

Борис Даніїл Сергійович

Магістерська робота

**Аналіз шляхів створення високоефективних конструкцій
підшипникових вузлів вібраційного гірничого
та гірничозбагачувального обладнання**

Керівник роботи

доц., к.т.н. Хруцький А.О.

ВСТУП

Одним з головних та найвідповідальніших вузлів будь-якого гірничодобувного та гірничо-переробного технологічного обладнання є підшипникові опори, від надійності яких багато в чому залежать показники роботи машин [1-3].

Рациональне проектування та експлуатація опор кочення, тобто правильний вибір підшипників у відповідності з робочими режимами, оптимальне конструювання опорних вузлів, якісне змащення та висока культура обслуговування опор забезпечують тривалу і надійну роботу підшипників. При цьому значно підвищується експлуатаційна надійність технологічного обладнання, скорочується кількість аварійних виходів з ладу машин та механізмів, простоїв технологічних ліній, знижуються до необхідного мінімуму витрати підшипників.

Тенденція сучасного машинобудування, в тому числі гірничого, що полягає у зростанні питомих навантажень та швидкостей, обумовлює збільшення підшипникових опор, які експлуатуються у важких режимах. Нехтування специфічними вимогами до проектування та експлуатації таких опор веде до зниження якості виробів [1-6].

До важких слід віднести експлуатаційні режими, що характеризуються наявністю хоча б одного з наступних факторів:

- високі або різко змінні навантаження;
- високі або різко змінні частоти обертання;
- висока температура навколишнього середовища;
- занурення опори в середовище підвищеного тиску;
- підвищена запиленість навколишнього середовища;
- надмірно повільний або хитний рух підшипників.

До машин, умови експлуатації яких відповідають описаним режимам роботи, відносяться вібраційне обладнання різних типів, дробарки і млини ударної дії, бурильні верстати, трубчасті сушарки ГРЕС і ТЕЦ, прокатне та ливарне устаткування металургійних підприємств, транспортні вузли випалювальних машин, швидкохідні шпинделі металорізальних та деревообробних верстатів, деяке обла-

днання хімічного, енергетичного, турбінного, будівельного та сільськогосподарського машинобудування, окремі гідравлічні та пневматичні пристрої тощо.

Створення опор кочення для важких режимів експлуатації зазвичай здійснюється на базі традиційних загальномашинобудівних методик, без урахування специфіки режиму. З огляду на це існує нагальна потреба в удосконаленні розрахунково-проектувальних методик і розробці прогресивних конструкцій підшипникових опор для таких експлуатаційних режимів і машин і, в першу чергу, вібраційних, які останнім часом бурхливо розширюють галузі свого практичного застосування, у тому числі в гірничій та гірничозбагачувальній промисловості.

Таким чином, тема магістерської роботи, що присвячена дослідженню та обґрунтуванню раціональних параметрів підшипникових вузлів вібраційних машин, що широко використовуються у цих галузях, є досить важливою і актуальною.

Мета роботи – обґрунтування та вибір раціональних параметрів підшипникових опор гірничого та гірничозбагачувального вібраційного обладнання, що забезпечують надійність та довговічність їх експлуатації.

Об'єкт дослідження – вібраційні транспортні та транспортно-технологічні операції у гірничій промисловості.

Предмет дослідження – підшипникові опори кочення вібраційного обладнання гірничих та гірничозбагачувальних підприємств.

1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Сфери використання вібраційних технологій і техніки у гірничій та гірничозбагачувальній промисловості

Бурхливий розвиток вібраційних технологій і техніки, який спостерігається протягом останніх десятиліть, призвів до того, що, наприклад, у гірничій галузі практично не залишилося технологічних процесів, де б вони не завоювали більш чи менш помітного місця. Широкі технічні можливості використання вібраційних ефектів дозволили значно інтенсифікувати численні операції, пов'язані з транспортуванням та обробкою різноманітних сипких вантажів. До основних таких ефектів вібраційного впливу на дисперсні середовища слід віднести наступні [2-9]:

- *віброзрідження та віброуцільнення матеріалів.* В залежності від інтенсивності вібраційного впливу, яка характеризується величиною прикладених до частинок дисперсного середовища прискорень (у порівнянні з прискоренням вільного падіння) це середовище може як ущільнюватися, так і розпушуватися. Перший випадок спостерігається, коли прискорення змусованих коливань не перевищують g (максимальний ефект ущільнення досягається при $A\omega^2 \approx g$, де A і ω – відповідно амплітуда і частота цих коливань). Внаслідок зменшення коефіцієнтів тертя між частинками вантажу останній набуває підвищеної плинності (наближається за показниками рухомості до рідин, або псевдозріджується). Проміжки між окремими частинками зменшуються і матеріал ущільнюється. Такий ефект використовується для збільшення коефіцієнту заповнення транспортних ємностей сипкими вантажами (до 15-20%), а також для підвищення міцності бетонних та вогнетривких виробів;

- *віброкипіння, вібророзпушування та віброзмішування.* Подальше збільшення прискорень ($A\omega^2 > g$) призводить до появи зворотного ефекту – розпушення матеріалу внаслідок інтенсивного руху частинок з відривом їх від робочого органу вібраційної машини. Вантаж при цьому знаходиться у стані так називаного ві-

брокипіння, при якому суттєво підвищуються можливості транспортування та випуску сипких матеріалів з ємностей за рахунок зменшення тертьових опорів. Такий стан, крім того, дуже сприятливий для здійснення різного роду тепло- та масообмінних процесів, наприклад, сушіння і зневоднення, охолодження і нагрівання, змішування, класифікації тощо. Усі вищезгадані ефекти супроводжуються інтенсивними циркуляційними рухами оброблюваного матеріалу і знаходять широке застосування в гірничій та гірничозбагачувальній галузях промисловості;

- *вібраційне транспортування матеріалів* за рахунок створення періодичних спрямованих впливів робочих органів вібротранспортних машин на вантаж, що знаходиться на них. Це явище було першим з відомих нині вібраційних ефектів, що стали використовуватися на практиці. Його можна вважати універсальним, адже елементи вібротранспортування присутні майже в усіх вібраційних технологіях. Сипкий матеріал рухається відносно робочого органу вібромашини за рахунок виникнення асиметрії сил тертя між ними під час прямого і зворотного коливних рухів робочого органу. Машини, що використовують ефект вібраційного транспортування вантажів – віброконвеєри та віброживильники, які можна знайти практично на кожному гірничому підприємстві;

- *вібронавантаження та вібровипуск гірничої маси*. Ці ефекти є частковими варіантами загального процесу вібротранспортування. Наприклад, вібровипуск руди або продуктів її переробки з підземних виробок та різного роду бункерів відрізняється значним тиском стовпа матеріалу на робочий орган вібраційної машини та загасанням вібрацій його частинок у міру віддалення від нього. На висоті більше 2-2,5 м вони вже практично не відчуються. Процес випуску при цьому відбувається за рахунок поступового самопливного заміщення нижніх шарів матеріалу на робочому органі верхніми;

- *вібраційне бункерування сипких матеріалів*. Це операція, яку можна вважати протилежною вібраційному розвантаженню. В разі виникнення перешкоди на шляху матеріалу, що піддається вібраційному транспортуванню, він почне накопичуватися перед нею за рахунок постійного підпору ззаду;

- *вібраційне перекачування рідин*. Вібраційні насоси використовують ефект

вібраційного транспортування стосовно рідких матеріалів;

- *вібраційний підйом гірничої маси, суспензій та рідин*. Мова йде про вертикальне або наближене до вертикального переміщення матеріалів різного роду по робочому органу у вигляді спірального (гвинтового) лотка (труби), кут навивки якого дорівнює куту підйому цього лотка. Вертикальні віброконвеєри дозволяють суттєво економити виробничі площі підприємств, наприклад гірничозбагачувальних;

- *хвильове транспортування гірничої маси*. Таке переміщення є варіантом вібраційного і може реалізуватися у транспортних установках з гнучкими або пружно-деформованими робочими органами. Під дією вібрації в них виникає поздовжня або поперечна так називана «хвиля, що біжить», яка й забезпечує переміщення вантажу уздовж них;

- *вібраційне грохочення матеріалів*. Чи не найбільш розповсюджене механічне обладнання гірничодобувних та гірничозбагачувальних виробництв – грохоти вібраційного типу. Такі транспортно-технологічні машини одночасно здійснюють операції транспортування, перемішування та просіювання матеріалу на своєму робочому органі (ситі), яке за забезпечує його розділення на окремі класи крупності;

- *вібраційне занурення та буріння*, під час яких за допомогою вібрації здійснюється впровадження певного інструменту в опірне середовище (грунт, скельну породу) з меншими витратами енергії, часу та матеріалів у порівнянні з подібними операціями традиційного типу. Прикладами можуть бути буріння шпурів і свердловин, забивання будівельних паль, вібраційне впровадження робочих органів (наприклад, ковшів) виймально-навантажувального та навантажувального гірничого обладнання (екскаваторів, навантажувальних машин). В усіх перерахованих випадках вібрації робочого органу суттєво зменшують зусилля, що необхідні для його впровадження в опірне середовище, а також збільшують ступінь заповнення ківшу матеріалом;

- *вібраційне дроблення гірничої маси*. Як свідчить статистика, у промислово розвинутих країнах світу на дроблення та подрібнення мінеральної сировини і го-

тових продуктів, що потребують цих операцій, витрачається приблизно 5-7% усієї виробленої енергії. Це пояснюється недосконалістю сучасного рівня розвитку механічних методів руйнування твердих матеріалів, які, тим не менш, поки що залишаються найбільш уживаними. Тому проблема підвищення ефективності цих операцій є однією з найважливіших у галузях промисловості, що стикаються з нею. У таких умовах перспективи використання вібраційного дробильного і помольного устаткування важко переоцінити. Наприклад, конусні та шоківі дробарки вібраційного типу, в яких замість кінематичного руху робочого органу (конусу, шоки) за допомогою ексцентрика використовується динамічний принцип руйнування мінеральної сировини, дають можливість перейти від кінематичного дроблення (із заданою величиною деформації матеріалу) до динамічного (із заданою величиною дробильного зусилля). Високочастотний вплив робочих органів вібраційних дробарок на перероблюваний матеріал забезпечує ступінь дроблення, який неможливо отримати в установках традиційного типу. Вібраційні дробарки здатні дробити матеріали будь-якої міцності, їх можна запускати під навантаженням, вони не ламаються у разі потрапляння в них недробимих предметів (наприклад, металевих). Широке розповсюдження отримали також вібраційні млини, які вдало поєднують процес подрібнення матеріалу з іншими технологічними операціями, наприклад змішуванням, хімічним перетворенням тощо;

- *вібраційна зміцнювальна обробка деталей*. Поверхнєве зміцнення деталей машин, у тому числі гірничих, може здійснюватися багатьма відомими способами поверхнєвої пластичної деформації: дробоструминним наклепом, карбуванням, алмазним вигладжуванням, різного роду гідравлічним впливом на поверхню деталі [3]. Усі ці операції передбачають вплив на оброблювану поверхню численними локальними зусиллями, які ідеально можуть бути забезпечені шляхом використання високочастотних ударних навантажень під час вібраційної обробки цих поверхонь. Такі установки здатні ефективно очищувати деталі від корозії, облою та заусенців, заокруглювати гострі краї, забезпечувати об'ємне шліфування та полірування поверхонь, підготовлювати їх до нанесення гальванічних та лакофарбових покриттів. Для гірничої промисловості особливо важливе значення має мож-

ливість поверхневого зміцнення деталей гірничих машин, які працюють у надзвичайно важких умовах абразивно-корозійного зносу під час контакту з твердими гірничими породами. Особливо це стосується бурильних інструментів, озброєних твердосплавними елементами ріжучої або ударної дії. Обробка цих елементів здійснюється у спеціальних вібраційних камерах, заповнених абразивним або зміцнювальним середовищем у вигляді значної кількості сталевих чи камя'них тіл, які під дією вібрації циркулюють у камері і наносять численні удари по поверхні оброблюваних деталей. Слід розуміти при цьому, що ударні імпульси діють не лише поверхнево, але й забезпечують певну об'ємну обробку деталей. Усе це максимально зменшує неминучий шкідливий вплив конструктивних та технологічних концентраторів напружень на міцність і витривалість оброблюваних елементів, що позитивно позначається на їх надійності та довговічності.

1.2 Основні динамічні схеми гірничого вібраційного обладнання

Вібраційні машини для механізації транспортних та різноманітних транспортно-технологічних операцій під час видобутку та переробки корисних копалин мають схожу загальну структуру і можуть відрізнятися певними конструктивними особливостями, продиктованими специфікою режиму роботи та умовами експлуатації установки.

Таке вібраційне обладнання можна класифікувати за наступними ознаками:

- за кількістю коливних мас – одно-, двох-, трьох- та багатомасні;
- за типом віброприводу – інерційні, ексцентрикові, ударні;
- за видом енергії живлення – електромеханічні, електромагнітні, пневматичні, гідравлічні, електродинамічні;
- за годографом (траєкторією коливань) робочого органу – з круговими, прямолінійними, еліптичними плоскими коливаннями, з просторовими коливаннями;
- за видом пружної системи – з пружинами, ресорами, гумово-металевими блоками; опорні, підвісні;
- за режимом коливань – дорезонансні, резонансні, зарезонансні.

Найпростіша конструктивна схема вібраційної машини має одну коливну масу (робочий орган з прикріпленням до нього віброзбудником), яка спирається на опорну раму через пружні опори. Останні виконують роль підтримувальних елементів, забезпечують завдяки своїй піддатливості певну свободу коливних рухів робочого органу та віброізолюють установку від опорних або підвісних конструкцій, які можуть страждати від значних динамічних навантажень, створюваних віброприводом установки.

Для ілюстрації можливих динамічних схем гірничих вібраційних машин скористаємося прикладом вібраційних грохотів, який дає повну картину будови подібного обладнання.

У переважній більшості конструкцій вібраційних грохотів в якості приводу використовують відцентрові віброзбудники інерційного типу з робочим елементом (елементами) у вигляді неврівноваженої обертової маси (мас), яка називається дебалансом. Набагато рідше застосовуються електромагнітні вібраційні приводи [7-10].

Одновальний дебалансний статично неврівноважений віброзбудник, показаний на рис. 1.1а, постачений дебалансом 1, центр маси якого розташований в точці C_m . Дебаланс жорстко сидить на валу і обертається разом з ним у підшипниках корпусу 2 навколо осі. Статичний момент маси віброзбудника дорівнює добутку $m\epsilon$, де m – маса дебаланса, а ϵ – її ексцентриситет. При обертанні валу з дебалансом з кутовою швидкістю ω розвивається відцентрова змушена сила величиною $F = m\epsilon\omega^2$, яка передається на корпус 2 через підшипники і представляє собою вектор постійного модуля, що обертається з кутовою швидкістю ω .

В електромагнітних віброзбудниках (рис. 1.1б) коливні сили створюються в результаті дії змінного в часі магнітного поля на феромагнітні тіла [2,3,6-9]. Вони виникають між торцевими перерізами осердя 1 та якорем 2, змінюються у часі і збуджують прямолінійні коливання якоря та пов'язаного з ним робочого тіла 3.

На рис. 1.2 в якості прикладу показаний грохот з дебалансним віброзбудником 3, короб 1 якого отримує крутний момент від приводу 4 у складі електродвигуна та клинопасової передачі. Грохот через пружні елементи 5 у вигляді

циліндричних гвинтових пружин спирається на опорну раму 6 або пружно підвішується до спеціальних несучих опор. У коробі грохоту встановлені і жорстко закріплені просіювальні поверхні 2.

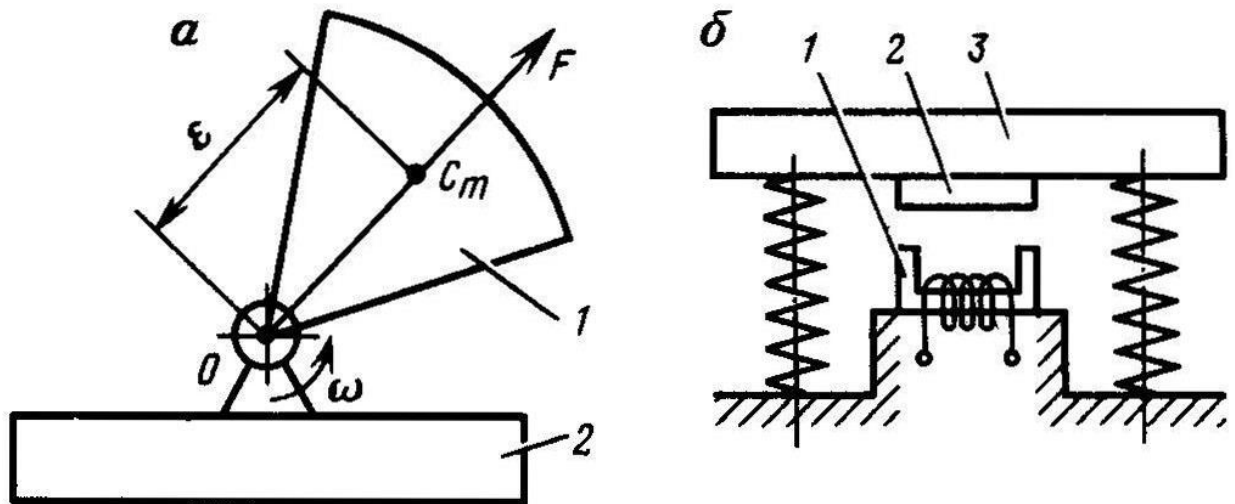


Рисунок 1.1 – Динамічні схеми віброзбудників коливань:
 а – відцентрового (дебалансного): 1 – дебаланс; 2 – корпус;
 б – електромагнітного: 1 – осердя; 2 – якір; 3 – коливне робоче тіло

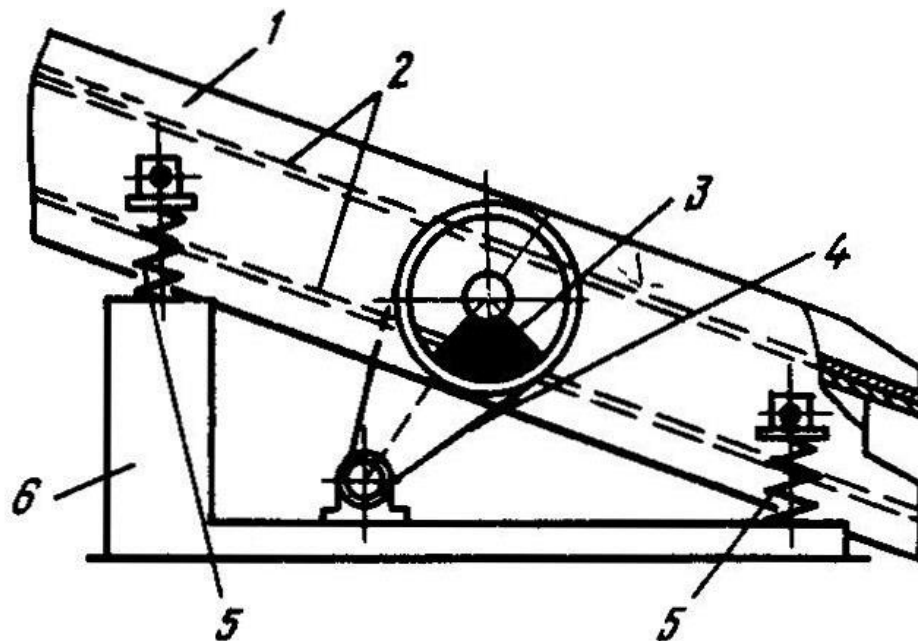


Рисунок 1.2 – Схема вібраційного грохота:
 1 – короб; 2 – просіювальна поверхня; 3 – віброзбудник;
 4 – приводний пристрій; 5 – пружні опори; 6 – опорна рама

За приведеною вище класифікацією грохот на рис. 1.2 має одномасну динамічну схему із зарезонансним режимом кругових коливань робочого органу, створених одним інерційним віброзбудником дебалансного типу.

Динамічна схема такого грохоту показана на рис. 1.3а. За такою схемою може бути виконана й інша вібраційна машина, наприклад віброживильник із суцільним робочим органом. Кругові коливання робочого органу не є оптимальними для забезпечення високої швидкості вібротранспортування, тому для цього він повинен мати досить значний нахил до горизонту ($\alpha = 15-30^\circ$).

Установка на рис. 1.3б має два однакові дебалансні віброзбудники, осі яких паралельні між собою і перпендикулярні поздовжній осі машини. Віброзбудники обертаються з однаковою швидкістю ω , але у протилежних напрямках. Такий привод (він називається самобалансним) розвиває і передає робочому органу прямолінійні коливання, напрямком яких перпендикулярний лінії, що сполучає центри обертання дебалансних валів. Прямолінійні коливання набагато вигідніші для забезпечення ефективного процесу вібротранспортування (для цього кут вібрації β має бути у межах $35-45^\circ$), тому робочий орган може бути горизонтальним або встановленим під невеликим кутом нахилу до горизонту ($\alpha = 5-6^\circ$).

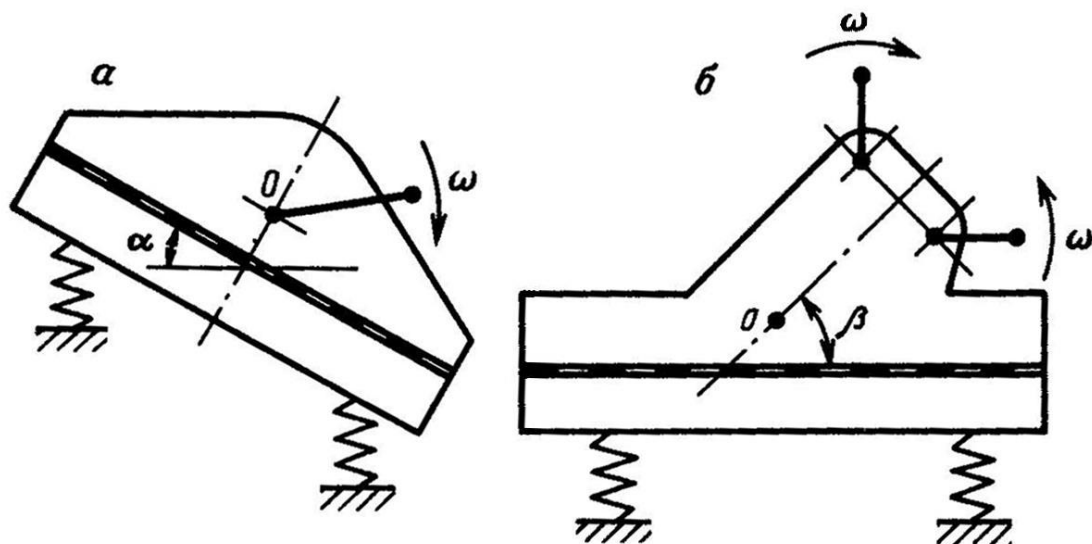


Рисунок 1.3 - Динамічні схеми одномасних зарезонансних грохотів з дебалансними віброзбудниками:

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

1.3 Аналіз умов роботи підшипникових вузлів вібраційних машин

Найважливішим елементом, що визначає показники надійності вібраційних машин, є підшипниковий вузол. Випадкові відмови вібраційних приводів в процесі експлуатації пов'язані, насамперед, із виходом з ладу підшипників кочення.

Вібраційні установки відносяться до машин з максимально несприятливими умовами роботи підшипників. Специфіка експлуатаційного режиму підшипника у вібромашині визначається наступними факторами [11]:

- наявністю інерційних навантажень, викликаних коливним рухом підшипника разом з машиною. В сучасних вібромашинах реалізуються прискорення, що в 10-15 разів перевищують прискорення вільного падіння. Результатом стають коливання вільних елементів підшипникової опори (сепаратора; тіл кочення, що знаходяться у розвантаженій зоні; мастила; окремих деталей ущільнювального пристрою) та додатковий силовий вплив на навантажені елементи опори (тіла і доріжки кочення у межах зони навантаження);

- високими питомими навантаженнями. Як правило, зусилля, що розвиваються дебалансами (неврівноваженими масами), створюють радіальне навантаження на підшипники $P > 0,1C$ (де C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н);

- високими частотами обертання. В грохотах, вібраційних живильниках, інерційних решітках та інших важких вібромашинах, що широко використовуються у гірничій та гірничозбагачувальній галузях промисловості, реалізуються частоти обертання 600-1600 об/хв.; у віброплощадках та легких вібраторах – до 3000-6000 об/хв.; в глибинних та поверхневих вібраторах – до 10000-12000 об/хв.;

- запиленістю та забрудненістю навколишнього середовища. Наприклад, руйнування піщаних форм за допомогою вибивних решіток супроводжується просіюванням піску в безпосередній близькості від корпусів підшипникових опор; віброгрохоти, вібросити та глибинні вібратори також є джерелами пилу та забруднення. Забруднення навколишнього середовища ускладнює централізоване підведення змащувальних та охолоджувальних рідин, а також робить неможливим про-

ведення якісного ремонту підшипникового вузла на місці експлуатації;

- підвищеною температурою на корпусах. Це характерно для деяких типів вібротриболомашин, що працюють з гарячим продуктом: грохоти і живильники на агломераційних, огрудувальних та брикетних фабриках, вибивні решітки в ливарному виробництві, окремі типи грохотів в гірничо-хімічній промисловості тощо;

- нетранспортабельністю важких вібротриболомашин;

- циклічним характером роботи багатьох вібротриболомашин з таким, наприклад, типовим робочим циклом тривалістю 3-10 хв.: запуск, робочий режим, зупинка, розвантажувально-завантажувальна операція, запуск. Особливо несприятлива ситуація складається, коли вібротриболомашина працює в зарезонансному режимі роботи (а саме таким динамічним режимом характеризується більшість конструкцій вібраційних транспортних та транспортно-технологічних машин, що використовуються у гірничій промисловості). У цьому випадку кожного разу при проходженні несталених режимів роботи (запуск, зупинка), машина змушена долати зону резонансу, що супроводжується (разом з численними іншими неприємними наслідками) підвищеними навантаженнями на підшипникові опори.

При відмові підшипників діючих вібротриболомашин фіксуються наступні бракувальні ознаки (в порядку зменшення частоти появи чергової ознаки) [8]:

- руйнування сепаратора;
- абразивне зношення поверхонь кочення;
- зношення поверхонь кочення внаслідок втоми металу;
- наклеп та фретінг-корозія посадкових поверхонь;
- перегрів (наявність кольорів мінливості на робочих поверхнях);
- інші види руйнувань, в тому числі провертання кілець в посадкових гніздах, сколювання напрямних буртів роликотриболомашин тощо.

У цілому слід відзначити, що в конструкціях вібраційних приводів (особливо дебалансних) підшипники є найбільш відповідальними і важко навантаженими вузлами. Розглянемо докладніше процеси, що відбуваються в підшипникових вузлах під дією вібрації.

Під час обертання валу разом з дебалансами (див. рис. 1.3а) виникають іне-

рційні сили, які викликають кругову (або еліптичну завдяки наявності в конструкції вібромашини пружних опор) вібрацію системи з частотою, що дорівнює частоті обертання – $n_{\text{вibr}} = n_{\text{об}}$. Самобалансна схема (див. рис. 1.3б) дає можливість отримати прямолінійні спрямовані коливання.

При визначенні навантажень на підшипники інерційний вібратор розглядають як ізольовану систему, що складається з двох точкових мас, розташованих в центрах ваги робочого органу машини, і дебалансного валу. Система «робочий орган – дебаланс» працює у полі дії двох зовнішніх сил: сили тяжіння і сили пружності пружин. Для вібраторів з невеликими амплітудами, які працюють в режимах, далеких від резонансних, цими силами можна знехтувати як такими, що взаємно компенсуються. В інших випадках розрахунок машини суттєво ускладнюється, проте методика визначення навантажень на підшипники не змінюється.

На рис. 1.4 зображена схема ізольованої системи з двох мас M - m , відстань R між якими залишається незмінною. Будь-яке переміщення однієї з мас, наприклад m , що відбувається під дією внутрішніх сил, викликає у відповідь переміщення другої маси M , причому таке, при якому центр інерції системи O не змінює свого положення у просторі. Таким чином, переміщення маси m (обертання її навколо центру O) призводить до обертання усієї системи навколо цього центру. Обертання відбувається з кутовою швидкістю ω , при цьому утворюється відцентрова сила інерції, з якою маса m діє на точку O . Величина цієї сили становить:

$$F_m = m(R - r)\omega^2. \quad (1.1)$$

Обертання маси M аналогічно викликає силу, з якою ця маса діє на ту саму точку:

$$F_M = Mr\omega^2. \quad (1.2)$$

Оскільки положення центру інерції в просторі залишається незмінним ($F_m = -F_M$), то радіус обертання маси M дорівнює:

$$r = \frac{mR}{m+R}. \quad (1.3)$$

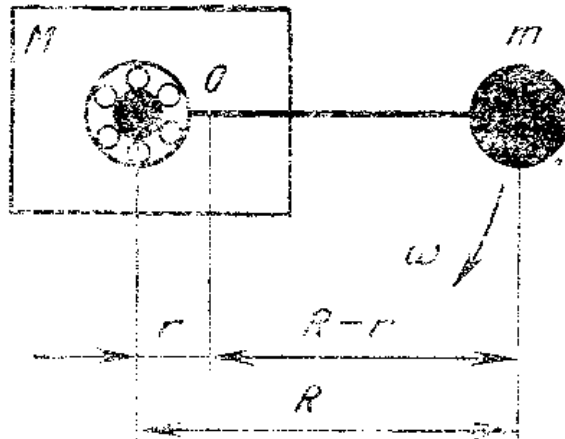


Рисунок 1.4 – До розрахунку навантажень на підшипники інерційного вібратора

Еквівалентне навантаження на підшипники інерційної вібромашини у загальному випадку є результуючою двох складових радіальних сил:

- відцентрової сили інерції, що діє на підшипники з боку дебалансів;
- інерційних сил, що діють з боку вільних елементів підшипника під час їх руху разом з машиною (рис. 1.5).

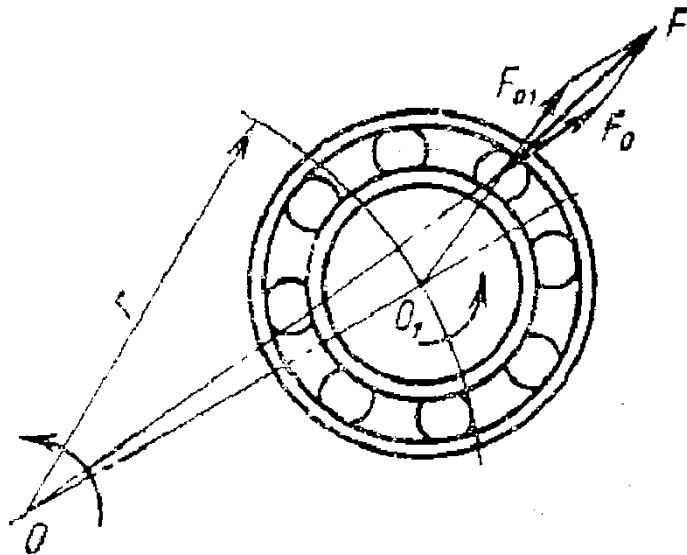


Рисунок 1.5 – Схема дії інерційних сил на вільні елементи підшипника

Величина першої складової постійна і визначається за наступною формулою:

$$F = \frac{1}{s} m(R-r)\omega^2, \quad (1.4)$$

де m – дебалансна маса, кг; R – ексцентриситет маси m , м; r – амплітуда коливань, м; ω – кутова швидкість коливань, с^{-1} ; S – число підшипників, на які спирається дебалансний вал.

Розрахунок другої складової вельми утруднений. Її величина визначається багатьма факторами. Тому рекомендується приблизно оцінювати сумарну величину інерційних сил важких і середніх вібромашин в розмірі $(0,1-0,3)F$. Більші значення слід брати для швидкохідних вібромашин та вібраторів ударної дії.

Тоді еквівалентне навантаження на підшипник дорівнюватиме:

$$P = kFV, \quad (1.5)$$

де $k = 1,1-1,3$, а $V = 1,2$.

Радіальне навантаження на внутрішні підшипники ексцентрикової вібромашини буде дорівнювати відцентровій силі, яку розвиває робочий орган машини:

$$F = \frac{1}{S} Mr\omega^2,$$

де M – маса усіх коливних частин.

Еквівалентне навантаження розраховується за аналогічною формулою.

Висновки:

- широке використання вібраційних технологій і техніки у різних галузях промисловості, у тому числі в гірничій та гірничозбагачувальній, створило сприятливі передумови для інтенсифікації безлічі важливих технологічних процесів, серед яких у першу чергу слід відзначити операції вібраційного транспортування гірничої маси та продуктів її переробки, вібраційного випуску сипких матеріалів з різного роду ємностей, вібраційного бункерування, грохочення, дроблення мінеральної сировини, вібраційного буріння та впровадження в опірне середовище, вібраційної зміцнювальної обробки деталей гірничих машин тощо. Усі вони відрізняються підвищеними продуктивністю та ефективністю у порівнянні з аналогічними, що виконуються традиційними способами;

- здійснений в роботі аналіз структурних та динамічних схем сучасних віб-

раційних машин дозволив виділити їх основні характерні риси, які забезпечують реалізацію потрібних у кожному конкретному випадку режимів коливань робочих органів для виконання тих чи інших експлуатаційних задач. Виділені основні найбільш розповсюджені схеми вібраційного обладнання гірничих та гірничозбагачувальних виробництв;

- найважливішими з точки зору надійності конструктивними елементами вібраційних машин слід визнати їх підшипникові вузли, які змушені сприймати високі динамічні навантаження з боку працюючих вібраційних приводів, вантажу на робочому органі та несприятливого навколишнього середовища. Не буде перебільшенням ствердження, що довговічність вібраційної машини у кінцевому розрахунку визначається довговічністю підшипникових вузлів її віброприводу. Важкі умови експлуатації підшипників вимагають подальших досліджень з метою розробки досконалих конструкцій опор та раціональних режимів підтримки їх працездатного стану.

1.4 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування та вибір раціональних параметрів підшипникових опор гірничого та гірничозбагачувального вібраційного обладнання, що забезпечують надійність та довговічність їх експлуатації.

Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- обґрунтувати та вибрати типи, модифікації та доцільні розміри підшипникових вузлів підвищеної вібростійкості для використання в опорах кочення гірничого вібраційного обладнання;
- дослідити раціональні умови змащення підшипникових вузлів вібраційних машин;
- проаналізувати вимоги та запропонувати ефективні засоби герметизації підшипникових вузлів;
- розробити рекомендації щодо правильної установки підшипників кочення

вібраційних машин на вал і в корпус;

- запропонувати раціональні конструкції вібростійких підшипникових вузлів вібраційних машин.

Об'єкт дослідження – вібраційні транспортні та транспортно-технологічні операції у гірничій промисловості.

Предмет дослідження – підшипникові опори кочення вібраційного обладнання гірничих та гірничозбагачувальних підприємств.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Для вирішення задач, поставлених в магістерській роботі, використовуються загальні методи теоретичних досліджень, спрямовані на отримання нової інформації. Серед них слід відзначити, насамперед, *аналітичний метод*, за допомогою якого досліджуваний предмет уявно чи практично розділяють на складові частини (або виділяють ознаки предмету) для вивчення їх як частини єдиного цілого.

Наприклад, в роботі здійснено аналіз технологічних особливостей процесів вібраційної обробки дисперсних середовищ, аналіз особливостей існуючого вібраційного обладнання на прикладі установок для розділення гірничої маси за класами крупності, аналіз умов експлуатації підшипникових вузлів вібраційних машин, аналіз бракувальних ознак підшипників кочення вібраційних машин і співставлення їх з факторами, що визначають специфіку експлуатації таких механізмів.

Для створення раціональних конструкцій опор кочення вібраційних машин потрібно визначати основні параметри руху окремих елементів підшипників (траєкторії, швидкості та прискорення). Вони можуть бути знайдені лише за рахунок використання *методу динамічного аналізу*.

З іншого боку для проектування вібраційних машин та їх окремих вузлів неможливо не користуватися *синтетичним методом* досліджень. Це дає можливість отримання заданих робочих та конструктивних параметрів обладнання (наприклад, підшипникових опор за умови забезпечення вібраційної стійкості, потрібного рівня надійності та довговічності).

Наприклад, в результаті досліджень запропонована методика розрахунку і вибору підшипників кочення для важких інерційних грохотів (типу ГІТ). Методика передбачає розрахунок номінальної довговічності та абразивної зносостійкості і вибір оптимального розміру підшипника згідно з експлуатаційними режимами грохоту.

Також розроблений *метод оптимізації конструкції торцевої манжети* для ущільнення опор кочення вібраційних машин.

Під час виконання магістерської роботи проводилися експериментальні дослідження, метою яких була перевірка отриманих теоретичних положень. Для обробки результатів експериментальних досліджень застосовувалися *методи оцінки вимірювань*.

Нарешті, для інтерпретування і аналізу результатів експериментальних досліджень використовувалися *методи графічного відображення результатів експериментів*.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРОСТІЙКИХ ПІДШИПНИКІВ

3.1 Вибір можливих напрямків створення високонадійних підшипникових опор вібраційних машин

Аналіз бракувальних ознак підшипників кочення вібраційних машин, здійснений у розділі 1 (див. п. 1.3), та співставлення їх з факторами, що визначають специфіку умов експлуатації таких механізмів, дає можливість сформулювати наступні два основні напрямки розробки високонадійних підшипникових опор вібраторів [10-12]:

- створення вібростійких підшипників підвищеної швидкохідності та вантажопідйомності;
- вибір конструктивного рішення підшипникового вузла, що забезпечує високу ефективність систем ущільнення і змащення, надійність посадок підшипника в корпус і на вал та можливість якісного ремонту вузла.

У цьому розділі розглянемо можливі шляхи реалізації першого напрямку.

3.2 Аналіз існуючих конструкцій вібростійких підшипників

В умовах значної частоти обертання валів вібраційних приводів і коливань їх у просторі вони безпосередньо сприймають відцентрову силу, створювану дебалансами. Тому в якості підшипникових опор кочення цих валів зазвичай використовують конструкції з великими коефіцієнтами працездатності. У вітчизняній і закордонній практиці за основну базу такого обладнання прийняті радіальні сферичні дворядні роликопідшипники, які мають високу радіальну вантажопідйомність, малочутливі до монтажних перекосів, здатні сприймати випадкові осьові навантаження.

Німецькою фірмою FAG та шведською фірмою SKF, співробітники яких на даний час є провідними світовими фахівцями з дослідження, проектування та ви-

робництва підшипникової продукції, створені конструкції спеціальних вібростійких підшипників, які є модифікаціями згаданого базового типу. На рис. 3.1а показаний підшипник фірми FAG, конструкція якого відрізняється від базової наступними рисами [13]:

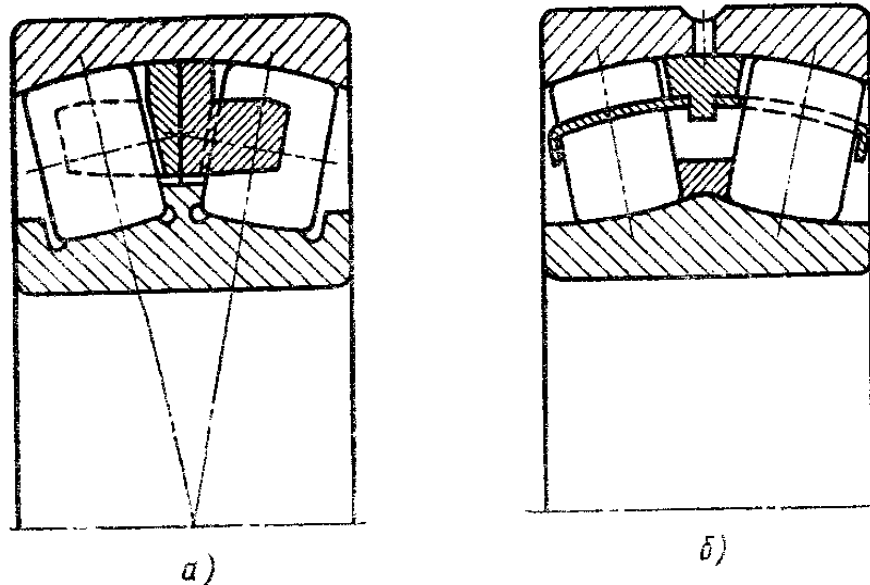


Рисунок 3.1 – Схеми вібростійких роликопідшипників для вібромашин:
a – спеціальний сферичний дворядний роликопідшипник фірми FAG;
б - спеціальний сферичний дворядний роликопідшипник фірми SKF

- збільшеними діаметральними та осьовими габаритними розмірами роликів, що забезпечують підвищення вантажопідйомності;
- використанням спеціального масивного латунного сепаратора, який центрується по зовнішньому кільцю підшипника. Таке центрування забезпечує менші питомі тиски на центрувальних поверхнях внаслідок збільшення їх площі, кращі умови змащення поверхонь завдяки дії відцентрових сил на мастильний матеріал, появу здатності до самобалансування за рахунок тертьового зношення центрувальних поверхонь. Остання обставина має перевагу у порівнянні із центруванням відносно внутрішнього кільця, коли невірноваженість сепаратора в процесі зношення збільшується. На рис. 3.2 показані схеми зношення сепаратора, з яких видно, що зношення у точці *A* приводить до збільшення невірноваженості сепаратора, який центрується по внутрішньому кільцю (рис. 3.2*a*), а зношення у точці *B* веде до зменшення невірноваженості сепаратора, який центрується відносно зов-

нішнього кільця (рис. 3.2б);

- наявністю отворів у зовнішньому кільці для підведення мастильного матеріалу. Це забезпечує ефективніше змащення як поверхонь кочення, так і центрувальної поверхні сепаратора, що дуже важливо з огляду на можливість розриву мастильної плівки під дією інерційних навантажень;

- збільшеним внутрішнім радіальним зазором. Високі частоти обертання і вібраційний режим роботи викликають суттєві енергетичні втрати в підшипнику, що, в свою чергу, стає причиною значних температурних деформацій поверхонь кочення;

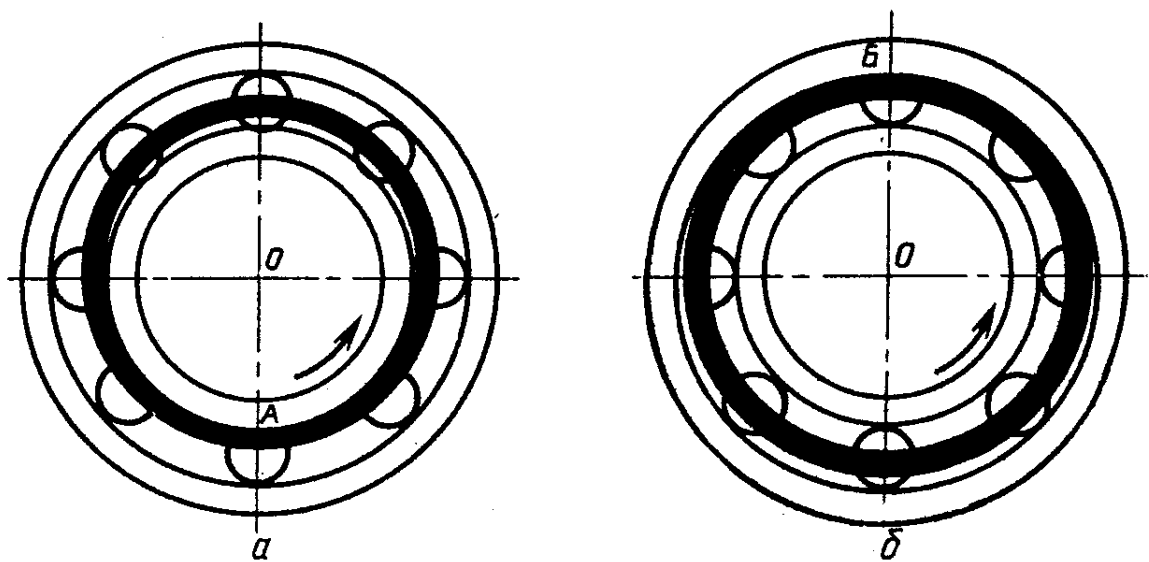


Рисунок 3.2 – Схеми зношення сепаратора підшипника

- зменшеними полями допусків посадкових діаметрів, що дозволяє скоротити провертання кілець підшипника в гніздах. Таке дуже часто спостерігається на вібромашинах і веде до фретінг-корозії посадкових поверхонь підшипників і сполучених з ними деталей.

На рис. 3.1б показаний підшипник фірми SKF, підвищена вантажопідйомність якого обумовлена використанням подовжених симетричних роликів [14]. Це стало можливим завдяки безбортовій конструкції внутрішнього кільця та застосуванню «плаваючого» напрямного бурта. Підшипник має легкий сталевий сепаратор, який центрується відносно зовнішнього кільця. Загартована центрувальна

поверхня сепаратора майже не піддається зношенню. Малий об'єм сепаратора покращує змащення порожнин підшипника.

В табл. 3.1 приведені деякі характеристики підшипників фірм FAG та SKF.

Серед відомих розробників конструкцій вібростійких підшипників слід також згадати фірму BBC-R (Латвія). Зусиллями її спеціалістів три роки тому запущено процес виробництва нової лінійки вібростійких сферичних роликових підшипників BBC-R EXV (extreme vibration), оптимізованих для вібраційного обладнання. Зовнішній вигляд підшипника показаний на рис. 3.3 [15].



Рисунок 3.3 – Зовнішній вигляд вібростійкого сферичного роликового підшипника серії BBC-R EXV (Латвія)

Конструкція підшипників відрізняється наступними особливостями:

- наявністю посиленого трьохелементного сталевого сепаратора з центрувальним напрямним кільцем із загартованими поверхнями. Сепаратор забезпечує роботу підшипника з мінімальними значеннями внутрішнього тертя та робочої температури, що дає можливість суттєво підвищити термін служби конструкції;
- виготовлення з високоякісної сталі провідних світових виробників продукції чорної металургії;
- додатковою обробкою робочих поверхонь деталей підшипника для зменшення тертя між ними та кращого спрямовування руху роликів. Це забезпечило

можливість підвищити допустиму швидкість обертання конструкції та краще розподілення нерівномірних ударних навантажень у ній;

- додатковою обробкою посадкових поверхонь для зменшення допусків на габаритні розміри внутрішнього та зовнішнього кілець;

- спеціальним збільшеним внутрішнім радіальним зазором для забезпечення компенсації температурних розширень та безперебійної роботи конструкції навіть при підвищених температурах.

Завдяки описаним властивостям підшипники BBC-R EXV демонструють високі рівні стійкості до вібрації, ударних нерівномірно розподілених навантажень, підвищених обертів та температури.

Вітчизняна промисловість не випускає спеціальних вібростійких підшипників. Проте найбільш вживані радіальні сферичні дворядні роликопідшипники серії 3600 (вони встановлюються практично на усіх вібромашинах з дебалансними віброприводами, в тому числі на інерційних грохотах) забезпечують достатню надійність за умови дотримання наступних рекомендацій [10]:

- слід використовувати підшипники із суцільними масивними латунними сепараторами, які центруються по зовнішньому кільцю. Бажана конструкція сепаратора, що складається з двох частин. В разі відсутності таких сепараторів потрібно застосовувати підшипники з легкими, наприклад, пластмасовими сепараторами;

- неприпустимо використання підшипників зі штампованими тонкостінними сепараторами, особливо такими, що складаються з декількох частин, сполучених заклепками; з чавунними сепараторами; з сепараторами, які центруються по тілах кочення;

- для вібромашин з частотою обертання у межах 70-90% максимально можливої частоти обертання вибраного типу підшипника слід передбачати модифікацію з підвищеним радіальним зазором по другому ряду ГОСТ 520; при більш високих швидкостях – по третьому ряду; менш високих – по першому ряду;

- у разі використання підшипника з нормальним радіальним зазором потрібно провести розрахунок зменшення зазору після запресування.

Для вібраторів легкого та середнього типів (наприклад, для невеликих висо-

кошвидкісних грохотів) перспективно використання модифікованих радіальних роликопідшипників з короткими циліндричними роликами. При аналогічних габаритних розмірах такі підшипники за вантажопідйомністю не поступаються сферичним, але за швидкохідністю значно перевищують їх. Суть модифікації полягає в застосуванні так називаних бомбінованих роликів, що мають незначну опуклість ($\sim 0,01$ мм) (рис. 3.4). Утворююча бічної поверхні ролика є частиною окружності з радіусом в декілька сотень метрів. Таке виконання роликів забезпечує рівномірний характер епюри контактних напружень по довжині ролика, що знижує ймовірність торцевих руйнувань при вібраційних навантаженнях, підвищує вантажопідйомність і знижує чутливість підшипника до динамічних та технологічних перекосів.

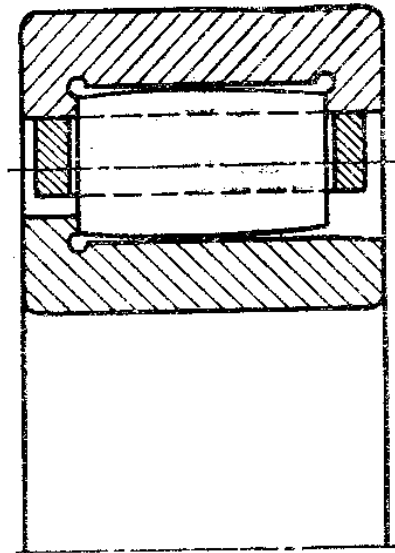


Рисунок 3.4 – Роликопідшипник з короткими циліндричними бомбінованими роликами

Хороші результати отримані при використанні в конструкціях вібраційних приводів вагонних підшипників [10].

3.3 Розрахунки параметрів підшипників вібромашин

3.3.1 Методика розрахунку фірми FAG

Підшипники для вібраційних машини розраховуються, як правило для но-

мінальної довговічності L_h від 10000 до 20000 годин за наступною формулою [13,16,17]:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}, \text{ г,} \quad (3.1)$$

де C – динамічна вантажопідйомність, кН; P – еквівалентне динамічне навантаження, кН (при обчисленні цієї величини потрібно за допомогою коефіцієнту запасу $f_z = 1,2$ врахувати вплив недостатньо точно визначених параметрів. За рахунк цього досягається достатній термін служби підшипника); $p = 3,33$ – показник ступеня для розрахунку довговічності роликотпідшипників; n – частота обертання, хв.⁻¹.

Спочатку розглянемо випадок використання підшипника на вібророзбуднику, що забезпечує кругові коливання робочого органу вібромашини (див. схеми на рис. 1.1а та 1.3а). Розрахункові схеми такого віброприводу приведені на рис. 3.5 [13].

Навантаження на підшипник у ньому визначається відцентровою силою робочого органу, радіусом вібрацій та швидкістю обертання за наступною формулою:

$$F_r = \frac{1}{z} \cdot \frac{m}{10^3} r \omega^2 = \frac{Gr}{zg} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2, \text{ кН,} \quad (3.2)$$

де F_r – радіальне навантаження, кН; m – маса робочого органу, кг; r – радіус вібрації, м; ω – кутова швидкість, с⁻¹; G – вага робочого органу, кН; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; n – частота обертання, хв.⁻¹; z – кількість підшипників.

Радіус вібрації вібророзбудника з круговими коливаннями можна визначити зі співвідношення ваги робочого органу вібромашини та ваги самого віброприводу. Оскільки вібророзбудники інерційного типу працюють, як правило, у зарезонансному режимі роботи, і практично досягається статична амплітуда вібрацій, можна вважати незмінною загальну вісь центру ваги обох коливних мас (робочого органу вібромашини та її вібророзбудника) (див. рис. 3.5, внизу). Для такої передумови буде справедливим наступне рівняння:

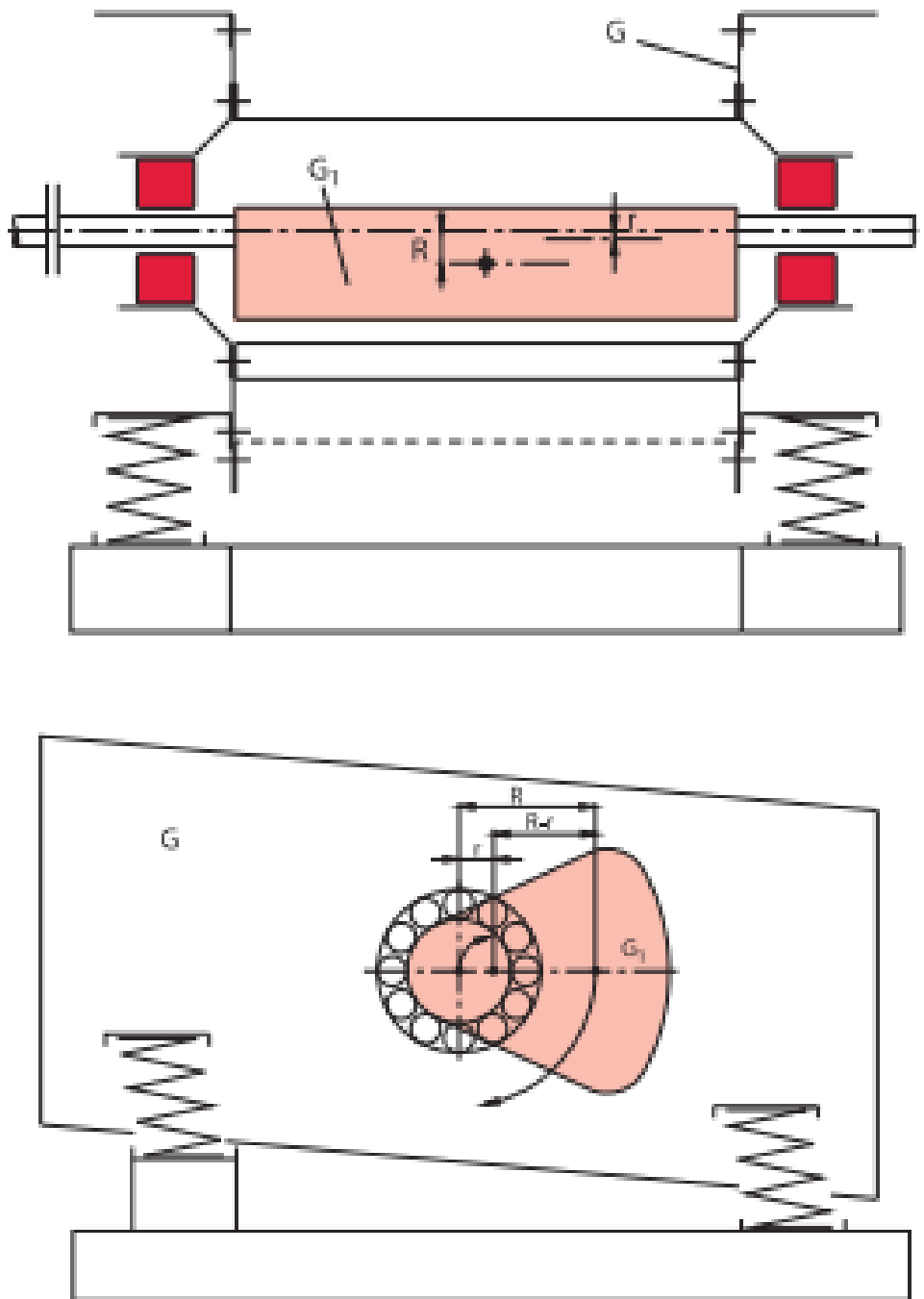


Рисунок 3.5 – Розрахункові схеми віброзбудника, що генерує кругові коливання робочого органу вібромашини

$$Gr = G_1(R - r), \text{ звідки } r = \frac{G_1 R}{G + G_1}, \text{ м,} \quad (3.3)$$

де G_1 – вага віброзбудника, кН; R – відстань між центром ваги віброзбудника та віссю підшипника, м; $G_1 R$ – момент дисбалансу віброзбудника, кН·м; $(G + G_1)$ – загальна вага, що підтримується пружною системою вібромашини, кН.

Підставляємо формулу (3.3) у вираз (3.2) і після певних перетворень отримуємо величину радіального навантаження на підшипник:

$$F_r = \frac{G}{zg} \cdot \frac{R}{1 + \frac{G_1}{G}} \cdot \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН.} \quad (3.4)$$

Розрахуємо величину еквівалентного навантаження, необхідного для визначення динамічної вантажопідйомності підшипника, для наступних умов: вага робочого органу вібромашини $G = 35$ кН; радіус вібрацій $r = 0,003$ м; частота обертання $n = 1200$ хв.⁻¹; кількість підшипників $z = 2$. Навантаження на підшипник згідно з формулою (3.2) становитиме:

$$F_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{35}{9,81} \cdot 0,003 \left(\frac{3,14 \cdot 1200}{30} \right)^2 = 84,5 \text{ кН,}$$

а еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = 1,2F_r = 1,2 \cdot 84,5 = 101 \text{ кН.}$$

Для випадку віброзбудника зі спрямованими лінійними коливаннями (див. схему на рис. 1.3б) маємо два віброзбудника, що синхронно обертаються у протилежних напрямках. Розрахункова схема такого віброприводу показана на рис. 3.6 [13].

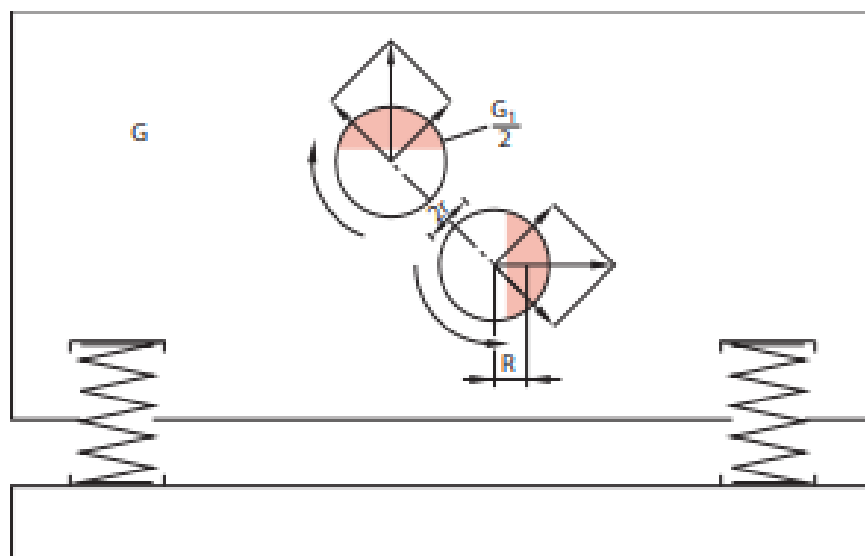


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема віброзбудника, що генерує лінійні коливання робочого органу вібромашини

Для визначення діючих зусиль обертові вектори відцентрових сил потрібно розкласти на проекції у напрямку лінії, що сполучає осі обертання валів, та у напрямку, перпендикулярному цій лінії. Перші з них діють назустріч і взаємно скорочуються, а другі – підсумовуються і генерують гармонійно змінну силу інерції, яка й повідомляє робочому органу вібромашини лінійні коливання. Загальна вісь центрів ваги робочого органу та віброзбудника під час цих коливань залишається незмінною, а навантаження на підшипники розраховуються наступним чином. У напрямку вібрацій вони дорівнюють:

$$F_{rmin} = \frac{1}{z} \cdot \frac{m}{10^3} r \omega^2 = \frac{1}{z} \cdot \frac{G}{g} r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \frac{1}{z} \cdot \frac{G_1}{g} (R - r) \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2. \quad (3.5)$$

У перпендикулярному напрямку відносно коливального руху діє дещо більше навантаження, яке розраховується за формулою:

$$F_{rmax} = \frac{1}{z} \cdot \frac{G_1}{g} R \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2. \quad (3.6)$$

На відміну від випадку віброприводу з круговими коливаннями, де навантаження на підшипники залишаються постійно високими, тут воно протягом одного оберту дебалансних валів двічі змінює свою величину від F_{fmax} до F_{rmin} .

Якщо порівняти формули (3.5) і (3.2), то стає очевидним, що мінімальне навантаження на підшипники віброзбудника з лінійними коливаннями дорівнює мінімальному навантаженню аналогічного віброзбудника з круговими коливаннями.

Величина навантаження синусоїдального характеру, що діє на підшипники, складатиме:

$$F_r = 0,68F_{rmax} + 0,32F_{rmin}, \text{ кН}. \quad (3.7)$$

У даному випадку величин G , r і n буде достатньо лише для визначення мінімального діючого навантаження. Для більш точних розрахунків потрібно знати також або вагу кожного віброзбудника G_1 , або відстань R між центрами ваги цих віброзбудників. Тоді для визначення невідомої величини можна скористуватися

наступною формулою:

$$Gr = G_1(R - r), \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (3.8)$$

Для заданих величин $G = 33 \text{ кН}$; $G_1 = 7,5 \text{ кН}$; $r = 0,008 \text{ м}$; $n = 900 \text{ хв.}^{-1}$ і $z = 4$ за формулами (3.5) і (3.6) отримаємо:

$$R = \frac{r(G+G_1)}{G_1} = \frac{0,008(33+7,5)}{7,5} = 0,0432 \text{ м};$$

$$F_{rmin} = \frac{33 \cdot 0,008}{4 \cdot 9,81} \left(\frac{3,14 \cdot 900}{30} \right)^2 = 59,8 \text{ м};$$

$$F_{rmax} = \frac{7,5 \cdot 0,0432}{4 \cdot 9,81} \left(\frac{3,14 \cdot 900}{30} \right)^2 = 73,3 \text{ м}.$$

Навантаження на підшипник:

$$F_r = 0,68 \cdot 73,3 + 0,32 \cdot 59,8 = 69 \text{ кН}.$$

Величина еквівалентного динамічного навантаження для визначення динамічної вантажопідйомності підшипників:

$$P = 1,2 \cdot 69 = 83 \text{ кН}.$$

3.3.2 Методика розрахунку інституту Гіпромашзбагачення

Зусиллями інституту Гіпромашзбагачення свого часу була створена та апробована методика розрахунку і вибору підшипників кочення для важких інерційних грохотів (типу ГІТ) [12]. Методика передбачає розрахунок номінальної довговічності та абразивної зносостійкості і вибір оптимального розміру підшипника згідно з експлуатаційними режимами грохоту.

Розрахунок номінальної довговічності, тобто напрацювання, протягом якого 90% підшипників даної партії повинні відпрацювати без ознак втоми матеріалу, здійснюється на основі наступної розрахункової моделі:

$$L_h = 500 \left(\frac{C}{P} f_n \right)^{\frac{10}{3}}; \quad (3.9)$$

$$F = m\omega^2 r = M\omega^2 R; \quad (3.10)$$

$$P = \frac{kF}{N}; k = 1,2-1,4; \quad (3.11)$$

$$f_n = \sqrt[10]{\frac{33,3}{n}}; \omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (3.12)$$

де L_h – номінальна довговічність, г; C – динамічна вантажопідйомність підшипника, Н; P – еквівалентне навантаження, Н; f_n – фактор частоти обертання; F – змушене зусилля дебалансних мас, Н; m – дебалансна маса, кг; r – ексцентриситет дебалансних мас, м; M – коливна маса, кг; R – амплітуда вібрації, м; n – частота обертання і коливань, об/хв.; N – число підшипників в грохоті.

За результатами розрахунку підшипників грохота ГІТ-51Н були побудовані графіки, які приведені на рис. 3.7. Порівнювалися стандартні підшипники 3630-3638 та спеціальні вібростійкі підшипники тих самих габаритних розмірів. Вихідні дані для розрахунків: $F = 15,2 \cdot 10^5$ Н; $n = 975$ об/хв.; $R = 5 \cdot 10^{-3}$ м; $L_h \geq 5000$ г.

Графік на рис. 3.7а показує зниження максимально допустимої частоти обертання із збільшенням габаритних розмірів як спеціального (криві 1 і 2), так і стандартного (криві 3 і 4) підшипників. Графік на рис. 3.7б ілюструє відповідне зростання динамічної вантажопідйомності та номінальної довговічності. Пряма 11 дає нижню межу довговічності згідно з вихідними даними, а пряма 12 – верхню межу згідно зі значенням абразивної зносостійкості. На рис. 3.7в заштрихована зона показує область оптимальних розмірів підшипника, які задовольняють вихідним даним. Таким чином, графіки на рис. 3.7 утворюють своєрідну номограму для пошуку цих розмірів.

Розрахунок абразивної зносостійкості здійснювався на базі діаграми (рис. 3.8) в наступній послідовності:

- спочатку потрібно задатися значенням фактору зношення f_v (ординати) в межах від 4 до 6;
- потім визначається положення вузла в межах ділянок діаграми (ділянка f призначена для вузлів, що експлуатуються в умовах підвищеної запиленості навколишнього середовища та недосконалої культури експлуатації в порівнянні з ді-

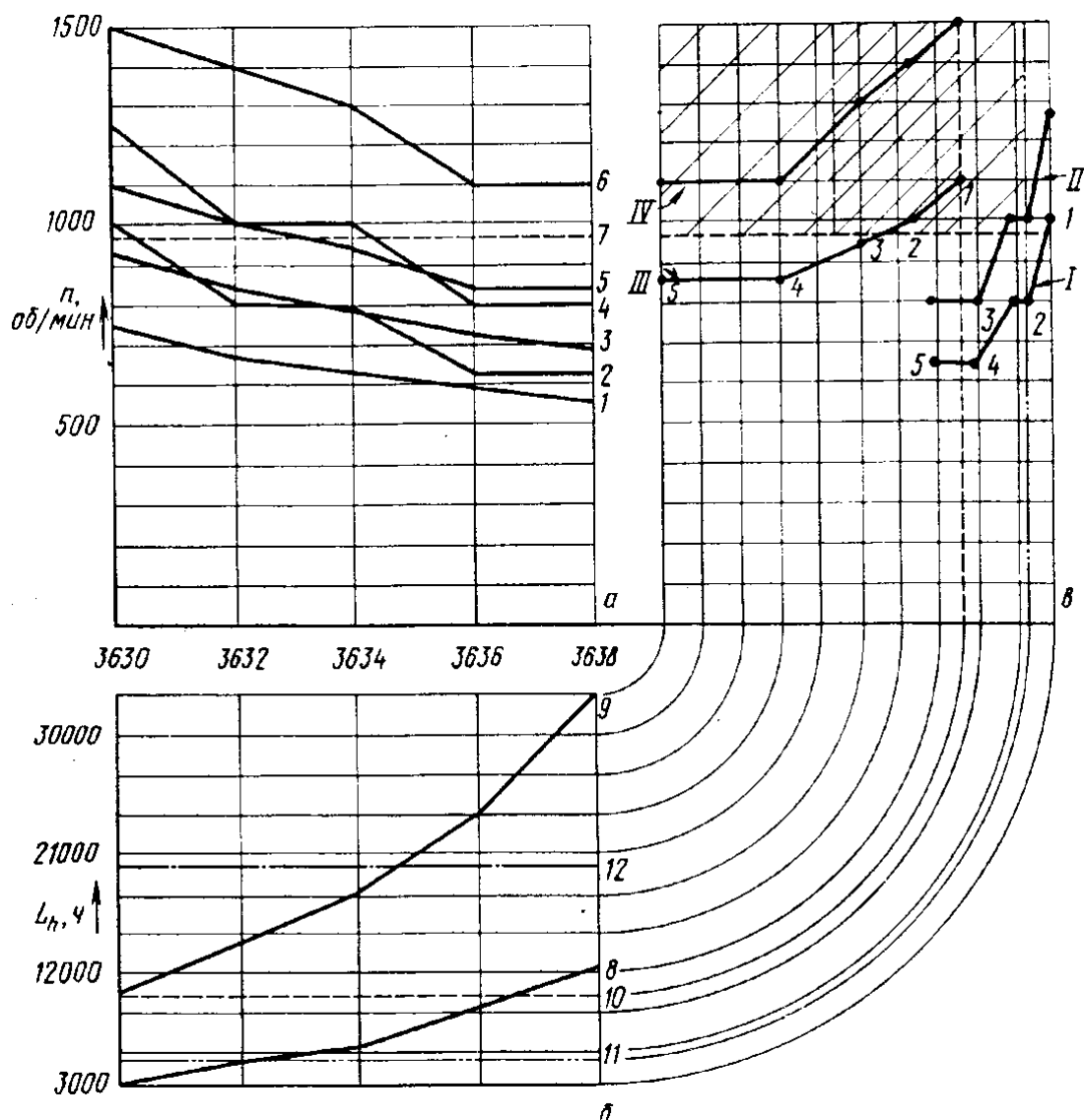


Рисунок 3.7 – Номограма для вибору типорозміру підшипника грохота ГПТ-51Н:
 а – залежність максимально допустимої частоти обертання n від типорозміру підшипника (1 – уточнене значення n при використанні пластичного мастила; 2 – те саме на мінеральному мастилі; 3 – каталожне значення n при використанні пластичного мастила; 4 – те саме на мінеральному мастилі; 5 – каталожне значення n для спеціальних вібростійких підшипників фірми FAG при використанні пластичного мастила; 6 – те саме на мінеральному мастилі; 7 – частота обертання валу);
 б – залежність номінальної довговічності L_h від типорозміру підшипника (8 – вітчизняних підшипників; 9 – спеціальних вібростійких підшипників фірми FAG; 10,11 – найбільше і найменше потрібні значення номінальної довговічності – нижня межа; 12 – максимальне досягнуте значення терміну служби – верхня межа);
 в – розташування значень n і L_h для різних типорозмірів підшипників відносно області оптимальних значень: I – вітчизняний підшипник на пластичному мастилі (1 – підшипник 3630; 2 – підшипник 3632; 3 – підшипник 3634; 4 – підшипник 3636; 5 – підшипник 3638); II – вітчизняний підшипник на мінеральному мастилі; III – спеціальний вібростійкий підшипник фірми FAG на пластичному мастилі; IV – те саме на мінеральному мастилі; область оптимальних значень заштрихована

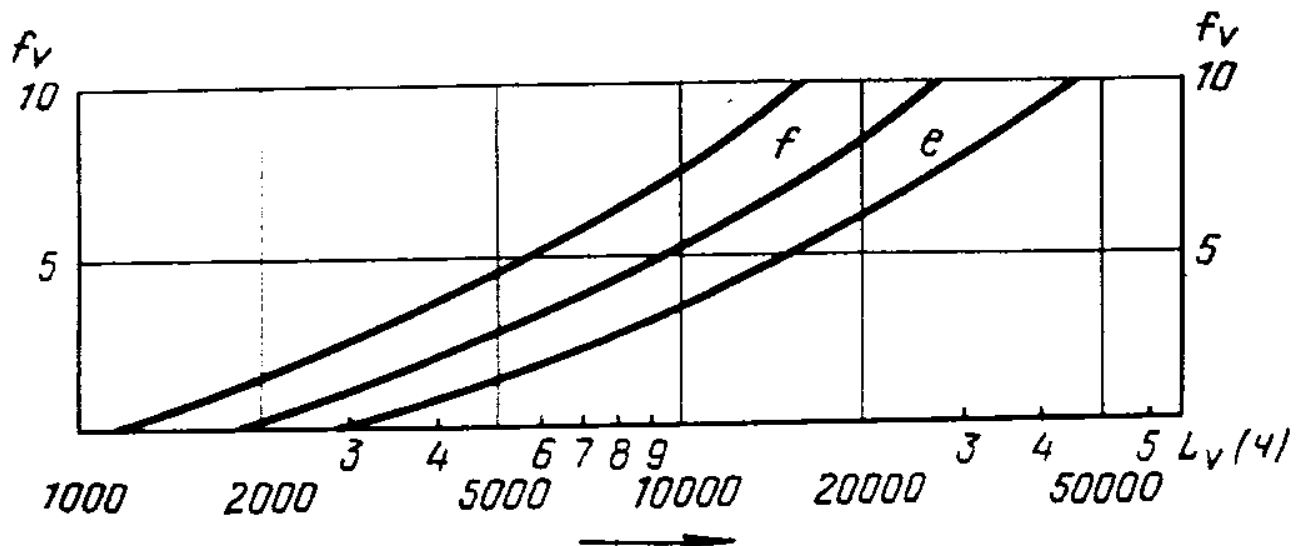


Рисунок 3.8 – Діаграма для визначення абразивної зносостійкості підшипника

льницею e (зсув вліво в межах ділянки означає меншу ефективність систем змащення та ущільнення);

- нарешті знаходиться значення абразивної зносостійкості L_v (абсциси).

Як випливає з діаграми, значення абразивної зносостійкості, які можуть бути реально досягнуті при сучасному стані техніки змащення та ущільнення, лежать в межах 7000-20000 годин. Таким чином, незважаючи на зростання номінальної довговічності, вибирати підшипники дуже великих розмірів недоцільно – практичний термін служби підшипників обмежується зверху значенням абразивної зносостійкості.

Висновки:

- при проектуванні важко навантажених вібраційних машин, в тому числі грохотів, слід використовувати підшипники кочення з великими коефіцієнтами працездатності, а саме: дворядні роликові сферичні або однорядні роликові з короткими роликами;

- доцільно застосовувати спеціальні конструкції вібростійких підшипників, наприклад, розробки фірм FAG (Німеччина), SKF (Швеція) та BBC-R (Латвія). Вони відрізняються збільшеними діаметральними та осьовими габаритними розмірами роликів, центруванням сепаратора відносно внутрішньої поверхні зовніш-

нього кільця, підвищеними початковими зазорами між кільцями і роликами;

- при використанні звичайних сферичних дворядних роликотидшипників серії 3600 потрібно дотримуватися певних рекомендацій щодо типу сепаратора, способу його центрування та зазорів між тілами кочення. Запропонована методика розрахунку та вибору оптимальних типорозмірів таких підшипників;

- для вібраторів легкого та середнього типів (наприклад, для невеликих високошвидкісних грохотів) перспективно використання модифікованих радіальних роликотидшипників з короткими циліндричними бомбінованими роликами;

- запропоновані методики розрахунку навантажень на підшипники дають можливість обґрунтовано визначити їх необхідну величину динамічної вантажопідйомності.

4 ОБГРУНТУВАННЯ ТА ВИБІР КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЗЛІВ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

4.1 Дослідження та розробка заходів змащення підшипникових вузлів

Незважаючи на досить малі коефіцієнти тертя кочення, через великі значення сил і кутових частот обертання в підшипниках вібраційних машин виділяється помітна кількість тепла. Наприклад, при коефіцієнті тертя кочення 0,004, діаметрі внутрішнього кільця підшипника 100 мм, частоті коливань 16 Гц на кожні 10 кН змушеного зусилля, що розвивається віброприводом, виділяється біля 0,2 кВт теплової енергії. Для відведення цього тепла (а також, звичайно, для змащення тіл кочення) застосовують різноманітні мастильні матеріали.

Змащення підшипника, що вібрує, утруднено. Це пояснюється постійними вібропереміщеннями маси мастильного матеріалу в порожнинах підшипникових опор, складністю процесів контролю за його наявністю, підведення мастильного матеріалу ззовні та його відведення.

Для змащення підшипників вібромашин використовують як пластичні, так і рідкі мастильні матеріали. Переваги першого варіанту, насамперед, у простоті конструктивного рішення, тому, якщо дозволяють частота обертання і температура, вибирають саме його. З числа пластичних мастил рекомендовані до застосування матеріали з високою межею міцності, такі як Ціатим-203 (ГОСТ 8773), ВНДІ НП-242 та ЛЗ-31, БНЗ-3, Літол-2, Уніол-1 та інші. Мастильна плівка таких матеріалів відрізняється підвищеною демпферною здатністю.

Особливо інтенсивна міграція пластичних мастильних матеріалів відбувається у швидкохідних машинах під час переходу резонансних частот, які викликають різке підвищення амплітуди коливань.

Консистентні мастила подаються в підшипники під тиском за допомогою індивідуальних прес-масельничок або централізовано до усіх точок змащення вібраційної машини одночасно по спеціальній магістралі. Перший метод заміни мастильного матеріалу ускладнюється обмеженням доступом до масельничок. Періо-

дичність змащення підшипника – один раз на 1-3 місяця, щілин лабіринтового ущільнення – 4-8 разів на тиждень. Недоліком цього методу є підвищений гідравлічний опір обертанню, що створює консистентне мастило (в вібромашинах це особливо неприємно у зв'язку із підвищеними енерговитратами у вібруючому підшипнику). Крім того, деякі високоміцні мастильні матеріали мають підвищену в'язкість і для полегшення подачі через прес-масельничку їх доводиться підігрівати на 15-20° С.

Для підвищених частот обертання слід використовувати метод відцентрового автоматичного скидання надлишків мастильного матеріалу, а періодичність змащення збільшити до 1-2 разів на тиждень.

При змащенні рідкими мастилами конструкції віброзбудників суттєво ускладнюються через підвищення вимог до ущільнювальних пристроїв, появи необхідності в додаткових порожнинах, каналах, свердленнях, масловідбивних дисках, різьбових пробках для заливання та зливання масла. Проте підвищені енергетичні витрати на тертя кочення в умовах вібрації опор часто змушують застосовувати рідкі мінеральні мастила як найефективніший мастильний матеріал. У цілому змащення рідкими мінеральними мастилами доцільно для підшипників з вельми високими частотами обертання або для конструкцій, що експлуатуються в умовах високих температур.

Рідкими мастилами змащують з використанням двох основних методів: картерного змащення (в масляній ванні) та циркуляційного. Масляна ванна розповсюджена відносно широко у зв'язку з простотою конструктивного виконання. Масло заливається приблизно до центру нижнього ролика і періодично замінюється. Важливо ретельно контролювати рівень масла, причому перевищення заданого рівня не менше небезпечно, ніж нестача масла, оскільки веде до різкого підвищення температури ванни внаслідок гідравлічних втрат. Цей метод подачі має й інші суттєві недоліки, а саме:

- продукти зношення деталей та інші сторонні дрібні частки у вібруючій ванні знаходяться у зваженому стані, що підсилює абразивне зношення підшипників;

- барботування масла у вібруючій ванні веде до його розігріву і серйозно погіршує його властивості;

- застосування масел з протизадирними чи протизношувальними присадками проблематично через небезпеку руйнування суміші.

Використовувати масляну ванну доцільно лише у випадку достатнього її об'єму, тому що інакше не забезпечується належне тепловідведення від підшипників.

Набагато досконаліша циркуляційна система рідкого змащення, коли масло подається до підшипника безперервним струменем під тиском через форсунки і відводиться через канал. Форсунки і канал обов'язково розташовують у різних половинах порожнини вузла. Незважаючи на необхідність додаткових пристроїв поза віброзбудником і самою вібромашиною (насосу, ємностей, фільтру, холодильнику, трубопроводу), циркуляційна система змащення стає виправданою для грохотів та інших віброустановок з інтенсивним динамічним режимом, особливо великих типорозмірів, а також коли потрібно одночасно змащувати групу підшипників. Рідке змащення покращує тепловий режим підшипників і добре очищує зони контакту тіл кочення від відпрацьованого мастила та продуктів зношення підшипника. Крім того, зменшення тертя має значення для забезпечення самосинхронізації самобалансних конструкцій віброприводів.

Витрати масла при його циркуляційній подачі визначається необхідністю забезпечення тепловідведення. Для вузлів з підвищеною температурою застосовують охолодження масла; у вузлах з підвищеною надійністю маслопровід подають системою фільтрів. Проте при роботі в умовах, характерних для вібромашин, важко попередити ушкодження довгих маслопроводів та забруднення масляних ємностей. Тому перспективною може бути система з внутрішньою циркуляцією масла, коли воно з картеру в корпусі машини подається до підшипника за допомогою спеціального диску, який розбризкує його [7]. Потім масло стікає через підшипник та зливний отвір назад у картер. Однак використання такої системи потребує додаткових досліджень, оскільки інерційні сили можуть дестабілізувати подачу масла диском.

Вельми перспективним є змащення підшипників віброустановок масляним туманом [9]. Такий метод забезпечує стійкий характер масляної плівки, ефективне тепловідведення, мінімальні енергетичні витрати підшипника на подолання опору масла і, крім того, підвищує тиск у порожнині підшипника, що суттєво спрощує ущільнювальні пристрої. Метод змащення масляним туманом полягає у наступному. В спеціальному генераторі масло подрібнюється на маленькі краплі, які підхоплюються стисненим повітрям і транспортуються до підшипника. На вході в підшипник масло конденсується й у вигляді крупних крапель осідає на поверхнях кочення, а повітря, що звільнилося від масла, омиває й охолоджує ці поверхні, а потім видаляється зі змашувального вузла крізь зазори в ущільненнях. Вміст масла в тумані не перевищує 12% за масою, внаслідок чого цей метод набагато економічніший за циркуляційний. Основні труднощі тут пов'язані з необхідністю ретельного очищення та зневоднення повітря.

Незалежно від вибраного методу подачі рідкого мастила порожнини вузла, розділені підшипником, потрібно сполучати каналом для попередження утворення перепаду тисків, який може погіршити процес маслообміну і навіть порушити герметичність ущільнень.

Найбільш уживаним типом рідкого мінерального мастила є масло «індустріальне» (ГОСТ 20799). Характеристики деяких інших видів масел, що рекомендовані до вживання у вібраційному обладнанні, наприклад у грохотах, приведені в табл. 4.1 [12].

4.2 Аналіз вимог та розробка засобів герметизації опор кочення

Однією з причин виходу з ладу підшипників вібраційних машин є непередбачені витoki мастильних матеріалів. Такі явища свідчать про недостатню ефективність використовуваних ущільнювальних пристроїв.

Ці пристрої в якості елементу опори кочення мають виконувати дві основні функції:

- попереджувати витoki мастильних матеріалів з масляних порожнин;

Таблиця 4.1 – Характеристики рідких мінеральних масел для вібраційних машин

Мінеральне масло	Температура, °С		В'язкість кінематична при температурі °С, сСт	
	займання (+)	застигання (-)	+ 50	+ 100
МС-14	200	30	-	14
МС-20	225	18	150	20
МК-22	230	14	175	22
Турбінне Т46	195	10	44-48	-
П-28	285	10	-	26-30

- захищати масляну порожнину від проникнення в опору небажаних інгредієнтів навколишнього середовища.

Ущільнювальний пристрій підшипникової опори у загальному випадку складається з одного чи декількох ущільнень, які можуть бути безконтактними (герметизація здійснюється за рахунок малих зазорів сполучених елементів) і контактними (герметизація здійснюється за рахунок тертя та зношення сполучених елементів), радіальні та аксіальні. Здатність ущільнювального пристрою забезпечувати герметизацію підшипникової опори визначається кількістю ущільнювального середовища, що протікає крізь ущільнювальне з'єднання в одиницю часу при заданих параметрах середовища.

Якщо контактні ущільнення забезпечують практично абсолютну герметизацію, то більшість безконтактних ущільнень здатні лише обмежити витoki мастильного матеріалу або середовища. З іншого боку, безконтактні пристрої мають практично нескінчену довговічність, у той час як для різних типів контактних ущільнень довговічність коливається у межах від декількох сотень до десятків тисяч годин і залежить від зносостійкості елементів пари тертя та здатності конструкції компенсувати зношення.

Довговічності підшипника та ущільнювального пристрою взаємопов'язані. На рис. 4.1 приведений графік залежності інтенсивності зношення підшипника від

його абразивної довговічності [11]. Він розбитий на п'ять зон згідно з числом груп довговічності ущільнень. До зони V віднесені опори з довговічністю більше 10000 годин. Такі опори постачаються безконтактними ущільнювальними пристроями з нескінченною довговічністю. Якщо велике зношення неприпустиме ($f < 10$), то використовують багатоступінчасті лабіринтові ущільнення, щілини яких заповнюють пластичним змащувальним матеріалом, або високоефективні динамічні ущільнення. В лівих та нижніх частинах зони лежать області застосування комбінованих контактно-безконтактних ущільнювальних пристроїв за умови періодичної заміни елементів пари тертя, а також області використання торцевих ущільнень гідравлічних та газових машин. Зони I-IV характерні для контактних ущільнень. Безконтактні конструкції застосовують на цих ділянках лише в невідповідальних машинах короткочасного використання (наприклад, в побутових приладах). Для відповідальних зон III-IV більш доцільна установка комбінованих контактно-безконтактних пристроїв.

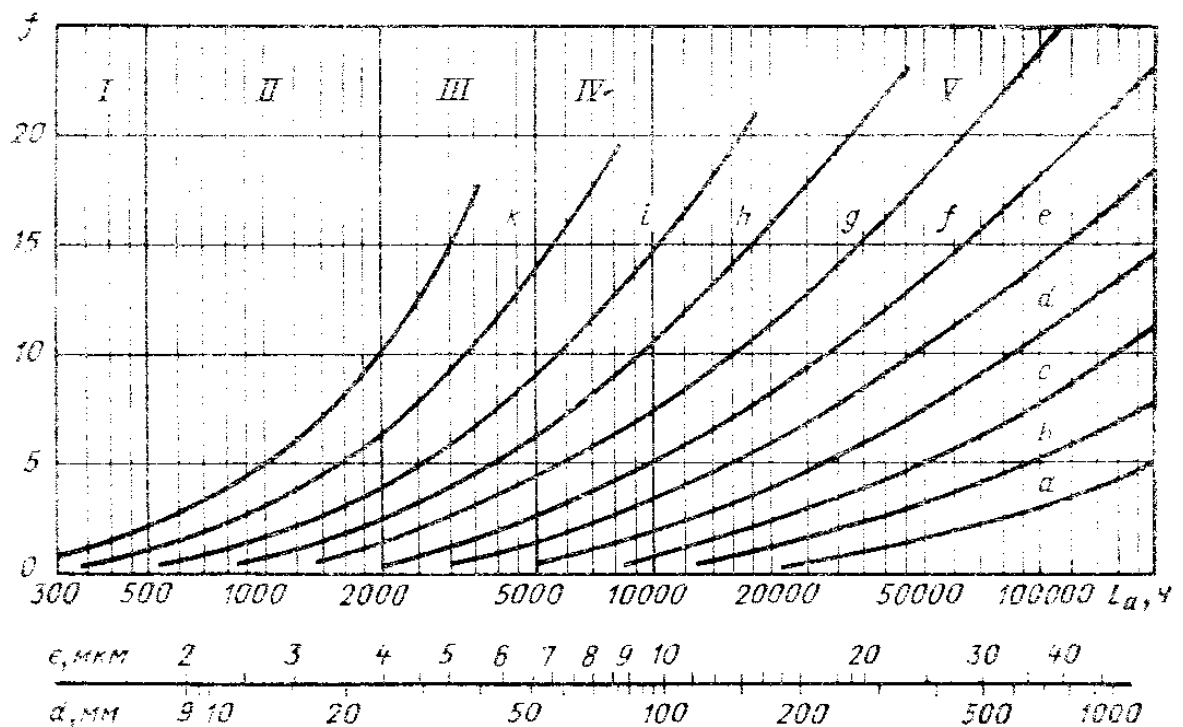


Рисунок 4.1 – Залежність фактору зношення f від абразивної довговічності L_a підшипника

Для герметизації підшипникових опор вібротомашин застосовують радіальні і торцеві манжетні ущільнення. Під дією інерційних сил, що виникають під час коливного руху ущільнення разом з машиною, еластичні елементи радіальних ущільнень здійснюють інтенсивні відносні коливання, які часто стають причиною порушення герметичності сполучень. Крім того, радіальні ущільнення дуже чутливі до радіального биття валу. У вібраційних машинах динамічні прогини валів під впливом дебалансних мас значно перевищують прогини, які мають місце в звичайних стаціонарних установках. У зв'язку з цим використання радіальних манжетних ущільнень для віброуючих підшипникових вузлів є недоцільним.

В меншому ступені інерційні сили здатні дестабілізувати контакт у парах тертя торцевих ущільнень, в яких вектор контактного зусилля перпендикулярний напрямку коливань. Проте, якщо ущільнення має вискоеластичні пружні елементи, вібрація здатна привести й до його розгерметизації.

Таким чином, специфіка проектування ущільнень вібраційних приводів визначається тим фактом, що на працездатність багатьох конструкцій впливають інерційні сили, які виникають при коливному русі ущільнення разом із вібротомашиною.

На рис. 4.2 показані різні типи манжетних ущільнень, серед яких значне розповсюдження отримала торцева манжета, зображена на поз. 8. Вплив інерційних сил на працездатність цієї манжети може бути визначений за наступною методикою [11,18].

Вібраційне переміщення робочої кромки торцевої манжети складає:

$$\delta^i = \xi r \cos \alpha; \quad (4.1)$$

$$\xi = \frac{S(\chi l)}{S^2(\chi l) - T(\chi l)V(\chi l)} - 1; \quad (4.2)$$

$$\chi = \left(\frac{12 \rho \omega^2}{E_0 h^2} \right)^{\frac{1}{4}}, \quad (4.3)$$

де r , ω – амплітуда і частота коливань вібротомашини; α – кут нахилу губки манжети (див. рис. 4.2); S , T , V – функції А.М. Крилова з відповідних таблиць [7]; ρ ,

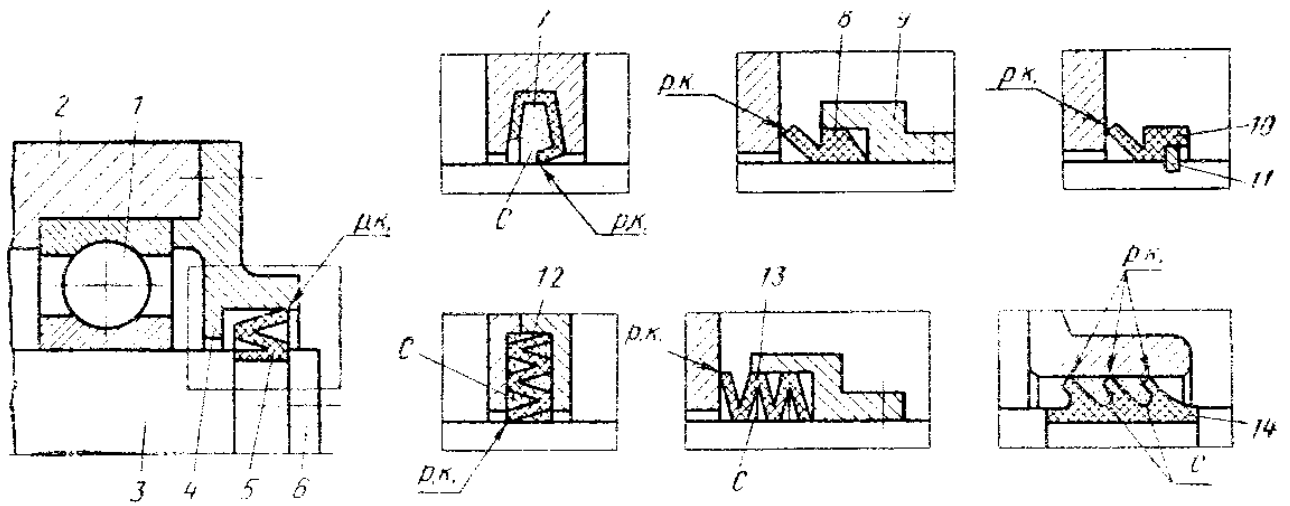


Рисунок 4.2 – Манжетні ущільнення підшипникових вузлів:
 1 – підшипник; 2 – корпус; 3 – вал; 4 – кришка; 5 – обертова манжета;
 6 – притискна кришка; 7 – манжета спрощеної форми; 8,10 – аксіальні
 (торцеві) манжети; 9 – втулка; 11 – стопорне кільце; 12,13 – манжети
 для опор, що самовстановлюються; 14 – манжета з трьома кромками
 (р. к. – робоча кромка; С – пластичний мастильний матеріал)

E_0 – густина і динамічний модуль пружності матеріалу губки; h, l – товщина і довжина губки.

Параметр χl приймає різні значення для різних форм власних коливань губки. Значення коефіцієнта ξ та власної частоти коливань губки ω_0 також можна знайти в таблицях [11,18].

Вібраційне переміщення робочої кромки (р. к.) слід порівняти з величиною осьової деформації δ , якій піддається торцева манжета при установці в підшипниковий вузол. Умова працездатності ущільнення $\delta^i \ll \delta$.

Осьова деформація $\delta = 0,5-1,5$ мм забезпечує стабільний контакт, компенсацію технологічних та динамічних перекосів, а також контакт при зношенні робочої кромки в стаціонарних підшипникових вузлах. Ущільнення ж вібротомашин, де мають місце додаткові зазори δ^i , потребують більш значної деформації. Проте приріст деформації викликає зростання питомого контактного зусилля P_k на робочій кромці, яке веде до підвищеного тертя, тепловиділення та зношення. Тому оптимальною буде така конструкція манжети, в якій будь-якому приросту деформації відповідає мінімально можливий приріст зусилля. Зв'язок деформації і кон-

тактного зусилля описується наступним рівнянням:

$$\delta = \frac{P_k}{E t g \beta} \left[\frac{12 \sin^2 \alpha}{t g^2 \alpha} \left(\frac{l^2 t g^2 \beta}{2 h^2} + \frac{l t g \beta}{h} + \ln \frac{h - l t g \beta}{h} \right) + \right. \\ \left. + \cos^2 \alpha \ln \frac{h - l t g \beta}{h} + \frac{6 \nu K' \sin \alpha \cos \alpha}{h^2} \ln \frac{h - l t g \beta}{h} \right]. \quad (4.4)$$

Для губки постійного перетину формула (4.4) прийме простіший вигляд:

$$\delta = \frac{P_k l}{E h} \left(\frac{4 l^2}{h^2} \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha + \frac{6 \sin \alpha \cos \alpha}{h^2} \nu K \right), \quad (4.5)$$

де K, K' – коефіцієнти, що залежать від геометричних параметрів манжети (знаходяться за таблицями [11,18]); E, ν – відповідно модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу манжети.

Формули (4.1), (4.4), (4.5) дають можливість оптимального проектування торцевих манжет до вібротомашин. Цільова функція призначається умовою $f = P_k / \delta \rightarrow \min$. Значення f для різних геометричних параметрів губки та величини модулю пружності визначаються рівняннями (4.4) та (4.5). Виходячи з цих рівнянь, для мінімізації потрібно:

- знизити модуль пружності матеріалу, тобто обрати для виготовлення манжет низькомодульну гуму. Ця умова узгоджується з низкою досліджень, в яких рекомендовано використання низькомодульних гум як найбільш стійких до абразивного зношення;

- обрати геометричні параметри губки h, l, α , при яких функція f приймає мінімальні значення для $E = \text{const}$.

Граничні умови обирають виходячи з необхідності зниження рівня вібрації губки $\xi \rightarrow 0$.

Приклад оптимального вибору товщини губки h при заданих значеннях $l = 10$ мм, $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 0$ приведений на рис. 4.3. Крива f збудована за формулою (4.5), криві ξ – за формулою (4.1) для частот 312 с^{-1} та 520 с^{-1} . Оптимальними є товщини губки відповідно $h = 1,9$ мм і $h = 2,2$ мм, що лежать на точках перетину цільової

функції та амплітудної характеристики. Підвищення товщини веде до зростання

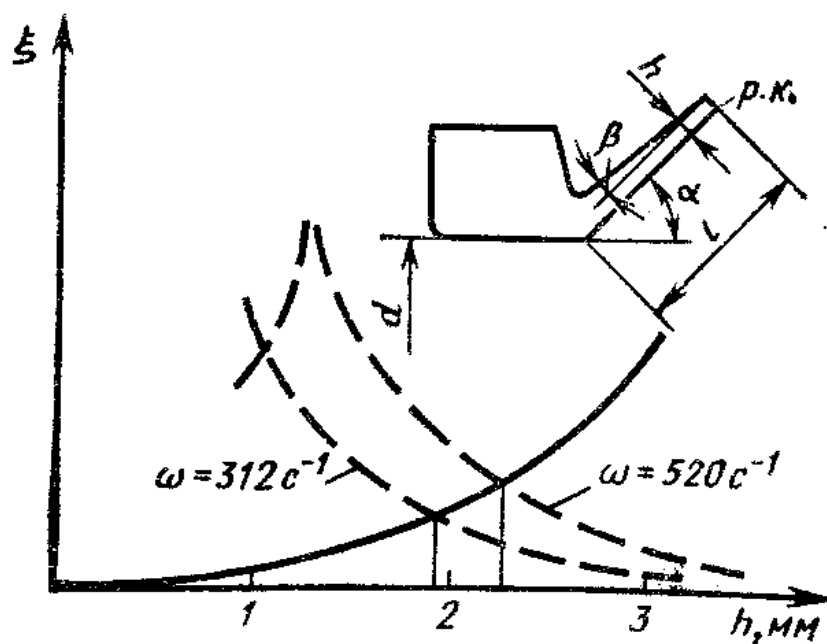


Рисунок 4.3 – Оптимізація губки віброуючої торцевої манжети
(суцільна лінія – цільова функція f ;
переривчаста лінія – крива значень коефіцієнту ξ)

жорсткості манжети, зниження – до зростання рівня вібрації.

Таким чином, є можливість проектування торцевих манжет згідно із заданими робочими характеристиками вібромашин. Однак, можливі і більш радикальні рішення, які повністю запобігають контакту в зоні тертя під час коливань манжети незалежно від їх рівня. Зокрема, з формули (4.1) випливає, що при $\alpha = 90^\circ$ згинальні вібраційні переміщення дорівнюють нулеві і порушення контакту при коливаннях не відбувається. Цій умові відповідає конструкція торцевої манжети з трапецієвидною губкою за а.с. №1037005 (рис. 4.4) [18]. Згинальний момент, що виникає на робочій кромці за рахунок дії інерційних сил, врівноважується аналогічним за величиною і протилежним за напрямком моментом на задній кромці. Здатність трапецієвидної губки до самоврівноваження інерційних моментів відносно площини, що перпендикулярна осі обертання (у вібраторах ця площина паралельна напрямку коливань), забезпечує стабільний контакт робочої кромки у полі вібраційних сил.

До переваг даної конструкції (див. рис. 4.4а) слід віднести також можливість створення безконтактного ущільнення 5 на периферії трапецієвидної губки.

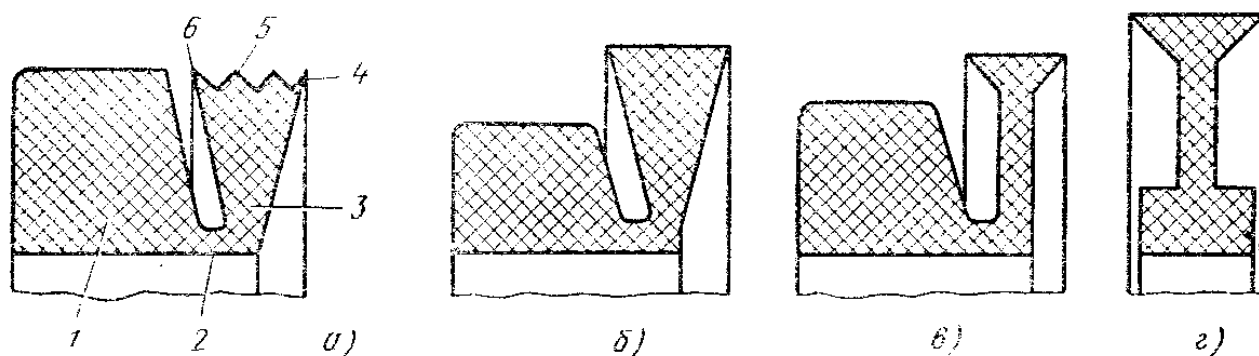


Рисунок 4.4 – Торцева ущільнювальна манжета з губкою трапецієвидного перетину та її модифікації (а.с. №1037005):

1 – корпус; 2 – перемичка; 3 – губка; 4 – робоча кромка;

5 – безконтактне ущільнення; 6 – задня кромка

(а-г – варіанти конструктивного виконання ущільнення)

Безконтактне ущільнення може бути статичним – у вигляді кільцевих проточок різного профілю або динамічним – у вигляді гвинтової канавки. Попереднє скидання масла або чорновий захист від пилу в залежності від призначення і способу установки манжети повинні підвищити ефективність ущільнення. На рис. 4.4б-г показані модифікації цієї манжети, що відрізняються підвищеною еластичністю (вони можуть використовуватися в опорах з відносно великим осьовим переміщенням валу), причому остання конструкція за рахунок симетричної форми має подвійний термін служби (після зношення однієї з робочих кромок манжету можна перевернути). На рис. 4.5 показана ущільнювальна манжета з губкою, змінною по діаметру жорсткості (за а.с. №781466) [18]. Вона має корпус 1 і стрижні 2, розташовані паралельно осі манжети та армовані металевими вставками 3. Стрижні, що сполучені між собою тонкою еластичною оболонкою 4, утворюють губку, вільний кінець якої служить робочою кромкою манжети. Під час обертання ущільнювальної деталі вона за допомогою сил тертя захоплює за собою робочу кромку. Це веде до виникнення сил крутіння в еластичній оболонці, які забезпечують постійний контакт робочої кромки з деталлю. Компенсація зношення робочої кромки здійснюється за рахунок розкручування губки.

Найбільш сучасним і перспективним видом контактних ущільнень є торцеві. Вони характеризуються наявністю пари тертя, яка має жорсткі елементи з ан-

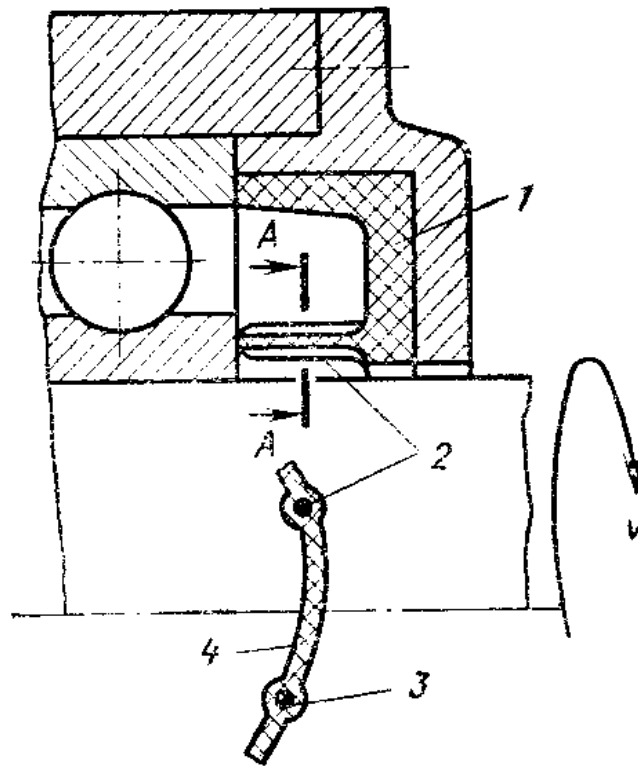


Рисунок 4.5 – Ущільнювальна манжета з губкою, змінною по діаметру жорсткості (а.с. №781466):
1 – корпус; 2 – стрижні; 3 – вставки; 4 – оболонка

тифрикційних матеріалів і пружний елемент, що забезпечує контакт у парі за рахунок сили, спрямованої паралельно осі обертання вузла.

Принципова схема торцевого ущільнення показана на рис. 4.6 [18]. Конструкція має наступні основні елементи: вал 1, корпус 2, опорне ущільнювальне кільце 3 та упорне (плаваюче) ущільнювальне кільце 4, яке підтиснуто гвинтовою пружиною 7. Для запобігання витоків мастильного матеріалу по поверхні аксіального ковзання упорного кільця використовується додаткове ущільнення у вигляді гумового кільця 6. Упорне кільце захищається від провертання штифтом 5, а зусилля і величину робочого ходу пружини можна регулювати прокладками 8.

Торцеві ущільнення відрізняються високими показниками ефективності і довговічності, чудовими граничними характеристиками і порівняно низьким мо-

ментом тертя. У той же час використання торцевих ущільнювальних пристроїв в опорах кочення стримується їх складністю, значними габаритами і вартістю.

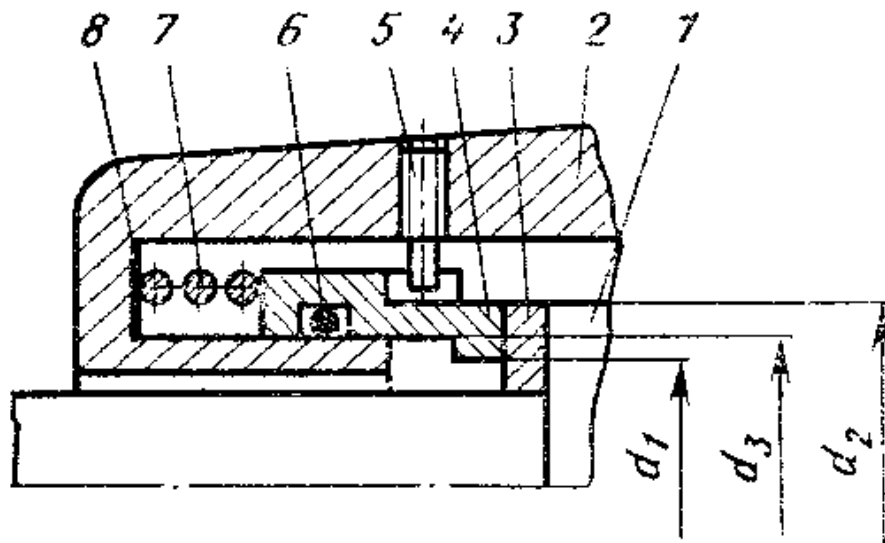


Рисунок 4.6 - Принципова схема торцевого механічного ущільнення:
1 – вал; 2 – корпус; 3 – опірне ущільнювальне кільце; 4 - упорне (плаваюче) ущільнювальне кільце; 5 – штифт; 6 – додаткове ущільнювальне гумове кільце; 7 – гвинтова пружина; 8 - прокладки

Для вібраційних машин важких класів, в яких експлуатаційний режим не завжди допускає використання манжетних ущільнень, найбільш раціональним є застосування дуже простого за конструкцією торцевого механічного ущільнення з відносно жорсткою мембраною за а.с. №611046 (рис. 4.7а) [18]. Воно має металеву кришку 1, пружну мембрану з тонкого металевого листа 2 та пластмасове ущільнювальне кільце 3, яке знаходиться між кришкою та мембраною. Кільце 3 насаджено на вал з натягом і обертається разом з ним. Один з торців кільця утворює пару тертя з відповідним торцем мембрани, інший – з торцем виточки у кришці. Таким чином, забезпечується подвійне торцеве ущільнення. Деформація мембрани на 0,1-0,2 мм гарантує стабільний характер контактного тиску. За простотою і компактністю таке ущільнення можна порівняти з манжетним, але внаслідок можливості використання сучасних матеріалів воно має підвищену довговічність, а також широкі температурний та швидкісний діапазони.

Оскільки коефіцієнт лінійного розширення пластичних матеріалів в 5-10 разів більше, ніж у сталей, при підвищених температурах може відбуватися порушення жорсткості пресового з'єднання і провертання кільця на валу. Тому для ве-

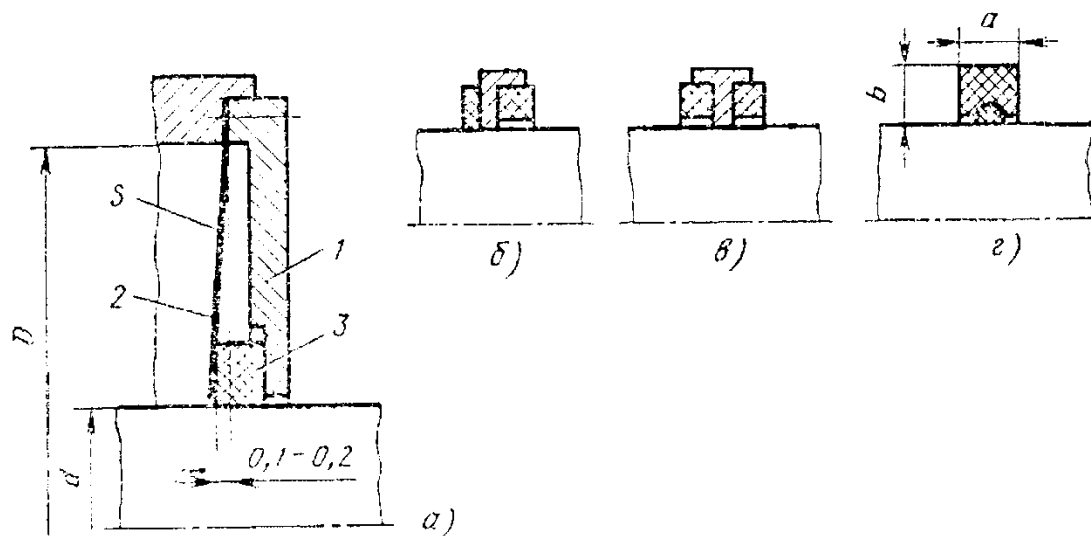


Рисунок 4.7 – Торцеве ущільнення (а.с. №611046):
 1 – металева кришка; 2 – пружна металева мембрана;
 3 – пластмасове ущільнювальне кільце
 (а-г – варіанти конструктивного виконання ущільнення)

ликих діаметрів слід застосовувати ущільнювальні кільця з металевим армуванням (рис. 4.7б,в). Особливо зручна установка ущільнювального елемента на деформованому гумовому кільці (рис. 4.7г). При цьому з'являється можливість виготовлення ущільнювальних кілець з вуглеграфіту, текстоліту та інших відносно крихких матеріалів.

Для установки гумового кільця на внутрішній поверхні ущільнювального кільця виконують кільцеву проточку. Площа проточки на 20-25% менше площі перетину гумового кільця. Для торцевих ущільнень за схемами на рис. 4.6а і г рекомендуються наступні основні розміри елементів конструкції: $a = (0,8-1,0)b$; $S = 0,3-0,5$ мм, де менші значення приймаються для менших величин $(D - d)$. Залежність між величинами d і b приведена у табл. 4.2.

Міжремонтний термін служби торцевих ущільнень залежить від довговічності елементів пари тертя. Але оскільки рівномірне абразивне зношення ущільню-

Таблиця 4.2 – Залежність між величинами d і b

d , мм	< 60	60-100	100-150	> 150
b , мм	8	10	12	15

вальних кілець компенсується за допомогою пружин, довговічність визначається не стільки зносостійкістю, скільки міцністю та термостійкістю матеріалів. Дійсний термін служби торцевих ущільнень складає від одного до п'яти років, після чого кільця розтріскуються від температури і руйнуються.

4.3 Забезпечення раціональних умов монтажу підшипників

Кріплення підшипників на валу і в корпусі підшипникового вузла має відповідати наступним вимогам [10-12,16,17]:

- запобігати провертанню кілець відносно посадкових поверхонь валу і корпусу;
- забезпечувати осьове «плавання» для компенсації теплових деформацій і неточності складальних операцій, а також швидкий та зручний монтаж-демонтаж підшипника;
- зберігати (запобігати деформаціям під час запресування) форми і розміри робочих поверхонь.

Важливішою умовою довговічної роботи підшипників є правильний вибір посадок. Основне джерело навантаження підшипника (вектор відцентрового зусилля, що розвивається дебалансною масою) обертається разом із валом і, таким чином, воно є постійним відносно внутрішнього кільця підшипника і змінним відносно зовнішнього. З огляду на це потрібна нерухома посадка підшипника в корпусі і рухома – на валу. Зазвичай отвір корпусу обробляється по нерухомим посадкам ($K7$, $js6$), а шийка валу – по посадці ковзання $h6$. З метою підвищення надійності роботи для сполучення внутрішнього кільця підшипника з валом може бути використана більш широка посадка руху $g6$ або навіть ходова $f7$.

Проте, практика використання важконавантажених вібраційних машин показує, що значні інерційні сили завжди здатні дестабілізувати такі посадки і вик-

ликати провертання внутрішнього кільця на валу (а при великих швидкостях та амплітудах коливань спостерігається й провертання зовнішнього кільця в корпусі). Провертання супроводжуються підвищенням тепловиділенням і призводять до нерівномірного зношення посадкових поверхонь, появи слідів фретінг-корозії, а іноді – до погіршення властивостей мастильного матеріалу та засмічення мастильної порожнини продуктами зношення. Крім того, вібрація машини сприяє подальшому збільшенню посадкових зазорів, що утворилися за рахунок зношення, після чого виникає ударна взаємодія поверхонь підшипника і сполучених з ними деталей, яка приводить до руйнування підшипника.

Осьове кріплення в умовах вібрації не захищає від провертання кілець, а прикладання надмірних зусиль під час затягування різьбових кріпильних деталей може викликати деформацію кілець.

З метою зниження величини зношення посадкових поверхонь і запобігання фретінг-корозії звичайно проводиться термообробка шийки валу, іноді рекомендується підведення мастильного матеріалу до посадкової поверхні. Спеціальні підшипники для вібромашин фірми FAG мають звужене поле допуску на зовнішній та внутрішній діаметри [11].

Однак і ці заходи не повністю виключають можливості провертання кілець підшипника. В якості альтернативи може бути рекомендована спеціальна система сполучення підшипника з валом і корпусом, яка попереджує провертання кілець [12]. Внутрішнє кільце підшипника монтується на тонкостінній циліндричній втулці, а зовнішнє – в конічній гільзі (див. нижче рис. 4.10). Втулка встановлюється на вал із зазором по посадці $H7/h6$ (це забезпечує можливість відносного осьового переміщення валу і підшипника у плаваючих опорах, а також зручний монтаж-демонтаж), але фіксується від провертання шпонкою або штифтом. При товщині стінки втулки менше 8% її діаметра використовують посадку $H7/g6$ – деформація втулки під час запресування в підшипник забезпечить потрібний характер сполучення. Внутрішнє кільце підшипника встановлюється у втулці по посадці $k6$ (або $m6$), а зовнішнє в корпусі – по посадці $M7$.

Для легких вібраторів можливим варіантом є установка підшипників на вал

і в корпус за допомогою клею. Такий спосіб кріплення підшипника виключає небезпеку його деформації і зменшення внутрішніх зазорів, ударні впливи під час складання, знижує вимоги до якості і точності обробки посадкових поверхонь. З іншого боку, клейове з'єднання ускладнює процеси монтажу і демонтажу підшипникового вузла.

Спосіб установки підшипника має важливе значення з точки зору ремонтно-придатності опори. Зупинки високопродуктивного вібраційного транспортно-технологічного обладнання приводять до значних економічних втрат, тому до підшипникових опор ставляться наступні вимоги: підвищена надійність та можливість їх швидкої заміни запасними вузлами. В існуючих вібраторах друга вимога, як правило, не витримується. Оскільки, припустимо, грохот або інша вібромашина важкого типу зовсім нетранспортабельні, то відмова підшипника викликає необхідність в терміновому ремонті вузла на місці експлуатації, тобто в запиленому непристосованому приміщенні. При цьому ушкоджуються посадкові місця, забруднюється порожнина підшипника, а в результаті різко знижується довговічність опори.

Підшипникова опора важкої вібромашини має бути автономним вузлом, операції збирання, розбирання і заповнення мастильним матеріалом якого можуть бути виконані на спеціально обладнаній дільниці, а монтаж в корпус і на вал машини гранично спрощеним. Наприклад, демонтаж підшипника на рис. 4.10 з гільзи здійснюється за допомогою гідравлічного розпору через канал, а гільзи разом із вузлом з рами – віджимними болтами через різьбові отвори.

4.4 Вибір раціональних конструкцій вібростійких підшипникових вузлів

Описані в розділі 1 даної роботи основні динамічні схеми сучасних вібраційних машин визначають відповідні конструктивні типи такого обладнання. Наприклад, у ГОСТ 23788 передбачені вимоги до конструкцій інерційних грохотів, до яких відносять інерційні похилі (з одновальним дебалансним віброприводом і круговим годографом коливань сита) та самобалансні горизонтальні (з двоваль-

ним самобалансним віброприводом і спрямованими прямолінійними коливаннями сита) (див. схеми *a* і *б* на рис. 1.3).

Розглянемо деякі можливі варіанти раціональних конструкцій підшипникових вузлів вібраційних грохотів.

Конструкція одновального дебалансного віброприводу інерційного похилого грохоту (наприклад, типу ГІТ-71) приведена на рис. 4.8. Вал 1 із закріпленими на ньому дебалансами 5 спирається на підшипники 2 в корпусах 3, які змонтовані на коробі 4. Останній встановлений на пружних опорах 8. Обертання дебалансів викликає відповідні переміщення коробу. Використовуються сферичні дворядні роликотопідшипники серії 3600 за ГОСТ 5721. Для герметизації підшипникових вузлів прийняті ущільнювальні пристрої лабіринтового типу, утворені коробом 4 і втулкою 6. В якості змащувального матеріалу застосовується пластичне мастило 1-13 (ГОСТ 1510), яке, згідно технічній документації, слід додавати через спеціальний канал кожні 10 днів у кількості 80 г на кожний підшипник. Таке мастило працездатне при температурі навколишнього середовища від -40 до $+50^{\circ}\text{C}$. Для грохотів, призначених для роботи з гарячим агломератом, температура якого сягає $800-900^{\circ}\text{C}$, а повітря і газів в районі розташування підшипників – $500-600^{\circ}\text{C}$, передбачається примусова циркуляційна подача рідкого мінерального мастила до підшипників та система водяного охолодження підшипникових вузлів.

Самобалансні грохоти відрізняються наявністю двох валів з однаковими дебалансами, які обертаються в протилежні боки з однаковими швидкостями. Відцентрові сили, що виникають при цьому, взаємно врівноважуються в площині розташування валів і вібропривод генерує прямолінійно спрямоване змушене зусилля, вектор якого перпендикулярний лінії, що з'єднує центри обертання валів. Вали віброприводу синхронізуються зубчастою передачею з передатним відношенням 1:1. Інший можливий варіант – два незалежних (механічно не сполучених) одновальних віброприводів з паралельними протилежно обертовими валами. Синхронізація приводів здійснюється автоматично завдяки явищу самосинхронізації.

Умови роботи підшипників в інерційних похилих і самобалансних грохотах відрізняються наступним чином:

- в самобалансному грохоті удвічі більше підшипникових опор і відповідно менше навантаження, що припадає на один підшипник;
- підшипник інерційного похилого грохоту рухається по окружності, само-

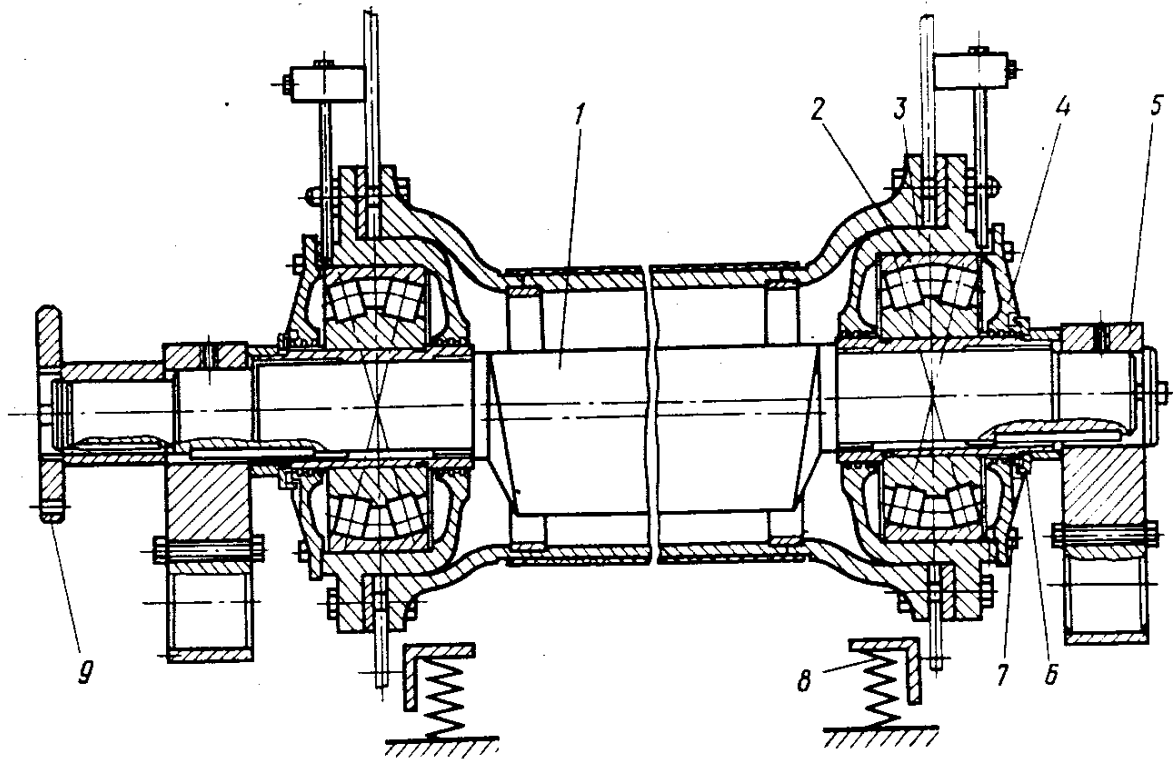


Рисунок 4.8 – Конструкція одновального дебалансного віброприводу інерційного похилого грохоту:

1 – вал; 2 – підшипник; 3 – корпус підшипника; 4 – короб; 5 – дебаланс;
6 – лабіринтова втулка; 7 – болт; 8 – пружні опори; 9 – півмуфта

балансного – здійснює прямолінійний рух.

Для зменшення навантаження на підшипники при нахилі сита до горизонту більше 20° можна знизити амплітуду і частоту коливань, якщо це не впливає на ефективність грохочення. Що стосується продуктивності, то вона при нахилі менше залежить від параметрів коливань і сильніше – від тертя між сипучим матеріалом і ситом.

В самобалансних грохотах з тією ж метою можна збільшити кут між напрямком коливань і ситом до $70-80^\circ$ з одночасним зменшенням амплітуди і частоти коливань.

При установці дебалансних валів використовується схема двоопорного ва-

лу з однією фіксованою і однією плаваючою опорами. Якщо навантаження занадто високі, двохопорні вали сполучають послідовно за допомогою муфт (співвісна конструкція) або паралельно (за допомогою зубчастої передачі чи використовуючи явище самосинхронізації).

Під час вибору підшипників для двохопорного валу вібромашини необхідно виконати розрахунки в наступному порядку:

- обчислити еквівалентне навантаження P на підшипник за формулами (1.4), (1.5);

- задатися орієнтовним значенням довговічності підшипника L_h , виходячи з існуючого досвіду проектування машин з близькими технічними характеристиками; за відсутності таких даних прийняти $L_h = 5000$ г;

- визначити потрібну динамічну вантажопідйомність C_n підшипника за наступною формулою:

$$C = P \left(L_h \frac{n}{16666} \right)^{1/m}, \quad (4.6)$$

де P – еквівалентне навантаження, Н; n – швидкість обертання підшипника, об/хв.; m – параметр, що залежить від типу підшипника (для роликопідшипників $m = 10/3$);

- вибрати з каталогу радіальний сферичний дворядний роликопідшипник з найближчою більшою динамічною вантажопідйомністю $C \geq C_n$; порівняти граничну частоту обертання підшипника із заданою частотою обертання дебалансного валу. Якщо $n > n_c$, знизити прийняте значення довговічності і повторити розрахунок.

Зростання потужностей сучасних гірничозбагачувальних комплексів та технологічних ліній по переробці гірничої маси викликає потребу у вібраційних машинах важкого типу, у тому числі у важких грохотах з великою площею просіювання. Звідси виникає необхідність у вібраторах, в яких відцентрова сила розподіляється на більше число опор, ніж в існуючих конструкціях. Наприклад, самобалансний грохот ГСТ-81Р має значні розміри – ширина між бортами коробу сягає 3000 мм. Вібратор грохота складається з окремих блоків, розташованих в районах бортів і сполучених карданними валами (рис. 4.9). Короткі вали не піддаються по-

мітному згинанню, попереджається можливість виникнення резонансних коливань валів при збільшенні прольоту між опорами, підвищується герметичність підшипникових вузлів. Кожен блок може бути знятий з грохота та відправлений у

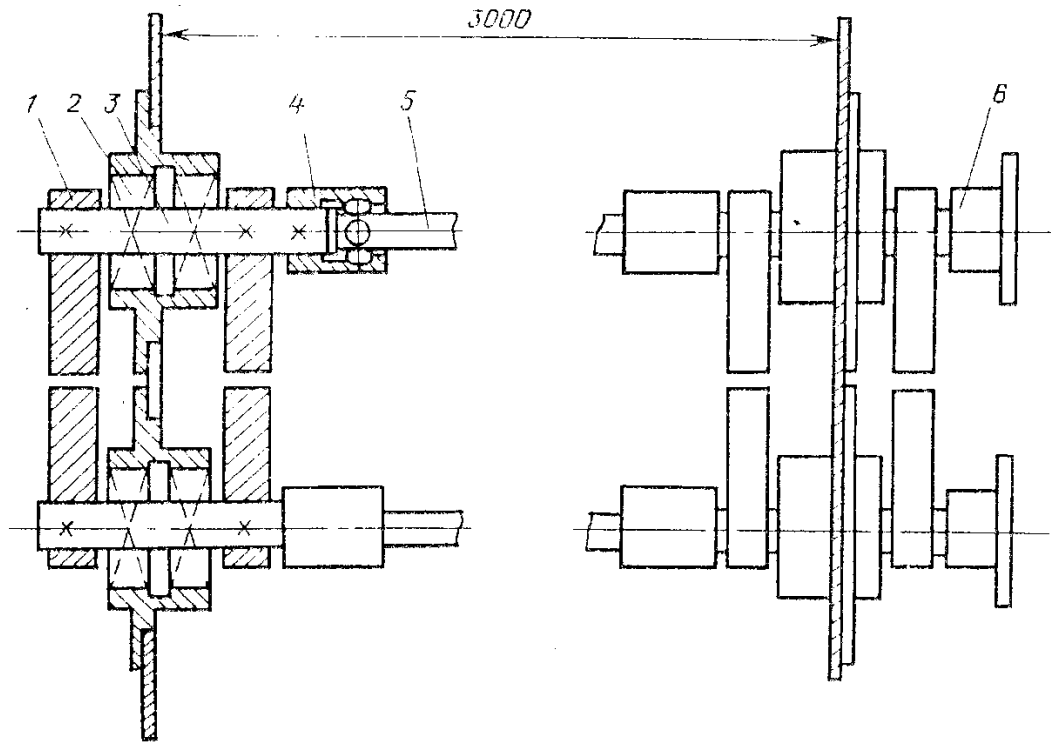


Рисунок 4.9 – Підшипникові вузли віброгрохота ГСТ-81Р:

1 – дебаланс; 2 – підшипник; 3 – вал блока; 4 – муфта;
5 – карданний вал; 6 – півмуфта приводу

спеціальне приміщення для ревізії і ремонту.

Підшипниковий вузол такого грохота зображений на рис. 4.10. Вузол скомпонований на базі дворядного сферичного роликпідшипника 30-3636КНУ. На відміну від основної модифікації 3636 даний підшипник постачений центрованим відносно зовнішнього кільця масивним сепаратором, його поверхні кочення піддані суперфінішній обробці, а початковий радіальний зазор збільшений удвічі. Підшипник 9 запресований в конічну гільзу 2 і на тонкостінну циліндричну втулку 13, яка встановлена на валу 4 на рухомій посадці і зафіксована від провертання шпонкою. Системи подачі масла і герметизації скомпоновані в тих самих гільзі і втулці. Таке конструктивне рішення дає можливість здійснювати більш жорсткі посадки кілець підшипника ($M7$ для зовнішнього кільця і $m6$ – для внутрішнього),

забезпечує автономність пристрою (в разі відмови підшипника вузол може бути розпресований і замінений запасним; ремонт самого вузла при цьому можна здійснювати в спеціально підготовленому приміщенні), виключає провертання кілець відносно валу і корпусу (зазвичай таке провертання веде до руйнування підшипника).

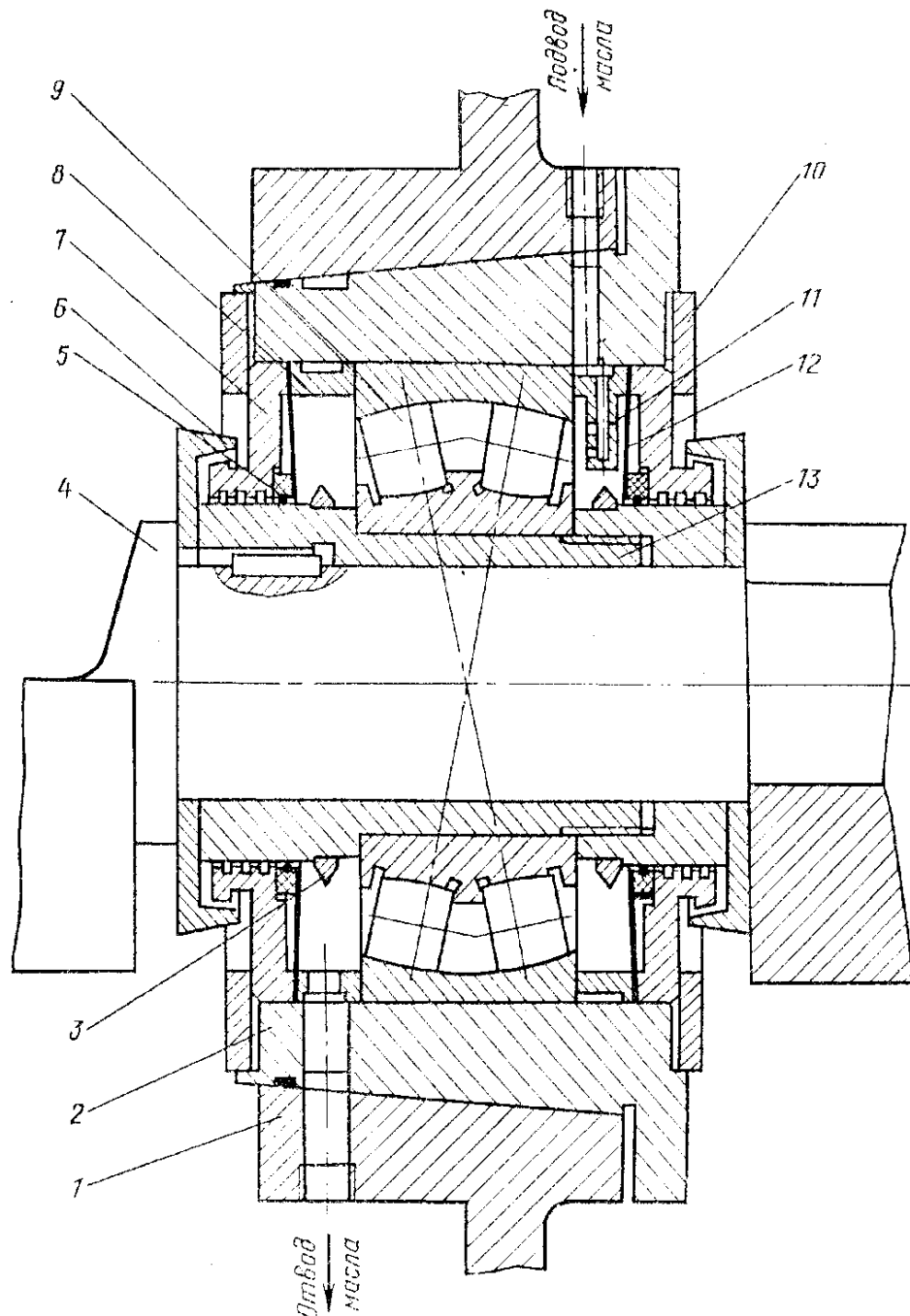


Рисунок 4.10 – Підшипниковий вузол грохоту ГСТ-81Р:

- 1 – корпус; 2 – гільза; 3 – масловідбивне кільце; 4 – дебалансний вал;
 5 – ущільнювальне кільце; 6 – відбійник; 7 – кришка; 8 – кільце;
 9 – підшипник; 10 – шайба; 11 – форсунка; 12 – мембрана; 13 – втулка

Для змащення підшипника рекомендується використовувати мінеральне масло МС-20, яке безупинно підводиться через форсунку 11 до поверхонь кочення та відводиться через отвір в гільзі 2 і корпусі 1. Основними елементами системи герметизації є торцеве ущільнення, що складається з кришки 7 і мембрани 12, закріплених в гільзі 2, та ущільнювальне кільце 5, напресоване на втулку. Для попереднього скидання масла передбачена установка масловідбивного кільця 3. Чорновий захист від пилу і бруду здійснюється відбійником 6. Промислові випробування грохотів, постачених описаним підшипниковим вузлом, підтверджують його високу працездатність.

Висновки:

- найважливішою умовою підтримки працездатного стану підшипникових вузлів вібраційних машин є забезпечення раціонального режиму змащення. Для віброприводів, що працюють в умовах легких та середніх навантажень, невисоких швидкостей обертання доцільніше використовувати консистентні мастила з подачею в підшипники під тиском за допомогою індивідуальних прес-масельничок або централізовано до усіх точок змащення. Найбільш вживаним консистентним мастилом є Ціатим-203 за ГОСТ 8773. Віброустановки з інтенсивним динамічним режимом коливань потребують циркуляційної подачі рідкого мастила під тиском. Крім популярного «індустріального» масла за ГОСТ 20799 можна використовувати матеріали, приведені в табл. 4.1. Дуже перспективним є метод змащення підшипників віброустановок за допомогою масляного туману;

- підшипниковий вузол обов'язково має бути захищений від контакту з навколишнім середовищем ефективними ущільнювальними пристроями. На працездатність ущільнень підшипникових вузлів вібраційних машин впливають інерційні сили, які виникають при коливному русі ущільнення разом із вібромашиною. Вибір між контактними і безконтактними конструкціями ущільнень, як правило, означає пошук компромісу між якістю герметизації та довговічністю підшипникового вузла. Хороші результати показують спеціальні манжетні ущільнення з трапецієвидними губками, які здатні врівноважувати дію інерційних сил і забезпе-

чувати надійну герметизацію підшипникового вузла. Вельми перспективно застосування торцевого механічного ущільнення, яке поєднує в собі простоту конструктивного виконання та високі показники ефективності і довговічності;

- надійність і довговічність підшипникового вузла залежить від правильного вибору посадок підшипника на вал і в корпус підшипникової опори. Рекомендується вибирати нерухому посадку підшипника в корпусі і рухому – на вал. Конструкція підшипникового вузла повинна забезпечувати простоту його монтажно-демонтажних операцій для подальшого ремонту в умовах спеціалізованого виробництва;

- різні конструктивні схеми найбільш вживаних типів вібраційних машин і різні умови роботи підшипників в них потребують різного підходу до проектування опор кочення. В якості прикладу в роботі запропоновані раціональні заходи зниження навантажень на підшипники грохотного обладнання (як для інерційних похилих конструкцій, так і для самобалансних). Для вібраційних установок з великою площею робочого органу доцільно використання підшипникових вузлів блокового виконання, які мають підвищену ремонтпридатність і відрізняються високим рівнем довговічності.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

Широке використання вібраційних технологій і техніки у різних галузях промисловості, у тому числі в гірничій та гірничозбагачувальній, створило сприятливі передумови для інтенсифікації безлічі важливих технологічних процесів, серед яких у першу чергу слід відзначити операції вібраційного транспортування гірничої маси та продуктів її переробки, вібраційного випуску сипких матеріалів з різного роду ємностей, вібраційного бункерування, грохочення, дроблення мінеральної сировини, вібраційного буріння та впровадження в опірне середовище, вібраційної зміцнювальної обробки деталей гірничих машин тощо. Усі вони відрізняються підвищеними продуктивністю та ефективністю у порівнянні з аналогічними, що виконуються традиційними способами.

Здійснений в роботі аналіз структурних та динамічних схем сучасних вібраційних машин дозволив виділити їх основні характерні риси, які забезпечують реалізацію потрібних у кожному конкретному випадку режимів коливань робочих органів для виконання тих чи інших експлуатаційних задач. Виділені основні найбільш розповсюджені схеми вібраційного обладнання гірничих та гірничозбагачувальних виробництв.

Найважливішими з точки зору надійності конструктивними елементами вібраційних машин слід визнати їх підшипникові вузли, які змушені сприймати високі динамічні навантаження з боку працюючих вібраційних приводів, вантажу на робочому органі та несприятливого навколишнього середовища. Не буде перебільшенням ствердження, що довговічність вібраційної машини у кінцевому розрахунку визначається довговічністю підшипникових вузлів її віброприводу. Важкі умови експлуатації підшипників вимагають подальших досліджень з метою розробки досконалих конструкцій опор та раціональних режимів підтримки їх працездатного стану.

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження показали, що при проектуванні важко навантажених вібраційних машин, у тому числі грохотів, слід використовувати підшипники кочення з великими коефіцієнтами пра-

цездатності, а саме: дворядні роликові сферичні або однорядні роликові з короткими роликами. Доцільно застосовувати спеціальні конструкції вібростійких підшипників, наприклад, розробки фірм FAG (Німеччина), SKF (Швеція) та BBC-R (Латвія). Вони відрізняються збільшеними діаметральними та осьовими габаритними розмірами роликів, центруванням сепаратора відносно внутрішньої поверхні зовнішнього кільця, підвищеними початковими зазорами між кільцями і роликами. Для вібраторів легкого та середнього типів (наприклад, для невеликих високошвидкісних грохотів) перспективно використання модифікованих радіальних роликопідшипників з короткими циліндричними бомбінованими роликами.

При використанні звичайних вітчизняних сферичних дворядних роликопідшипників серії 3600 потрібно дотримуватися певних рекомендацій щодо типу сепаратора, способу його центрування та зазорів між тілами кочення. В роботі запропоновані методики розрахунку навантажень на підшипники та вибору їх оптимальних типорозмірів, які дають можливість обґрунтовано визначити необхідну величину динамічної вантажопідйомності опор.

Найважливішою умовою підтримки працездатного стану підшипникових вузлів вібраційних машин є забезпечення раціонального режиму змащення. Для віброприводів, що працюють в умовах легких та середніх навантажень, невисоких швидкостей обертання доцільніше використовувати консистентні мастила з подачею в підшипники під тиском за допомогою індивідуальних прес-масельничок або централізовано до усіх точок змащення. Найбільш вживаним консистентним мастилом є Ціатим-203 за ГОСТ 8773. Віброустановки з інтенсивним динамічним режимом коливань потребують циркуляційної подачі рідкого мастила під тиском. Крім популярного «індустріального» масла за ГОСТ 20799 можна використовувати матеріали, приведені в табл. 4.1. Дуже перспективним є метод змащення підшипників віброустановок за допомогою масляного туману.

Підшипниковий вузол обов'язково має бути захищений від контакту з навколишнім середовищем ефективними ущільнювальними пристроями. На працездатність ущільнень підшипникових вузлів вібраційних машин впливають інерційні сили, які виникають при коливному русі ущільнення разом із вібромашиною.

Вибір між контактними і безконтактними конструкціями ущільнень, як правило, означає пошук компромісу між якістю герметизації та довговічністю підшипникового вузла. Хороші результати показують спеціальні манжетні ущільнення з трапецієвидними губками, які здатні врівноважувати дію інерційних сил і забезпечувати надійну герметизацію підшипникового вузла. Вельми перспективно застосування торцевого механічного ущільнення, яке поєднує в собі простоту конструктивного виконання та високі показники ефективності і довговічності.

Надійність і довговічність підшипникового вузла залежить від правильного вибору посадок підшипника на вал і в корпус підшипникової опори. Рекомендується вибирати нерухому посадку підшипника в корпусі і рухому – на вал. Конструкція підшипникового вузла повинна забезпечувати простоту його монтажно-демонтажних операцій для подальшого ремонту в умовах спеціалізованого виробництва.

Різні конструктивні схеми найбільш вживаних типів вібраційних машин і різні умови роботи підшипників в них потребують різного підходу до проектування опор кочення. В якості прикладу в роботі запропоновані раціональні заходи зниження навантажень на підшипники грохотного обладнання (як для інерційних похилих конструкцій, так і для самобалансних). Для вібраційних установок з великою площею робочого органу доцільно використання підшипникових вузлів блокового виконання, які мають підвищену ремонтпридатність і відрізняються високим рівнем довговічності.

Таблиця 3.1 – Деякі характеристики вібростійких підшипників фірм FAG та SKF

Розміри, мм			Підшипники фірми FAG (Німеччина)		Підшипники фірми SKF (Швеція)	
d	D	b	Умовне позначення	Динамічна вантажо-підйомність, $H \cdot 10^3$	Умовне позначення	Динамічна вантажо-підйомність, $H \cdot 10^3$
60	130	46	22312AS.MA.C380	196	22312CjA/W33A15	204
60	130	54	22313AS.MA.C380	224	-	-
70	150	51	22314AS.MA.C380	270	22314CjA/W33A15	270
70	150	63,5	22314AS.MA.C380	310	-	-
80	170	58	22316AS.MA.C380	325	22316CjA/W33A15	325
80	170	68,3	22316AS.MA.C380	380	-	-
90	190	64	22316AS.MA.C380	400	22318CjA/W33A15	415
90	190	73	22318AS.MA.C380	450	-	-
100	215	73	22320AS.MA.C380	520	22320CjA/W33A15	530
100	215	82,6	22320AS.MA.C380	570	-	-
110	240	80	22322AS.MA.C380	610	22322CjA/W33A15	640
110	240	92,1	22322AS.MA.C380	695	-	-
120	260	86	22324AS.MA.C380	735	22324CjA/W33A15	735
120	260	106	22324AS.MA.C380	805	-	-
130	280	93	22326AS.MA.C380	850	22326CjA/W33A15	850
130	280	112	22326AS.MA.C380	965	-	-
140	300	102	22328AS.MA.C380	980	22328CjA/W33A15	980
140	300	118	22328AS.MA.C380	1080	-	-
150	320	108	22330AS.MA.C380	1100	22330CjA/W33A15	1120
150	320	128	22330AS.MA.C380	1270	-	-