	3,1	6,0	13,8

1.2 Аналіз дії вібрації на технічні об'єкти та людину

Використання такого високопродуктивного та високодинамічного механічного обладнання, яким є вібраційні та віброударні машини, у тому числі вібраційні грохоти, неминуче супроводжується зростанням інтенсивності та розширенням спектру вібраційних і віброакустичних полів. Окрім корисних вібраційних ефектів, які дають можливість різко підняти ефективність багатьох технологічних процесів, під час експлуатації цього устаткування приходиться мати справу зі шкідливими проявами вібрації, які можуть порушувати заплановані конструктором закони руху машин, викликати нестійкість тих чи інших процесів, відмови та вихід з ладу усієї системи. Шкідливі вібрації призводять до зростання динамічних навантажень в елементах конструкцій, стиках та сполученнях, зниження несучої здатності деталей, виникнення тріщин та втомних руйнувань. Крім цього, дія вібрації може трансформувати як внутрішню структуру матеріалу, так і його поверхневі шари, змінювати умови тертя та зносу на контактних поверхнях деталей машин, нагрівати конструкції [12].

Негативний вплив вібрації на людину проявляється у вигляді підвищеного шуму, зниження функціональних можливостей та працездатності. В умовах вібрації порушується гострота зору та світлосприймання, погіршується координація рухів, змінюються реакція та пороги чутливості, слабшає пам'ять, підвищуються енергетичні витрати. Тривала дія вібрації викликає важкі ураження серцево-судинної, нервової та кровоносної систем, вестибулярного апарату, змінення м'язових та кісткових тканин.

У таких обставинах особливого значення набувають методи і засоби зменшення шкідливих проявів вібрації. Їх сукупність прийнято називати віброзахистом. Задачі віброзахисту вирішуються для кожних конкретних умов експлуатації, які характеризуються тими чи іншими заданими механічними (динамічними та кінематичними) впливами. До них можна віднести [12]:

- лінійні перевантаження, що обумовлюються кінематичними впливами, які виникають під час прискореного руху джерела. Такі перевантаження характерні

для багатьох видів транспорту, в особливості літальних апаратів. Дія лінійних перевантажень еквівалентна статичному навантаженню об'єкту;

- вібраційні впливи, що викликаються коливними процесами силового та кінематичного походження. Вони можуть бути стаціонарними та нестаціонарними. Найпростішим видом перших є коливання гармонійного типу, які створюються невірноваженими деталями механізмів, що обертаються або рухаються поступально за гармонійним законом:

$$x(t) = x_0 \cos \omega_0 t, \quad (1.1)$$

де $x(t)$ – силовий або кінематичний вплив.

Нестаціонарні вібраційні впливи збуджуються здебільшого перехідними процесами, характерними для режимів розгону та гальмування джерел коливань.

Вібраційні впливи найбільш небезпечні для технічних об'єктів. Окрім згаданих вище наслідків, вони викликають поступове ослаблення нерухомих сполучень, відносне зміщення контактуючих поверхонь з виникненням їхнього взаємного співударяння, змінення структури та знос поверхневих шарів сполучних деталей тощо. Особливо небезпечними є резонансні явища, які часто закінчуються руйнуванням об'єкту;

- ударні впливи. Вони також можуть бути причиною аварій, тому що часто характеризуються режимом крихкого руйнування. Багаторазові ж удари призводять до руйнувань втомного типу, особливо у тих випадках, коли вони спроможні викликати резонансні коливання об'єкту.

Таким чином, наслідками механічних впливів, у тому числі вібраційних, стають як руйнування, так і відмови машин, приладів та апаратів. Спроможність об'єкту не руйнуватися в умовах дії механічних впливів називається віброміцністю, а здатність нормально функціонувати при цьому – вібростійкістю.

Що стосується впливу вібрації на людей, які знаходяться поблизу джерела коливань або в безпосередньому контакті з ним, то допустимі величини подібних динамічних навантажень регламентуються діючими санітарними нормами і правилами. Створення ефективних методів і засобів віброзахисту людини-оператора є однією з найважливіших задач сучасної техніки.

В якості заходів віброзахисту використовуються наступні основні способи зменшення інтенсивності коливань об'єкту [12]:

- зниження рівнів механічних впливів, що збуджуються джерелом. Такий спосіб віброзахисту називають зниженням вібраційної активності джерела. Причинами останньої можуть бути різні фізико-механічні процеси, що відбуваються у джерелі (процеси горіння у двигунах, процеси взаємодії рідини чи газу з лопатками турбін, процеси різання металів, обробки матеріалів у гірничозбагачувальному обладнанні тощо), а також рухомі тіла всередині джерела (оберткові ротори, рухомі частини механізмів);

- змінення конструкції об'єкту, при якому задані механічні впливи будуть викликати менш інтенсивні коливання його у цілому або його складових частин. Цей метод носить назву внутрішнього віброзахисту об'єкту. Основними способами зниження коливань є усунення резонансних явищ та збільшення дисипації механічної енергії в об'єкті (демпфірування). Для цього у конструкцію об'єкту додають спеціальні пристрої – демпфери;

- приєднання до об'єкту додаткової механічної системи, що змінює характер його коливань. Така система називається динамічним гасителем коливань, а метод віброзахисту, заснований на її використанні – динамічним гасінням коливань. У загальному випадку динамічний гаситель формує додатковий динамічний вплив, який частково врівноважує (компенсує) динамічний вплив самого джерела;

- установка між об'єктом та джерелом коливань додаткової системи, яка захищає об'єкт від механічних впливів, що збуджуються джерелом. Цей метод віброзахисту називається віброізоляцією, а пристрої, що встановлюються між джерелом і об'єктом – віброізоляторами. Віброізоляція послабляє зв'язки між джерелом і об'єктом.

Таким чином, демпфери, динамічні гасителі та віброізолятори у сукупності створюють групу віброзахисних пристроїв, які можуть бути як пасивними, так і активними. Ефективність віброзахисних систем оцінюється коефіцієнтом ефективності вібраційного захисту, який виражається відношенням величини того чи іншого характерного параметру коливань об'єкту з використанням даного вібро-

захисного пристрою до його величини за відсутності віброзахисту.

Далі, згідно з тематикою роботи, докладно буде розглянуто саме останній шлях боротьби зі шкідливими проявами вібрацій стосовно такого високодинамічного обладнання, як вібраційні грохоти.

1.3 Основні вимоги до системи віброізоляції грохотів

Пружні елементи у вібраційних грохотах виконують декілька функцій. Найважливіша з них – створення відновлювальної сили в коливній системі грохота, яка компенсує сили інерції коливних мас. Іншими словами, пружна система відіграє роль акумулятора енергії в коливній системі вібромашини, служить для циркуляції та перетворення енергії з кінематичної у потенційну.

Інша функція пружної системи – зниження динамічних зусиль, що передаються вібраційним грохотом на фундамент або підтримуючі (несучі) конструкції, та забезпечення відповідних санітарних норм. Для цього грохот повинен бути ефективно віброізований. З цією метою між ним та нерухомими будівельними конструкціями поміщають пружні елементи малої жорсткості – віброізолятори.

Грохот може підвішуватися через пружні елементи до несучих конструкцій або спиратися на пружні елементи, встановлені на фундаменті чи основі. Перевага віддається вібраційним грохотам опорного типу.

Проектування систем віброізоляції включає:

- призначення загальних параметрів віброізоляції, до яких відносяться допустимі частоти вільних коливань грохота на пружних елементах, значення можливих переміщень (амплітуд коливань) грохоту в стаціонарному та перехідних процесах (пуску та вибігу); характеристика ефективності віброізоляції, тобто необхідна врівноваженість;
- вибір типу пружних елементів та загальної схеми їхнього компонування з вібраційним грохотом;
- розрахункову оцінку віброізоляції, у тому числі розрахунок пружних елементів на витривалість;

- конструктивну розробку вузлів кріплення пружних елементів до вібраційного грохоту та нерухомої основи.

Відомо, що для хорошої ізоляції періодичних коливань пружні елементи повинні забезпечувати досить низьку власну частоту коливань вібраційної машини. Віброізоляція повинна також забезпечувати можливість коливань грохоту з амплітудами, що в 8-10 разів перевищують номінальну амплітуду коливань в стаціонарному робочому режимі. Доцільно введення в систему віброізоляції певного демпфірування для гасіння коливань в перехідних режимах при переході через резонанс при пуску і зупинці машини, причому паралельно з пружними елементами можуть бути встановлені демпфери.

У грохотах з неоднорідним полем коливань, а також у багатомасних системах слід по можливості розташовувати пружні елементи в тих точках коливних мас, які мають мінімальну амплітуду.

При розробці загальної компоновки вібраційного грохоту з пружними віброізоляційними елементами слід прагнути, щоби його вільні коливання не були пов'язаними. Це може бути досягнуто, якщо динамічна схема грохоту має симетричне розташування мас, пружних віброізоляційних елементів і демпферів відносно координатних осей та площин. Це забезпечується при дотриманні таких умов (рис. 1.5):

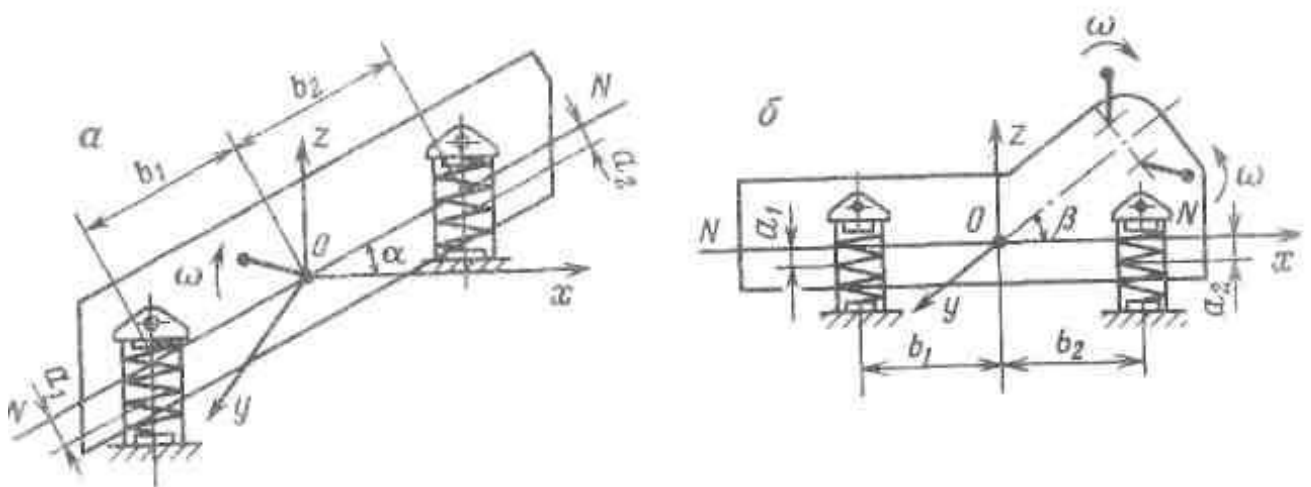


Рисунок 1.5 – Схеми розташування віброізоляційних опор

- пружні елементи повинні бути розташовані в плані симетрично щодо вертикальної площини поздовжньої симетрії грохоту, що збігається з площиною xOz , а також щодо вертикальної площини, що збігається з площиною yOz . У цьому випадку відстані b_1 та b_2 від центра ваги грохоту O до точок перетину осі NN з вертикальними осями пружних елементів тотожні, тобто $b_1 = b_2$. Крім того, ці відстані повинні дорівнювати радіусу інерції грохоту відносно центру ваги O в площині креслення, тобто в площині, що співпадає з площиною xOz ($b_1 = b_2 = \rho_0$);

- відстані від осі NN до геометричного центру пружних елементів повинні дорівнювати нулю, тобто $a_1 = a_2 = 0$;

- жорсткості пружних елементів у напрямку осей x та z повинні бути рівні, тобто $C_x/C_z = 1$.

Незв'язаність вільних коливань значно полегшує розрахунок віброізоляційних елементів, а в багатьох випадках й їхню практичну реалізацію. Так, при проектуванні віброізоляції важкого і порівняно низькочастотного грохоту досить важко забезпечити високе значення відношення частоти змущеного зусилля до власної частоти коливань. У цих випадках забезпечують низьку жорсткість віброізоляції у напрямку тієї координатної осі, уздовж якої передається сила, та домагаються, щоб ці коливання не були пов'язані з коливаннями уздовж інших координатних осей.

Вертикальну жорсткість C_z пружних віброізоляційних опор вибирають зазвичай такою, щоби власна частота коливань грохота на перевищувала величини 2-2,5 Гц. У цьому випадку легко виконується обов'язкова умова суттєвого перевищення частоти змущених коливань віброприводу над власною частотою машини, а саме: $\lambda/\omega \leq 1/4$, де λ – власна частота коливань грохоту на віброізоляторах; ω – частота коливань змущеного зусилля.

Амплітуда сили, що передається через віброізолятори на несучі конструкції або фундамент, у стаціонарному режимі в загальному випадку становить:

$$F_{\phi} = C_i A_i, \quad (1.2)$$

де C_i – жорсткість віброізолятора в напрямку відповідної координатної осі; A_i –

проекція амплітуди переміщень короба грохота у стаціонарному режимі на відповідну координатну вісь.

Для визначення максимальної амплітуди сили F_ϕ в перехідних режимах (при пуску та вибігу) величину A_i у формулі (1.2) замінюють на значення амплітуди відповідно при пуску та вибігу.

Якщо розглядати передачу динамічних сил на будівельні конструкції через систему віброізоляційних елементів з урахуванням поняття врівноваженості, то коефіцієнт передачі динамічного зусилля K_D (він дорівнює відношенню F_ϕ / F_I , де F_I - інерційна сила, що розвивається грохотом) з урахуванням формули (1.2) можна представити у наступному вигляді:

$$K_D = (\lambda / \omega)^2. \quad (1.3)$$

З формул (1.2) та (1.3) випливає, що найкраща врівноваженість конструкції забезпечується при $C_i \rightarrow 0$ й відповідно при $\lambda \rightarrow 0$.

Пружні віброізоляційні елементи вібраційних грохотів за функціональним призначенням поділяються на дві групи:

- основні - підсилюють або генерують основні коливання, що передаються робочому органу від віброзбудника;
- допоміжні - для використання у системах віброізоляції.

В якості пружних елементів (віброізоляторів) частіше використовуються циліндричні гвинтові пружини. Крім того, це можуть бути пластинчасті (плоскі) ресори, торсіони, прорізні та тарільчаті пружини, гумові та гумово-металеві елементи. Для грохотів важкого типу перспективно застосування гумокордових пневмобалонних пружних опор. Нелінійна пружна характеристика останніх суттєво полегшує проходження грохоту через зону резонансу у процесі запуску та зупинки машини. Основні типи сучасних гумових, гумово-металевих та пневматичних пружних елементів вібраційних грохотів показані на рис. 1.6.

За характером роботи пружного матеріалу розрізняють пружні елементи, що працюють на стискання-розтягування (рис. 1.6а-в,е), зсув (рис. 1.6г), крутіння (рис. 1.6д). Більш докладно вони будуть розглянуті у наступних розділах роботи.

Розрахунок пружних елементів, які використовуються в якості допоміжних та основних, в принципі ідентичний: за заданою частотою змущених коливань та необхідним налаштуванням визначається частота вільних коливань, після чого встановлюються необхідна жорсткість та геометричні розміри. Потім здійснюється розрахунок на міцність, мета якого – узгодження розрахункової жорсткості, геометричних розмірів пружних елементів та амплітуди коливань з допустимими напруженнями.

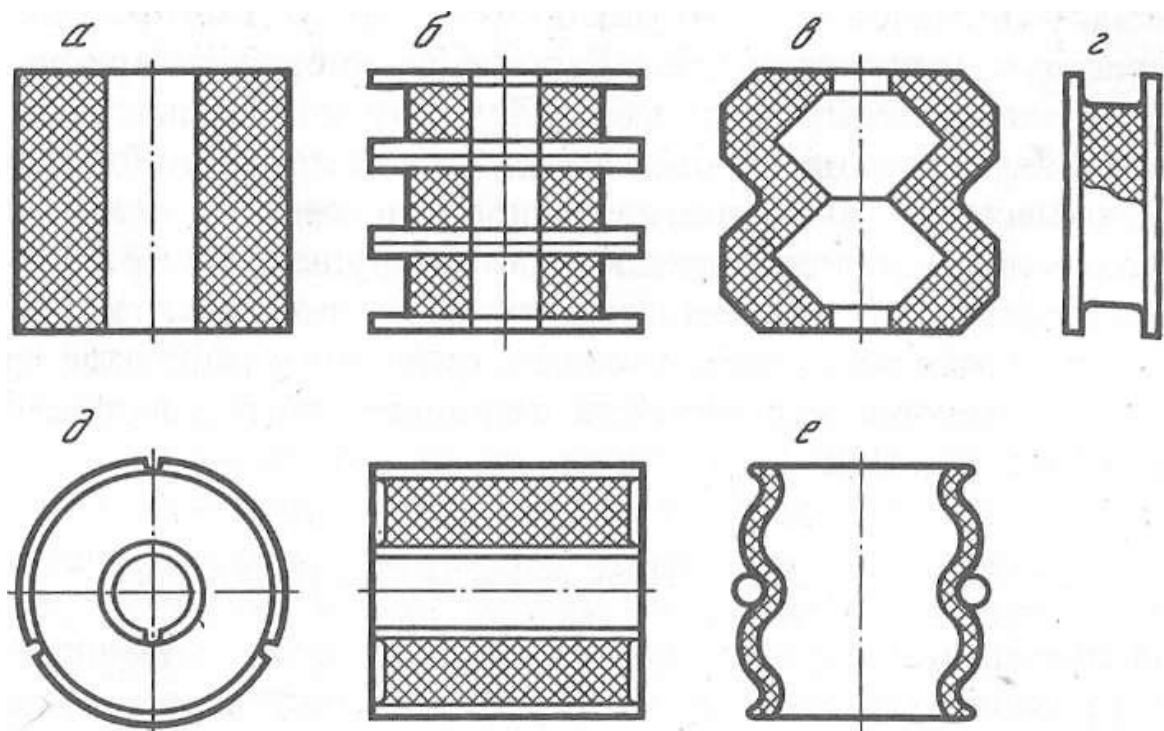


Рисунок 1.6 – Основні типи гумових, гумово-металевих та пневматичних пружних елементів

Висновки:

- грохоти є одним з найбільш уживаних типів механічного обладнання, що знаходить широке використання у різних галузях економіки для сортування різноманітних сипких матеріалів, у тому числі гірничої маси та продуктів її переробки, за класами крупності. У гірництві та у промисловості будівельних матеріалів в основному застосовуються вібраційні конструкції грохотів як найбільш ефективні та довговічні. Серед них переважне застосування отримали інерційні установки;

- процеси експлуатації вібраційної техніки супроводжуються явищами шкідливого впливу вібрацій на навколишні об'єкти та людей. Вони призводять до зростання динамічних навантажень в елементах конструкцій, стиках та сполученнях, зниження несучої здатності деталей, виникнення тріщин та втомних руйнувань. Негативний вплив вібрації на людину проявляється у вигляді підвищеного шуму, зниження функціональних можливостей та працездатності, а її тривала дія викликає важкі ураження здоров'я;

- серед відомих заходів віброзахисту слід відзначити використання віброізоляційних пристроїв, які послаблюють зв'язки між джерелом коливань і об'єктом впливу. В роботі розглянуто основні вимоги до систем віброізоляції вібраційних машин взагалі та віброгрохотів зокрема.

1.4 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів елементів віброізоляції вібраційних грохотів.

Виконаний в роботі огляд особливостей процесу експлуатації вібраційних грохотів для механічного сортування сипких матеріалів за класами крупності дозволив виявити як переваги такого типу обладнання, так і негативні риси, основною з яких є передача значних динамічних навантажень на опорні конструкції та шкідливий вплив вібрації на здоров'я людей, зайнятих його обслуговуванням. З огляду на обов'язковість розробки та впровадження засобів боротьби з цим явищем, для досягнення поставленої в роботі мети необхідно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- провести аналітичні дослідження елементів віброізоляції грохотів вібраційного типу;
- проаналізувати металеві конструкції віброізоляційних елементів пружинного та ресорного типу, пневматичні конструкції з гумовими і гумовокордними оболонками, а також гумові та гумово-металеві пружні елементи;

- дослідити особливості розрахунку та експлуатації віброізоляційних систем сучасних грохотів;

- обґрунтувати порядок проектування систем віброізоляції та підтримувальних конструкцій вібраційних грохотів;

- сформулювати загальні рекомендації щодо підвищення ефективності пружних елементів вібраційних грохотів

Об'єкт дослідження – процес просіювання сипких матеріалів (насамперед, гірничої маси та продуктів її переробки) за допомогою вібраційних грохотів.

Предмет дослідження – елементи віброізоляції вібраційних грохотів.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Дослідження в рамках виконання представленої магістерської роботи, проводилися з використанням основних наукових методів.

Аналітичний метод дослідження застосовувався для критичного огляду особливостей технологічного процесу сортування сипких матеріалів за крупністю на різного роду ситах, існуючого обладнання для грохочення мінеральної сировини в умовах гірничої галузі, аспектів експлуатації грохотів вібраційного типу з точки зору їх впливу на опорні та підтримувальні конструкції, аналізу основних конструктивних варіантів пружних елементів систем віброізоляції грохотного обладнання, методів розрахунку їх робочих та конструктивних параметрів.

Метод синтезу використовувався під час обґрунтування та розробки раціональних конструкцій віброізоляційних елементів, що забезпечують зниження динамічних навантажень на будівельні конструкції гірничих та гірничозбагачувальних підприємств.

В роботі запропоновані методики розрахунку параметрів пружних елементів систем віброізоляції грохотів.

Використані методи дозволили сформулювати загальні рекомендації щодо підвищення ефективності пружних елементів вібраційних грохотів.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ

3.1 Загальні зауваження

Інформація, викладена у розділі 1, свідчить, що коливання підтримувальних конструкцій, викликані динамічними навантаженнями від роботи вібраційних грохотів, можна суттєво зменшити шляхом використання ефективних засобів віброізоляції.

Як говорилося вище, віброізоляція грохотів може здійснюватися у двох варіантах: в опорному та підвісному. На рис 3.1 показані приклади реалізації таких конструктивних схем.

При підвісному варіанті машина, що підлягає віброізоляції, підвішується на віброізоляторах, працюючих на розтягування або стискання. На рис. 3.1а в якості пружних елементів застосовуються пружини стискання. Вони забезпечують гасіння переважно вертикальних навантажень. Для виключення передачі на підтримувальні конструкції горизонтальних зусиль використовують шарнірне приєднання пружної підвіски.

В разі застосування опорного варіанту віброізолятори розташовують під опорними елементами коробу грохота (рис. 3.1б). Така схема віброізоляції більш розповсюджена.

Підвищені навантаження від працюючих грохотів часто пов'язані або з відсутністю віброізоляції, або з недостатньою ефективністю останньої. Особливо це стосується випадків установки машин на будівельних перекриттях.

Нижче докладно розглядаються різні варіанти конструктивного виконання віброізоляційних елементів вібраційних грохотів.

3.2 Аналіз конструкцій та особливостей розрахунку пружинних та ресорних віброізоляційних елементів

Конструктивні варіанти пружинних віброізоляційних систем можуть бути

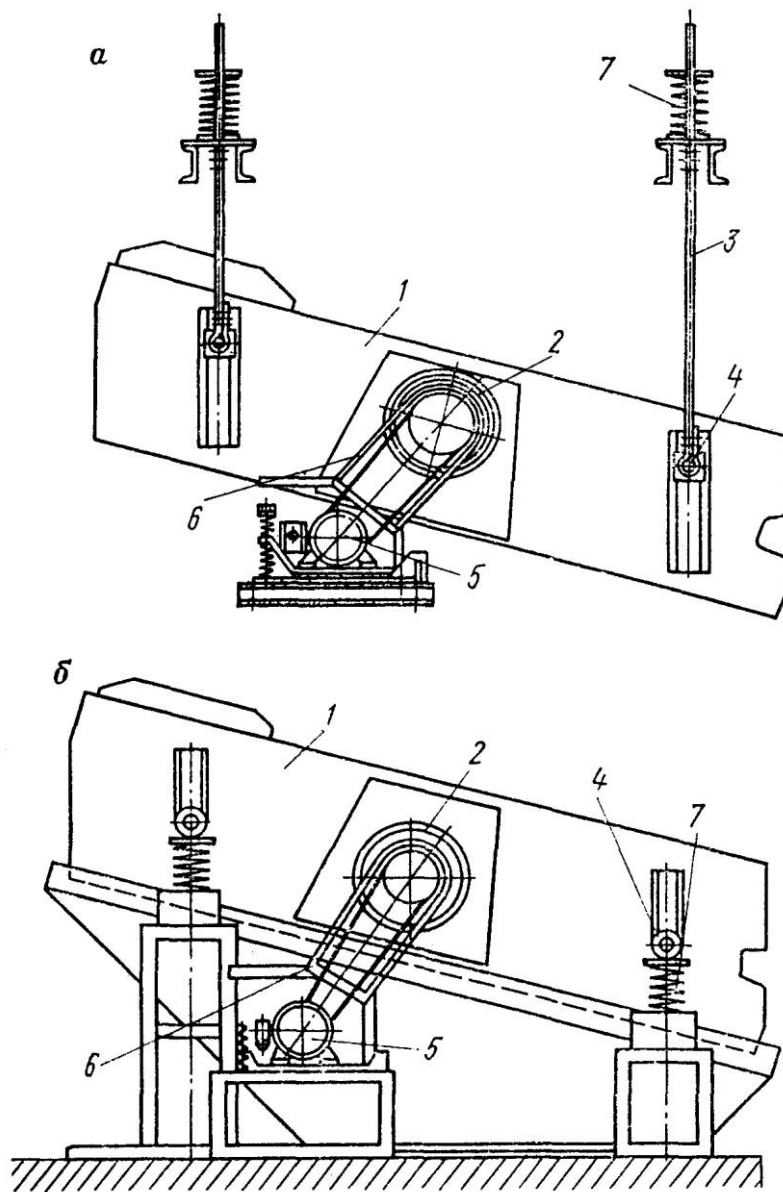


Рисунок 3.1 – Варіанти установки вібраційних грохотів:

a – підвісний; *б* – опорний;

1 – похилий короб; 2 – вібратор; 3 – підвіска; 4 – опорна цапфа;

5 – електродвигун; 6 – клинопасова передача; 7 – пружини

різноманітними. На рис. 3.2 показані дві модифікації пружинної опори інституту ВНДІБуддормаш, які використовуються на інерційному грохоті ГІС-72. Конструктивно вони схожі і відрізняються лише способом фіксації кінців пружин на опорних поверхнях.

Підвісний варіант пружинної опори грохота показаний на рис. 3.3.

Циліндричні гвинтові пружини виготовляються з гарячекатаної сталі круг-

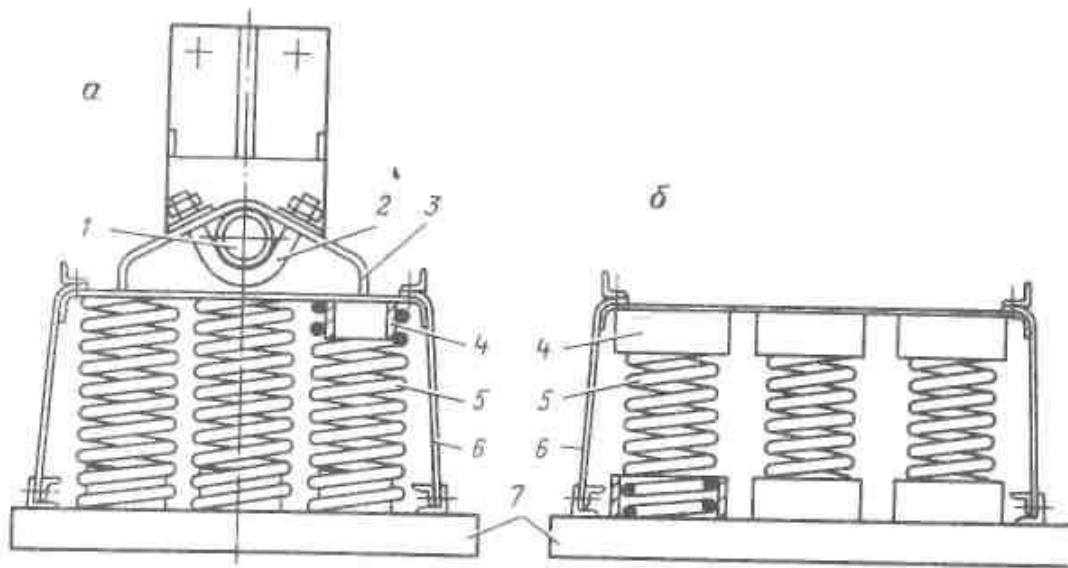


Рисунок 3.2 – Пружинна віброізоляційна опора грохоту ГІС-72
конструкції інституту ВНДІБуддормаш:

а – з внутрішніми циліндричними напрямними бобишками;

б – з циліндричними фіксуючими стаканами;

1 – цапфа корпусу; 2 – притискний хомут; 3 – верхня опорна плита; 4 – циліндрична напрямна бобишка (*а*), циліндричний фіксуючий стакан (*б*); 5 – циліндричні гвинтові пружини; 6 – гумовий кожух; 7 – опорна рама грохота

лого перетину (ГОСТ 2590-71). Зазвичай це дрiт зі сталі 60С2А або 50ХФА діаметром 14-32 мм. Після термообробки до твердості HRC 43...50 пружини слід додатково зміцнювати дробоструминною обробкою (для підвищення циклічної міцності).

Необхідну вертикальну жорсткість (в Н/м) віброізоляційних пружин розраховують за допомогою наступної формули:

$$C_{Z_{\text{заг}}} = (2\pi\lambda)^2 M, \quad (3.1)$$

де λ – задана власна частота коливань грохоту; M – маса коливних частин грохоту.

Кількість пружин n зазвичай вибирають, виходячи з конструкції вібраційної машини. Необхідна жорсткість (в Н/м) кожної пружини знаходиться за наступною формулою:

$$C_Z = \frac{C_{Z_{\text{заг}}}}{n}. \quad (3.2)$$

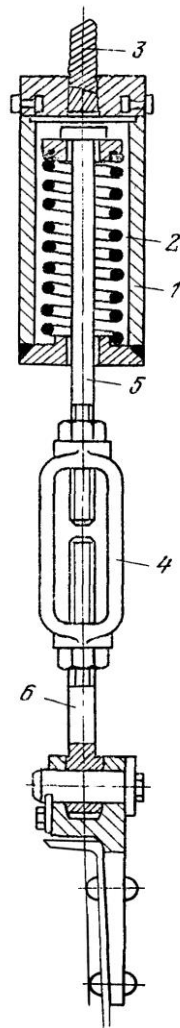


Рисунок 3.3 – Підвісна пружинна опора вібраційного грохота:
1 – корпус пружини; 2 – пружина; 3 – канат; 4 – стяжка; 5, 6 – болти

Необхідна жорсткість пружини C_Z пов'язана з параметрами пружини таким співвідношенням:

$$C_Z = \frac{G d^4}{8 D_0^3 i}, \quad (3.3)$$

де G – модуль зсуву, Н/м^2 ; d – діаметр дроту, м; D_0 – середній діаметр витка пружини, м; i – число робочих витків пружини.

У процесі розрахунку підбираються стандартна пружина та число її витків, за необхідності коректується загальна кількість пружин, остаточно перевіряється власна частота коливань грохота на обраних пружинах, а потім виконується перевірочний розрахунок міцності. Висота (м) пружини, стиснутої до зіткнення витків, знаходиться як:

$$H_d = (i' - 0,5)d , \quad (3.4)$$

де i' – повне число витків.

Висота пружини у вільному (нестисненому) стані:

$$H_o = H_d + i(h - d), \quad (3.5)$$

де h – обраний крок пружини.

Крок пружини h вибирають з умови відсутності зіткнення витків під час переходу через резонанс:

$$h = \frac{d + (1,15 \div 1,3)Z_{\Pi}Z_B}{i}, \quad (3.6)$$

де Z_{Π} та Z_B – вертикальні амплітуди коливань грохота відповідно під час пуску та вибігу.

Осадка (м) пружини під дією статичного навантаження, що дорівнює M_g :

$$f = \frac{M_g}{c_Z n}. \quad (3.7)$$

Висота (м) пружини під дією статичного навантаження:

$$H_p = H_o - f. \quad (3.8)$$

Величина $(H_p - H_d)$, тобто можливе переміщення пружини з робочого стану під статичним навантаженням до повного стиснення витків, повинна бути менше вертикальної амплітуди переміщення грохоту в перехідних режимах, тобто:

$$H_p - H_d > Z_{\Pi}Z_B. \quad (3.9)$$

Напруження (МПа) в пружині при робочому режимі:

$$\tau = \frac{8P_c D_o}{10^6 \pi d^3}, \quad (3.10)$$

де P_c – сумарне статичне навантаження на кожен з пружин:

$$P_c = \frac{M_g}{n} + C_z A_z . \quad (3.11)$$

Допустимі напруження $[\tau]$ для умов вібраційного навантаження приймають у межах 150-180 МПа.

Напруження (МПа) в пружині при повному стисненні до контакту витків:

$$\tau = \frac{G(h-d)d}{10^6 \pi D_0^2} . \quad (3.12)$$

Короточасні напруження у пружині при повному стисненні витків можуть скласти 450-500 МПа.

Горизонтальна складова жорсткості (Н/м) пружини становитиме:

$$C_x = \frac{6EI}{\pi D_0 H_0^2 (2+\nu)\eta} , \quad (3.13)$$

де I – екваторіальний момент інерції перетину витка пружини; ν – коефіцієнт Пуассона; η – коефіцієнт, що визначається за наступною формулою:

$$\eta = \frac{1 - \frac{0,645f}{H_0}}{1 - 1,434f \frac{H_0}{D_0^2} + 0,88 \left(\frac{f}{D}\right)^2} + 0,331 \left(\frac{D_0}{H_0}\right)^2 . \quad (3.14)$$

Ресорні пружні опори мають вигляд пакетів-стояків, набраних з листових ресор. Ресори виконані з високовуглецевої сталі, ресорні пакети жорстко затиснені по кінцях на рамі та робочому органі грохота. Встановлюються пакети так, що їхня вертикальна вісь нахилена під гострим кутом до площини робочого органу, причому цей кут визначає кут вібрації останнього. Цей захід дає можливість при неточному монтажу вібратора або змінненні епюри навантаження зберігати постійний кут вібрації та амплітуду по довжині робочого органу. Недоліки такої пружної системи – складність та металоємність.

Елементарний розрахунок ресорної пружної системи полягає у визначенні необхідної жорсткості ресорного пакету при заданій частоті коливань. Потім знаходяться розміри окремої ресори (робоча або активна довжина l , поперечний перетин $b \times h$), число ресор $n_{рес}$, перевіряються максимальні напруження. Основні

співвідношення мають такий вигляд:

$$k_{\text{pec}} = \frac{192EJ\xi_3}{l^3}; \quad (3.15)$$

$$\omega_o^2 = \frac{k_{\text{pec}}}{M_{\text{пр}}}; \quad (3.16)$$

$$\sigma = \frac{12Ah\xi_3E}{l^2}, \quad (3.17)$$

де $\xi_3 = 0,7-0,9$ – коефіцієнт затиснення, що показує різницю між реальним та теоретичним затисненням; A – амплітуда коливань;

$$J = J_1 n_{\text{pec}} = \frac{bh^3 n_{\text{pec}}}{12}. \quad (3.18)$$

Схема розрахунку може бути такою:

$$k_{\text{pec}} = \omega_o^2 M_{\text{пр}}; \quad (3.19)$$

$$J = \frac{k_{\text{pec}} l^3}{192E\xi_3}; \quad (3.20)$$

$$h = \frac{[\sigma_{-1}] l^2}{12A\xi_3 E}. \quad (3.21)$$

Решта величин має бути задана.

3.3 Дослідження пневматичних пружних елементів з гумовими та гумовокордними оболонками

Пневматичні віброізолятори на відміну від циліндричних гвинтових пружин мають нелінійну пружну характеристику. Із зростанням амплітуди коливань грохоту в перехідних режимах роботи жорсткість цього пружного елемента збільшується, що викликає зростання власної частоти коливань і скорочує тривалість перехідного процесу. Пневматичні балони характеризуються й іншими позитивними властивостями: вони довговічніші за пружини, не створюють додаткового шуму. Несуча спроможність балону регулюється зміною тиску повітря. Тому той самий елемент може бути використаний на різних машинах. При високій несучій здатно-

сті пневматичні пружні елементи мають малу жорсткість, що забезпечує їм практично необмежену сферу застосування.

У промисловості використовуються наступні типи пневматичних пружних зв'язків та амортизаторів (рис. 3.4):

- балонні;
- діафрагмові;
- комбіновані.

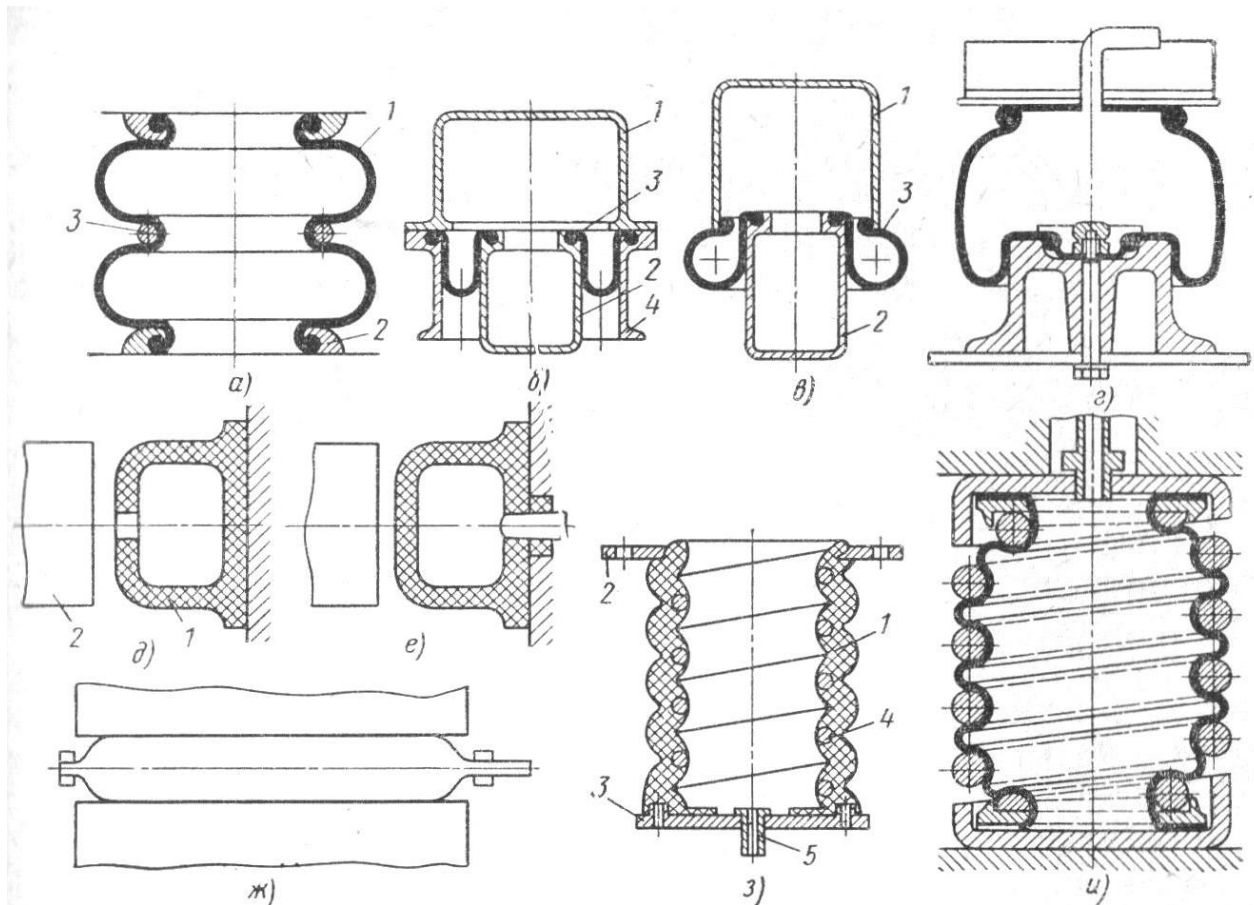


Рисунок 3.4 – Існуючі типи пневматичних пружних зв'язків:
а – пневмобалонний (1 – гумова або гумовокордна оболонка; 2 – металеві кришки; 3 – стяжне кільце); *б, в* – діафрагмові (1 – поршень; 2 – кришка; 3 – гумова або гумовокордна діафрагма; 4 – напрямна); *г* – діафрагмовий рукавний; *д, е* – пневмобуферні (1 – буфер; 2 – упорний кронштейн);
ж – подушковий; *з, и* – комбіновані

Пневматичний пружний елемент балонного (пневмобалонного) типу (рис. 3.4*а*) складається зазвичай з гофрованої одно- двох- або трьохсекційної гумової чи гумовокордної оболонки 1, прикріпленої до металевих кришок 2, та стяжного

кільця 3, яке підвищує стійкість конструкції. Внутрішня порожнина пневмобалону заповнюється повітрям або газом з деяким початковим тиском. У цьому випадку пружна відновлювальна сила пневмобалону буде пропорційна тиску повітря та ефективній площі. Оскільки ефективна площа в процесі деформування змінюється незначно, регулювання підйомної сили може здійснюватися лише зміненням тиску газу в камері. Основна перевага – мала жорсткість при порівняно великій несучій здатності (вантажопідйомності) – забезпечила пневмобалонам досить широке застосування в якості амортизаторів вібраційних машин.

Для систем віброізоляції вібраційних грохотів найбільш придатні конструкції пневмобалонів, показані на рис. 3.5: двохпорожнинні типу I-01; однопорожнинні типу I-01 (одна з камер повністю виключена з роботи) та типу I-15.

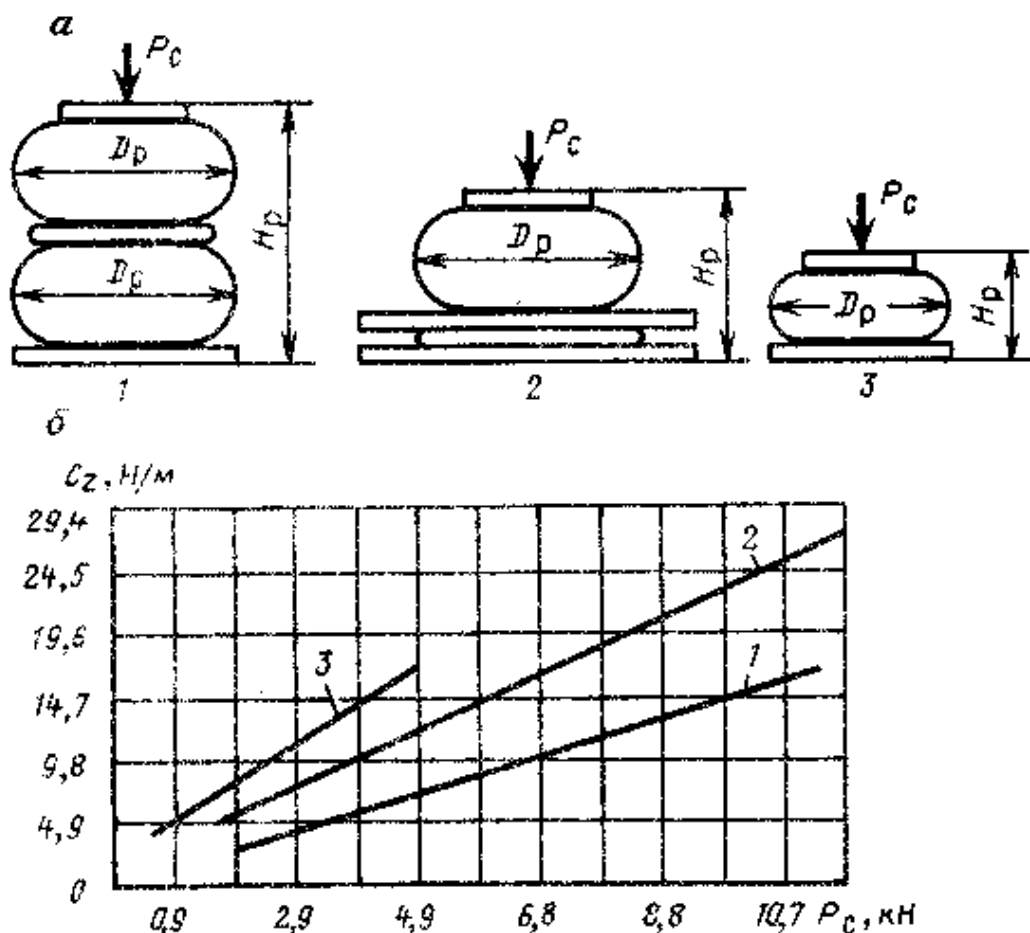


Рисунок 3.5 – Основні типи пневматичних балонів з гумовокордною оболонкою, що застосовуються в системах віброізоляції грохотів (а), та залежність їхньої вертикальної жорсткості C_z від навантаження (б): 1 – двохпорожнинні типу I-01; 2 – однопорожнинні типу I-01; 3 – типу I-15

З цього ряду рекомендовано застосування пневмобалонів типу I-01, які можуть працювати в широкому діапазоні навантажень при низькому внутрішньому тиску.

Граничне статичне навантаження на один пневмобалон обмежене наступними значеннями: для типу I-01 – 11,76 кН (надлишковий тиск 24,5 Н/см²); для типу I-15 – 3,92 кН.

Основні конструктивні характеристики пневмобалонів: зовнішній діаметр D_p , робоча висота без урахування товщини фланців H_p , жорсткість у вертикальному напрямку C_z та відношення жорсткостей у вертикальному та горизонтальному напрямках C_x/C_z .

Внутрішній тиск p_6 для пневмобалонів кожного конкретного типу вибирають з умов забезпечення стійкості грохоту в горизонтальному напрямку та мінімальних власних частот коливань за даними ВНДІБуддормашу. Оптимальний внутрішній тиск p_6 (Па) залежить від статичного навантаження P_C (Н) на пневмобалонів і визначається за такими формулами:

- для типу I-01 (двохпорожнинного) – $p_6 = 50P_C + 29400$;
- для типу I-01 (однопорожнинного) – $p_6 = 25P_C + 68600$;
- для типу I-15 – $p_6 = 50P_C + 4900$.

На рис. 3.6 показаний приклад конструктивного виконання пневмобалонної підвіски грохотів.

В якості амортизаторів та підвісок вібраційних машин, у тому числі грохотів, використовуються пневматичні пружні елементи діафрагмового типу (див. рис. 3.4б,в). Вони відрізняються наявністю між поршнем 1 та кришкою 2 гумової або гумовокордної діафрагми 3, яка під час деформування перекочується по напрямній 4 (рис. 3.4б) або у випадку її відсутності приймає під дією повітря врівноважену форму (рис. 3.4в). Діафрагмові пружні елементи забезпечують більш низькі частоти коливань пристроїв, що амортизуються, і можуть мати менші розміри у порівнянні з пневмобалонними.

До діафрагмових відносяться також пневматичні елементи рукавного типу (див. рис. 3.4г), у яких при навантаженні відбувається перекочування оболонки з

меншим радіусом перегину. Рукавні елементи, як і балонні, допускають значні перекоси і не потребують точної установки, що є великою перевагою перед пружними зв'язками інших типів.

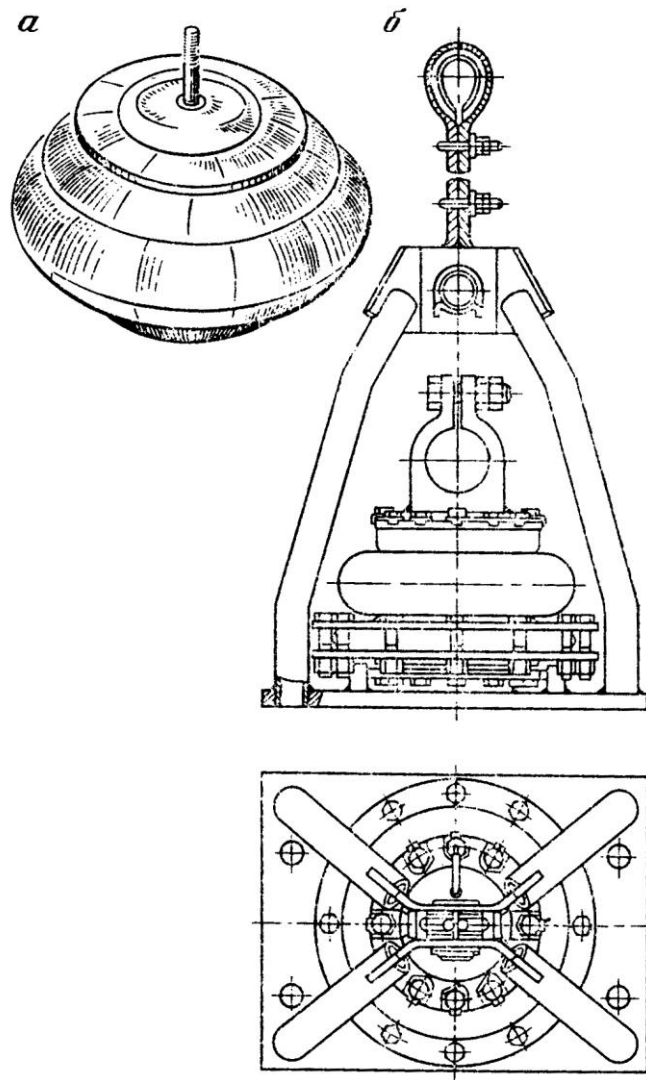


Рисунок 3.6 – Пневмобалонна підвіска грохоту:

a – гумовокордний балон; *б* – установка пневмобалона у вузлі підвіски грохота

Описані вище пневматичні пружні елементи мають слабо нелінійну залежність деформації від сили. Для отримання більш суттєвих нелінійних характеристик часто використовуються пневматичні буфери, виконані у вигляді замкненої гумової камери з отвором. Під час роботи машини буфер 1 (див. рис. 3.4д) стикається з упорним кронштейном 2, отвір закривається, а повітря, що стискається у камері, створює необхідну пружну силу. В конструкції на рис. 3.4е до камери буфе-

ра попередньо подається повітря певного тиску, що значно підвищує жорсткість системи. Такі буфери не дозволяють регулювати жорсткість на ходу машини та досить складні у виготовленні. Тому сфера їхнього розповсюдження не дуже широка, як і пневмоподушок (див. рис. 3.4ж) у вигляді гумовокордної замкненої системи з регульованою подачею повітря.

3.4 Дослідження гумових та гумово-металевих пружних елементів

Широке використання гуми в пружних зв'язках та амортизаторах пояснюється її унікальними особливостями, через що вона поки що не може бути замінена жодним з існуючих синтетичних матеріалів. Саме в пружних елементах максимально проявляються високі демпферні та звукопоглинальні властивості гуми. Коливні маси вібраційних машин, у тому числі грохотів, з'єднані між собою гумовими або гумово-металевими елементами, жорсткість яких здебільшого й визначає динамічний режим роботи усієї машини.

Найбільш розповсюдженим типом гумових деталей, що застосовуються в якості пружної підвіски грохотів, є вироби, які працюють при деформаціях стискання та зсуву. В найпростішому випадку вони мають вигляд елементів циліндричної або прямокутної форми з привулканізованою арматурою або без неї. Елементи виготовляються суцільними чи з центральним отвором та мають практично лінійну силову характеристику.

На рис. 3.7 показані найпростіші амортизатори, що працюють на деформацію стискання. Здебільшого це деталі циліндричної форми з осьовим отвором або без нього (рис. 3.7а, б). Наявність центрального отвору збільшує еластичність амортизатора і сприяє кращому відведенню тепла та охолодженню елемента. При зростанні діаметру внутрішнього отвору та зовнішнього діаметру амортизатора підвищується його поздовжня стійкість з одночасним зберіганням постійної поперечної стійкості. Ще більшу стійкість має збірний амортизатор (рис. 3.7в), що складається з декількох циліндричних амортизаторів з металічними дисками для їхнього з'єднання. Пружна характеристика такого амортизатора може легко змі-

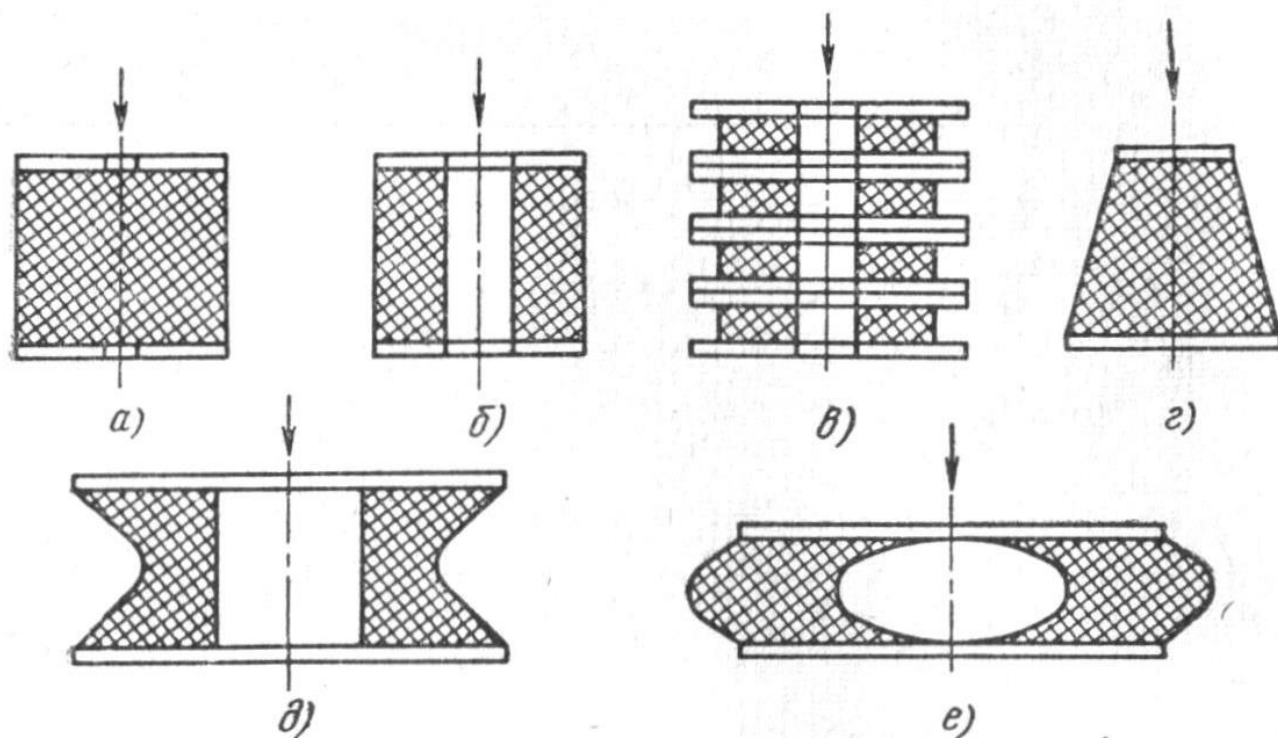


Рисунок 3.7 – Гумові амортизатори стискання

нуюватися шляхом приєднання нових елементів.

Амортизатори стискання можуть мати не тільки циліндричну, а й прямокутну або конічну форму. На рис. 3.7г показаний амортизатор у вигляді усіченого конуса. Такі амортизатори мають нелінійну жорстку силову характеристику і забезпечують надійну віброізоляцію та швидке гасіння коливань нестационарного характеру.

Для гасіння епізодичних ударних навантажень гумовий елемент може використовуватися в комбінації з іншими демпферними матеріалами. Так, на рис. 3.7д показаний амортизатор прямокутного перетину з конусоподібною вільною поверхнею та замкненою камерою, яка заповнюється непружним середовищем типу асфальту, піску тощо. Наявність такого середовища сприяє швидкому гасінню енергії удару, частина якої витрачається на переміщення зерен наповнювача. При деформуванні амортизатор набуває вигляду, показаного на рис. 3.7е.

Конструктивним варіантом гумових амортизаторів, що працюють на стискання, є гумовофрикційні амортизатори, в яких важливою умовою нормальної роботи комплексу гумово-металевих елементів є запобігання його поздовжнього виги-

ну (випинання). Це досягається використанням в них спеціальних напрямних пластинок або кожухів.

Усі гумово-металеві амортизатори стискання мають жорсткість в поперечному напрямку набагато меншу, ніж у поздовжньому, особливо в тих випадках, коли діаметр та висота елемента близькі за величиною. Це пояснюється тим, що модуль пружності гуми при зсуві у декілька разів менше, ніж при стисканні.

У разі небажаності поперечних коливань вібраційної машини використовують гумово-металеві амортизатори, що працюють на зсув (рис. 3.8).

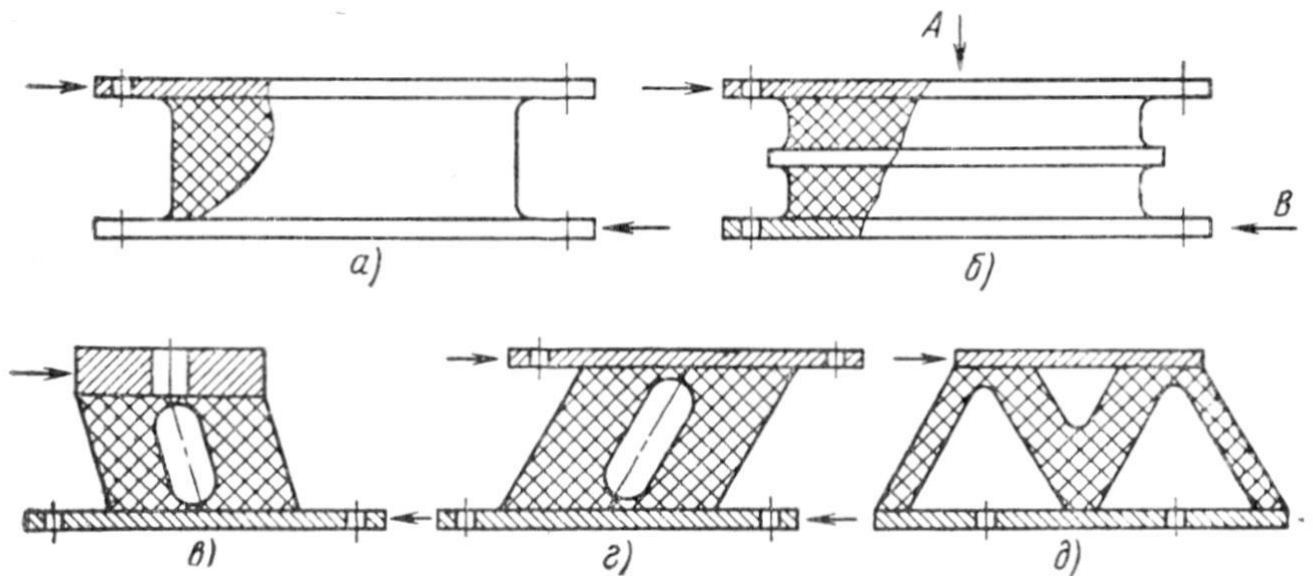


Рисунок 3.8 – Гумові амортизатори зсуву

Амортизатори такого типу відрізняються високою еластичністю у поздовжньому напрямку та значною жорсткістю у поперечному. Зазвичай вони мають вигляд гумового елемента прямокутного або квадратного перетину (рис. 3.8а), при-вulkanізованого до металічної арматури. Для збільшення жорсткості амортизатора під час торцевого стискання (по A) та в разі необхідності зберігання його габаритних розмірів гумовий елемент розділяють однією чи декількома металевими пластинами (рис. 3.8б). Зменшення жорсткості амортизаторів досягається утворенням порожнини у тілі гумового елемента (рис. 3.8в, г) або за рахунок конструкції типу містка (рис. 3.8д). У загальному машинобудуванні найбільше розповсюджен-ня знайшли елементи типу, що показаний на рис. 3.8а.

Різниця модулів пружності гуми під час стискання та зсуву часто використовується при конструюванні амортизаторів, що мають певне розрахункове співвідношення поздовжньої та поперечної жорсткості. Гумові елементи таких амортизаторів працюють на стискання та зсув одночасно. Пружні опори складаються з двох гумово-металевих амортизаторів циліндричної або прямокутної форми (рис. 3.9а-е), встановлених під кутом один до одного. Змінюючи кут установки амортизаторів, можна отримати пружну підвіску з різним відношенням поперечної та поздовжньої жорсткостей.

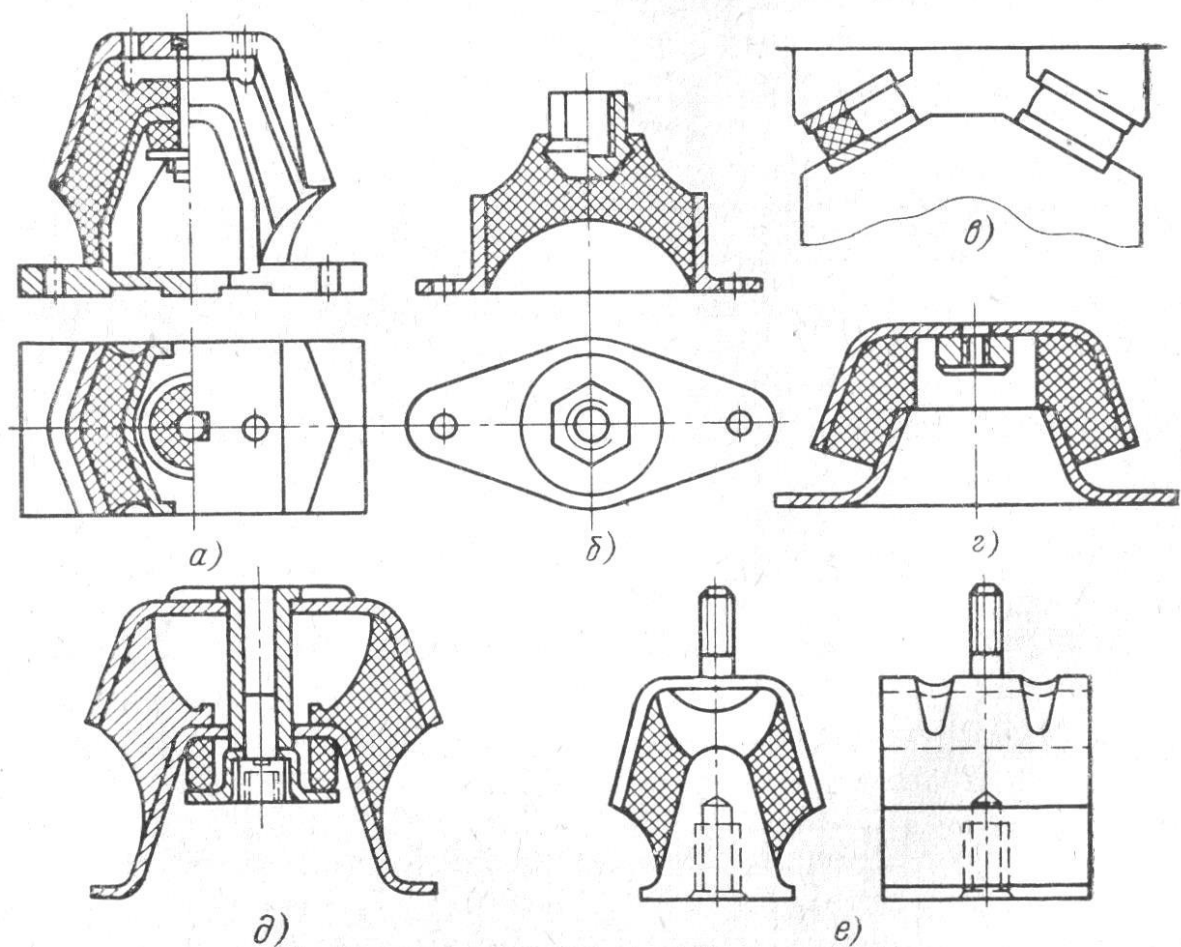


Рисунок 3.9 – Гумово-металеві амортизатори, що працюють на стискання та зсув

Для установки обладнання з широким частотним спектром коливань використовують амортизатори складної конфігурації, що забезпечують значну піддатливість та нелінійну характеристику пружної відновлювальної сили. На рис. 3.10 показані можливі типи таких гумових та гумово-металевих амортизаторів.

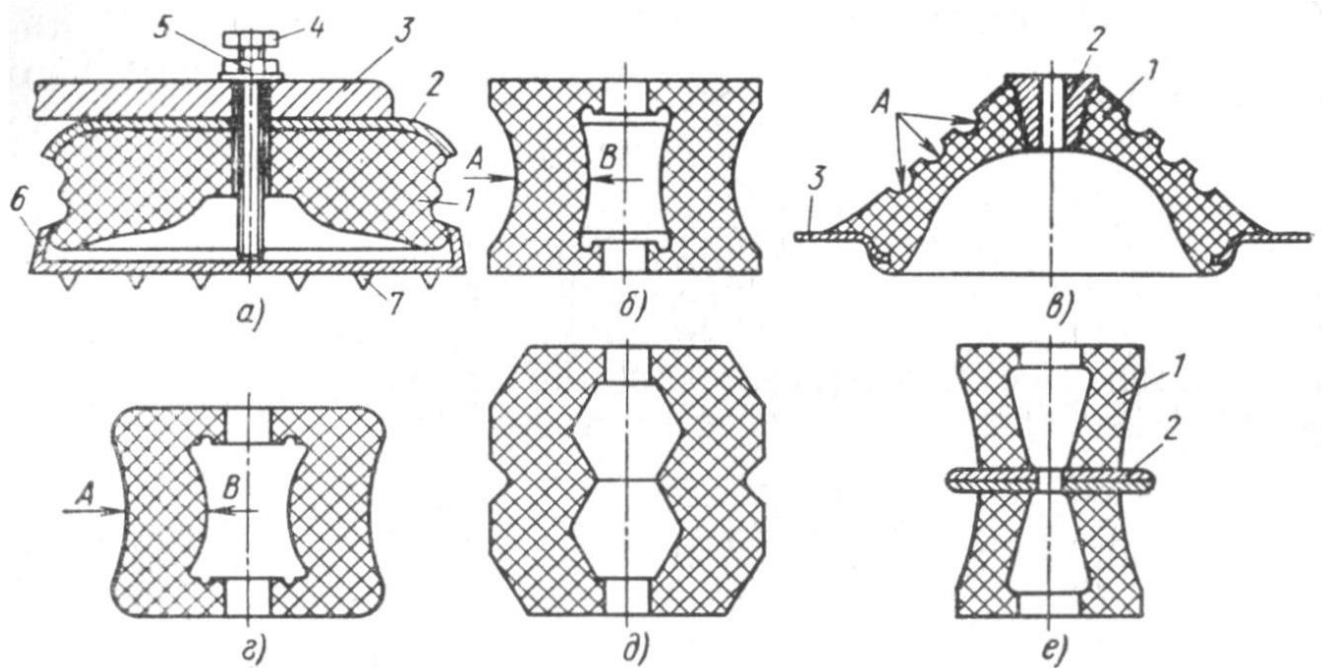


Рисунок 3.10 – Типи гумових та гумово-металевих амортизаторів складної конфігурації

Гумово-металева опора на рис. 3.10а призначена для регульованої установки різноманітного обладнання. Гумовий елемент 1 привулканізований до металевих обойм 2, 6 і має на вільній поверхні кільцеві виточки, які під час зімкнення збільшують жорсткість, створюючи тим самим нелінійність силової характеристики. Монтажна плита машини 3 за допомогою болта 4 може бути піднята на потрібну висоту та зафіксована гайкою 5. Нижня опора 6 має виступ 7, що запобігає її ковзанню. Така опора може сприймати як вертикальні, так і горизонтальні зусилля.

Порожнистий конусоподібний амортизатор (рис. 3.10в) також має нелінійну силову характеристику за рахунок конфігурації гумового елемента 1 та кільцевих канавок А, які збільшують під час зімкнення його жорсткість. Металеві пластини 2, 3 привулканізовані безпосередньо до гумового елемента. Порожнисті циліндричні амортизатори (рис. 3.10б, г) відрізняються конфігурацією зовнішньої та внутрішньої утворюючих гумового елемента. Такі амортизатори мають слабку нелінійну силову характеристику і широко використовуються для монтажу обладнання з чітко вираженою вертикальною вібрацією. Жорсткість амортизатора може

бути збільшена металічними пластинами 2 між гумовими конусами 1 (рис. 3.10e).

Для установки обладнання з вертикальною та горизонтальною вібрацією застосовують порожнисті циліндричні амортизатори складної форми (рис. 3.10d). Поперечна жорсткість таких амортизаторів значно менша, ніж поздовжня, що особливо важливо для вібраційних машин, де подібні елементи знайшли розповсюдження в якості пружних опор для безфундаментної установки. Силві характеристики такого амортизатора при деформаціях стискання та зсуву показані на рис. 3.11.

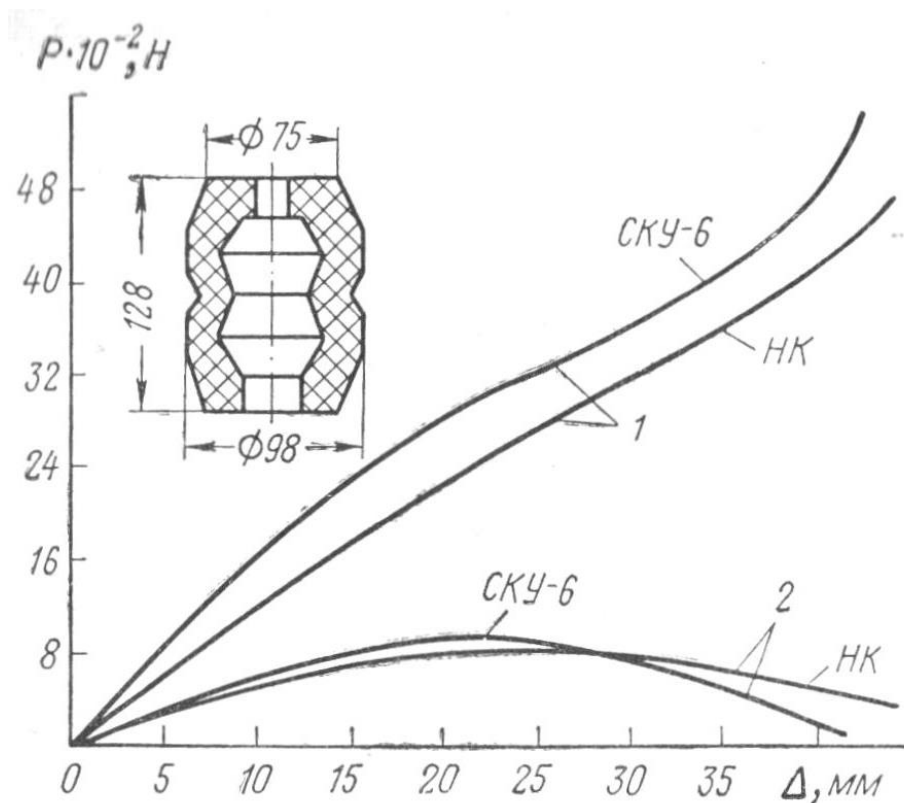


Рисунок 3.11 – Загальний вигляд та силві характеристики амортизаторів складної форми з гуми марки НК та поліуретану марки SKU-6:
1 – під час стискання; 2 – під час зсуву

Для установки обладнання зі складним напрямком вібрацій використовують куполоподібні амортизатори (рис. 3.12a) або амортизатори типу, що показаний на рис. 3.12б, які працюють на коаксіальний зсув і забезпечують гасіння поздовжніх, поперечних та крутильних коливаний. Силві характеристики дають наочне уявлення про жорсткість таких амортизаторів при різних видах їхньої деформації.

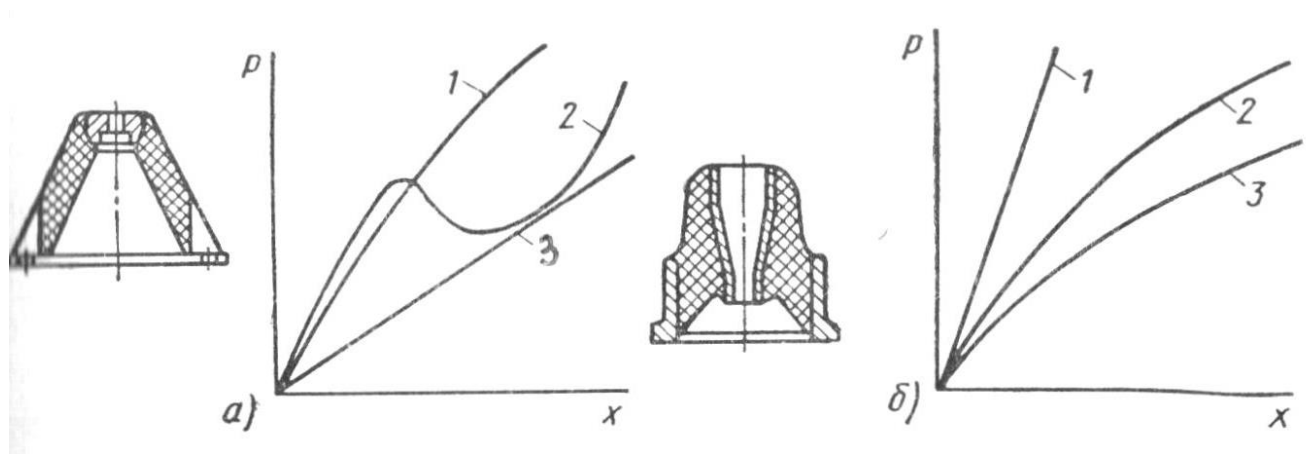


Рисунок 3.12 – Амортизатори для гасіння складних коливань:
 а – куполоподібний (1 – осьове розтягання; 2 – осьове стискання; 3 – зсув);
 б – осьовий (1 – радіальний зсув; 2 – осьове стискання; 3 – осьове розтягання)

Слід згадати ще один цікавий тип гумових амортизаторів. Величина модулю об'ємного стискання для сучасних амортизаційних гум на порядок вище, ніж модулю при одноосьовому стисканні. Ця властивість використовується в амортизаторах об'ємного стискання, найпростіша конструкція якого показана на рис. 3.13. Порожнистий циліндричний гумовий елемент 2 знаходиться в металевому стакані 1 (рис. 3.13а). При деформації одноосьового стискання гумовий елемент набуває бочкоподібної форми і торкається своєю поверхнею стінок стакану. Величини сили та деформації у цей момент відповідають значенням координат точки перегину на силовій характеристиці амортизатора (рис. 3.13б). Ця точка є початком появи ефекту об'ємного стискання. При подальшій деформації жорсткість гумового елемента суттєво зростає. Така конструкція вдало поєднує у собі амортизатор та обмежувальний буфер.

Широке застосування в якості пружних ланок та амортизаційних елементів вібраційних машин, у тому числі грохотів, отримали гумово-металеві шарніри. Вони дають можливість компенсувати деякі перекоси деталей та вузлів машини, що виникають під час її складання та експлуатації. Відсутність тертьових частин виключає зношення та необхідність змащення, а відсутність зазорів у з'єднаннях усуває шуми і створює деяку амортизацію поштовхів та вібрацій.

Відсутність проковзування досягається приєднанням гуми до пальця та обо-

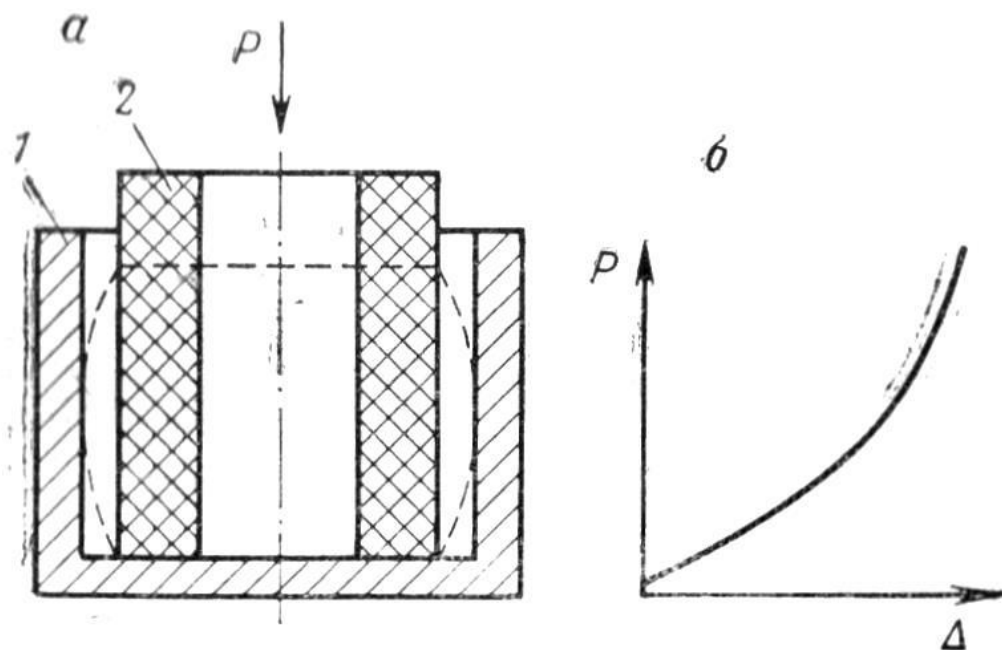


Рисунок 3.13 – Амортизатор об'ємного стискання:
1 – металевий стакан; 2 – гумовий елемент

йми шарніра вулканізацією або приклеюванням окремо виготовлених гумових елементів, а також наявністю значних нормальних зусиль, створюваних стисканням гумового елемента спеціальними пристроями або запресовуванням його під тиском. На рис. 3.14 показані деякі можливі варіанти конструктивного виконання гумово-металевих шарнірів. Найрозповсюджена форма шарніра приведена на рис. 3.14а.

Гумовий елемент шарніра у більшості випадків має вигляд циліндричної втулки, що з'єднується своєю внутрішньою поверхнею з пальцем шарніра, а зовнішньою – з його обоймою. Під час обертання пальця відносно обойми відбувається закручування гумового елемента. Кут повороту пальця або обойми залежить від припустимого кута закручування гуми. Внутрішня втулка виконується розрізною для можливості посадки її на вал з певним натягом. Зовнішня втулка також може бути розрізною для зняття внутрішніх напружень термічної усадки гуми при виготовленні шарніра.

Конструкція шарніру обумовлена характером діючих навантажень та вимогами експлуатації. Для надання шарніру більшої радіальної жорсткості при незмінній осевій жорсткості гумовий елемент розділяють металевим кільцем (рис.

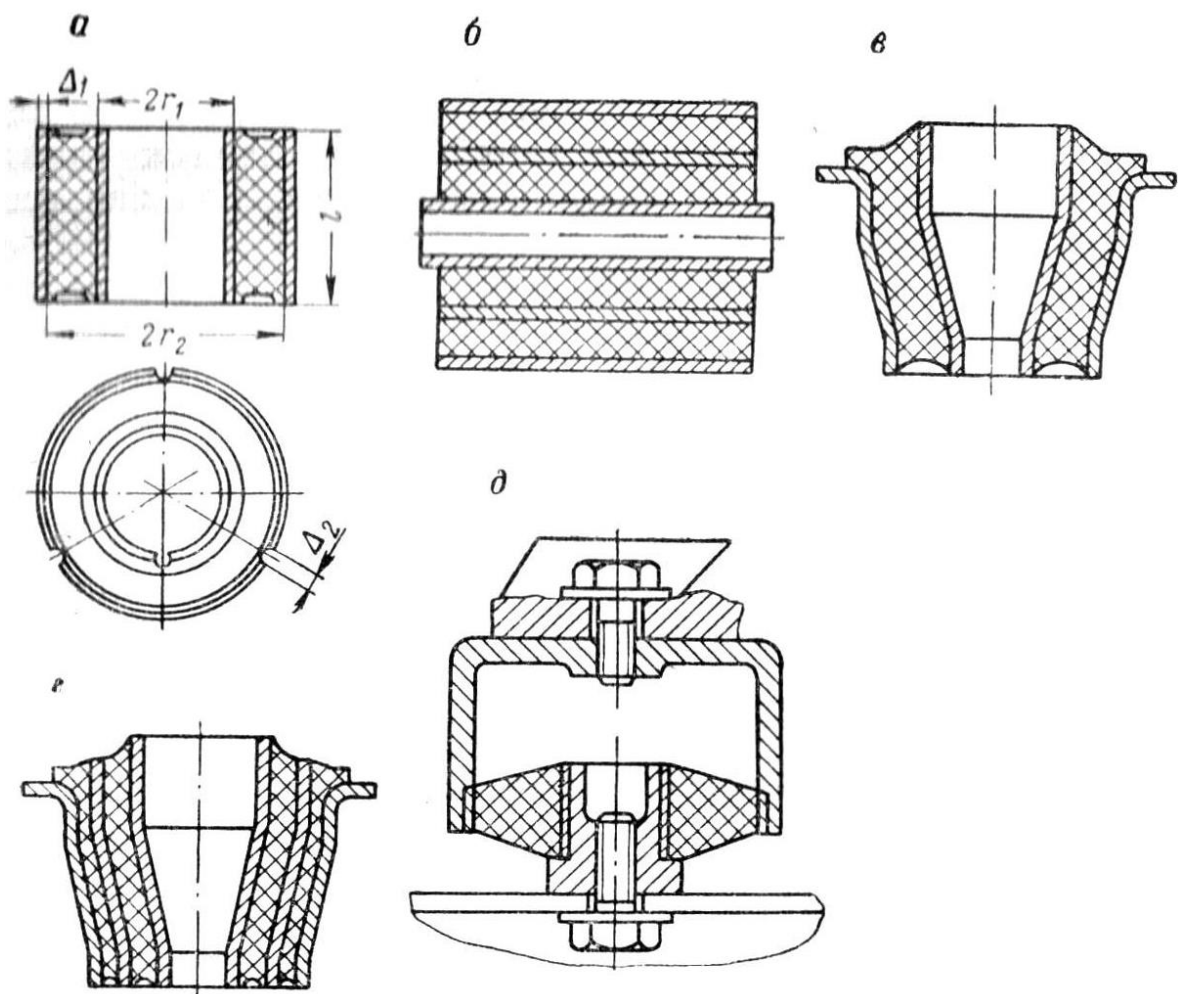


Рисунок 3.14 – Гумово-металеві шарніри

3.14б).

Якщо необхідно, аби шарнір витримував значні осьові та радіальні навантаження при великій коаксіальній піддатливості, йому надають особливу форму (рис. 3.14в). При цьому осьові навантаження викликають у гумовому елементі напруження стискання та зсуву, тоді як радіальні навантаження стають причиною лише напружень стискання. Великого осьового ходу шарніру при його значній радіальній жорсткості досягають звичайно шляхом привулканізації проміжного металевих кільця (рис. 3.14г).

В системах віброізоляції грохотів знайшли застосування гумові пружні елементи з так званою м'якою характеристикою. На рис. 3.15 показана віброізоляційна опора грохоту важкого типу ГІСТ-72, виконана на основі циліндричних гумових елементів втулкового типу. П'ять гумових втулок зафіксовані в опорі без

жорсткого кріплення: їхні осі обертання розташовані в горизонтальній площині та паралельні між собою. Фіксуючі елементи виконані у вигляді гофрованих сталевих пластин, що охоплюють гумові втулки заглибленими частинами. Верхній гофрований елемент жорстко пов'язаний з вібруючим кронштейном опори, нижній – через опорну плиту з нерухомою основою. Кронштейн опори безпосередньо сполучається з коробом грохота – приварна циліндрична цапфа коробки входить в приварну циліндричну втулку корпусу.

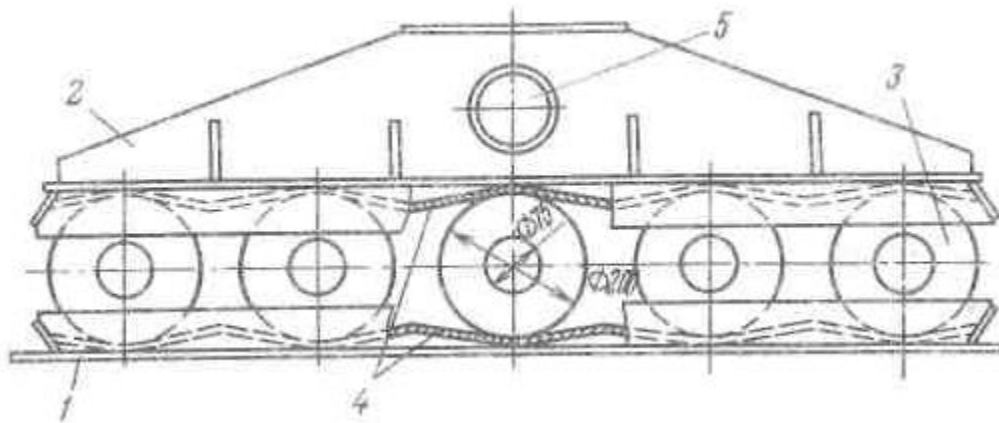


Рисунок 3.15 – Віброізоляційна опора грохоту ГІСТ-72:

1 – опорна плита; 2 – кронштейн; 3 – гумові пружні елементи;
4 – гофровані фіксуючі елементи; 5 – циліндрична напрямна втулка,
що сполучається з цапфою грохоту

Гумові елементи опори мають можливість зміщуватися в горизонтальному напрямку – перекочуватися в поглибленнях гофрованих пластин, що зменшує горизонтальні динамічні навантаження на будівельні конструкції. Найбільш відчутно це в перехідних режимах, коли амплітуда коливань грохота різко зростає.

Елементи, аналогічні використаним в опорах грохоту ГІСТ-72, відрізняються високою працездатністю. Наявність у них центрального отвору підвищує еластичність, сприяє кращому відведенню тепла та охолодженню.

У віброізоляційних системах грохотів застосовуються також гумові елементи типу АР (рис. 3.16). Використання цих елементів у серії невеликих грохотів типу ГІТ дозволило приблизно в 3 рази у порівнянні із застосуванням циліндричних гвинтових пружин зменшити амплітуду коливань грохотів у резонансній зоні при

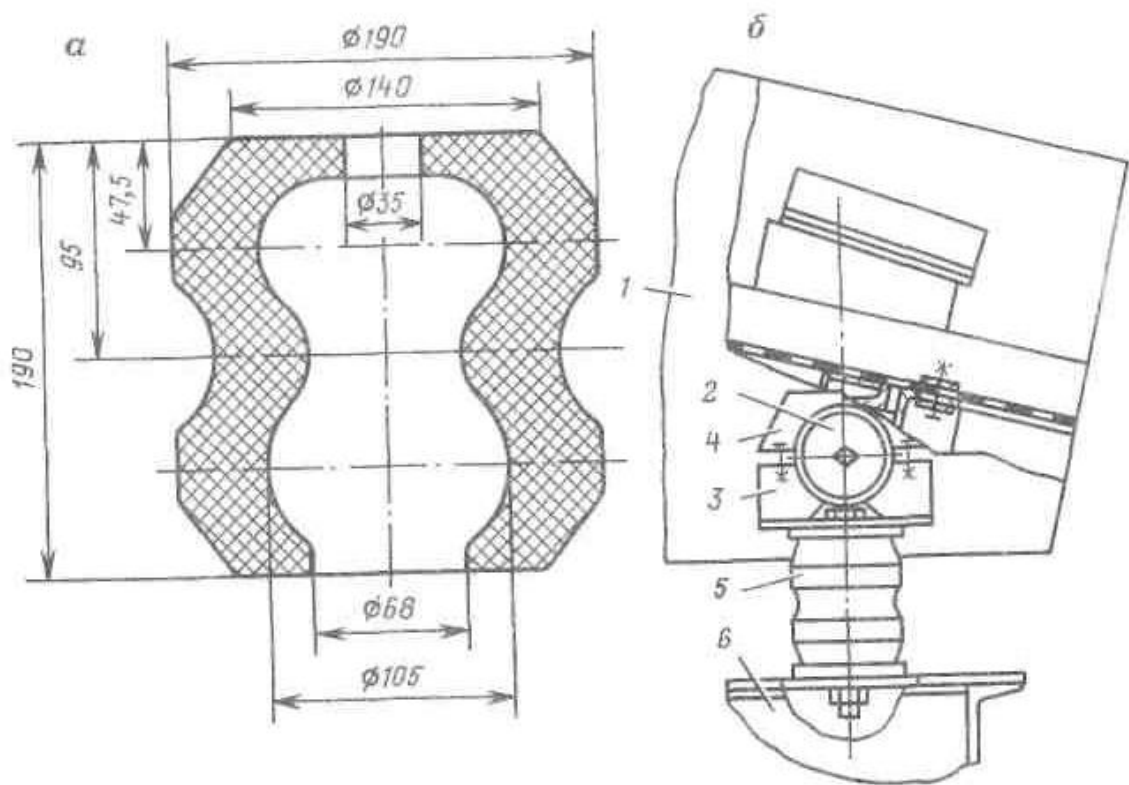


Рисунок 3.16 – Загальний вигляд гумового елемента типу АР конструкції ІГТМ (а) та його використання у віброізоляційній опорі грохоту ГІТ-41 (б):

1 – короб грохоту; 2 – цапфа короба; 3 – опорна плита; 4 – притисний хомут; 5 – гумовий елемент; 6 – опорна рама грохоту

вибігу (до 16 мм замість 45-50 мм), скоротити період переходу через резонанс до 2-3 с, а також значно знизити рівень шуму.

Під час вибору раціональних параметрів та проектування пружних елементів систем віброізоляції вібраційних грохотів важливе значення має розрахунок цих елементів.

Для амортизатора у вигляді гумової втулки з горизонтальною віссю (див. рис. 3.15), який працює на стискання, розрахунок зводиться до наступного. Розглянемо схеми стискання втулки між двома металевими елементами (рис. 3.17). Першій формі деформованого стану втулки (рис. 3.17а, II) відповідає крива 1 на рис. 3.17б.

Параметри стискання визначаються за формулами:

$$\beta = \frac{12P_c R^2}{E \delta^3}; \quad a = \frac{f}{R}, \quad (3.22)$$

де P_C – статичне навантаження на віброізоляційний елемент; f – осадка віброізоляційного елементу під статичним навантаженням; R, δ – конструктивні параметри віброізоляційного елементу (рис. 3.17а, I).

Другий формі рівноважного стану (див. рис. 3.17а, III) відповідає крива 2. За величиною статичного навантаження на гумовий елемент P_C та його конструктивними параметрами R і δ обчислюється параметр β . Відповідний конкретному його значенню параметр α знаходять за графіком. Далі визначають осадку f при навантаженні P_C та вертикальну жорсткість елемента (в Н/м) за формулою:

$$C_Z = \frac{P_C}{f}. \quad (3.23)$$

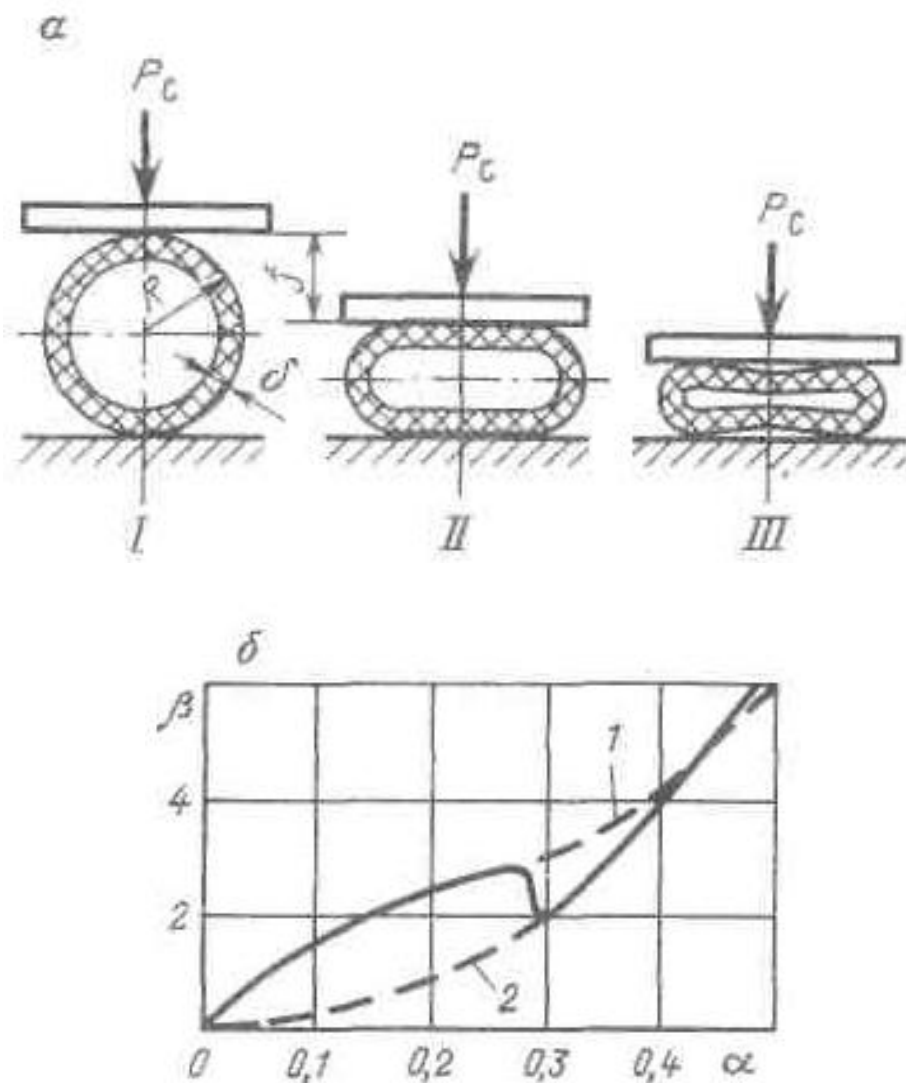


Рисунок 3.17 – Схема (а) та характеристика (б) стиснення гумової втулки

При $f/R = 0,285$ перша форма рівноважного стану переходить у другу, а її характеристика зображується кривою, показаною на рис. 3.17б суцільною лінією.

При розрахунку пружних елементів у вигляді вертикальних циліндрів визначальними параметрами будуть жорсткості елементів у вертикальному та горизонтальному напрямках. Для суцільного гумового циліндру радіусом R_1 та висотою H , на який діє сила R під кутом α до вертикалі (рис. 3.18), вертикальна жорсткість визначиться за наступними формулами:

$$\begin{aligned} C_B &= 4,75G \frac{R_1^4}{H^3}; \quad \frac{R_1}{H} = \rho \geq 7; \\ C_B &= 4,75G(2,43 + \rho^2)R_1; \quad 0,6 \leq \rho \leq 7; \\ C_B &= 3\pi G \frac{R_1^2}{H}; \quad \rho \leq 6. \end{aligned} \quad (3.24)$$

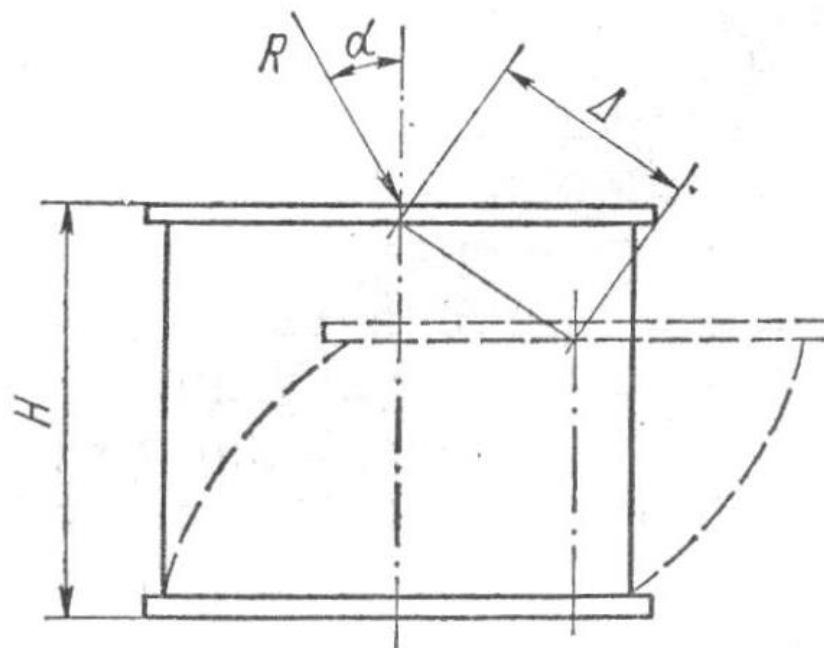


Рисунок 3.18 – Розрахункова схема гумового циліндру

Зсувна жорсткість (у горизонтальному напрямку) визначається за формулою:

$$C_B = \frac{\pi G R_1^2}{H}. \quad (3.25)$$

Сумарна жорсткість циліндричного пружного елемента:

$$C_{\Sigma} = \frac{GEF}{H(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha)}. \quad (3.26)$$

А осадка Δ :

$$\Delta = \frac{RH}{GEF}(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha). \quad (3.27)$$

Для порожнистого гумового циліндра з радіусами R_1 та R_2 сумарна жорсткість C_{Σ} та осадка Δ визначаються з наступних виразів:

$$C_{\Sigma} = \frac{GF\pi(R_1^2 - R_2^2)}{H(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha)}; \quad (3.28)$$

$$\Delta = \frac{RH(E\sin^2\alpha + G\cos^2\alpha)}{\pi EG(R_1^2 - R_2^2)}. \quad (3.29)$$

При стисканні більшості конструктивних матеріалів площа контакту деталей з опорними плитами збільшується із зростанням стискального навантаження та зменшенням висоти деталі. Якщо стисканню піддається гумова деталь, то сила тертя між її торцями та плитами може бути настільки значною, що дотичні зусилля, які виникають на поверхні контакту, роблять розширення торців неможливим. Внаслідок того, що розмір торців лишається незмінним, частина бічної поверхні деталі приходить у зіткнення з плитами.

Описане явище, пов'язане із впливом торців, або так називаним крайовим ефектом, веде до підвищення жорсткості гумових деталей під час стискання. Якщо дотичні поверхні гуми та металу гладкі й вкриті шаром змащення, то ефект торців буде практично відсутнім, а гумова деталь, що стискається, збереже циліндричну форму навіть у разі значної осадки. Очевидно, вплив ефекту торців буде максимальним при великій силі тертя між торцями гумової деталі та опорними поверхнями або у випадку міцного з'єднання гуми з металевими плитами шляхом вулканізації. Аналогічного ефекту можна досягти установкою торців гу-

мової де-талі у заглибини, що виконані у металі по розмірам торців для запобігання їхнього розширення.

Як показують експериментальні дослідження [13], процес деформації стискання та аналітичні залежності, що його характеризують, визначаються здебільшого умовами на торцях. На рис. 3.19 показані залежності між силою стискання та деформацією циліндра з гуми НК діаметром 60 мм та висотою 30 мм при наявності змащення гладких торців гліцерином, а також в разі закріплення торців.

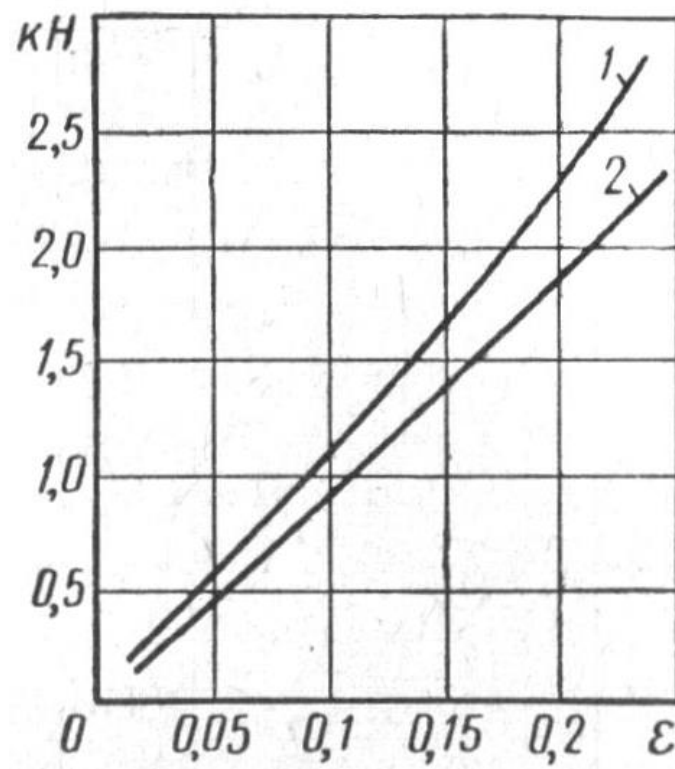


Рисунок 3.19 – Залежність між силою стискання P та відносною деформацією ε гумового циліндра:
1 – із закріпленими торцями; 2 – із змащенням

Результати досліджень свідчать про суттєвий вплив ефекту торців на залежність «сила-деформація». Його обов'язково треба враховувати при розрахунку деталей пружних систем.

Розрахунок гумово-металевих шарнірів типу циліндричної втулки, що розміщена поміж внутрішньої та зовнішньої обойм (див. рис. 3.14а), полягає у виборі розмірів вузла, визначенні його жорсткості, величини деформації та довговічності. Розрахункова схема такого шарніру приведена на рис. 3.20.

Спочатку необхідно знайти величину прикладеного моменту M , величини осьового R_o та радіального R_p навантаження. Радіуси внутрішньої та зовнішньої обойм, а також інші геометричні параметри шарнірів вибираються виходячи з конструктивних міркувань при проектуванні вузла підвіски або за спеціальними таблицями. Відомо, що максимальні напруження у гумі при скручуванні шарніра виникають на з'єднанні з внутрішньою обоймою. Вони визначаються за наступною формулою:

$$\tau_{max} = \frac{M}{2\pi r_1^2 l} \leq [\tau]. \quad (3.30)$$

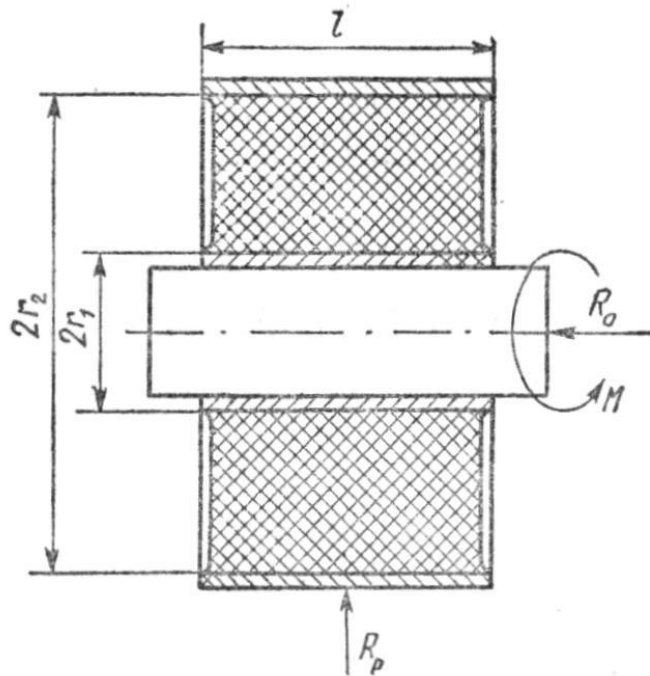


Рисунок 3.20 – Розрахункова схема гумово-металевого шарніра

Кут скручування шарніра:

$$\varphi = \frac{M}{4\pi G l} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_1^2 r_2^2}, \quad (3.31)$$

а його жорсткість:

$$c_k = \frac{M}{\varphi} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}. \quad (3.32)$$

Припустимі значення $[\varphi]$ встановлені експериментально і знаходяться за таблицями.

Довговічність шарніру при циклічному навантаженні може бути визначена за формулою:

$$n = \frac{2\Delta U_P}{G_0 \gamma^2 \varphi_0 - \frac{2\pi}{\omega} q}, \quad (3.33)$$

де ΔU_P - припустиме значення енергії руйнування для гуми, що використовується. Приймаємо $\Delta U_P = 6 \cdot 10^{11}$ Дж/м³.

Результат отримуємо у кількості циклів навантаження, яку згідно з відомими значеннями часу роботи машини та частоти навантаження можна перерахувати на години.

Висновки:

- пружні системи є надзвичайно важливими елементами вібраційних грохотів, від яких багато в чому залежать реалізовані машиною режими коливань робочого органу, динамічний вплив на опорні конструкції, ергономічні показники грохотного обладнання. Проектування вібраційних грохотів нерозривно пов'язано з вибором конструкції та розрахунком елементів пружної підвіски;

- в роботі проведено всебічний аналіз, дослідження особливостей розрахунку та експлуатації металевих віброізоляційних елементів пружинного та ресорного типу, пневматичних конструкцій з гумовими і гумовокордними оболонками, а також гумових та гумово-металевих пружних елементів. В роботі розглянуті основні можливі варіанти таких вузлів. Аналіз існуючих конструкцій пружних систем сучасних вібраційних грохотів показує, що найбільш розповсюдженими елементами пружних опор є гумові або гумово-металеві деталі, що працюють на стискання, зсув або крутіння. При цьому потрібних значень вертикальної та горизонтальної жорсткості пружної підвіски можна досягти певними співвідношеннями геометричних розмірів елементів;

- існуючі методи розрахунків гумових та гумово-металевих пружних елементів дають можливість визначення основних параметрів, що забезпечують потрібні величини жорсткості та довговічності амортизаторів.

- важливе значення має правильна експлуатація гумових пружних систем. В

роботі розглянуто основні заходи щодо раціонального використання таких конст-рукцій.

4 ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ГРОХОТІВ

4.1 Загальний порядок проектування віброізоляційних систем вібраційних грохотів

Підвищені навантаження від грохотів на опорні та підтримувальні конструкції можуть бути пов'язані з установкою машин на перекриттях зовсім без віброізоляції або з недостатньою ефективністю останньої.

У загальному випадку грохот може мати як внутрішню, так і зовнішню віброізоляцію. Внутрішня поєднує короб з опорною рамою, а зовнішня – опорну раму з конструкцією, що її підтримує. Під час проектування зовнішньої віброізоляції потрібно прагнути такої схеми установки, при якій центр мас опорної рами та центр жорсткості віброізоляції знаходилися би на лінії дії вертикальної сили, що передається грохотом на опорну раму. Потрібно також добиватися зменшення відстані між центром мас опорної рами грохоту та лінією дії горизонтальної змусованої сили, з якою грохот впливає на опорну раму. Такі заходи спрямовані на зменшення амплітуди обертових коливань рами.

У ході проектування та монтажу віброізоляції слід уникати дефектів, що призводять до підвищення жорсткості віброізоляторів у порівнянні з проектними величинами. Наприклад, у разі використання гумових віброізоляційних елементів наявність бічних обойм та стінок може різко підвищити їхню жорсткість за рахунок обмеження можливості розширення у поперечному напрямку. До аналогічного результату може призвести надлишкова затяжка віброізоляторів пружинного типу, яка блокуватиме їхню піддатливість, необхідну для нормальної роботи.

Порядок розрахунку системи віброізоляції вібраційної машини, у тому числі вібраційного грохоту, у загальному випадку має бути наступним [14]:

- підбір основних параметрів віброізоляції;
- визначення розмірів пружних елементів віброізоляції;
- вибір розташування віброізоляторів;

- визначення частот власних коливань віброізолюваної установки;
- перевірка амплітуд змушених коливань віброізолюваної установки та обчислення змушених зусиль, що передаються на підтримувальну конструкцію.

Основними параметрами віброізоляції є величини маси і моментів інерції установки, що підлягає ізоляції, а також жорсткості та демпфірувальні властивості віброізоляторів. Ці параметри підбираються таким чином, щоби амплітуда коливань підтримувальної конструкції не перевищувала допустимих значень, які мають забезпечити:

- можливість шкідливого впливу коливань будівельних конструкцій на людей, а також на машини і прилади, чутливі по відношенню до вібрацій;
- міцність конструкцій під час їхньої роботи під дією статичних та динамічних навантажень.

На рис. 4.1 показана схема зовнішньої віброізоляції грохоту за допомогою пружної підвіски. Ефективність такої віброізоляційної системи може бути наближено оцінена за допомогою коефіцієнтів передачі, визначених за наступними формулами [14]:

$$\mu_z = \frac{P_{Kz}}{P_z} = \frac{1}{\left(\frac{\Omega}{\omega_z}\right)^2 - 1}; \quad \mu_x = \frac{P_{Kx}}{P_x} = \frac{1}{\left(\frac{\Omega}{\omega_x}\right)^2 - 1}, \quad (4.1)$$

де P_{Kz}, P_{Kx} — амплітуди динамічних сил, що передаються через віброізолятори на підтримувальну конструкцію, відповідно у вертикальному та горизонтальному напрямках; P_z, P_x — амплітуди вертикальної і горизонтальної динамічних сил, що діють на опорну раму грохоту; Ω — кутова частота збудження; $\omega_z = \sqrt{\frac{K_z}{M_2}}$, $\omega_x = \sqrt{\frac{K_x}{M_2}}$ — кутові частоти власних вертикальних і горизонтальних коливань рами на віброізоляторах; $K_z = M_2 \omega_z^2$, $K_x = M_2 \omega_x^2$ — результуючі жорсткості віброізоляції у вертикальному і горизонтальному напрямках; M_2 — маса рами грохоту.

Із залежностей (4.1) видно, що коефіцієнти передачі μ_z і μ_x визначаються ві-

дношеннями $\alpha_z = \frac{\Omega}{\omega_z}$ і $\alpha_x = \frac{\Omega}{\omega_x}$. При проектування віброізоляції рекомендується, щоби величини α_z і α_x задовольняли наступним умовам, при яких віброізоляцію можна оцінювати як достатньо ефективну: $\alpha_z \geq 4$ (для тихохідних машин $\alpha_z \geq 3$); $\alpha_x \geq 2,5$.

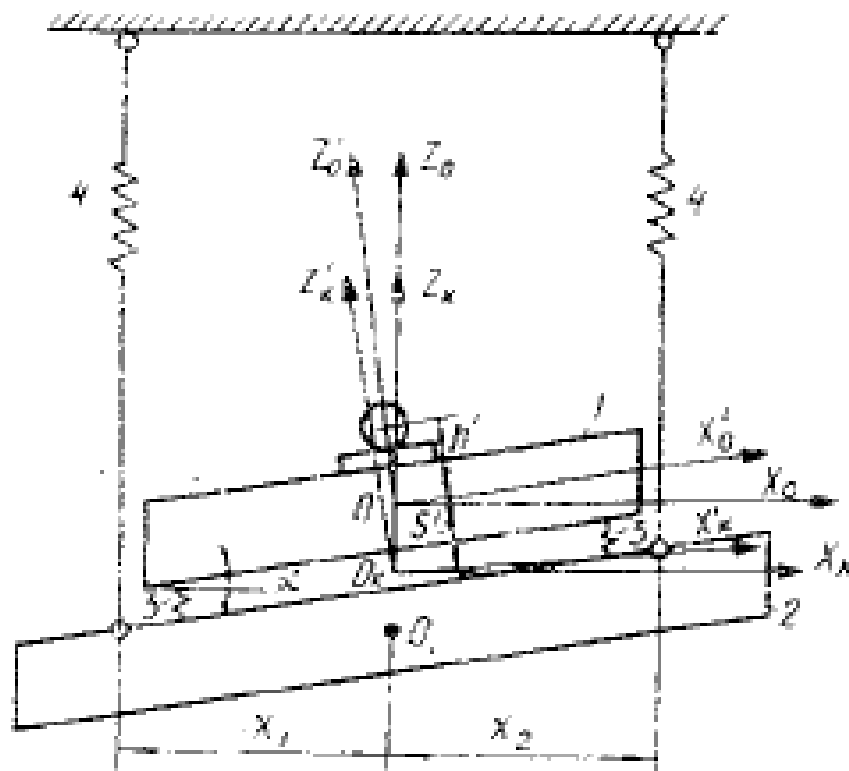


Рисунок 4.1 – Схема зовнішньої віброізоляції грохоту за допомогою пружної підвіски:

1 – грохот; 2 – опорна рама; 3 – внутрішня віброізоляція; 4 – зовнішня віброізоляція; O – центр мас грохоту; O_1 – центр мас опірної рами; O_k – центр жорсткості внутрішньої віброізоляції; S' – відстань між центром мас грохоту та центром жорсткості внутрішньої віброізоляції; α – середній кут нахилу грохоту

Для визначення динамічних навантажень R_z і R_x , які передаються на опорну раму під час роботи грохоту, припускають, що ця рама займає нерухоме положення у просторі. У такому випадку амплітуди поступальних коливань центру мас грохоту та амплітуда його обертальних коливань будуть визначатися за допомогою наступних формул:

$$a'_{Oz} = \frac{R'_z}{M_1 \Omega^2 - K'_z}; \quad a'_{Ox} = \frac{R'_x}{M_1 \Omega^2 - K'_x};$$

$$\varphi'_{Oy} = \frac{M'_{Oy}}{I'_{Oy} \Omega^2 - [K'_{\varphi y} + (S')^2 K'_x]}, \quad (4.2)$$

де a'_{Oz} , a'_{Ox} – амплітуди поступальних коливань центру мас грохоту у напрямках головних центральних осей $Z'O$, $X'O$; φ'_{Oy} – амплітуда обертальних коливань грохоту відносно головної центральної осі $Y'O$; R'_z , R'_x – амплітуди змушених сил за напрямками осей $Z'O$, $X'O$; M'_{Oy} – амплітуда змущеного моменту відносно осі $Y'O$; K'_z , K'_x – результуючі жорсткості внутрішньої віброізоляції у напрямках осей $Z'O$, $X'O$; $K'_{\varphi y}$ – кутова жорсткість внутрішньої віброізоляції відносно осі $Y'O$; M_1 – маса грохоту разом із 25% маси оброблюваного матеріалу; S' – відстань між центром мас грохоту та центром жорсткості внутрішньої віброізоляції; Ω – кутова частота збудження.

$$K'_{\varphi y} = \sum_{i=1}^{n_1} K'_{xi} (z'_{Ki})^2 + \sum_{i=1}^{n_1} K'_{zi} (x'_{Ki})^2, \quad (4.3)$$

де x'_{Ki} , z'_{Ki} – координати середньої точки i -го внутрішнього віброізолятора при початку координат у центрі жорсткості внутрішньої віброізоляції; K'_{xi} , K'_{zi} – жорсткості i -го віброізолятора уздовж осей $X'O$, $Z'O$; n_1 – загальне число внутрішніх віброізоляторів.

Амплітуди коливань грохоту у точці кріплення i -го віброізолятора визначаються шляхом геометричного підсумовування складових амплітуд коливань грохоту з урахуванням різниці їхніх фаз.

Якщо фази сили з амплітудою R'_z і моменту з амплітудою M'_{Oy} відрізняються від фази сили з амплітудою R'_x на кут $\pi/2$, то амплітуди коливань i -ї точки кріплення грохоту до віброізоляції виражаються наступними формулами:

$$A'_{zi} = a'_{Oz} - \varphi'_{Oy} x'_{Oyi}; \quad A_{xi} = \sqrt{(a'_{Ox})^2 + (\varphi'_{Oy} z'_{Oyi})^2}, \quad (4.4)$$

де x'_{Oyi} , z'_{Oyi} – координати i -ї точки у системі $X'O$, $Y'O$, $Z'O$ з початком у центрі мас грохоту.

Якщо фази сили з амплітудою R'_x і моменту з амплітудою M'_{Oy} відрізняються від фази сили з амплітудою R'_z на кут $\pi/2$, то амплітуди коливань i -ї точки кріплення грохоту до віброізоляції виражаються наступними формулами:

$$A'_{xi} = a'_{Ox} + \varphi'_{Oy} z'_{Oi}; \quad A_{zi} = \sqrt{(a'_{Oz})^2 + (\varphi'_{Oy} x'_{Oi})^2}, \quad (4.5)$$

Якщо фази сили з амплітудою R'_x і R'_z та моменту з амплітудою M'_{Oy} однакові, то амплітуди коливань i -ї точки кріплення грохоту до віброізоляції виражаються наступними формулами:

$$A'_{zi} = a'_{Oz} - \varphi'_{Oy} x'_{Oi}; \quad A'_{xi} = a'_{Ox} + \varphi'_{Oy} z'_{Oi}. \quad (4.6)$$

Під час роботи віброізолюваного грохоту збуджувальні впливи його на опорну раму визначаються як сукупність сил, що передаються через кожний i -ий віброізолятор з урахуванням різниці фаз цих сил. Амплітудні значення проекцій на осі X'_O , Z'_O змусеного зусилля R_i , що передається через i -ий віброізолятор, виражаються наступними формулами:

$$R_{zi} = K'_{zi} A'_{zi}; \quad R_{xi} = K'_{xi} A'_{xi}, \quad (4.7)$$

де K'_{zi} , K'_{xi} – жорсткості i -го віброізолятора у напрямках осей Z'_O , X'_O .

Сумарні навантаження R'_z і R'_x визначаються підсумовуванням сил, що передаються через кожний віброізолятор.

Амплітуди динамічних сил, що передаються у вертикальному і горизонтальному напрямках на опорну раму грохоту, визначаються з урахуванням кута нахилу коробу та зсуву фаз між силами за наступними формулами:

$$R_z = \sqrt{(R'_z \cos \alpha')^2 + (R'_x \sin \alpha')^2}; \quad R_x = \sqrt{(R'_x \cos \alpha')^2 + (R'_z \sin \alpha')^2}. \quad (4.8)$$

За наявності ексцентриситету між змусеним зусиллям та центром мас грохоту h' на опорну раму буде також передаватися обертальний момент з амплітудою наступної величини:

$$M'_y = R'_x h' . \quad (4,9)$$

Після визначення навантажень, що діють на опорну раму грохоту, слід розглянути коливання рами на віброізоляторах. Амплітуди поступальних коливань центру мас опорної рами та її обертальних коливань можна визначити за формулами (4.2), якщо в них увести нові значення навантажень та параметрів віброізоляції.

Знаючи моменти інерції опорної рами відносно центральних осей Y , паралельних осям X_O і Z_O (див. рис. 4.1), та необхідні параметри віброізоляції, слід визначити амплітуди поступальних коливань центру мас опорної рами a_{Oz} і a_{Ox} у напрямках Z_O і X_O та амплітуд обертальних коливань φ_{Oy} відносно осі Y_O .

Після підставлення у приведені вище формули (4.1)-(4.6) знайдених величин можна визначити амплітуди коливань опорної рами грохоту у точках кріплення пружних підвісок A_{zi} , A_{xi} . Амплітудні значення проекцій на осі X_O , Z_O змущеної сили, що передається через i -ий віброізолятор, виражаються формулами:

$$P_{xi} = A_{xi} K_{xi}; \quad P_{zi} = A_{zi} K_{zi} , \quad (4.10)$$

де K_{xi} , K_{zi} - жорсткості i -го віброізолятора у напрямках осей X_O , Z_O .

Якщо відстань між крайніми віброізоляторами грохоту по довжині елементу несучої конструкції менше $1/5$ прольоту цього елементу, то сукупність змущених сил, що передаються через усі віброізолятори, можна наближено замінити змущеним зусиллям P_k та моментом M_k , прикладеним у центрі жорсткості віброізоляторів. Останній при цьому умовно вважається сполученим з віссю підтримувальної конструкції.

Складові змущеного зусилля P_k у напрямках осей координат визначаються за формулами:

$$P_{kz} = A_{zk} K_z; \quad P_{kx} = A_{xk} K_x , \quad (4.11)$$

де A_{zk} , A_{xk} – амплітуди змущених коливань точки прикладення зусилля з амплітудою P_k у напрямках осей координат, що визначаються згідно з формулами (4.4)-(4.6).

4.2 Особливості проектування підтримувальних конструкцій грохотів

Коливання будівельних конструкцій можна зменшити шляхом використання раціональних схем підвіски вібраційних грохотів. Можна виділити наступні схеми підвіски (рис. 4.2) [14]:

- до самостійних опорних конструкцій, виконаних у вигляді сталевих або залізобетонних рам, які спираються на власні фундаменти і не пов'язані з несучими конструкціями будівлі (рис. 4.2а). Така схема сприяє звільненню несучих конструкцій будівельної споруди від динамічних навантажень, що викликаються установкою грохоту, і доцільна при значній кількості подібного розміщуваного обладнання;

- до сталевих (розвантажувальних) балок, які спираються безпосередньо на колонни будівлі і не пов'язані з конструкціями перекриття (рис. 4.2б);

- до сталевих (розвантажувальних) балок, які спираються на головні балки перекриття і не пов'язані з другорядними балками та плитою перекриття (рис. 4.2в, г). Схеми б і в забезпечують зменшення вібрації перекриття шляхом передачі статичних і динамічних навантажень безпосередньо на колонни будівлі та головні балки, які мають значно більшу жорсткість, ніж другорядні балки перекриття.

У разі використання розвантажувальних балок потрібно забезпечити необхідний зазор між плитою перекриття та цими балками. Коливання розвантажувальних балок можна не обмежувати вимогами санітарних норм, адже вони не є елементами перекриття. Проектування цих балок слід вести таким чином, щоби розрахункові значення найменшої кутової частоти власних коливань балки P'_1 перевищували кутову частоту збудження Ω не менше, ніж на 15%, тобто:

$$P'_1 \geq 1,15\Omega. \quad (4.12)$$

Частота власних коливань та амплітуда змусених коливань розвантажувальної балки визначаються без урахування маси віброізолюваної системи, якщо відношення коефіцієнту жорсткості $K_{б.мін}$ у тій точці прольоту, де його величина приймає мінімальне значення, більше ніж у 10 разів перевищує коефіцієнт сумар-

ної жорсткості K_B пружин, які сполучають грохот з балкою, тобто:

$$\frac{K_{б.min}}{K_B} > 10. \quad (4.13)$$

Якщо нерівність (4.13) не виконується, то найменшу кутову частоту власних коливань розвантажувальної балки рекомендується знаходити за допомогою наступної наближеної формули:

$$P_1^0 = \frac{P_{1\delta}^0}{\sqrt{\eta}}, \quad (4.14)$$

де P_1^0 , $P_{1\delta}^0$ – відповідно найменші кутові частоти власних коливань розвантажувальної балки з урахуванням впливу віброізованого грохоту та без урахування цього впливу [14]; η – коефіцієнт, що враховує вплив пружно приєднаного грохоту на частоту власних коливань балки:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\omega_z^2}{P_{min}}}, \quad (4.15)$$

де ω_z – кутова частота власних коливань грохоту на зовнішній віброізоляції; P_{min} – кутова частота власних коливань балки у припущенні, що маса грохоту жорстко приєднана до неї:

$$P_{min} = \frac{\lambda_1^2}{l^2} \sqrt{\frac{D}{\mu + \mu^\Gamma}}, \quad (4.16)$$

де μ^Γ – приведена погонна маса на балці від грохоту у припущенні, що грохот жорстко поєднаний з балкою; μ – приведена рівномірно розподілена маса, віднесена до одиниці довжини балки (з усіма жорстко приєднаними до неї масами); λ_1 – коефіцієнт першої частоти власних коливань; D – згинальна жорсткість балки.

Кутова частота ω_z визначається за наступною формулою:

$$\omega_z = \sqrt{\frac{K_B}{M_\Gamma}}, \quad (4.17)$$

де $K_\epsilon = K_z$ – коефіцієнт результуючої жорсткості пружин, що поєднують грохот з балкою; M_Γ – маса грохоту.

Для виконання умови (4.12) при великих прольотах потрібно використання

розвантажувальних балок із значно більшими прольотами, ніж це необхідно за вимогами міцності. У випадку, коли це економічно не вигідно, можна рекомендувати застосування ферм, які легко спроектувати таким чином, щоби ця умова виконувалася.

Частота власних коливань розвантажувальних ферм визначається без урахування маси віброізованого грохоту, якщо:

$$\frac{K_{\phi.min}}{K_B} > 10, \quad (4.18)$$

де $K_{\phi.min}$ – коефіцієнт жорсткості ферми у тій точці прольоту, де його величина є мінімальною; K_B – сумарна жорсткість пружин, що сполучають грохот з балкою.

Якщо нерівність (4.18) не виконується, то найменшу частоту власних коливань розвантажувальної ферми рекомендується знаходити за допомогою наступної наближеної формули:

$$P_1^0 = \frac{P_{1\phi}^0}{\sqrt{\eta}}, \quad (4.19)$$

де P_1^0 , $P_{1\phi}^0$ – відповідно найменші частоти власних коливань ферми з урахуванням та без урахування впливу віброізованого грохоту; η – коефіцієнт, що враховує вплив пружно приєднаного грохоту на частоту власних коливань ферми.

Частота $P_{1\phi}^0$ обчислюється за наступною формулою:

$$P_{1\phi}^0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{ст}}}, \quad (4.20)$$

де $\delta_{ст}$ – статичний прогин ферми у середині прольоту від навантаження, що безпосередньо діє на ферму (без урахування ваги грохоту); g – прискорення сили тяжіння.

Коефіцієнт η визначається за формулою (4.15), де P_{min} – кутова частота власних коливань ферми у припущенні, що зосереджені маси, які припадають на пружну підвіску грохоту, жорстко сполучені з фермою:

$$P_{min} = \sqrt{\frac{g}{\delta'_{ст}}}, \quad (4.21)$$

де $\delta'_{ст}$ – статичний прогин ферми у середині прольоту від навантаження, що безпосередньо діє на ферму, та ваги грохоту.

Перекрыття, несучі конструкції яких одночасно підтримують підвісні вібраційні грохоти, бажано виконувати монолітними або збірно-монолітними (зі збірних залізобетонних балок з монолітною плитою зверху).

Для зменшення амплітуд коливань перекриттів не рекомендується зосереджувати машини з динамічними навантаженнями в одному або суміжних прольотах.

Віброізолятори слід кріпити до другорядних балок перекрыття. Кріплення їх безпосередньо до плити перекрыття не рекомендується.

Потрібно прагнути підвищення жорсткості та частот власних коливань перерізня криття, що підтримує грохот, з таким розрахунком, щоби різниця між найменшою розрахунковою частотою власних коливань конструкції, обчисленої з урахуванням погрішності її визначення P'_1 , та частотою збудження Ω складала не менше 30% частоти власних коливань конструкції P'_1 , тобто:

$$P'_1 - \Omega \geq 0,3P'_1. \quad (4.22)$$

У протилежному випадку під час пуску і зупинки грохоту протягом певного часу буде спостерігатися резонансне зростання амплітуд коливань підтримувальної конструкції.

З усього вищевикладеного матеріалу впливають наступні основні рекомендації щодо зменшення рівня вібрацій перекриттів або опорних конструкцій під грохоти:

- зменшення прольоту конструкції;
- збільшення розмірів поперечного перетину;
- використання багатопрольотних конструкцій;
- сполучення головних балок з колоннами жорсткості рамними вузлами;
- додавання нових зв'язків;
- перехід від шарнірного опирання до защемлень.

Жорсткість потрібно збільшувати таким чином, щоби не було суттєвого зростання маси конструкції.

В якості прикладу практичного проектування підтримувальних конструкцій вібраційних грохотів в умовах гірничодобувних та гірничозбагачувальних підприємств можна привести розробку і впровадження комплексу обладнання для радіометричної сепарації залізної руди у рухомому рудопотоці шляхом вибірки з нього некондиційних включень, який призначався для роботи в умовах дробильного корпусу шахти № 2 ім. Артема РУ ім. Кірова ВО «Кривбасруда». Комплекс мав підвищити якість залізорудної сировини ще на шляху її до збагачувальної фабрики [15].

Принцип роботи комплексу базувався на залежності розміру шматків руди у рудопотоці, що йде з очисних забоїв, від вмісту в них корисного компонента (заліза), властивої залізним рудам криворізького басейну. Чим крупніше шматки, тим більше ймовірність того, що вони є найбільш цінними з точки зору вмісту заліза, і навпаки. Тобто, дрібні фракції рудопотоку можна залишити у ньому як достатньо багаті, а крупні відокремити (наприклад, шматки крупніше 200 мм) як потенційно некондиційні і потім перевірити їх на вміст заліза за допомогою радіометричного гамма-абсорбційного методу контролю. Такий підхід дає можливість різко скоротити обсяг радіометричної сепарації (шматки розміром +200 мм складають приблизно 7% усього рудопотоку) і здійснювати індивідуальний контроль кожного відділеного шматка для вилучення некондиції.

Комплекс обладнання складався з двох вібраційних грохотів колосникового типу для відділення фракції +200 мм та радіометричного сепаратора для її контролю, оснащеного мікропроцесорним блоком керування. Усе це обладнання встановлювалося на позначці +12.600 дробильного корпусу шахти № 2 ім. Артема. Там знаходилися три штатні інерційні грохоти важкого типу ГІТ-71Н, які були призначені для розділення рудопотоку по класу +100 мм, після чого надгрохотний продукт спрямовувався у дробарку. В основному у постійній експлуатації був один грохот ГІТ-71Н, деколи одночасно працювали дві машини, але загальна продуктивність як однієї установки, так і двох разом не перевищувала 1200 т руди за годину. Усі три грохота разом не працювали ніколи. Зазвичай друга машина використовувалася в якості резервної.

Проектом передбачалася установка колосникового грохоту комплексу над грохотом ГІТ-71Н. Він мав відбирати шматки +200 мм і передавати їх на контроль до радіометричного сепаратора, а підрешітний продукт завантажувати на сито грохоту ГІТ-71Н для подальшої переробки у штатному режимі.

Для оцінки впливу зазначеного вібраційного обладнання на будівельні конструкції дробильного корпусу розглядалося декілька можливих варіантів його установки та експлуатації, а саме:

1. Віброгрохот ГІТ-71Н, який працює з максимальною паспортною продуктивністю 3000 т/г.

2. Віброгрохот ГІТ-71Н, який працює з продуктивністю 1200 т/г (основний існуючий штатний режим роботи).

3. Два віброгрохота ГІТ-71Н, які працюють із сумарною продуктивністю 1200 т/г (випадковий існуючий штатний режим роботи).

4. Варіант 2 плюс два паралельно встановлені додаткові колосникові грохоти без приводу, які спираються на ГІТ-71Н через пружні гумові подушки, що служать в основному для пом'якшення ударних навантажень від ГІТу на додаткові грохоти. Колосникові решітки останніх отримують певні коливання від грохоту ГІТ.

5. Варіант 2 плюс два паралельно встановлені додаткові грохоти з інерційними віброприводами, які спираються за допомогою пружних систем у вигляді пружин стискання на бетонне покриття позначки +12.600 (на яке спирається і грохот ГІТ-71Н). Саме ця схема, показана на рис. 4.3, була запроваджена на практиці. Задні частини додаткових грохотів підвішувалися на гумово-металевих шарнірах до несучих металоконструкцій будівлі корпусу дроблення.

6. Варіант 2 плюс два паралельно встановлені додаткові грохоти з інерційними віброприводами, які спираються на той самий фундамент за допомогою згаданих у п. 5 пружних систем та спеціальних додаткових антивібраційних рам.

Усі ці варіанти були розраховані за методикою німецької фірми «Карл Шенк» (м. Дармштадт). Очевидно, що опорні конструкції дробильного корпусу повинні витримувати фундаментні навантаження не менше 40 кН (це найгірший

запроектований випадок за варіантом 3, коли одночасно працюють два грохоти ГІТ-71Н із сумарною продуктивністю 1200 т/г).

Результати розрахунків показали, що у разі запровадження варіантів 4, 5 і 6 (один грохот ГІТ-71Н плюс два додаткові колосникові грохоти) прирости фундаментних зусиль у порівнянні з варіантом 2 складають відповідно 11,6; 7 та 0,2%. При цьому вони ніколи не перевищують допустимого значення фундаментного навантаження за варіантом 3 і в найгіршому випадку (варіант 4) складають 72% від нього. Таким чином, усі можливі варіанти установки додаткових грохотів (у тому числі запроваджений варіант 5) з точки зору динамічних навантажень на несучі конструкції можуть сприйматися ними без шкоди.

4.3 Загальні рекомендації щодо підвищення ефективності пружних елементів вібраційних грохотів

Аналіз існуючого парку вібраційних грохотів, проведені дослідження дозволили зробити висновок про надзвичайно важливу роль, що відіграють в них пружні системи. Вони підтримують короб грохоту у потрібному положенні, забезпечують його коливання у заданому режимі, знижують динамічні зусилля, що передаються на фундамент або на несучі конструкції. Більшість існуючих вібраційних грохотів працюють у зарезонансному режимі коливань, завдяки чому змушені проходити резонансну зону під час пуску та вибігу. Тому пружна система повинна забезпечити можливість коливань короба з амплітудами, що у декілька разів перевищують амплітуду коливань в усталеному режимі.

Довгий час найпоширенішими елементами пружних систем вібраційних грохотів були металеві гвинтові пружини круглого перетину гарячої навивки, рідше – пластинчасті ресори. Перші мають однакові поперечні характеристики жорсткості в усіх напрямках, другі – мінімальну жорсткість у напрямку робочих коливань.

В процесі роботи грохоту металеві елементи пружної системи сприймають значні циклічні навантаження, що стають причиною розвитку явища втомленості

металу і пов'язаного з ним руйнування цих елементів. Тому питанню проектування пружинних та ресорних систем грохотів слід приділяти значну увагу. Для підвищення циклічної міцності вони обов'язково мають піддаватися зміцнювальній поверхневій обробці, наприклад, дробоструминному наклепу.

Грохоти часто працюють у мокрому режимі, з вологим матеріалом або просто неба, пружні системи страждають від корозії, а одночасна дія циклічних та корозійних навантажень різко знижує їхню довговічність. З огляду на це, повинні розроблятися заходи щодо захисту пружин або ресор від корозійного впливу шляхом нанесення на них відповідних захисних покриттів.

Останнім часом широкого розповсюдження набули гумові та гумовокордні (пневматичні) пружні елементи. Вони є найперспективнішими для використання у гірничотранспортних та інших технологічних вібраційних машин, у тому числі грохотах.

Головними перевагами гумових пружних елементів є нелінійна пружна характеристика, пов'язана з високим коефіцієнтом поглинання енергії, та знижений рівень шуму у порівнянні з циліндричними гвинтовими пружинами. Рекомендації щодо використання тих чи інших типів гумових пружних елементів залежатимуть від призначення вібромашини та конкретних умов експлуатації.

Найпростішою конструкцією є гумовий циліндр з внутрішнім отвором, що працює на стискання (див. рис. 1.6а). Наявність центрального отвору підвищує еластичність пружного елементу і сприяє кращому тепловідведенню та охолодженню. Збільшуючи діаметр внутрішнього отвору та зовнішній діаметр пружного елементу, можна добитися зростання його поздовжньої стійкості з одночасним збереженням поздовжньої жорсткості. Для досягнення більшої стійкості рекомендується використовувати пружний елемент у вигляді набору з гумово-металевих кілець (рис. 1.6б). У разі необхідності додаткової віброізоляції поперечних коливань потрібно застосовувати порожнисті циліндричні пружні елементи спеціальних форм (рис. 1.6в, 3.7д, е). У будь-якому випадку характеристика елементу «сила-деформація» буде залежати від стану торців гумового елементу (вільного або фіксованого гніздом чи вулканізацією).

Ширше використовуються пружні елементи, що працюють на зсув (рис. 1.6г, 3.8). Вони відрізняються високою еластичністю у поздовжньому напрямку та великою жорсткістю у поперечному. Тут також для збільшення жорсткості на стискання та покращення відведення тепла більш корисні конструкції з додатковими поздовжніми металевими пластинами (рис. 3.8б). В особливих випадках, коли потрібні певні співвідношення характеристик жорсткості у різних напрямках, можуть використовуватися пружні гумово-металеві елементи складних конфігурацій (рис. 3.9, 3.10).

Дуже хороші перспективи мають гумово-металеві шарніри (рис. 1.6д, 3.14). Вони дають можливість створювати компактні вузли підвісок, надійні у роботі, технологічні та естетичні. Такі конструкції рекомендуються для експлуатації на машинах, де основними видами навантажень на пружні опори є максимальне скручування, радіальне стискання та осьовий зсув. Суттєвою перевагою шарнірів (або блок-шарнірів) є можливість з їхньою допомогою компенсувати перекоси окремих деталей, а така ситуація дуже поширена під час монтажу обладнання. Особливо важливою обставиною для вібраційних машин є те, що блок-шарніри усувають зазори у шарнірах, які служать джерелами шуму та потенційних аварій.

У багатьох випадках до пружних елементів ставляться вимоги поєднання високої несучої здатності та малої жорсткості. Тут можуть бути рекомендовані втулки з горизонтальною віссю (рис. 3.17), але ідеальними у цьому відношенні є пневмобалонні пружні елементи (рис. 1.6е, 3.4-3.6). Останні дають можливість легко, на ходу машини змінювати свої характеристики.

Специфіка гірничих підприємств (громіздке та важке обладнання, абразивність та агресивність зовнішнього середовища, утрудненість монтажу та обслуговування машин тощо) вимагає виконання певних правил експлуатації гумовотехнічних виробів, до яких відносяться гумові та гумово-металеві пружні елементи вібраційних грохотів. У загальному випадку вони мають бути такими:

- гумові деталі повинні мати гладкі поверхні без тріщин та інших дефектів. Металева арматура має бути міцно прикріплена до гумового масиву, без надривів та тріщин. Особлива важливість цих вимог пояснюється наявністю багаторазових

циклічних навантажень під час роботи грохоту;

- гумові елементи не повинні покриватися будь-якими фарбами, за винятком лакових покриттів, що захищають їх від дії мастил та озону;

- гумові елементи треба захищати від будь-яких мастил, емульсій, охолоджувальних рідин тощо. За відсутності спеціальних, наприклад маслостійких гум, амортизатори слід закривати щитками або іншими захисними пристроями;

- гумові деталі мають бути захищені від дії сонячного світла та електричних розрядів;

- усі необхідні зварні роботи мають бути виконані до установки амортизаторів. Якщо це неможливо, потрібно закрити гуму товстим шаром азбесту, не допускати перегріву елементу та потрапляння на його поверхню крапель гарячого металу;

- з'єднання амортизаторів з опорною металевою арматурою або фундаментом машини має виключати можливість переміщення деталей під час експлуатації. Кріпильні болти не повинні ушкоджувати поверхню гуми при роботі. Якщо гумовий елемент сприймає деформації зсуву, то зазори між кріпильними болтами та металевою арматурою мають бути мінімальними;

- у разі установки циліндричного гумового амортизатора в металевому стакані потрібні достатні розрахункові зазори між бічною поверхнею гуми та металом. У протилежному випадку за рахунок присутності ефекту об'ємного стискання характеристика «сила-деформація» може суттєво відрізнитися від розрахункової силової характеристики;

- деякі конструкції амортизаторів призначені для сприймання навантаження лише в одному напрямку. Тому під час монтажу потрібно враховувати їхнє правильне положення;

- при низьких або високих температурах жорсткість гумових амортизаторів може суттєво змінюватися. Цей фактор треба мати на увазі при монтажі амортизаторів, а також під час пуску та вибігу машини;

- конструктивні елементи машини типу кабелів, труб та інших рухомих з'єднань мають бути розміщені з урахуванням режиму коливань і не знаходитися

у зазорі між машиною та її підставою. Електрична проводка та заземлення повинні нерухомо закріплюватися на машині;

- між машиною та її підставою має бути витриманий оптимальний зазор, що забезпечує розрахункове зміщення та оберігає машину від надлишкових ударів. У стаціонарному режимі роботи цей зазор визначається максимальною амплітудою коливань обладнання, а у перехідних режимах – максимальним зміщенням. Вибір величини зазору тісно пов'язаний також з припустимою деформацією амортизатора;

- зберігання гумових деталей амортизаторів повинно здійснюватися згідно з відповідними вимогами. Зокрема, амортизатори та елементи пружних підвісок слід зберігати у закритих приміщеннях з нормальною температурою, на відстані не менше 1 м від опалювальних систем, а також без впливу агресивних середовищ (мастил, розчинників, кислот, лугів тощо);

- у технічній документації на машину повинні бути вказані основні вимоги до монтажу та експлуатації гумових деталей. Крім того, обов'язковими є такі дані:

- схема розміщення амортизаторів та способи їхнього монтажу;
- тип гуми та її основні фізико-механічні властивості (жорсткість у напрямку деформації, твердість тощо);
- температурний діапазон експлуатації;
- залишкова деформація при тривалій експлуатації;
- припустиме навантаження або припустиме зміщення;
- терміни та умови тривалого зберігання;
- відношення до агресивного середовища.

Гумові та гумово-металеві пружні елементи мають великі перспективи розвитку та удосконалення. Вони стануть ще кращими з розширенням номенклатури промислової гуми з різноманітними фізико-механічними властивостями, з яких можна було б вибирати потрібні зразки для роботи в тих чи інших конкретних умовах експлуатації.

Висновки:

- коливання підтримувальних конструкцій, викликані динамічними навантаженнями від роботи вібраційних грохотів, можна суттєво зменшити шляхом використання ефективних засобів віброізоляції. В роботі приведений порядок розрахунку системи віброізоляції вібраційної машини, у тому числі вібраційного грохоту;

- розглянуто раціональні схеми підвіски вібраційних грохотів до будівельних конструкцій, що захищають останні від надмірних динамічних навантажень, та способи розрахунку їх параметрів;

- сформульовано загальні рекомендації щодо підвищення ефективності пружних елементів вібраційних грохотів.

.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання представленої магістерської роботи дослідження дозволили сформулювати наступні теоретичні висновки та практичні рекомендації:

- грохоти є одним з найбільш уживаних типів механічного обладнання, що знаходить широке використання у різних галузях економіки для сортування різноманітних сипких матеріалів, у тому числі гірничої маси та продуктів її переробки, за класами крупності. У гірництві та у промисловості будівельних матеріалів в основному застосовуються вібраційні конструкції грохотів як найбільш ефективні та довговічні. Серед них переважне застосування отримали інерційні установки;

- процеси експлуатації вібраційної техніки супроводжуються явищами шкідливого впливу вібрацій на навколишні об'єкти та людей. Вони призводять до зростання динамічних навантажень в елементах конструкцій, стиках та сполученнях, зниження несучої здатності деталей, виникнення тріщин та втомних руйнувань. Негативний вплив вібрації на людину проявляється у вигляді підвищеного шуму, зниження функціональних можливостей та працездатності, а її тривала дія викликає важкі ураження здоров'я;

- серед відомих заходів віброзахисту слід відзначити використання віброізоляційних пристроїв, які послабляють зв'язки між джерелом коливань і об'єктом впливу. В роботі розглянуто основні вимоги до систем віброізоляції вібраційних машин взагалі та віброгрохотів зокрема;

- пружні системи є надзвичайно важливими елементами вібраційних грохотів, від яких багато в чому залежать реалізовані машиною режими коливань робочого органу, динамічний вплив на опорні конструкції, ергономічні показники грохотного обладнання. Проектування вібраційних грохотів нерозривно пов'язано з вибором конструкції та розрахунком елементів пружної підвіски;

- в роботі проведено всебічний аналіз, дослідження особливостей розрахунку та експлуатації металевих віброізоляційних елементів пружинного та ресорного типу, пневматичних конструкцій з гумовими і гумовокордними оболонками, а

також гумових та гумово-металевих пружних елементів. В роботі розглянуті основні можливі варіанти таких вузлів. Аналіз існуючих конструкцій пружних систем сучасних вібраційних грохотів показує, що найбільш розповсюдженими елементами пружних опор є гумові або гумово-металеві деталі, що працюють на сти-скання, зсув або крутіння. При цьому потрібних значень вертикальної та горизон-тальної жорсткості пружної підвіски можна досягти певними співвідношеннями геометричних розмірів елементів;

- існуючі методи розрахунків гумових та гумово-металевих пружних еле-ментів дають можливість визначення основних параметрів, що забезпечують пот-рібні величини жорсткості та довговічності амортизаторів.

- важливе значення має правильна експлуатація гумових пружних систем. В роботі розглянуто основні заходи щодо раціонального використання таких конст-рукцій;

- коливання підтримувальних конструкцій, викликані динамічними наванта-женнями від роботи вібраційних грохотів, можна суттєво зменшити шляхом вико-ристання ефективних засобів віброізоляції. В роботі приведений порядок розра-хунку системи віброізоляції вібраційної машини, у тому числі вібраційного гро-хоту;

- розглянуто раціональні схеми підвіски вібраційних грохотів до будівель-них конструкцій, що захищають останні від надмірних динамічних навантажень, та способи розрахунку їх параметрів;

- сформульовано загальні рекомендації щодо підвищення ефективності пружних елементів вібраційних грохотів.

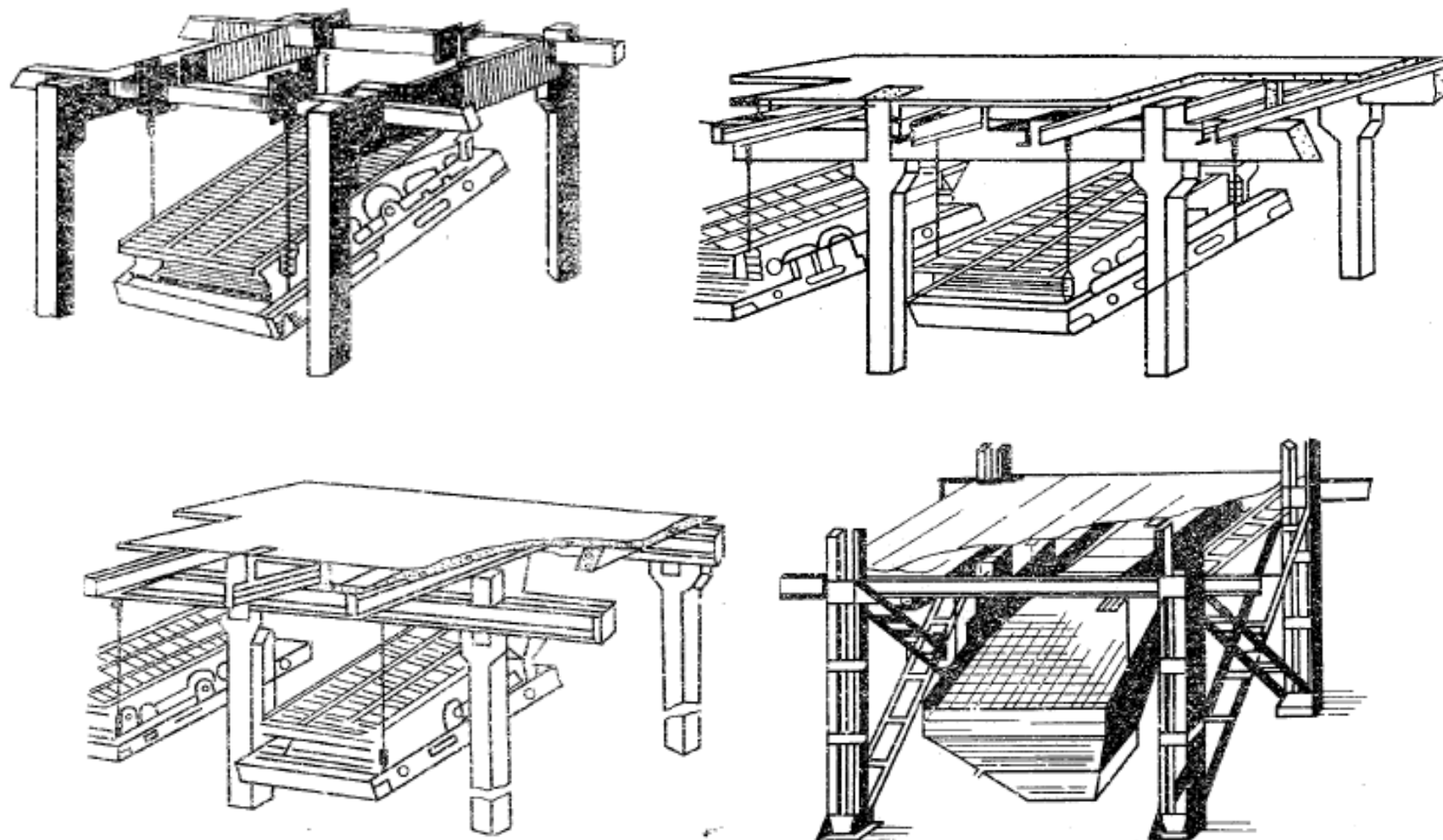


Рисунок 4.2 – Можливі схеми підвіски вібраційних грохотів:
а – на самостійних збірних залізобетонних конструкціях; *б* – на сталевих балках,
 що спираються на головні балки перекриття; *в* – на сталевих балках, що спираються
 на колонни будівлі; *г* – на сталевих балках, що спираються на головні балки легких сталевих майданчиків

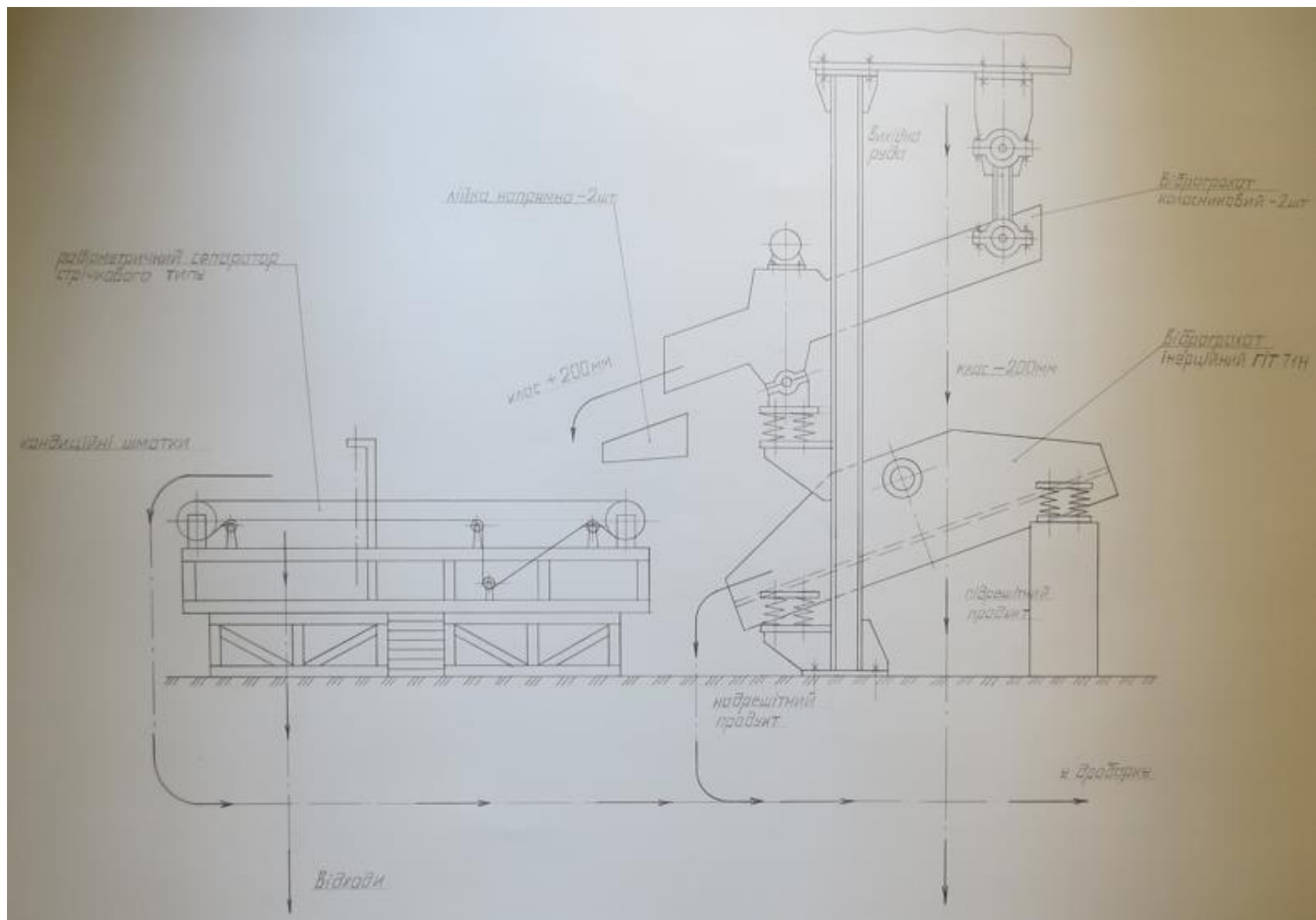


Рисунок 4.3 – Схема установки комплексу обладнання для радіометричної сепарації залізної руди у рухомому рудопотоці на позначці +12.600 дробильного корпусу шахти № 2 ім. Артема РУ ім. Кірова ВО «Кривбасруда»