

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»
УДОСКОНАЛЕННЯ СПЕЦІАЛЬНОГО
ВІБРОПРЕСОВОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ
ВИРОБІВ З ПІДВИЩЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ
ВЛАСТИВОСТЯМИ**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМм-21

Артюх Богдан Валерійович

(підпис)

Керівник:

д.т.н., професор

Повстяной Олександр Юрійович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«__» _____ 20__ р.

Гарант освітньої програми:

к.т.н., доцент

Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2023 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: магістр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

“ _____ ” _____ Р.Редько
2023 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Артюху Богдану Валерійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: *Удосконалення спеціального вібропресового обладнання для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями*
Керівник роботи: *Повстяной Олександр Юрійович, д.т.н., професор*, затверджені наказом закладу вищої освіти від «14» січня 2023 р. № 42/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи: 1.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: *оболонки високого тиску, вібровимірвальна апаратура ВІБ – БТН, плата ADC-1280, диференційний підсилювач сигналу*

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):

Анотація. Зміст. Вступ. 1 Питання вібраційного формування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями. 2 Розробка конструкції вібраційного модуля на оболонках високого тиску. 3 Дослідження вібраційного модуля з просторовими коливаннями. 4 Експериментальне дослідження властивостей порошкових матеріалів з використанням методу вібраційного ущільнення Висновки. Список використаних джерел

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Тема, мета, завдання – 1 лист (ф.А1), конструктивні схеми вібраційних виконавчих механізмів – 1 лист (ф.А1), розрахункова схема виконавчого механізму – 1 лист (ф.А1), виконавчий механізм вібраційного модуля на оболонках – 1 лист (ф.А1), принципова схема вимірвального комплексу – 1 лист (ф.А1)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

02.09.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми, огляд літератури із досліджуваної проблеми</i>	<i>15.09.23</i>	
2.	<i>Загальні відомості. Характеристика об'єкта віброформування.</i>	<i>01.10.23</i>	
3.	<i>Питання вібраційного формування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями</i>	<i>15.10.23</i>	
4.	<i>Розробка конструкції вібраційного модуля на оболонках високого тиску</i>	<i>25.10.23</i>	
5.	<i>Дослідження вібраційного модуля з просторовими коливаннями</i>	<i>01.11.23</i>	
6.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.11.23</i>	
7.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>25.11.23</i>	
8.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи магістра до захисту</i>	<i>01.12.23</i>	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

Артюх Б.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

Повстяной О.Ю.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. ПИТАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ВИРОБІВ З ПІДВИЩЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ.....

1.1 Способи формування виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.....

1.2 Огляд існуючих способів вібраційного пресування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.....

1.3 Обладнання для вібраційного пресування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.....

1.4 Огляд гідравлічних вібраторів.....

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ НА ОБОЛОНКАХ ВИСОКОГО ТИСКУ.....

2.1 Аналіз властивостей оболонок високого тиску.....

2.2 Дослідження пружних властивостей оболонок високого тиску.....

2.3 Статичні характеристики виконавчих механізмів на оболонках високого тиску.....

2.4 Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка на оболонках високого тиску.....

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ З ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ.....

3.1 Динамічні характеристики гідравлічного вібраційного модуля.

Характеристики гідравлічного вібратора.....

3.2 Аналіз частотних характеристик вібраційного модуля.....

3.3 Стійкість резонансних режимів гідравлічного вібраційного модуля....

3.4 Експериментальне дослідження режимів роботи гідравлічного вібраційного модуля.....

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ
ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ВІБРАЦІЙНОГО
УЩІЛЬНЕННЯ.....

4.1 Методика проведення досліджень.....

4.2 Вибір матеріалу та конфігурації майбутніх заготовок.....

4.3 Вимірювальна апаратура.....

4.4 Вплив параметрів та форми коливань прес-форми на якість
виробів.....

ВИСНОВКИ.....

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....

ВСТУП

Актуальність проблеми. У сучасних військових умовах українська промисловість повинна орієнтуватись на створення техніки, на удосконалення та розробку нових технологічних процесів. Ці можливі заходи дають економічний ефект і забезпечують охорону навколишнього середовища.

Використання вібрацій – це цілеспрямоване підвищення ефективності технологічних процесів і машин. Тепер застосовують велику кількість вібраційних машин та обладнання для різноманітних технологічних операцій. Вібраційна технологія та техніка з кожним роком розширюють галузь свого застосування.

Використання вібраційної техніки дозволяє вдосконалити технологічні процеси виробництва деталей. Застосування таких вібраційних технологій можливе при наявності спеціального устаткування. Потрібно більш раціонально проводити модернізації та удосконалення існуючого обладнання спеціальними вібраційними модулями.

Вивчення і розвиток процесів віброформування відбувається за такими основними напрямками:

- розробка основ пресування;
- створення нових технологічних процесів;
- створення нового обладнання та інструменту.

В якості вібраційного приводу застосовуються різного роду вібратори. Вібраційні машини – це гідравлічні вібратори з виконавчим механізмом на оболонках високого тиску, дослідженню характеристик яких присвячено дану роботу.

Випуск промисловістю різних гідроагрегатів значною мірою використанню гідравлічних вібраторів сприяє.

З'являється багато різних гідрофікованих машин і агрегатів. Це дає можливість використовувати на цих машинах вібратори з гідравлічним використанням енергії.

Мета і задачі дослідження. Розробка та дослідження вібраційного модуля з гідравлічним насосом для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі основні задачі:

- обґрунтувати вибір конструктивних схем гідравлічних вібраторів;
- розробити конструктивну схему вібраційного модуля;
- дослідити частотні характеристики вібраційного модуля;
- розробити інженерну методику проектування вібраційних модулів для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Об’єкт дослідження – вібромашини для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Предмет дослідження – вібраційний модуль на оболонках високого тиску для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Практичне значення роботи. Розроблені нові конструктивні схеми вібраційних модулів для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями. Розроблена нова методика проектування вібраційних модулів для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями.

Особистий внесок магістранта. Основні результати та положення, рекомендації отримані автором самостійно.

РОЗДІЛ 1

ПИТАННЯ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ ДЛЯ ОТРИМАННЯ ВИРОБІВ З ПІДВИЩЕНИМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

1.1 Способи формування виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями

У склад технологічного процесу виробництва виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями входить формування з них заготовок, спікання і кінцева обробка.

Виготовлення деталей – процес отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями, при якому використовується значна кількість різних методів формування.

До перервних методів формування з поступово зростаючим тиском належить статичне пресування в закритій прес-формі, газостатичне пресування, допресовка, холодна і гаряча штамповка.

Перервні методи – вібраційне, ударне, гідродинамічне, магнітно-імпульсне пресування, штамповка на високошвидкісних молотах.

Без прикладання тиску – вібровкладання металевого порошку.

Неперервні методи з постійним тиском – прокатка з тиском, мундштучне пресування, екструзія заготовок.

Умови формування визначають фізико-хімічні і механічні властивості готових виробів, їх експлуатаційне призначення.

При формуванні металевого порошку виділяють три стадії пресування (рис. 1.1).

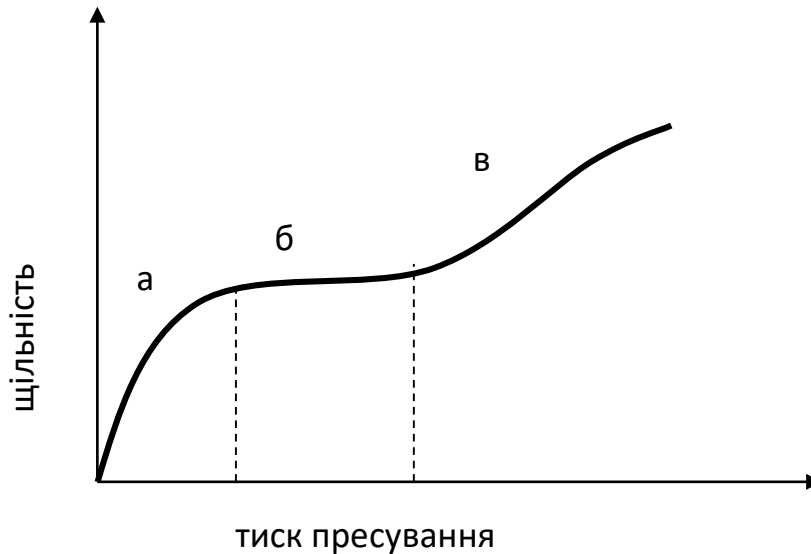


Рисунок 1.1 - Крива ущільнення порошку при пресуванні матеріалів

З графіка видно, що інтенсивне ущільнення виникає на першій стадії процесу, за рахунок їх змішування.

Переміщення частинок може гальмуватись значним тертям їх по поверхні сусідніх частинок. Ущільнення на першій стадії процесу (рис.1, ділянка а) пов'язано з руйнуванням так званих арок. Ця стадія характеризується пружним розвантаженням деяких з контактів, яке виникає в самому початку процесу ущільнення.

Друга стадія процесу характеризується тим, що частинки порошку, здійснюють визначений опір стиску, тиск пресування зростає, а щільність не збільшується.

В процесі пресування виникає взаємне накладання вказаних стадій ущільнення, вони протікають одночасно.

Іншими факторами є тертя порошку об стінки матриці, форма і розміри деталей, при пресуванні відповідна схема навантаження.

Задача отримання виробів з потрібними властивостями різних сипких матеріалів може бути вирішена в тому випадку, коли можна отримати рівномірну, щільну укладку частинок.

1.2 Огляд існуючих способів вібраційного пресування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями

Задача вібраційного впливу - забезпечити максимальну рухливість матеріалу. Це сприяє хорошему розподілу порошку по об'єму прес-форми та забезпечує високу щільність частинок.

Початком другого етапу вважають момент утворення твердого "кістяка. На цьому етапі пружна складова деформації виробу стає більш вагомою.

Великі відмінності фізико-механічних властивостей виробів визначають різні підходи при призначенні різних режимів вібронавантаження.

Під дією вібрації порошок переходить у стан "очікування", добре заповнює порожнини форми. Вібрації такої інтенсивності гасяться силами тертя і розшаровуванню порошку по фракціях – сегрегації.

Перспективним у плані підвищення якості виробів є спосіб вібраційного пресування з використанням нових вібрацій.

Відомості про вібраційне пресування зі складною схемою навантаження дуже нечисленні.

Задача створення вібраційного обладнання є дуже актуальною.

Вдосконалення статичного способу пресування проводилось по двох напрямках. Перший – зменшення тертя частинок по стінках прес-форми, другий – розробка конструкцій прес-форми.

Амплітуда коливань впливає на щільність укладання частинок.

При вібраційному ущільненні не можна вводити в'язкі компоненти. Зменшення тертя між частками і пластифікаторами виявляє позитивний вплив.

Якщо малі порошки створюють пилюку при вібраційному ущільненні, то їх змочують водою, спиртом.

Якщо порошок складається з часток різного розміру, то потрібно застосовувати амплітуду, яка забезпечує ефективну орієнтацію великих часток. Напрямок вібрування таким чином зверху або знизу дуже незначно відображається на щільності укладання часток.

Ущільнення різних порошоків під впливом вібрації з частотою 4000-5000 коливань/хв. відбувається в перші 5 с. Встановлено, що найважчі частки при всіх частотах вібрування вкладаються швидше, ніж легші того ж розміру.

Найрізноманітні галузі промисловості проявляють зацікавленість до вібраційного методу формування виробів з різних матеріалів.

Вибір способу формування деталей з порошоків визначається пластичними властивостями частинок та розмірами і формою виробу. Якщо необхідно ущільнити матеріал, що легко піддається пластичній деформації, це може бути виконано звичайним статичним пресуванням. Хоча на практиці такі випадки досить рідкі. При достатній вивченості технічних параметрів вібраційний спосіб ущільнення повинен замінити всі існуючі способи формування. Тому говорять про основні принципи вібраційного формування заготовок і виробів з порошоків.

Формування порошоків проводять по різноманітних варіантах за такими ознаками:

- по характеру динамічної дії на матеріал;
- по співвідношенню між статичною та динамічною складовими зусилля пресування;
- по характеру процесу: дискретне вібраційне формування, неперервне вібраційне формування;
- по циклограмі проходження пресу: з попереднім вібраційним ущільненням і наступним статичним пресуванням, з вібраційною.

Енергію вібрації порошку можна передати по наступних схемах :

- по схемі “контейнера, що вібрує”;
- по схемі “вібруючих пуансонів”;
- одночасно нижнім пуансоном та матрицею.

При виборі схеми пресування потрібно, щоб енергія вібрації передавалась від вібратора до виробу що пресується. Це забезпечується при достатній жорсткості опор. Залежно від такого співвідношення параметрів процесу, розмірів може мати місце такий випадок, коли вся енергія вібрації поглинається пружними опорами пуансонів. Встановлено, що найбільш ефективні установки з вібруючою матрицею.

У всіх випадках, які потребують значних тисків пресування, застосування вібраційного ущільнення є ефективне, якщо навіть при цьому не збільшується щільність вкладки частинок. В цьому випадку ефективність застосування вібраційного способу ущільнення виражається в більшій однорідності розподілення щільності і в значному зниженні тиску пресування, а також, і внутрішніх напружень.

Вібраційний спосіб дозволяє отримати високу щільність при укладці частинок та рівномірно розташувати ці частинки різного розміру. Тому щільність вібраційної вкладки залежить від співвідношення розмірів і кількості фракцій частинок.

1.3 Обладнання для вібраційного пресування для отримання виробів з підвищеними експлуатаційними властивостями

Є три способи збудження вібрацій неавтономних динамічних систем:

- силовий;
- кінематичний;
- параметричний.

Системи з силовим і кінематичним збудженням роблять вимушені коливання, а з параметричним збудженням – параметричні коливання.

Силове збудження коливань здійснюється дією на систему вимушених сил та вимушених моментів. Кінематичне збудження коливань здійснюється завдяки наданню деяким тілам зовнішніх збурень.

Вихідними даними при цьому виборі типу і розробці конструкції вибропресового устаткування є параметри динамічного навантаження.

Простота конструкції такого приводу полегшує проектування, монтаж та обслуговування. Дисбалансна схема здійснюється двокомпонентним навантаженням робочої ланки.

Існуючі відомі переваги гідравлічного приводу дозволяє рахувати його ефективним при створенні обладнання великої потужності. Віб्रोпреси мають нову конструкцію, але в деяких випадках модернізуються.

Велика кількість вібраційних машин працює в режимах вимушених коливань. Використання коливань відкриває можливості для розробки вібраційного приводу. Робота поблизу звичайного резонансу в режимі супергармонійного резонансу, в супергармонійному режимі, в режимі комбінаційного резонансу.

Параметричні резонанси відрізняються від резонансів при вимушених коливаннях. Параметрично збуджені коливання підтримуються за рахунок зміни параметрів системи.

Основним вузлом вібраційної машини є вібратор, призначення якого полягає в перетворенні енергії.

Для ущільнення порошкових матеріалів використовують пневматичні, гідравлічні, електромагнітні та магніострикційні вібратори. Пневматичні вібратори мають достатню потужність (рис.1.2).

Пьезострикційні та магніострикційні вібратори з-за дуже малої потужності непридатні для ущільнення об'ємів порошку більш 2 см². Електромагнітні вібратори в області високих частот мають невелику потужність, вони складні і є складними в експлуатації.

Від інших типів вібраторів, гідравлічні відрізняються підвищеною питомою потужністю, герметичністю, зниженим рівнем шуму.

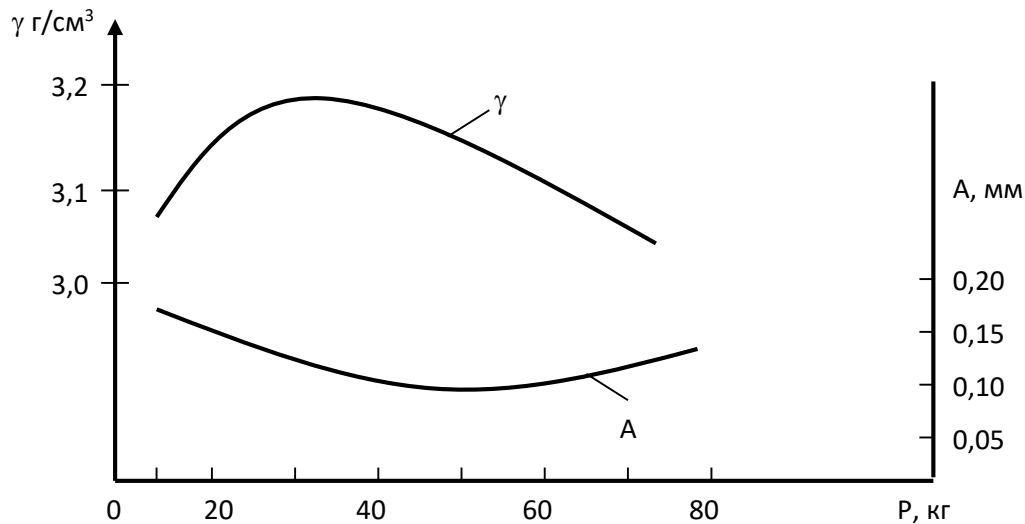


Рисунок 1.2 – Залежність амплітуди вібрації і щільності брикетів від тиску пружин на пуансон

Використання енергії рідини в гідравлічних вібраторах надає їм ряд особливостей. З однієї сторони – специфічність енергоносія звужує область їх застосування. З іншого боку – ця специфічність надає їм цілий ряд переваг.

Гідравлічні вібратори не складають конкуренції іншим типам. Їх використання тільки розширить область технічного застосування вібрацій. З їх допомогою раціонально вирішувати задачі, що із застосуванням інших вібраторів вирішити неможливо.

1.4 Огляд гідравлічних вібраторів

Гідравлічні вібратори складаються з гідравлічного двигуна і робочого елемента, який збуджує механічні коливання. В гідравлічних вібраторах робоче зусилля створюється шляхом використання кінетичної енергії рідини. В гідравлічних вібраторах рушійні сили здійснюються шляхом застосування потенціальної енергії рідини.

Розрізняють вібратори односторонньої або двосторонньої дії. Гідравлічні вібратори бувають інерційними та кінематичними. Основна конструктивна ознака вібратора визначається формою та характером руху робочого елемента.

Гідравлічні віброзбуджувачі поділяються на пульсаторні та автоколивальні. Віброзбуджувачі першого типу побудовані по принципу збудження виконавчого органа пульсуючим тиском.

Гідравлічні віброзбуджувачі створюють значні сили при значних величинах коливань. Регулювання режимів роботи просте порівняно з іншими віброзбуджувачами. Недоліками гідравлічних віброзбуджувачів це складність конструкції, нагрів та втечі робочої рідини.

Гідравлічні вібратори ділять на дросельні та об'ємні. Виконавчий механізм гідравлічного об'ємного вібратора визначають його динамічні характеристики, функціональні можливості та експлуатаційні показники.

Виконавчі механізми гідравлічних вібраційних машин повинні забезпечувати, невеликі переміщення. Це дозволяє використовувати в якості виконавчих механізмів різноманітні еластичні камери та оболонки. Розрахунок таких виконавчих механізмів потребує вивчення властивостей еластичного елемента та його пружних характеристик. Аналіз властивостей оболонок високого тиску дозволяє зробити висновок, що оболонка може бути використана в якості еластичної камери

Вібраційний виконавчий механізм відповідає таким основним вимогам:

- висока довговічність;
- простота обслуговування і експлуатації;
- можливість отримання складних форм руху;
- можливість регулювання параметрів виконавчого механізму;
- поєднання виконавчого механізму з основними пружними зв'язками;
- розосередження збуджуючих зусиль.

Основними розрахунковими характеристиками є:

- несуча (ефективна) площа;

- жорсткість основних і гідравлічних зв'язків;
- статичний коефіцієнт підсилення.

Аналіз оболонок високого тиску показав, що в підтисненому стані, оболонка володіє несучою здатністю та пружними властивостями.

Гідравлічні вібраційні виконавчі механізми можна представити конструктивно у вигляді декількох основних схем.

Виконавчі механізми для лінійних переміщень робочого органу представлені на рис. 1.3а. Рукави підтиснені до еліптичного стану між нерухомим корпусом та рухомим елементом.

На рис. 1.3б приведена конструктивна схема виконавчого механізму для кутових коливань. Оболонки з'єднані перехресно і також утворюють дві робочі порожнини.

На рис. 1.3в приведена схема виконавчого механізму для реалізації обертальних (або еліптичних) коливань. Важливою перевагою цих механізмів є компактність конструкції.

Для виготовлення виробів високої густини методом вібраційного деформування необхідно розробити промислову технологію. Для побудови технологічних процесів потрібно враховувати об'ємну деформацію та деформацію ущільнення.

Експериментальне обґрунтування та оцінка даних моделей для реальних умов навантаження в літературі висвітлені недостатньо. Це поєднано з технологічними труднощами, які пов'язані з питанням створення методики досліджень. Складність виготовлення експериментального обладнання не дає змоги проводити повноцінні дослідження.

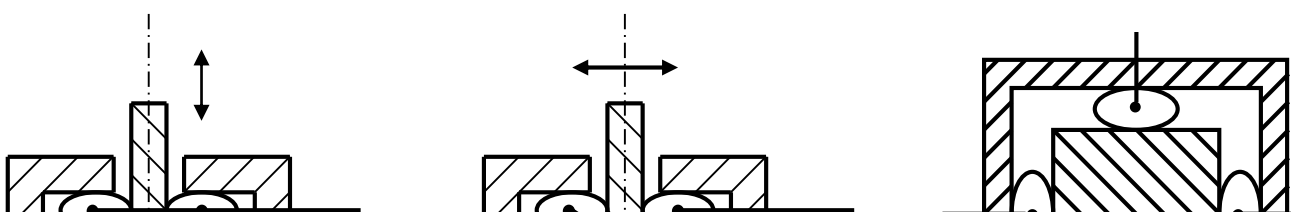


Рисунок 1.3 – Конструктивні схеми вібраційних виконавчих механізмів

В якості основи для розробки конструктивної схеми вібраційного модуля пропонується використовувати схему осьового одностороннього навантаження.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ НА ОБОЛОНКАХ ВИСОКОГО ТИСКУ

2.1 Аналіз властивостей оболонок високого тиску

Виконавчі механізми вібраційних машин, як правило, повинні забезпечувати малі переміщення. Це дозволяє використовувати в якості виконавчих механізмів гідравлічних вібраторів як мембрани, так і різні еластичні оболонки.

Для використання оболонок високого тиску їх необхідно підтиснути в радіальному напрямку до еліптичної форми. Рукаву надається несуча здатність, яка оцінюється величиною ефективної робочої площини.

Гумові шари в оболонках високого тиску виконують ряд функцій. Внутрішній гумовий шар – камера забезпечує герметичність оболонки.

В залежності від розмірів та особливостей конструкції товщина камери складає 1,2 – 12,3 мм. Підвищення жорсткості не враховує сумісні деформації та переміщення шарів каркасу.

Це неможливо пояснити ні теорією товстостінних судин, ні технічними причинами.

Особливий вплив на працездатність оболонки має пульсуюче навантаження та гідравлічні удари.

Розглянемо поведінку оболонки – несучого каркасу під дією внутрішнього тиску. Кут “рівнодійного” стану складає $54^{\circ}44'$. Цей кут відповідає максимальному об’єму циліндра. Якщо дійсний кут більший або менший ніж $54^{\circ}44'$, то при зростанні тиску в рукаві кут завжди зростає (рис. 2.1).

Інтервал значень кутів накладання в каркасі від 15° до 45° дає можливість використовувати оболонки в якості виконавчих механізмів.

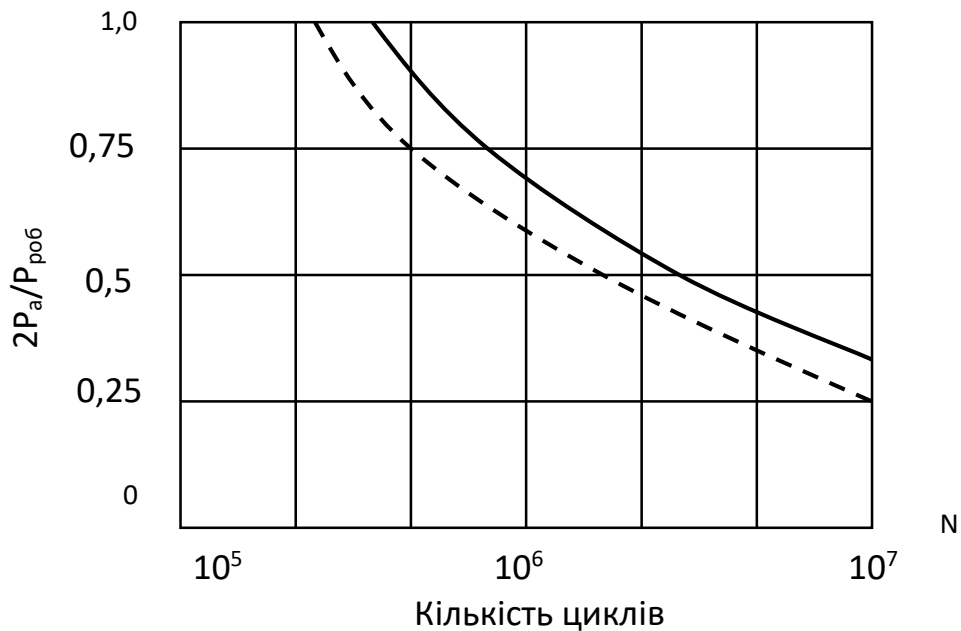


Рисунок 2.1 – Залежність витривалості оболонок обплетених дротом РВДМ від амплітуди тиску. — оболонка діаметром 16мм.; - - - оболонка діаметром 32мм

Використання оболонок в якості робочих передбачає радіальну деформацію оболонки з появою контактної площадки (рис.2.2). Для надійної герметизації оболонки монтують з радіальною деформацією, яка складає в деяких випадках 50% D.

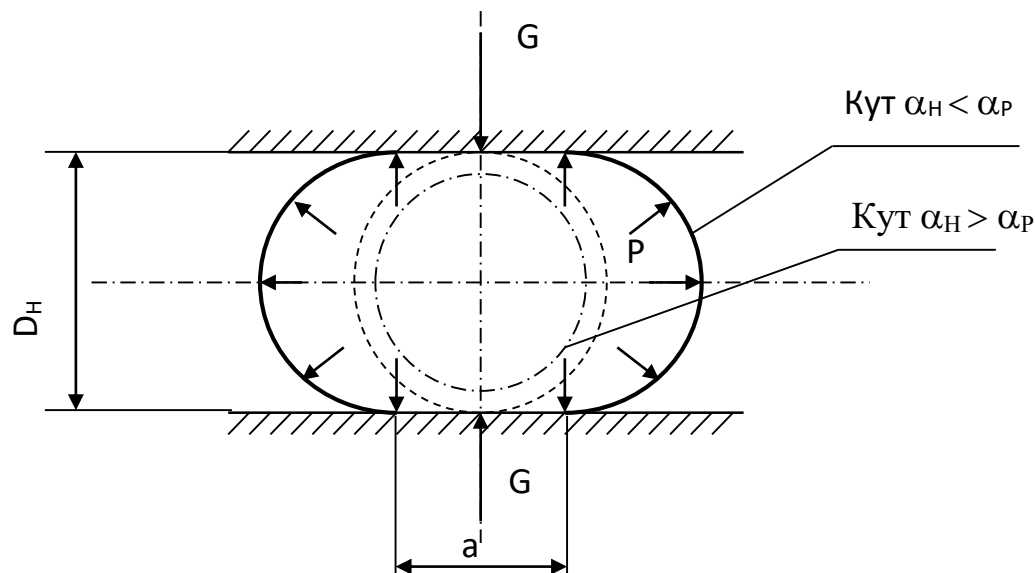


Рисунок 2.2 – Зміна діаметру оболонки від дії тиску в залежності від кута накладення обплетення

Напірні оболонки високого тиску мають малу згибну жорсткість. Тому що відношення діаметру несучого каркасу оболонки D , до діаметру дроту d велике. Для стандартних оболонок діаметр дроту в обплетеннях рівний $d = 0,3$ мм, а діаметр несучої оболонки D від 9 мм для оболонки з $d_{ВН} = 6$ мм до 45 мм для оболонки з $d_{ВН} = 38$ мм (рис.2.3).

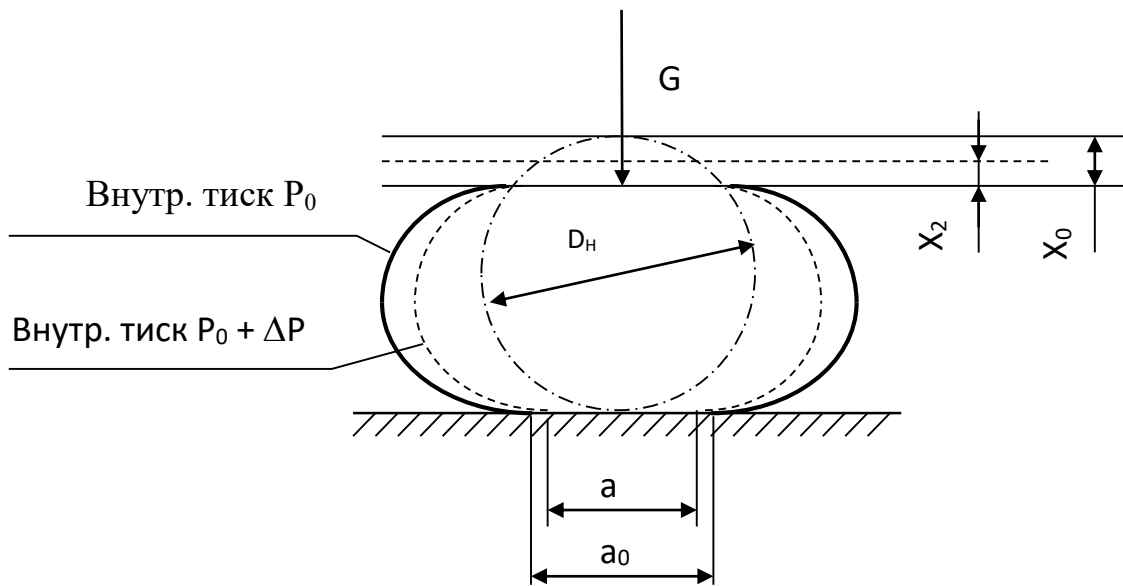


Рисунок 2.3 – Схема, яка ілюструє здатність підтисненої оболонки здійснювати роботу переміщення

Враховуючи, що в реальному механізмі є робочий діапазон зміни деформації це приводить до появи додаткових навантажень в динамічному режимі на несучий каркас обплетення оболонки (рис.2.4).

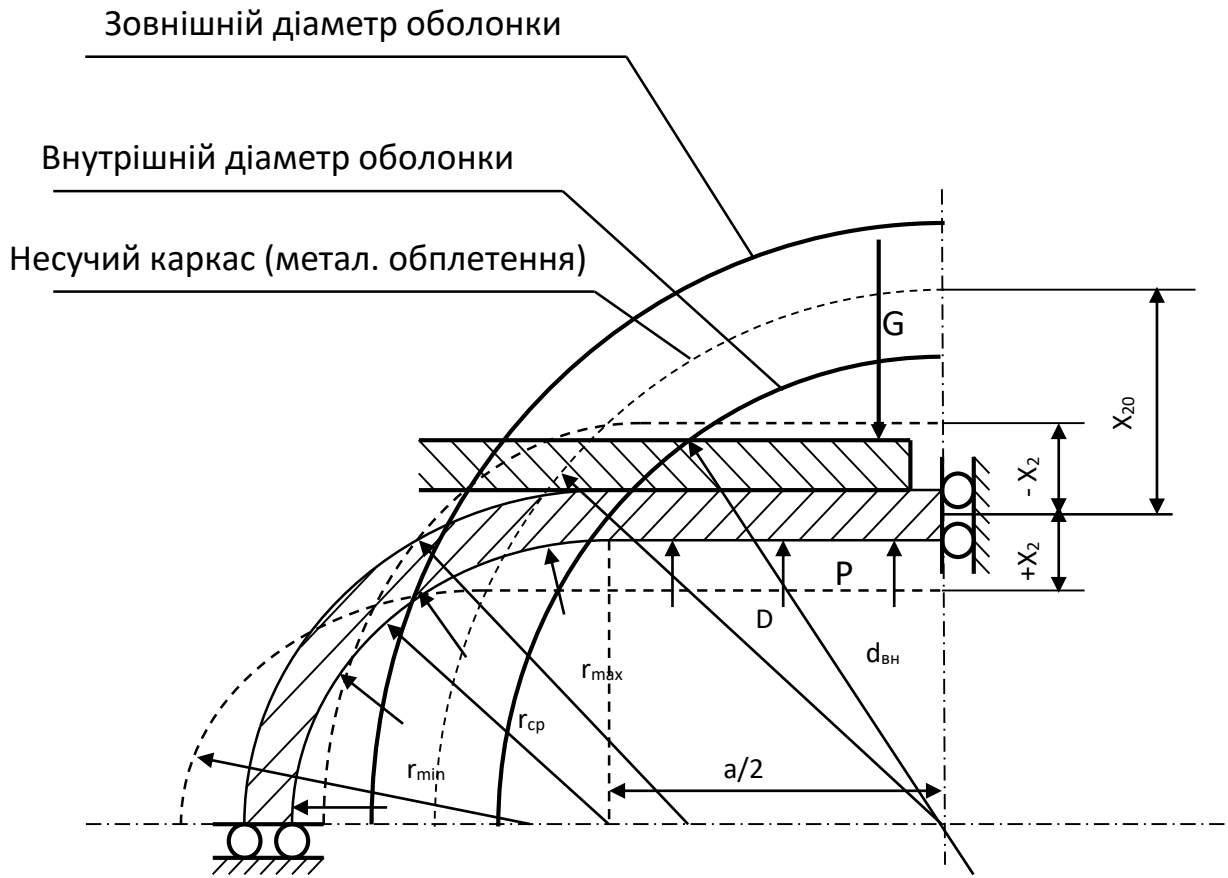


Рисунок 2.4 – Згин несучого каркасу оболонки під дією зовнішньої сили G та внутрішнього тиску P

Проведений аналіз дозволяє розглянути оболонки високого тиску як робочу камеру виконавчого вібраційного механізму

2.2 Дослідження пружних властивостей оболонок високого тиску

Застосування оболонок високого тиску в якості робочих камер вібраційного механізму вимагає вивчення основних розрахункових характеристик пружних елементів. До основних характеристик оболонок високого тиску, як робочих камер, відносять несучу здатність оболонки та її пружні властивості.

Ефективна площа F_2 та жорсткість C визначається дослідним шляхом по схемі наведеній на рис. 2.5.

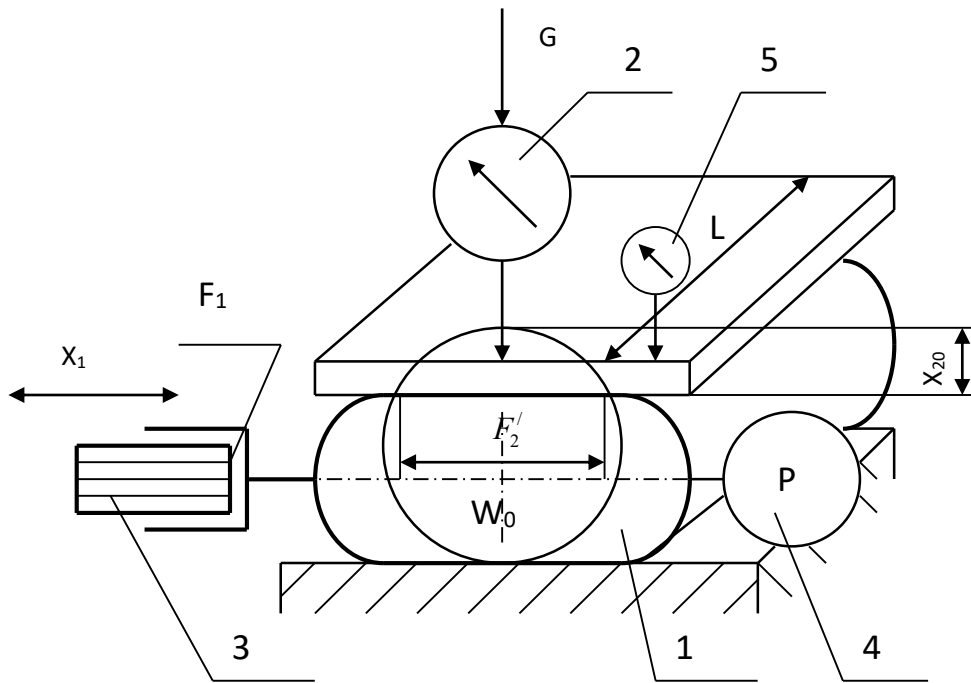


Рисунок 2.5 – Схема визначення основних характеристик пружного елемента:

1 – оболонка високого тиску;

2 – пристрій для навантаження з динамометром;

3 – плунжер з гільзою; 4 – манометр; 5 – індикатор часового типу

2.3 Статичні характеристики виконавчих механізмів на оболонках високого тиску

Виконавчі механізми з використанням оболонок високого тиску можна представити у вигляді схеми (рис.2.6). Кількість та розміщення робочих оболонок в виконавчому механізмі може змінюватися. Переміщення робочого органу залежить від подачі пульсуючого потоку в робочій порожнині. Довжина оболонки, забезпечує розподіл зусилля по всій довжині робочого органу.

Конструктивні схеми виконавчих механізмів можна звести до однієї розрахункової системи (рис.2.6).

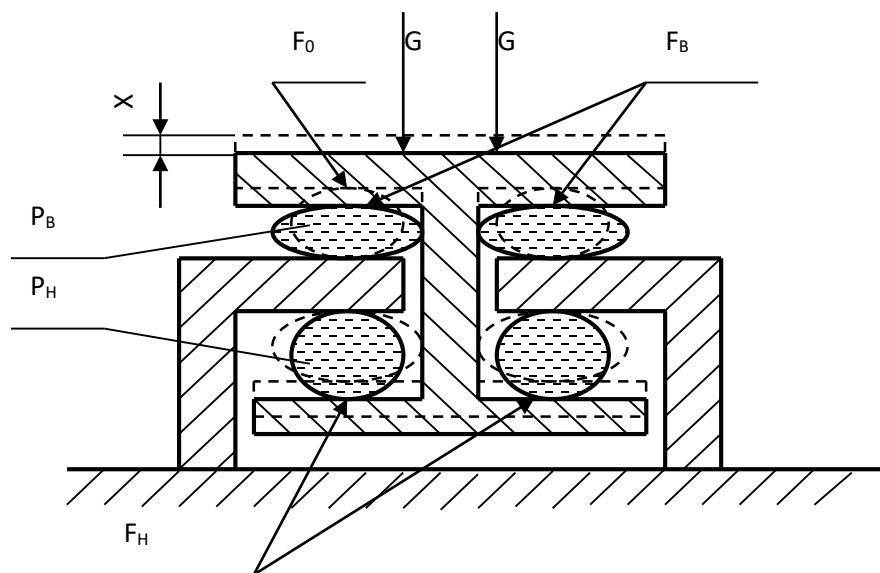


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема виконавчого механізму

Схема 1. Тиск в оболонках $P_0 = 0$ (рис.2.7). При навантаженні виконавчого механізму зовнішньою силою G через динамометр фіксуємо її значення, та за допомогою індикатору – переміщення робочого органу.

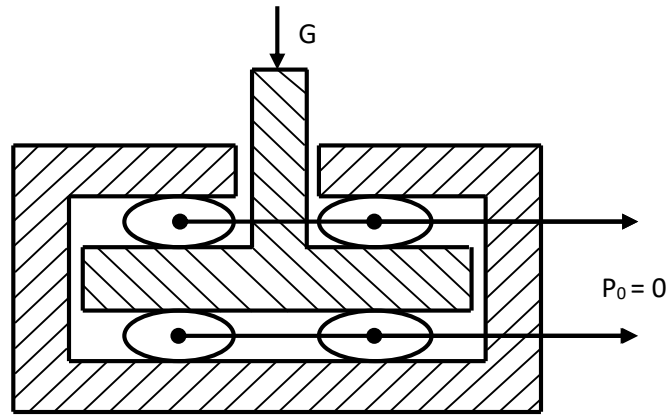


Рисунок 2.7 – Схема першого дослідів

Схема 2. Тиск в оболонках $P_0 \neq 0$ та підтримується постійним (рис. 2.8).

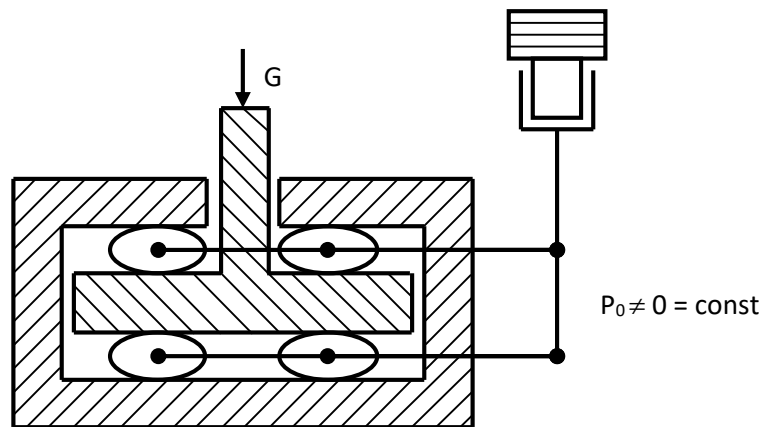


Рисунок 2.8 – Схема другого дослідів

Схема 3. Тиск в системі підтримується постійним (рис.2.9).

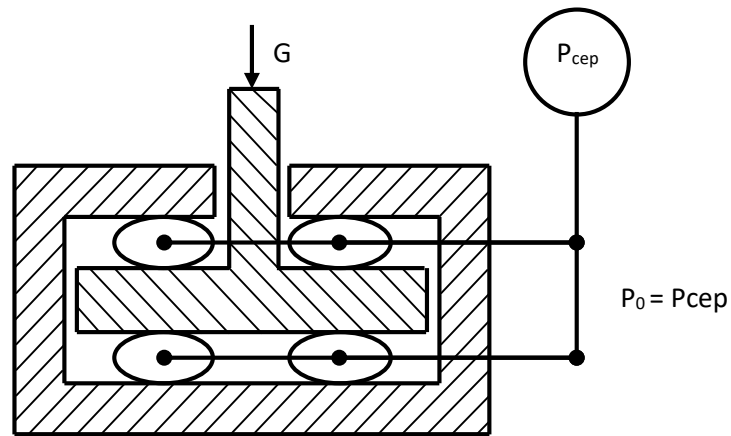


Рисунок 2.9 – Схема третього досліду

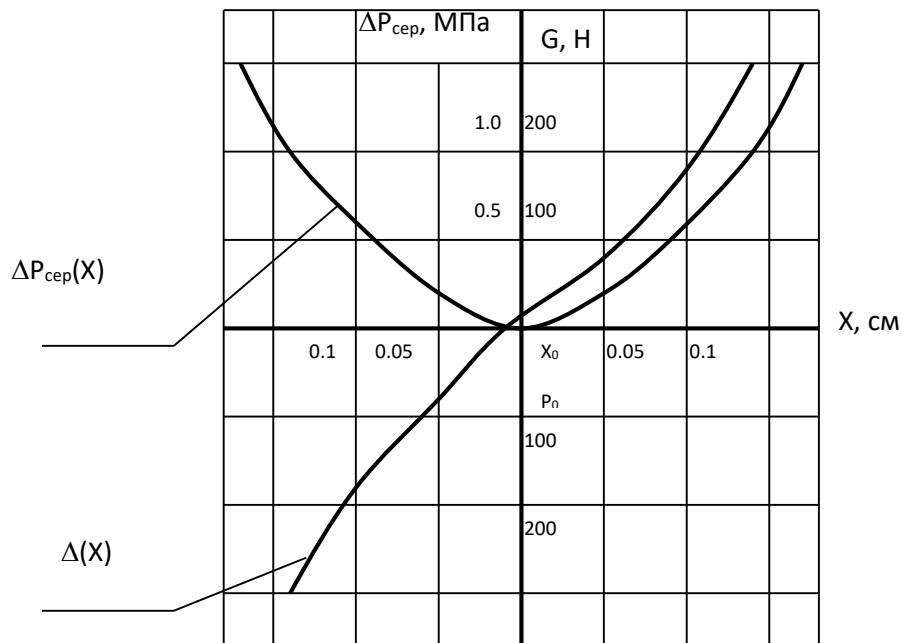


Рисунок 2.10 – Визначення об'ємної пружної деформації робочих порожнин виконавчого механізму

Схема 4. Загальна схема досліду представлена на рис.2.11. При розгляданні її були отримані аналітичні залежності для визначення сумарної жорсткості.

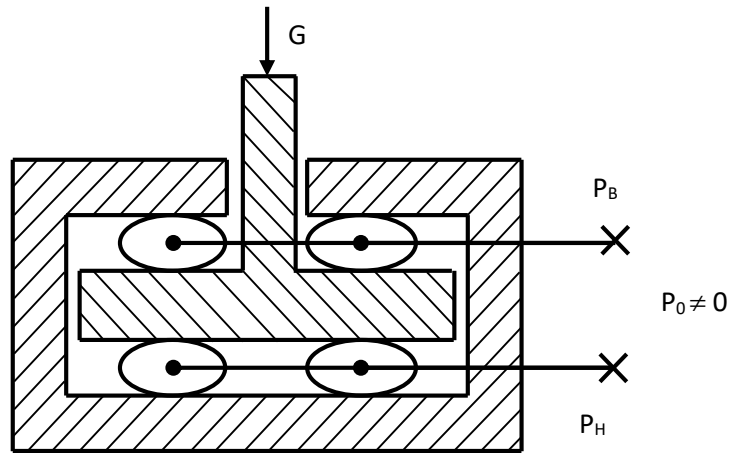


Рисунок 2.11 – Схема четвертого досліду

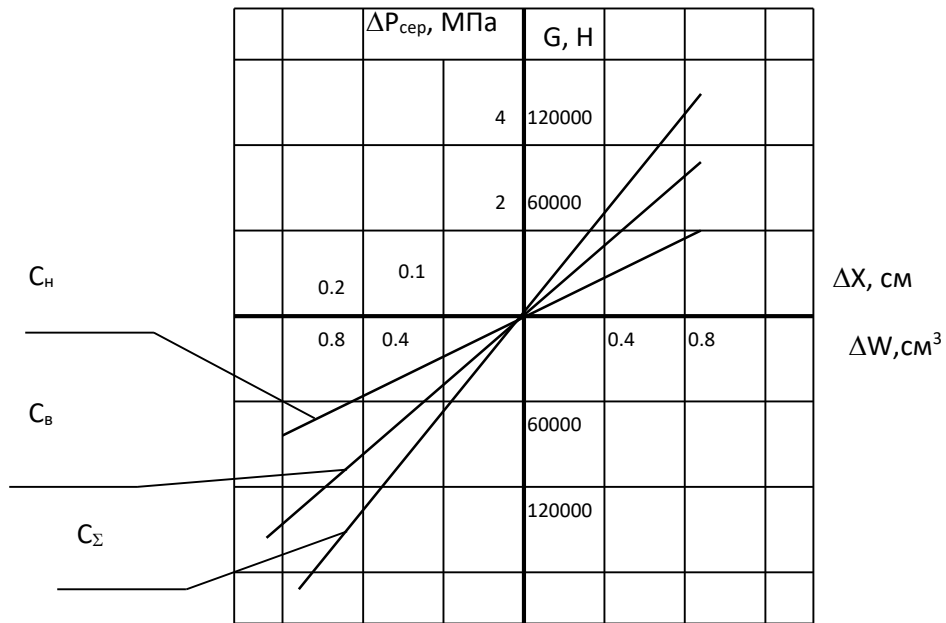


Рисунок 2.12 – Експериментальне визначення сумарної жорсткості C_Σ

Схема 5. Тиск в оболонках $P_0 \neq 0$, кожна з робочих порожнин з'єднана з плунжерним пристроєм (рис.2.13).

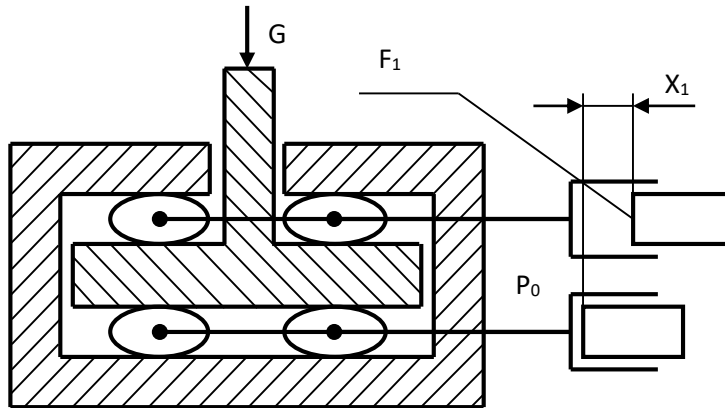


Рисунок 2.13 – Схема п'ятого досліду

Можна зробити наступні висновки:

- конструктивна особливість оболонок високого тиску мала згинну жорсткість в радіальному напрямку;
- висока довговічність дозволяє їх використання в якості пружних елементів;
- застосування оболонок високого тиску, як пружних оболонок досягається за рахунок попереднього підтиснення до еліптичного стану;
- застосування оболонок високого тиску в якості робочих камер дозволяє створювати конструкції виконавчих механізмів.

2.4 Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка на оболонках високого тиску

Для пресування порошкових матеріалів, а також для дослідження динамічних характеристик процесів нам був використаний вібраційний модуль для експериментальних досліджень.

Загальний вигляд модуля приведений на рис.2.14, а його гідрокінематична схема на рис.2.15.

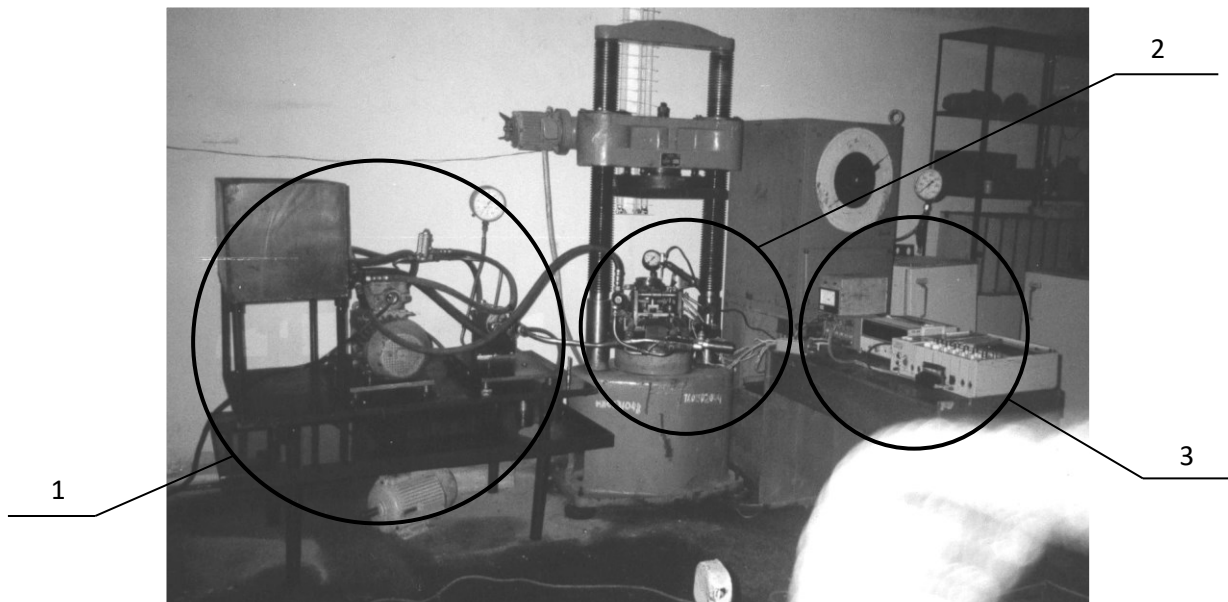


Рисунок 2.14 – Гідравлічний вібраційний модуль для експериментальних досліджень: 1 – привідна частина; 2 – виконавча частина; 3 – реєструюча апаратура

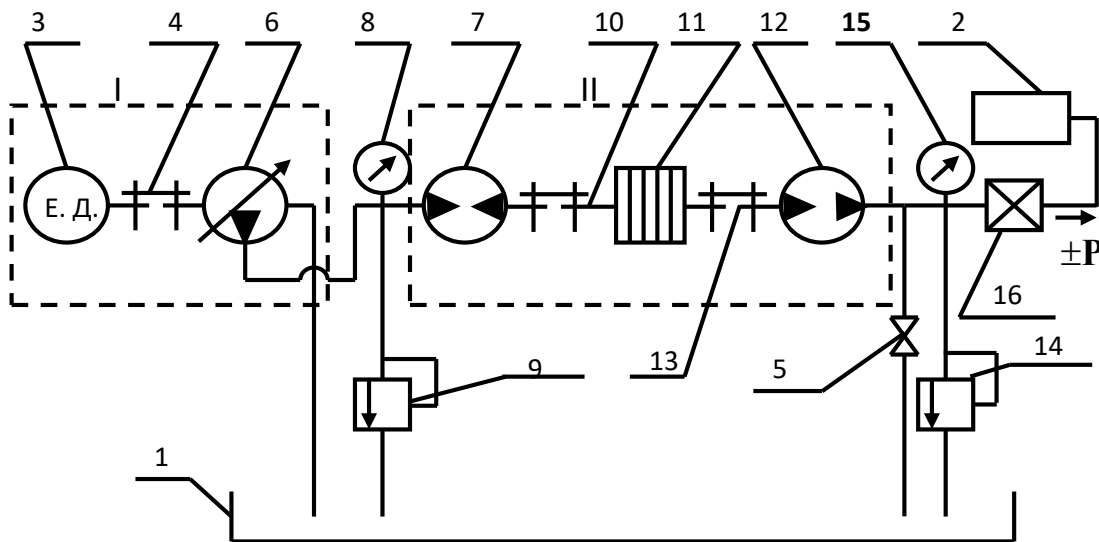


Рисунок 2.15 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка вібраційного модуля на оболонках високого тиску

Запропонований вібрмодуль має просту і надійну конструкцію. Має широкий коефіцієнт корисної дії. Може використовуватись для вібровтрясання для різноманітних порошкових матеріалів.

Основні конструктивні параметри та технічна характеристика дослідного вібраційного стенду наведена в таблиці 2.1 та таблиці 2.2.

Таблиця 2.1 – Основні конструктивні параметри дослідного вібраційного пресу з

Найменування параметру та його позначення	Одиниця виміру	Чисельна величина параметру
Об'єм гідросистем гідроімпульсних приводів	м ³	0,2
Діапазон регулювання частоти	Гц	5...150
Маса дослідного вібраційного стенду	кг	325
Маса маховика	кг	13...46

Таблиця 2.2 – Технічна характеристика параметрів дослідного вібраційного пресу

№	Найменування параметру та його позначення	Одиниця виміру	Чисельна величина параметру
1.	Максимальний робочий тиск в гідросистемах: - приводу насоса – пульсатора Р _Н	МПа	65
2.	- приводу вібраційного стола	МПа	50
3.	Подача насосу приводу	м ³ /хв.	53
4.	Подача гідравлічного пульсатора	л/обет.	0.125
5.	Потужність електродвигуна	кВт	5.5
6.	Кількість обертів електродвигуна	хв. ⁻¹	3000
7.	Максимальне зусилля вібраційного стенду	Н	20000
8.	Робочий діапазон частот	Гц	5 – 150
9.	Площа, що займає вібраційний стенд	м ²	5

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЙНОГО МОДУЛЯ З ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

3.1 Динамічні характеристики гідравлічного вібраційного модуля.

Характеристики гідравлічного вібратора

Гідравлічні вібраційні приводи складна динамічна система. В дійсності характеристики пружних зв'язків та інерційних сил коливальної системи найчастіше нелінійні. При дослідженні динамічних характеристик його динамічна структура ділиться на лінійні та нелінійні ланки. Лінійна модель визначає основні динамічні ланки вібратора, має повне представлення про власні частоти, коефіцієнт демпфірування.

Метод випробування нелінійності динамічних систем – це метод “збагачення” лінійної моделі іншими нелінійними ланками. Такій підхід дозволяє досліджувати систему за допомогою логарифмічних частотних характеристик та застосовувати метод гармонійної лінеаризації.

Розрахункова гідравлічна схему (рис.3.1) об'ємного вібратора на основі статичних характеристик представляє цілісну систему.

Гідравлічний об'ємний вібратор складається із виконавчого механізму та гідравлічного генератора коливань. Розрахункова схема вібратора складається із коливальної системи з виконавчим механізмом та з комплексом навантажень та кінематичних зв'язків.

По розрахунковій схемі вібратора (рис. 3.2) можемо скласти його математичну модель. Складання математичної моделі – це складання рівнянь руху коливальної системи. При складанні математичної моделі можна застосувати статичні характеристики окремих елементів.

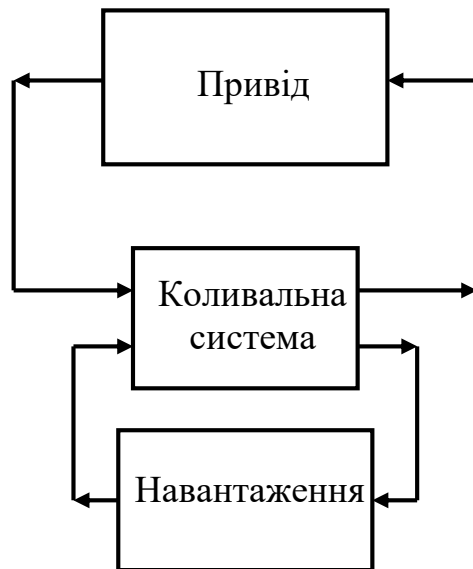


Рисунок 3.1 – Схема динамічної системи вібратора

Для виводу рівняння руху гідравлічного вібратора прийемо наступні припущення:

1. Жорсткість основних пружних зв'язків C_0 постійна.
2. Сухе тертя в виконавчому механізмі мале.
3. Хвильові процеси в гідравлічних магістралях не впливають на динаміку системи.
4. Модуль пружності рідини та робочих порожнин величина постійна.
5. Температура рідини за час динамічного процесу не змінюється.
6. Втрати рідини в трубопроводах та генераторі коливань малі.
7. Коефіцієнт в'язкості величина постійна.

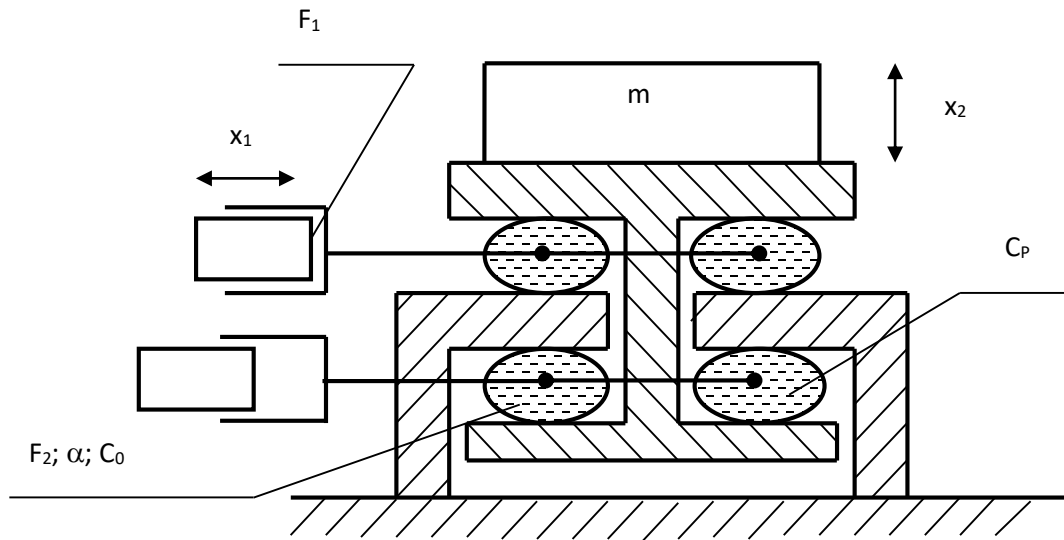


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема гідравлічного вібратора

3.2. Аналіз частотних характеристик вібраційного модуля

Експериментальні дослідження динамічних характеристик коливальної системи проводились на експериментальному вібраційному стенді (рис.3.3). Експериментальний вібраційний стенд складається з наступних елементів:

1. Вібраційного виконавчого механізму з чотирьох оболонок високого тиску ГОСТ 6286-60 типу II, $d_{\text{вн}} = 10\text{мм}$, $P_{\text{роб}} = 240\text{ кг/см}^2$.
2. Об'ємного генератора коливань з регулюванням об'єму рідини $W_1 = x_1 F_1$, за зі зміною величини ходу x_1 поршнів з площею $F_1 = 1,12\text{ см}^2$.
3. Генератора коливань, що регулюється по швидкості обертання.
4. Системи підтримання середнього тиску в робочих порожнинах та системи підпитки втрат.

Експериментальний вібраційний стенд оснащений датчиками з виводами сигналів на електронну машину МН-7 та електронними індикаторами И-6, И-10М.

При експериментальних дослідженнях частотних характеристик безпосередньо фіксувались наступні величини:

1. Вхідний сигнал x_1 .
2. Вихідний сигнал x_2 .
3. Тиск в верхній робочій порожнині P_B .
4. Тиск в нижній порожнині P_H .
5. Перепад тисків $\Delta P = P_B - P_H$.
6. “Похибку” – об’єму деформації, який подається в робочі порожнини $\Delta W = W_1 - W_2$.

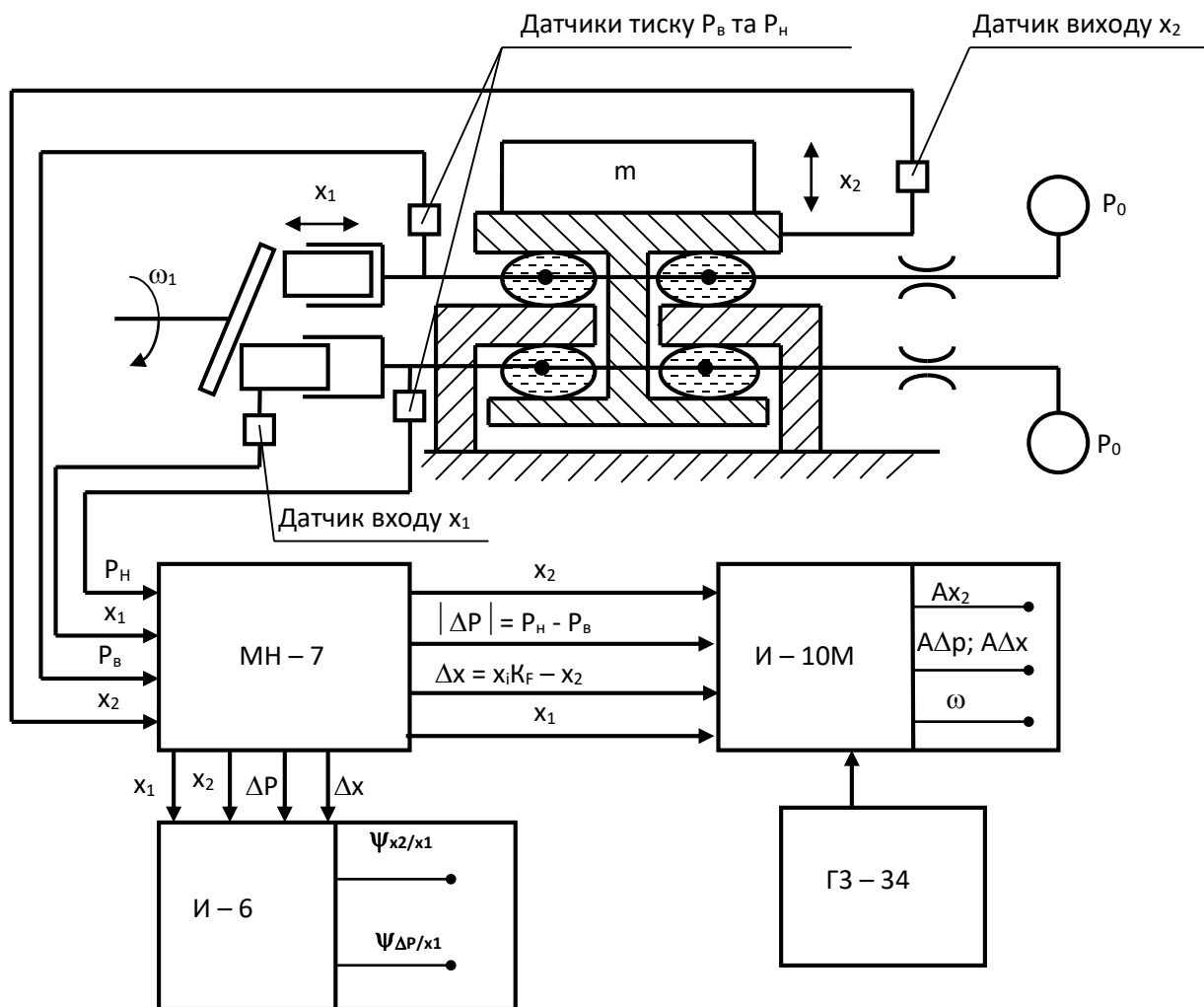


Рисунок 3.3 – Схема дослідної установки

На рис.3.4 приведені експериментальні амплітудно-частотні та фазово-частотні характеристики амплітуди коливань виконавчого органу та перепаду тиску в робочих порожнинах. На рис.3.4 приведені частотні характеристики, для одного з значень x_1 , з використанням отриманих статичних характеристик жорсткості та площі. Порівняння розрахункових та експериментальних характеристик дає якісне та кількісне співпадання.

В процесі експериментальних досліджень динамічних характеристик вібраційного приводу, проведена оцінка припущень. Для цього була проведена серія дослідів на його динамічні характеристики.

Результати цих дослідів показують, що можна забезпечити роботу виконавчого механізму на резонансних частотах в широкому діапазоні. Або для різноманітних мас m можна забезпечити резонансний режим на одній тій самій частоті.

У процесі експериментальних досліджень динамічних характеристик вібраційного приводу, проведена оцінка припущень по статичним характеристикам.

Аналіз частотних характеристик показує, що даний вібраційний механізм володіє двома резонансами. Перший резонанс на частоті $\omega = \sqrt{\frac{C_\Sigma}{m}}$. Він характеризує максимальне значення A_x та A_p .

Другий резонанс на частоті $\omega'_0 = \sqrt{\frac{C_0}{m}}$ характеризується зменшенням на цій частоті амплітуди перепаду тиску A_p . Режими роботи виконавчого механізму виявляється переважним тому, що їх довготривалість в значній мірі залежить від амплітуди пульсації.

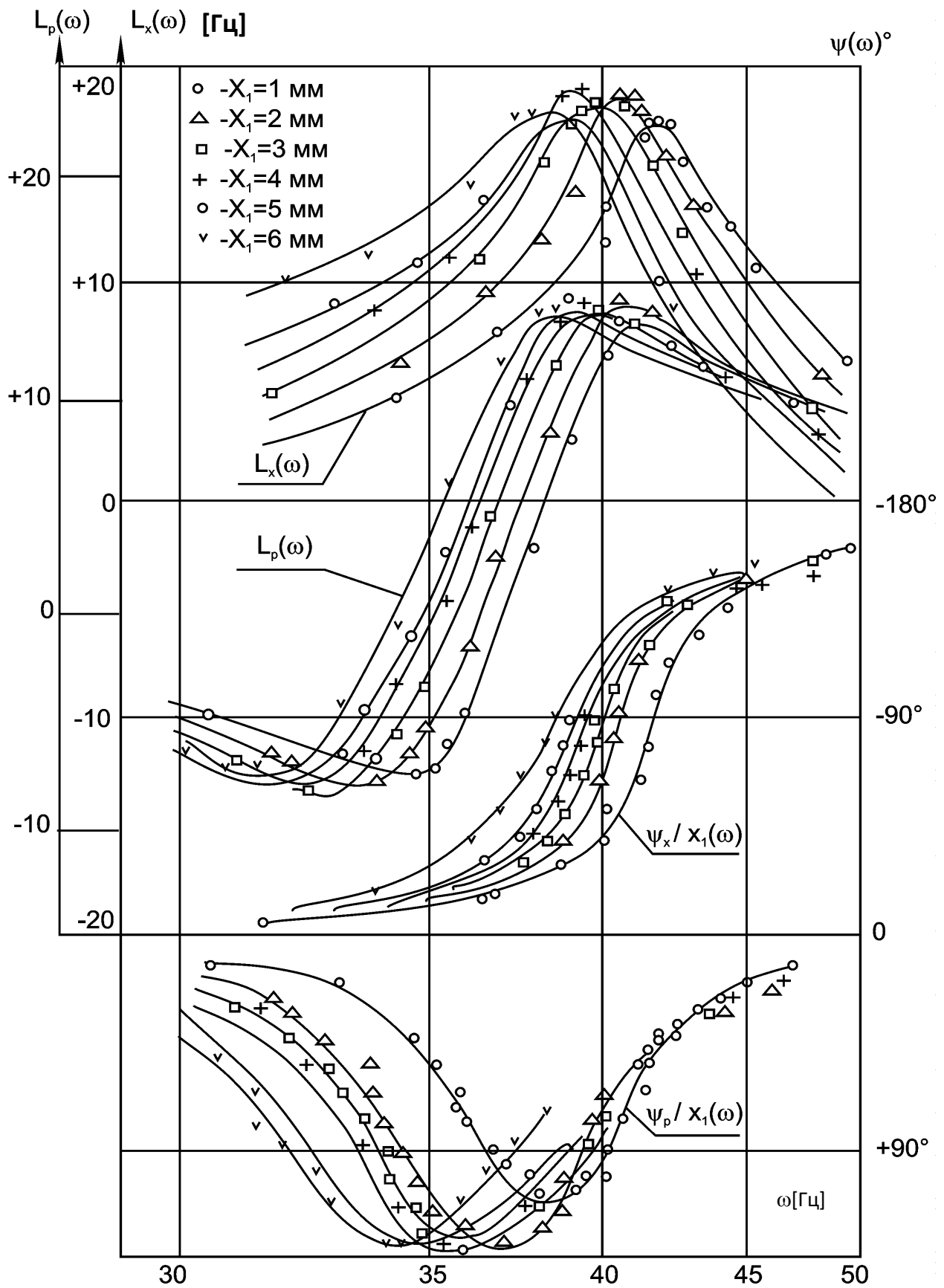


Рисунок 3.4 – Експериментальні амплітудно і фазочастотні характеристики

3.3 Стійкість резонансних режимів гідравлічного вібраційного модуля

Дослідження резонансних режимів приводять до рішення задачі про взаємодію джерела збудження з коливальною системою. Експериментальні дослідження резонансних режимів показують, що для великих значень амплітуди коливань не завжди вдається експериментально реалізувати вітку “спадаючу”.

Якщо сили, що створюються приводним двигуном рахувати незалежними від збуджень, то отримаємо задачу про вимушені коливання. Така постановка задачі завжди наближена. Діючі на коливальну систему сили та властивість приводить до неминучої зворотної дії на привідний двигун. Тому в задачах про взаємодію розглядають рівняння, які описують динаміку джерела збуджень. Для кінематичного віброзбуджувача джерелом енергії, рівняння руху можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + \alpha\dot{X} + C_{\Sigma}X &= G(X, \dot{X}, \varphi, \dot{\varphi}) \\ J\ddot{\varphi} + M_c(\varphi, \dot{\varphi}) &= M_o(\varphi, \dot{\varphi}) + M_k(\varphi, \dot{\varphi}, X, \dot{X}) \end{aligned} \quad (3.1)$$

де φ – кут повороту валу двигуна;

X – переміщення маси що коливається;

J – момент інерції частин що обертаються, приведених до ротора двигуна;

M_d – рушійний момент;

M_c – момент сил опору обертанню;

M_k – момент сил якій відображає вплив коливальної системи на джерело збудження;

G – описує змінну силу, що генерує це джерело.

Прикладом системи, яку описує рівняння (3.1) є спрощена схема гідравлічного вібраційного привиду (рис.3.5).

При обертанні гідромотора 1, обертається пульсатор 2, якій створює пульсацію в робочих оболонках 3. Робочий орган 4 здійснює коливання з високою добротністю.

Експериментальні дослідження показали, що така система гідравлічного вібраційного приводу дозволяє вивчати ефекти взаємодії привідного двигуна “обмеженої потужності” з коливальною системою.

Для складання системи рівнянь приймаємо ряд припущень:

$$\begin{aligned} m\ddot{X} + \alpha\dot{X} + C_{\Sigma}X &= C_p K_F X_1 \sin(\omega t + \varphi) \\ J\ddot{\varphi} + \beta\dot{\varphi} &= P_r q + P W_1 \cos \varphi \end{aligned} \quad (3.2)$$

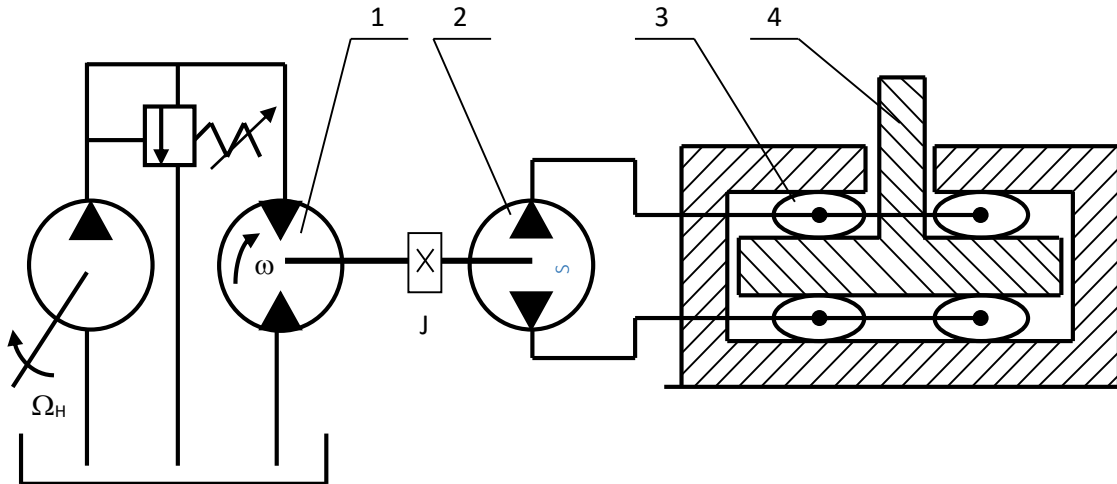


Рисунок 3.5 – Схема гідравлічного вібраційного приводу

3.4 Експериментальне дослідження режимів роботи гідравлічного вібраційного модуля

Для проведення експериментальних досліджень використовувалась установка, доповнена засобами управління, що забезпечують роботу приводу на особливих режимах. При підході до резонансного режиму збільшення частоти збудження незначне. Подальше збільшення потужності приводить до “зриву” коливань. Після розгону двигуна встановлюється новий стаціонарний режим (рис. 3.6) з різким зменшенням амплітуди. При зменшенні потужності зменшується, а амплітуда збільшується. На визначеній частоті відбувається зворотній зрив коливань. Якщо частоту збільшувати знов, то цикл повториться.

Експериментально виявлено, що при пуску гідравлічного вібраційного приводу, резонансна частота коливальної системи більша резонансної, а амплітуда коливань менша.

Аналогічно бачимо це при оберненому проходженні через резонанс. В цьому випадку частота коливань зміщується в сторону менших частот. Результати експериментів співпадають з результатами теоретичних досліджень.

Частота ω_m привідного двигуна, коли амплітуда коливань має максимальне значення:

$$\omega_m = \omega_c \pm \frac{2.1708}{\frac{1}{\sqrt{a}} \left(\frac{0.28\alpha}{m\sqrt{a}} + 1 \right)^2}, \quad (3.3)$$

де ω_c - власна частота коливальної системи;

$a = \frac{d\omega_1}{dt}$ - прискорення обертального руху привідного двигуна.

Знак “+” відповідає збільшенню частоти, знак “-” – зменшенню.

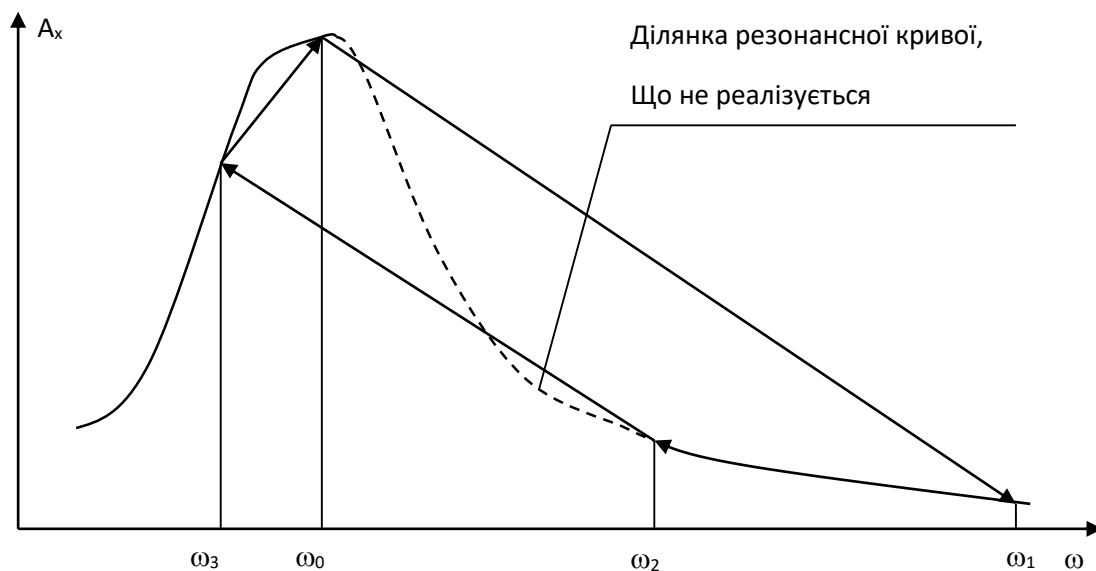


Рисунок 3.6 – Частотна характеристика при “зриві” коливань

Припущення про те, що частота $\omega(t)$ змінюється по заданому закону для реальних систем неможливе. Закон зміни формується в залежності від властивостей двигуна. Методи теоретичного рішення задач швидкого переходу передбачають, що частота привідного двигуна і частота системи таж сама величина. Це припущення справедливо для малих значень, і не відображає реальні фізичні процеси.

Поведінка системи гідравлічного вібраційного приводу характеризується двома процесами. Гальмування привідного двигуна - $a = \frac{d\omega}{dt}$, та затуханням коливань коливальної системи.

Аналіз експериментальних характеристик дозволяє зробити висновок, що резонансні коливання завжди здійснюються на власній частоті ω_0 .

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ВІБРАЦІЙНОГО УЩІЛЬНЕННЯ

4.1 Методика проведення досліджень

Для отримання результатів вібраційного формування експерименти проводять серіями. Для отримання зразків в матрицю встановлюється нижній пуансон і матриця встановлюється в об'єм вібраційного стола. Після встановлення матриці засипається матеріал (порошок) визначеної ваги і встановлюється верхній пуансон, далі проводиться процес пресування.

На щільність, розподіл пористості майбутнього готового виробу впливає амплітуда, частота коливань та тиск пресування. Хоча в залежності від розміру та форми частинок визначний вплив надає один з факторів. Тому, для визначення фактора використовували наступні схеми пресування:

- статичне одностороннє пресування;
- пресування по схемі віброуючої матриці з осьовими коливаннями;
- вібраційне пресування по схемі віброуючої матриці з осьовими та крутильними коливаннями.

Пресування проводились при тисках від 200 до 600 МПа. Частоти та амплітуди коливань змінювалися в наступних межах: $\omega = 20 \dots 150$ Гц; $A = 0,5 \dots 2$ мм. Далі проводився контроль параметрів: статичний тиск в системі пресу, тиск в системі вібраційного модуля, амплітуда, частота.

Режими роботи пресу та вібраційного столу обирались в залежності від матеріалу зразків. Пресування проводилось до заданого тиску, похибка цієї величини не перевищувала 3%. Передача зусилля пресування передавалась плавно та неперервна зі швидкістю 2 кН/с.

Після проходження процесу формування матриця розкріплювалась. На місце верхнього пуансону встановлювався спеціальний пуансон. При витисканні зразка

контролювалось максимальне зусилля витискання. Кількість зразків сформованих проводилась серіями по дев'ять зразків.

Отриманий зразок обмірювався мікрометром. Похибка вимірювання зразка по діаметру складає не більш $\pm 0,01$ мм. Далі зразки маркувалися за допомогою графітового олівця. Пористість зразків визначається згідно методики ГОСТ 18898-73. Далі зразки піддавались статичному іспиту на стискання. Дослідження на міцність проводились при температурі $20 \pm 5^\circ$. Для іспитів використовувалась машина ІРМ-5047. Швидкість навантаження складала 0,3 мм/с. Зразок навантажувався поки не відбувалось руйнування. Зміна висоти та діаметру зразка і контролювалось за допомогою комплексу, який складається з вимірювальної системи, модуля узгодження. Навантаження припинялось після появи на зразку тріщин. Межа міцності визначалась із залежності $\sigma_c = P_{\max} / A_0$, де: A_0 – початкова площа поперечного перерізу, мм; P_{\max} – навантаження руйнування зразка. Відносна деформація зразка визначається по формулі:

$$\Delta \varepsilon = \frac{h_0 - h_k}{h_0} * 100\%, \quad (4.1)$$

де h_0 – початкова висота зразка, мм;

h_k – висота зразка після іспиту, мм.

Для виявлення функціонального зв'язку між змінними величинами, слід оцінити кількість дослідів в одній серії, по-друге, кількість повторних серій для забезпечення вагомості кожної експериментальної точки графіку. Даними для визначення об'єму експериментальних досліджень є:

- кількість експериментів в кожній серії;
- повторність виміру;
- кількість факторів та послідовність варіювання.

Для виявлення залежності необхідно обрати такий план експерименту, який дозволяє на основі сформованих правил звести похибку експерименту до мінімуму.

Для проведення досліджень використовується метод повнофакторного планування експерименту. Цей метод дозволяє значно зменшити число дослідів. Значно зменшує похибку експерименту те, що результати досліду служать для оцінки дії факторів. Цей метод в основному використовують для вирішення задач відсіченого експерименту.

Для представлення результатів використовуємо повнофакторне планування експерименту. В нашу задачу входило експериментально встановити, яким чином впливає частота і амплітуда вібрацій на.

Для побудови матриці експерименту закодуємо фактори. Зв'язок між кодовим та натуральним значенням факторів визначається:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (4.2)$$

де x_i , X_i – відповідно кодове та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} – натуральне значення i -го фактора при нульовому рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання i -го фактора.

Результати кодування факторів експерименту приведені в таблиці 4.1. Далі складаємо матрицю для 9 дослідів (таблиця 4.2).

Експериментальні умови проведення експерименту приведені в таблицю 4.3.

Таблиця 4.1 - Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				натуральні			кодові		
				нижній	нульовий	верхній	нижній	нульовий	верхній
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Амплітуда, мм	X_1	x_1	20	30	50	70	-1	0	+1
Частота, Гц	X_2	x_2	0,3	0,7	1	1,3	-1	0	+1

Таблиця 4.2 – Матриця повнофакторного експерименту 3^2

№ дослідю	Значення кодованих факторів		Взаємодія кодованих факторів
	x_1	x_2	x_1x_2
1	2	3	4
1	+1	+1	+1
2	+1	0	0
3	+1	-1	-1
4	0	+1	0
5	0	0	0
6	0	-1	0
7	-1	+1	-1
8	-1	0	0
9	-1	-1	+1

Таблиця 4.3 – Експериментальні умови проведення експерименту

	Умови пресування зразків	Позначення
1	2	3
1.	Вібраційне пресування і вібророзвантаження.	Умова 1
2.	Вібраційне пресування по схемі з матрицею що вібрує.	Умова 2
3.	Вібраційне вкладання на протязі 15с. та наступне статичне одностороннє пресування.	Умова 3
4.	Вібраційне пресування при зростанні осьового навантаження до заданої величини з продовженням коливань матриці на протязі 15с. при даному навантаженні.	Умова 4
5.	Вібраційне вкладання на протязі 15с. до заданої величини осьового тиску, коливання матриці на протязі 15с. при заданому навантаженні.	Умова 5
	Те саме при збільшенні часу коливань матриці.	
6.	Статичне пресування до величини осьового навантаження, коливання матриці на протязі 15с. при даному навантаженні, статичне довантаження до заданої величини.	Умова 6
7.	Те саме при збільшенні часу коливань матриці.	Умова 7
	Вібраційне пресування з пластифікаторами.	
	Статичне пресування з пластифікаторами.	
8.	Статичне пресування із змазуванням стінок матриці мастилом I-20	Умова 8
9.		Умова 9
10.	Статичне пресування до величини осьового навантаження, коливання матриці на протязі 15с. при даному навантаженні, статичне довантаження до заданої величини та вібраційне розвантаження.	Умова 10
11.		Умова 11
		Умова 12
12.	Вібраційне пресування до заданої величини навантаження та вібраційне розвантаження.	Умова 13
	Вібропрасування із змазуванням стінок матриці графітом.	Умова 14
13.	Одностороннє статичне пресування	Умова 15

4.2 Вибір матеріалу та конфігурації майбутніх заготовок

Для дослідів були вибрані порошкові матеріали міді ПМС–1, фериту $\text{Fe}_2\text{O}_3/\text{SrCO}_3$ та заліза ПЖР-3, які застосовуються в промисловості для виготовлення різноманітних виробів (таблиця 4.4). Порошок отримують методом розпилення розплаву. Форма часток порошку ПЖР сферична, фактор нерівноосності 1,0–1,2. Порошок міді ПМС має дендритну форму.

Таблиця 4.4 – Технологічні властивості порошоків, що досліджуються

Матеріал	Насипна густина, г/см ³	Густина утрясання, г/см ³	Текучість, с	Спресованість, МПа
ПМС-1	1,70	2,24	15	52
ПЖР-3	2,31	3,44	10	96
Ферит	1,96	2,74	13	68

Вихідні порошки розсіювались по фракціям за допомогою сита. Насипна густина оцінювалась за допомогою волюметра, текучість – згідно ГОСТ 20899-75. Просіяні порошки розважувались на аналітичній вазі ВЛТ-1 з точністю 0,05г.

Всі порошки ущільнювались без спеціальної підготовки. При вібраційному ущільненні всі порошки вибиваються у мілкі фракції частинок. Тому перед ущільненням всі порошки зволожуються водою. Зволоження не впливає на щільність брикетів при статичному односторонньому пресуванні. Перед пресуванням зволожений порошок поміщали в прес-форму, після чого встановлювали і на 3–4 сек. включали вібратор. За час вібрування проходила усадка. Далі проводився процес пресування.

В якості експериментальних виробів обиралися циліндричні деталі типу втулка та циліндри різних висот та діаметрів.

Методика проведення експериментальних досліджень

1. визначення математичних залежностей;

2. підготовка вібраційної установки для проведення досліджень;
3. проведення експериментів;
4. обробка результатів вимірювань та оцінка їх точності;
5. комп'ютерна обробка результатів вимірювань та оцінка точності проведення експериментів;
6. побудова графічних залежностей по результатах дослідів;
7. аналіз результатів.

4.3 Вимірювальна апаратура

Оснащення випробувальних машин засобами автоматизації, які забезпечують оптимізацію режимів управління проходження експерименту та обробку даних в реальному часі - підвищення результатів дослідів.

Випробувальні машини недостатньо оснащені засобами автоматизації. Вібраційний сигнал представляється моделлю нестационарного випадкового процесу. Вважається, що такі процеси можна обробляти лише при наявності ансамблю реалізації.

На даний час є актуальною проблема модернізації існуючих систем та розробка нових комплексів контролю, які працюють в реальному часі.

Необхідно контролювати наступні параметри в процесі пресування:

- статичний тиск в системі пресу мод. ПС –125;
- амплітуду та частоту коливань матриці;
- вібраційні прискорення;
- тиск в вібраційному виконавчому механізмі;
- деформаційні характеристики процесу пресування.

Використання стандартної апаратури тензометричної станції мод. “Топаз”, вібровимірювальної апаратури ВІБ-6ТН не дає змоги контролювати параметри

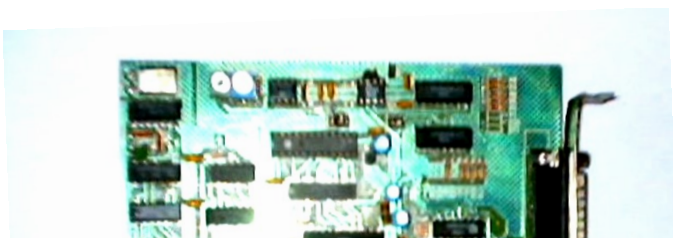
процесу вібраційного ущільнення в реальному часі. Недоліком апаратури є неузгодженість між собою вимірювальних станцій.

Тому для інформаційних систем висуваються наступні вимоги:

- сумісність в одній системі параметричних датчиків з різними вихідними сигналами;
- багатоканальність;
- робота на довгій вимірювальній лінії,
- захист від перешкод;
- можливість модернізації системи;
- різноманітні види реєстрації;
- точність;
- наявність різноманітних “сервісних” режимів.

Обрана нами плата ADC-1280 призначена для перетворення аналогових сигналів у цифрову форму (рис.4.1а). Плата виконана в стандарті IBM PC AT. Підключення до зовнішніх пристроїв здійснюється через роз’єм плати з боку задньої панелі комп’ютера.

Плата ADC-1280 є функціонально повним комплексом, що включає в себе 12 – ти розрядний аналого-цифровий перетворювач із вхідним діапазоном сигналу від 10 мВ до 10 В і частотою перетворення до 66кГц на один канал.



а)

б)

Рисунок 4.1 – Загальний вигляд плати ADC-1280 (а) та диференційний підсилювач сигналу (б)

АЦП працює в двох режимах підключення: режим 1 – 8 диференціальних каналів, режим 2 – 16 каналів з загальною землею. Генерація переривань, внутрішня синхронізація і робота в режимі реального часу забезпечується трьома 16-ти розрядними таймерами.

Підключення датчиків відбувається через стандартну вібровимірвальну апаратуру ВІ6-6ТН (рисунок 4.2). При вимірюванні застосовуються заземлені екрановані кабелі марки МГТФЕ. Для внутрішніх неконтрольованих перешкод – відділення корисного сигналу здійснюється за допомогою блоку фільтрів. Відфільтровані сигнали поступають для подальшого опрацювання на АЦП.

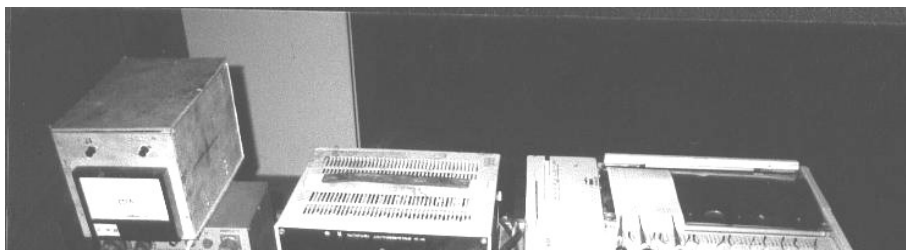


Рисунок 4.2 – Загальний вигляд вібровимірювальної апаратури ВІБ – 6ТН

Живлення датчиків (+5В) здійснено від АЦП, для підсилення сигналу розроблений диференційний підсилювач, коефіцієнт підсилення якого складає чотири тисячі разів, стабілізація коефіцієнта підсилення здійснюється за допомогою зворотного зв'язку (рис. 4.1б). Стійкість до бічних перешкод дає змогу розташування підсилювача безпосередньо на платі перетворювача. Диференційний підсилювач складається з чотирьох операційних підсилювачів К144 УД608. Розроблений диференційний підсилювач задовольнив всім технічним умовам необхідним для проведення експерименту.

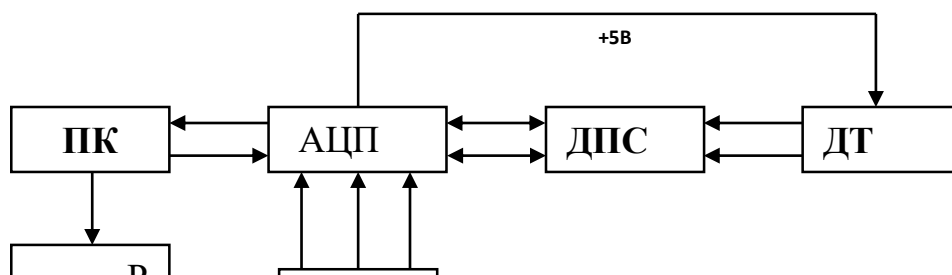


Рисунок 4.3 – Принципова схема вимірювального комплексу: ПК – персональний комп'ютер, PRN–принтер, ДПС – диференційний підсилювач сигналу, ДТ – датчики тиску, БФ – блок фільтрів, ДПМ – датчики переміщень, ДП – датчики прискорень, БЖ – блок живлення

Принципова схема вібровимірювального комплексу складається з засобів вимірювання, аналізу та обробки інформації і засобів індикації (рис.4.3). Вимірювальні засоби містять датчики, які перетворюють механічні величини в електричний сигнал. Для подальшої обробки сигнали з датчиків подаються на АЦП. Реєстрація та індикації результатів аналізу здійснюється за допомогою принтера та монітора. Управління корекцією динамічних властивостей розроблений спеціалізований прикладний пакет ADC, написаний на мові програмування Delphi.

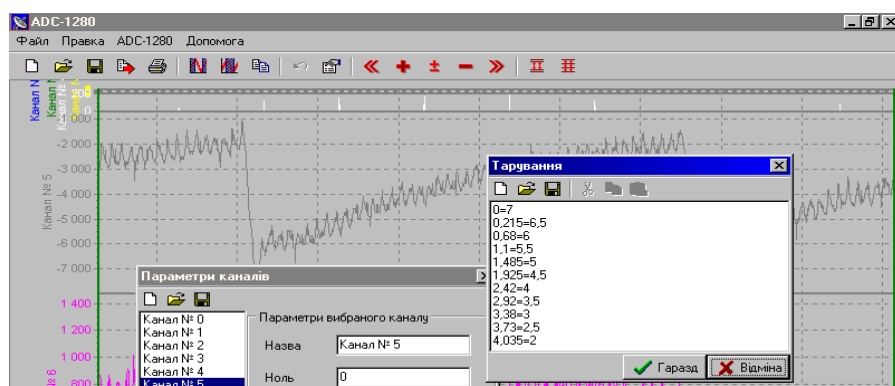
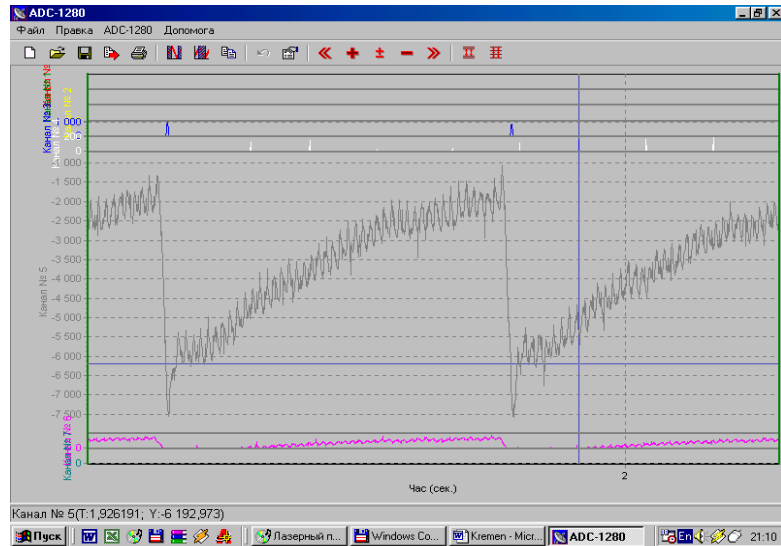


Рисунок 4.4 – Приклад тарування датчику переміщень



	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
3878	315	1,55095	0	1,5506	0	1,55065	366	1,5507	3372,059	1,55075	4,896
3879	315	1,55095	0	1,551	0	1,55105	141	1,5511	3367,647	1,55115	4,667
3880	315	1,55135	0	1,5514	0	1,55145	25	1,5515	3357,353	1,55155	4,681
3881	315	1,55175	0	1,5518	0	1,55185	108	1,5519	3358,824	1,55195	5,255
3882	315	1,55215	0	1,5522	0	1,55225	333	1,5523	3388,235	1,55235	5,413
3883	315	1,55255	0	1,5526	0	1,55265	620	1,5527	3435,294	1,55275	5,284
3884	315	1,55295	0	1,553	0	1,55305	818	1,5531	3504,412	1,55315	5,183
3885	315	1,55335	0	1,5534	0	1,55345	842	1,5535	3423,529	1,55355	5,14
3886	315	1,55375	0	1,5538	0	1,55385	697	1,5539	3467,647	1,55395	5,198
3887	315	1,55415	0	1,5542	0	1,55425	489	1,5543	3467,647	1,55435	5,255
3888	315	1,55455	0	1,5546	0	1,55465	358	1,5547	3450	1,55475	4,753
3889	315	1,55495	0	1,555	0	1,55505	367	1,5551	3432,353	1,55515	5,126
3890	315	1,55535	0	1,5554	0	1,55545	471	1,5555	3413,235	1,55555	5,198
3891	315	1,55575	0	1,5558	0	1,55585	601	1,5559	3389,706	1,55595	5,327
3892	315	1,55615	0	1,5562	0	1,55625	611	1,5563	3348,529	1,55635	5,599
3893	315	1,55655	0	1,5566	0	1,55665	456	1,5567	3292,647	1,55675	5,915
3894	315	1,55695	0	1,557	0	1,55705	192	1,5571	3285,294	1,55715	6,187
3895	315	1,55735	0	1,5574	0	1,55745	0	1,5575	3261,765	1,55755	6,244
3896	315	1,55775	0	1,5578	0	1,55785	0	1,5579	3258,824	1,55795	6,244
3897	315	1,55815	0	1,5582	0	1,55825	15	1,5583	3279,412	1,55835	7,047
3898	315	1,55855	0	1,5586	0	1,55865	218	1,5587	3317,647	1,55875	7,234
3899	315	1,55895	0	1,559	0	1,55905	404	1,5591	3355,882	1,55915	7,262
3900	315	1,55935	0	1,5594	0	1,55945	485	1,5595	3394,118	1,55955	7,277
3901	315	1,55975	0	1,5598	0	1,55985	444	1,5599	3342,647	1,55995	7,305
3902	315	1,56015	0	1,5602	0	1,56025	352	1,5603	3369,118	1,56035	7,248

Рисунок 4.5 – Графічне та чисельне значення представлення результатів виміру

Завдяки зручному інтерфейсу тарування датчиків здійснюється безпосередньо через ЕОМ (рис.4.4), а результати вимірів зберігаються в реальних величинах, у вигляді графіків та чисельних значень (рис.4.5).

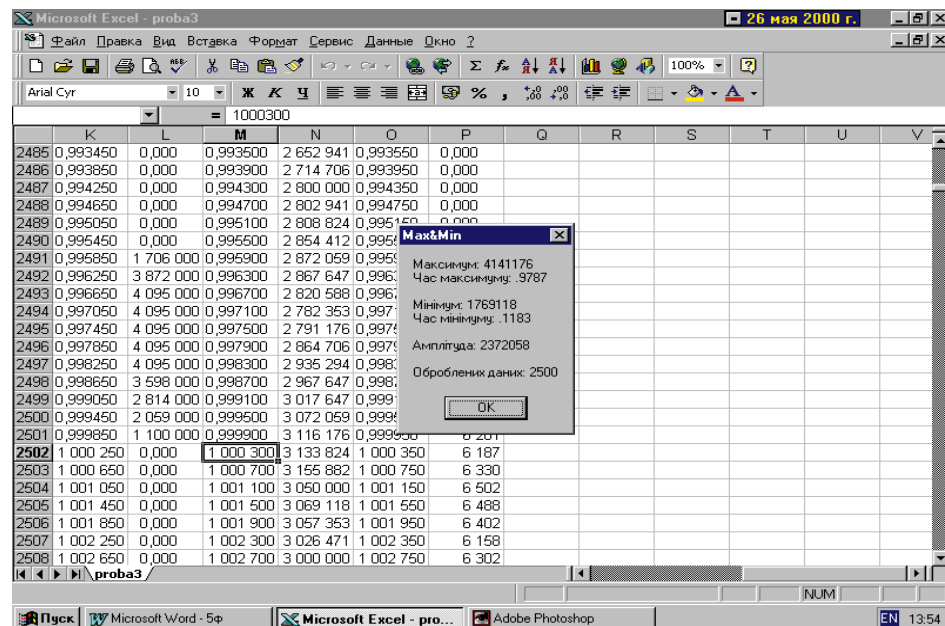
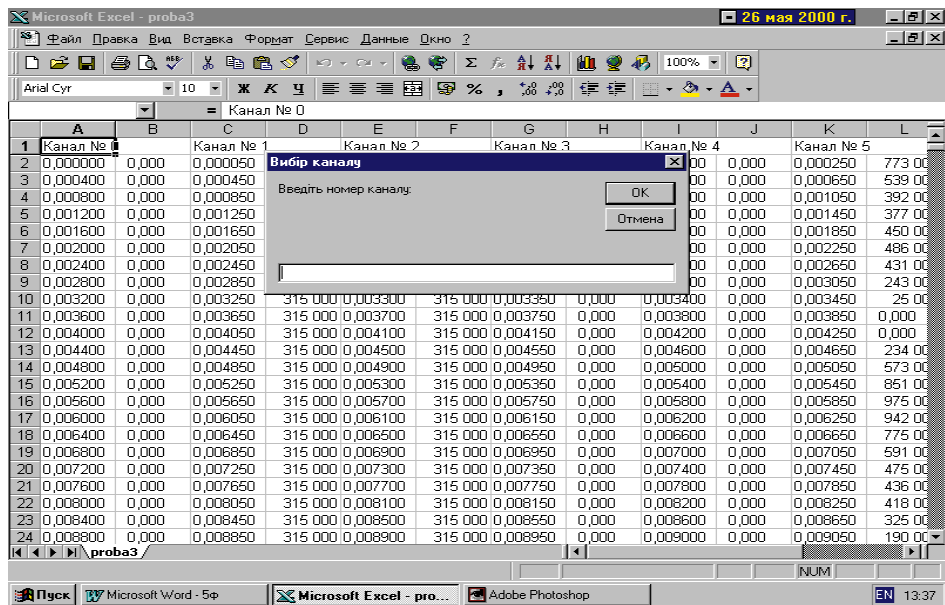


Рисунок 4.6 – Вибір каналу та приклад розрахунку

4.4 Вплив параметрів та форми коливань прес-форми на якість виробів

В теорії пресування є два основних напрямки. Перший дозволяє вирішити задачу за допомогою простих рівнянь. Другий напрямок характеризується великою математичною точністю. Математичні залежності дуже складні.

Для ідеального процесу рівняння пресування:

$$P\beta^m = P_{\max} = P_K = \text{const} , \quad (4.3)$$

де P – тиск пресування;

P_{\max} – тиск пресування для непористого виробу;

P_K – тиск витоку;

β - відносний об'єм брикету;

m – постійна, яка враховує природу матеріалу що пресується.

На рис.4.7 представлена залежність коефіцієнта бічного тиску від щільності брикетів з порошку заліза:

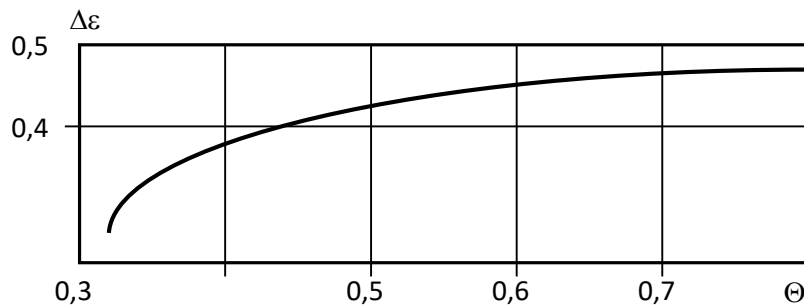


Рисунок 4.7 – Залежність коефіцієнта бічного тиску від щільності брикетів для порошків заліза

Доля зусилля можна визначити з наступної залежності:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{f\Delta\epsilon\pi DhP}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)P} = 4f\Delta\epsilon \frac{h}{D} \quad (4.4)$$

де f – коефіцієнт тертя частинок порошку по стінках прес-форми;

$\Delta\epsilon$ - коефіцієнт бічного тертя.

Обробка експериментальних даних показала, що величина $4f\Delta\varepsilon$ є постійною. Втрати тиску на подолання сил тертя між частинками порошоків та стінками прес-форми - 60 до 90%.

Тертя порошку по стінках прес-форми приводить до нерівномірного розподілення щільності. На рис.4.8 показана схема розподілення тиску при односторонньому простому.

Залежність зміни коефіцієнту бічного тиску $\Delta\varepsilon=f(p)$ для різноманітних порошоків та режимів приведена на рис. 4.9.

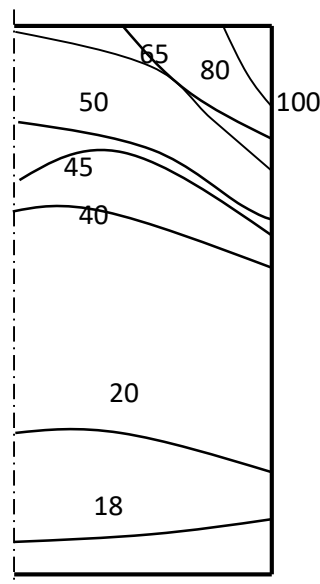


Рисунок 4.8 – Схема розподілення напружень при односторонньому статичному пресуванні

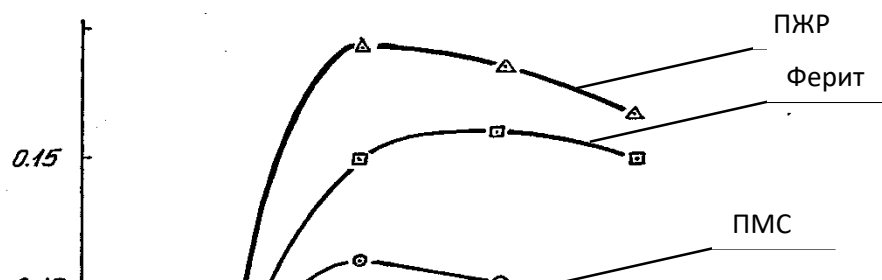


Рисунок 4.9 – Залежність зміни коефіцієнту бічного тиску від тиску пресування

Аналіз діаграми зміни сили бічного тиску дозволяє підтвердити припущення про високу ефективність застосування методу вібраційного ущільнення.

Для визначення оптимальних параметрів вібраційного пресування матеріалів з були побудовані топограми густини. (рис.4.10, рис.4.11). Переважним в процесі вібраційного формування є вплив частоти формуючого інструменту. Коли частота коливань проявляється в найбільшій мірі, можна чітко визначити найкращу амплітуду коливань.

Міцність виробів з порошкових матеріалів залежить від тиску пресування.

В нашому випадку, коли форма коливань прес-форми має обертальну складову, ці вимоги до схем напруженого стану задовольняються.

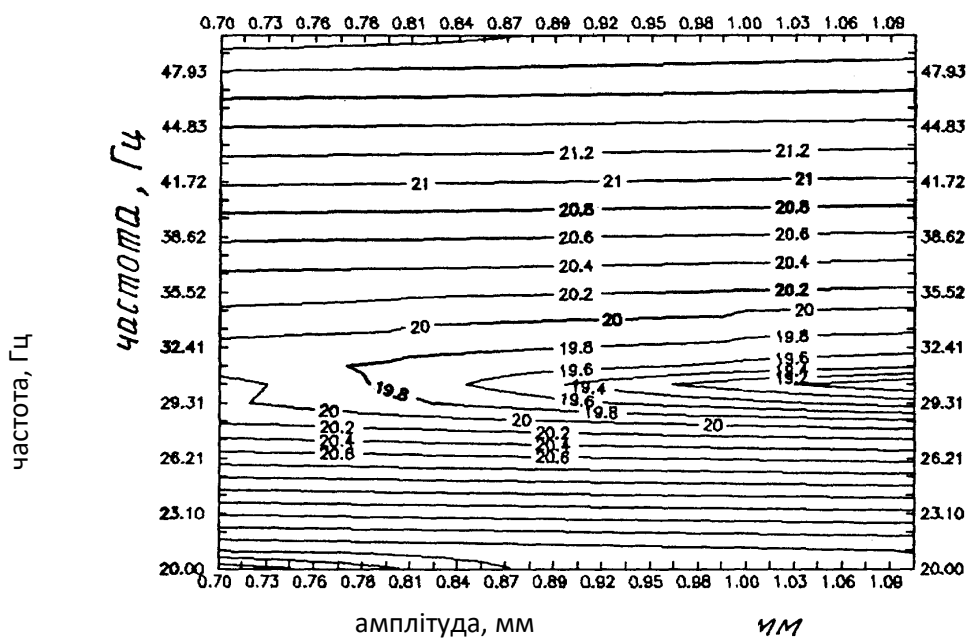


Рисунок 4.10 – Топограма пористості залізних порошків ($P = 450$ МПа)

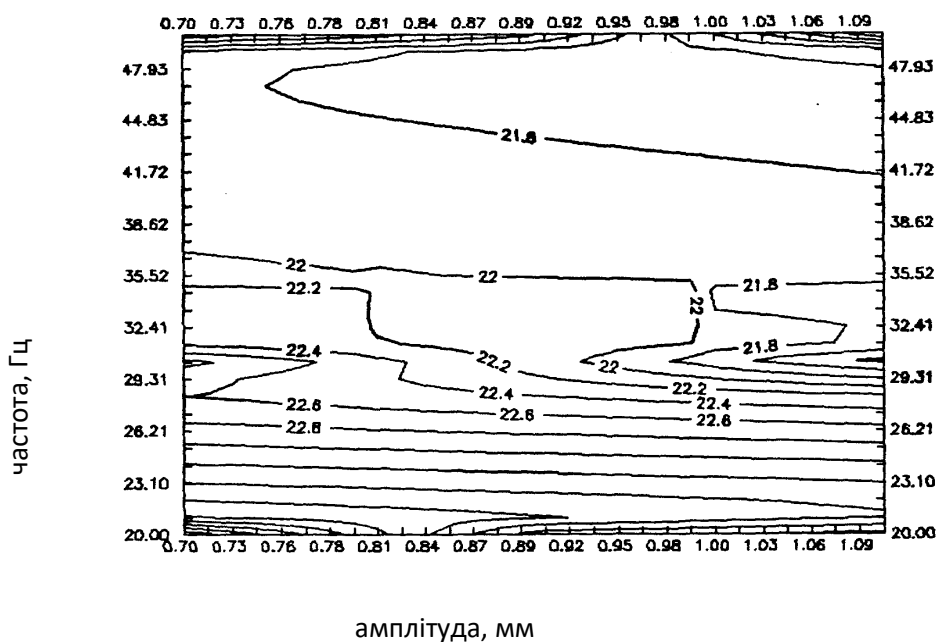


Рисунок 4.11 – Топограма пористості мідних зразків ($P = 400$ МПа)

Міцність зразків отриманих вібраційним пресуванням підвищилась порівняно з одностороннім статичним пресуванням для ПМС на 40–110%.

Для кожного матеріалу із досліджуваних діапазонів можна вибрати оптимальну частоту та амплітуду.

Міцність заготовок складає: для ПМС–215%, для феритів–243%, для ПЖР–275%.

Результати проведених експериментів дають змогу говорити, що найвища міцність зразків спостерігається при наявності змазки на стінках прес-форми.

З графіків (рис.4.10 - 4.11) видно, що при однакових значеннях густини матеріалу отриманих методом простого статичного пресування відрізняються від вібраційного пресування в межах 3–14 %.

Діаграми міцності пористих матеріалів для всіх умов та методів пресування представлені на рис. 4.12 – 4.15.

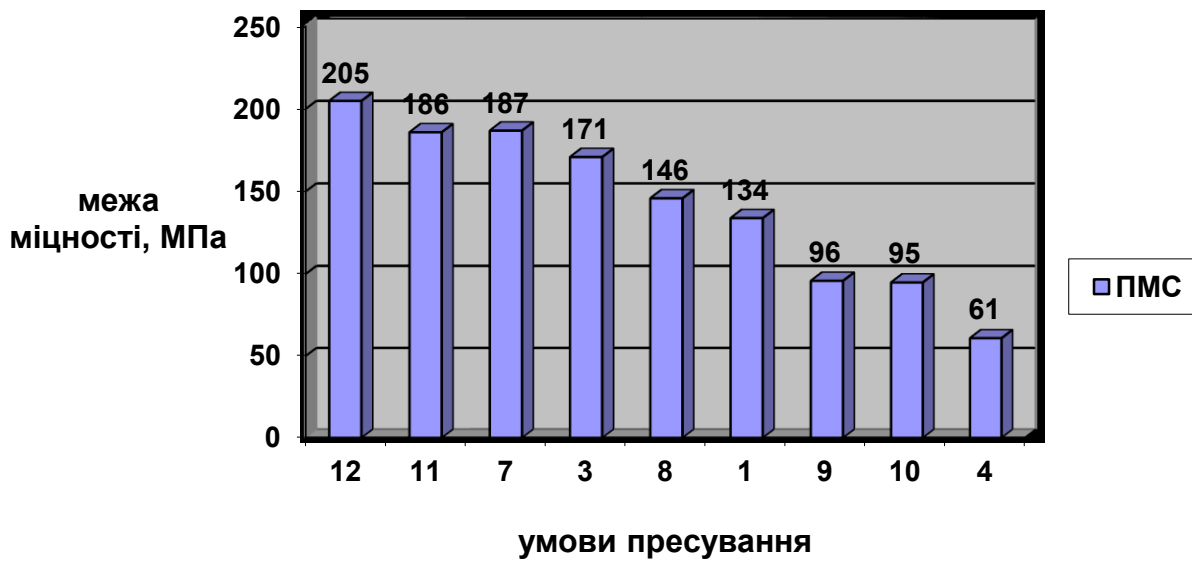


Рисунок 4.12 – Діаграма міцності мідних зразків

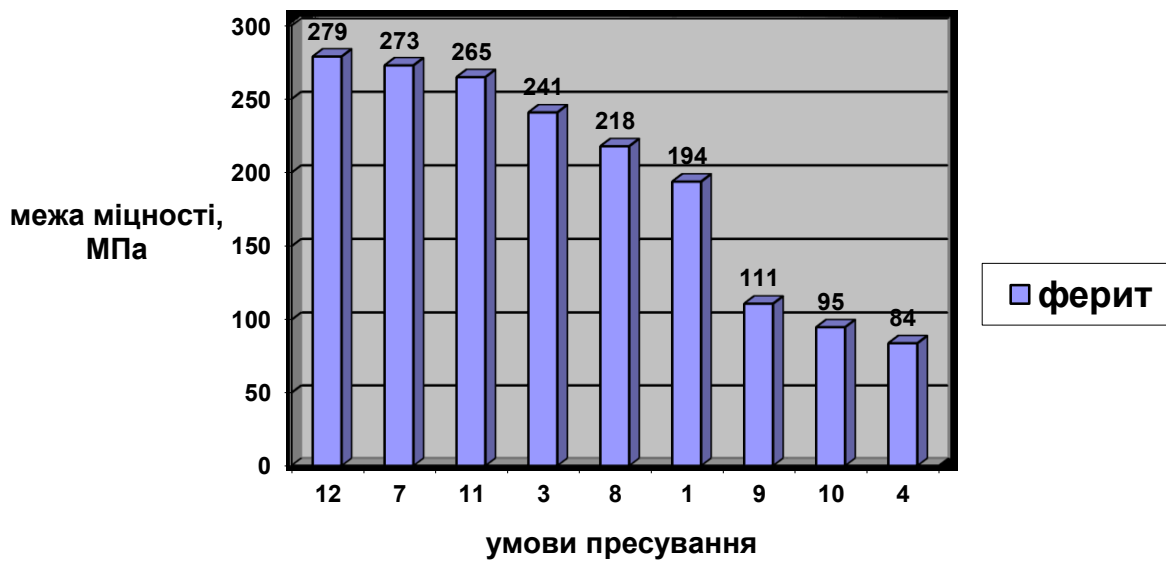


Рисунок 4.13 – Діаграма міцності феритових зразків



Рисунок 4.14 – Діаграма міцності залізних зразків

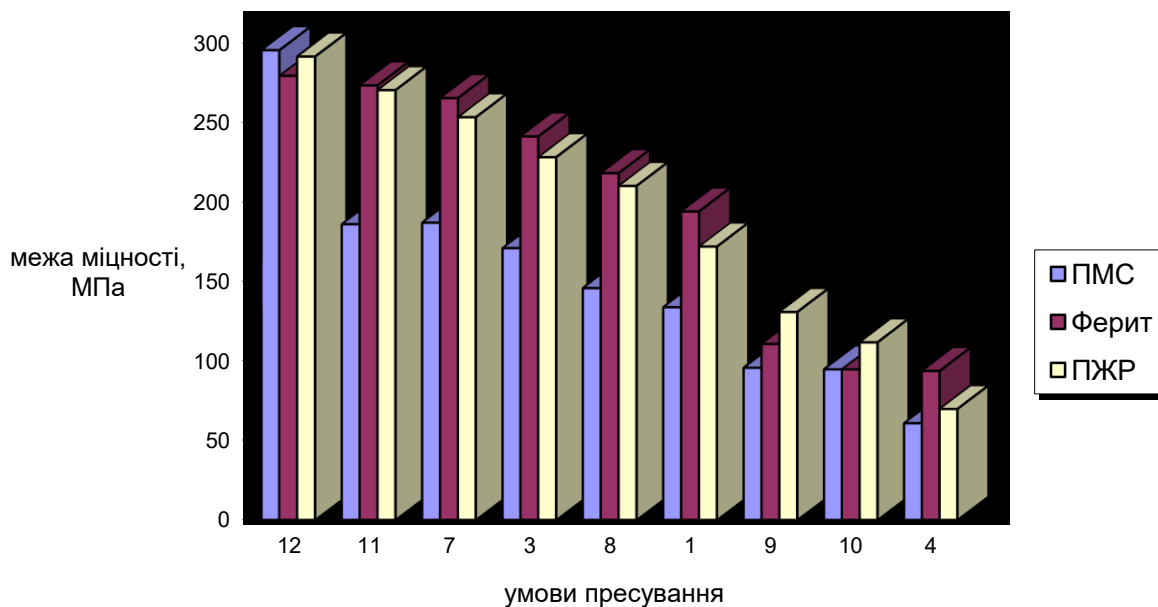


Рисунок 4.15 – Порівняльна діаграма міцності пористих порошкових зразків

ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструктивних схем гідравлічних вібраторів для ущільнення порошкових матеріалів.
2. Розроблена конструктивна схема гідравлічного вібраційного модуля на підтиснених оболонках високого тиску.
3. Встановлено, що конструктивні особливості оболонок високого тиску дозволяють їх застосування в якості пружних елементів гідравлічних вібраційних виконавчих механізмів.
4. Експериментально встановлено, що одночасне застосування осьових та крутних коливань приводить до покращення фізико-механічних характеристик виробів з порошкових матеріалів.