

Національний університет «Львівська політехніка»

Магерус Надія Іванівна

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ
РОБОТИ ВІБРАЦІЙНИХ ОБ'ЄМНИХ ДОЗАТОРІВ ДЛЯ
ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

05.02.02 – «Машинознавство»

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник: к. т. н., доцент

Шоловій Юрій Петрович

Львів – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1	10
АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВИДІВ ВІБРАЦІЙНИХ ОБ'ЄМНИХ ДОЗАТОРІВ ДЛЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ	10
1.1. Аналіз особливостей конструкцій вібраційних об'ємних дозаторів для сипких матеріалів	10
1.2. Аналіз математичних моделей процесу витікання сипких матеріалів із ємкостей	21
1.3. Вплив параметрів вібрації на поведінку сипких матеріалів	30
РОЗДІЛ 2	36
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИТІКАННЯ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЛУНКИ ДОЗАТОРА	36
2.1. Обґрунтування геометричних параметрів розвантажувальної лунки дозатора при гравітаційному витіканні дрібнодисперсних СМ	36
2.2. Моделювання процесу витікання сипкого матеріалу з конічної лунки дозатора під дією вібрації	51
2.3. Дослідження впливу параметрів розвантажувальної лунки вібраційного об'ємного дозатора на його ефективність роботи	69
2.4. Дослідження впливу параметрів коливань вібруючого конічного днища на ефективність роботи вібраційного об'ємного дозатора	78
РОЗДІЛ 3	82
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ОБ'ЄМНОГО ДОЗАТОРА	82
3.1. Методика планування та проведення експериментальних досліджень	82
3.2. Експериментальне дослідження впливу параметрів вібрації робочого органу дозатора та висоти шару дрібнодисперсного сипкого матеріалу на його ефективну в'язкість	87
3.3. Дослідження впливу параметрів вібрації конічного днища на продуктивність об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів	102
РОЗДІЛ 4	116

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ОБ'ЄМНИХ ДОЗАТОРІВ ДЛЯ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ.....	116
4.1. Будова та принцип роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів	116
4.2. Вибір оптимальних режимів вібраційного транспортування дрібнодисперсного СМ в чаші дозатора.....	120
4.3. Визначення параметрів вібрації для забезпечення відриву налиплого шару СМ від поверхні робочих органів дозатора.....	128
4.4. Оптимізація режимів роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ	133
4.5. Методика інженерного розрахунку вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ	137
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	148
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	151
ДОДАТОК А.....	165
ДОДАТОК Б	168
ДОДАТОК В.....	172
ДОДАТОК Г	181
ДОДАТОК Д.....	184
ДОДАТОК Е	190
ДОДАТОК Є.....	198

ВСТУП

Актуальність теми. Ринок пакувальної продукції на сьогоднішній день багатий на дрібнодисперсні сипкі матеріали (СМ). До них належать продукти із умовним діаметром частинок менше 50 мкм, а саме: борошно, цукор-пудра, крохмаль, цемент, сухі будівельні суміші та ін. Дозування цих матеріалів створює чимало труднощів, пов'язаних із утворенням грудок, нестабільною насипною щільністю, налипанням на робочі поверхні, зависанням, нерівномірністю витікання продукту тощо.

Для формування дози СМ найчастіше використовують два типи дозаторів: ваговий та об'ємний. Через непрогнозовану поведінку дрібнодисперсних продуктів для їх дозування на сьогоднішній день, в основному, використовуються вагові дозатори. Однак об'ємні дозатори мають ряд вагомих переваг, а саме: висока продуктивність, простота конструкції та, відповідно, низька вартість. Оскільки проблеми, пов'язані із нестабільними фізико-механічними властивостями та непрогнозованою поведінкою продукту дозування, мають істотне значення для такого типу дозаторів, то основним напрямком розвитку об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ є забезпечення точності та ефективності процесу дозування шляхом реалізації безперервного та рівномірного витікання продукту.

Ефективним способом покращення текучості СМ є застосування вібрації, зокрема, доведення продукту до стану віброкипіння. Вібраційні дозатори у порівнянні з іншими мають ряд переваг: це, насамперед, відсутність пар тертя і додаткових механічних передач між двигуном та робочим органом, простота конструкції і висока надійність обладнання. Однак на сьогоднішній день недостатньо досліджено поведінку дрібнодисперсних СМ під дією вібрації. Тому підбір оптимальних режимів та параметрів вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ є актуальним завданням, вирішення якого дозволить забезпечити рівномірність витікання продукту, високу точність та ефективність процесу дозування.

Створенням конструкції вібраційних дозаторів та дослідженням витікання сипких матеріалів займались такі вчені, як Зенков Р. Л., Алфьоров К. В., Платонов П. М., Квапилл Р. К., Лук'янов П. І., Ловейкін В. С., Федоренко І. Я., Пирожков Д. Н., Повідайло В. О., Франчук В. П., Червоненко А. Г., Русанов С. А., Каталимов А. В., Тищенко Л. Н., Ольшанский В. П., Ольшанский С. В., Човнюк Ю. В., Банніков Д. О., Пальчевський Б. О., Комченко Е. В. та ін. Також цими завданнями займались закордонні вчені, зокрема німецькі, такі як: Г. Кахе, Ю. Томас.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи відповідає науковому напрямку кафедри механіки та автоматизації машинобудування «Динаміка, міцність та надійність механічних систем, автоматизація виробництв і технічна діагностика обладнання» та виконана в межах науково-дослідних робіт: 1) «Теоретико-прикладні основи модернізації енергоємного технологічного обладнання», № держ. реєстр. 0112U001208, 01/01/12-31/12/13; 2) «Створення імпульсного полічастотного вібраційного технологічного обладнання», № держ. реєстр. 0115U000433, 01/01/15-01/12/16.

Мета і завдання дослідження. Метою дисертаційного дослідження є підвищення ефективності роботи вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ обґрунтуванням його основних параметрів та режимів роботи.

Для досягнення поставленої мети були вирішені такі задачі:

- аналіз особливостей конструкцій вібраційних об'ємних дозаторів та моделей руху СМ у процесі дозування;
- розробка математичних моделей руху дрібнодисперсних СМ із розвантажувальної лунки дозатора при гравітаційному витіканні та вібраційному збуренні потоку;
- встановлення аналітичних залежностей для визначення параметрів розвантажувальної лунки та режимів роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ;

- експериментальне дослідження ефективної в'язкості дрібнодисперсних СМ у процесі дозування, продуктивності та точності вібраційного об'ємного дозатора; перевірка адекватності розроблених математичних моделей;

- удосконалення конструкції вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ та розробка методики його інженерного розрахунку.

Об'єкт дослідження – процес вібраційного дозування дрібнодисперсних СМ.

Предмет дослідження – параметри та режими роботи вібраційного дозатора для дрібнодисперсних СМ.

Методи дослідження. Теоретичні розрахунки проводились на основі дослідження напруженого стану СМ у склепінні; математичного моделювання процесу витікання продукту під дією вібрації з використанням методів гідродинаміки (закону Бернуллі, рівнянь Нав'є-Стокса), термодинаміки (наближення Буссінеска) та методів дослідження стійкості динамічних систем (критеріїв Ляпунова). Експериментальні дослідження проводились на основі класичних методів планування багатofакторного експерименту.

Результати аналітичних та експериментальних досліджень оброблено за допомогою пакетів програм MathCAD, Derek, Excel.

Наукова новизна отриманих результатів:

- розроблено математичні моделі руху дрібнодисперсних СМ із кінчної розвантажувальної лунки дозатора при гравітаційному витіканні та вібраційному збуренні потоку;

- отримано аналітичні залежності для визначення параметрів розвантажувальної лунки та режимів роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ;

- обґрунтовано параметри та встановлено оптимальні режими роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ;

Практичне значення отриманих результатів. У результаті проведених досліджень розроблено методику інженерного розрахунку вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ, встановлено оптимальні режими його роботи та конструктивні особливості розвантажувальної лунки в залежності від властивостей продукту дозування, що дозволяє забезпечити рівномірне та неперервне витікання матеріалу і, тим самим, підвищити ефективність дозувального обладнання.

Результати роботи впроваджені у:

– ТЗОВ «ІнтерПЕТ», м. Львів – у вигляді конструкції вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ та методики його інженерного розрахунку;

– навчальний процес Національного університету «Львівська політехніка» для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційних рівнів бакалавр напрямку 6.050502 «Інженерна механіка», спеціаліст та магістр за спеціальністю 7(8).05050206 «Машини та технологія пакування». Результати досліджень використано у курсі лекцій та під час проведення практичних занять з дисциплін «Обладнання для дозування матеріалів» та «Механіка сипких середовищ».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові результати та положення дисертаційної роботи одержані автором самостійно. У роботі [87] здобувачем висвітлено основні проблеми дозування дрібнодисперсних СМ та способи покращення ефективності роботи пакувального автомата. На основі дослідження напруженого стану дрібнодисперсного СМ у статті [90] розроблено математичну модель для розрахунку основних геометричних параметрів розвантажувальної лунки дозатора та досліджено вплив на них властивостей продукту дозування. У статті [117] автором проаналізовано вплив частоти, амплітуди та форми траєкторії коливань, а також кута зсуву фаз між складовими амплітуди коливань, кута вібрації та кута нахилу робочої поверхні дозатора на швидкість вібротранспортування дрібнодисперсних СМ; розроблено рекомендації для підбору оптимальних режимів

вібротранспортування продукту. У статті [98] здобувачем розроблено математичну модель поведінки дрібнодисперсних СМ під дією вібрації у конічній розвантажувальній лунці дозатора, що враховує вплив режимів вібрації і конструктивних параметрів лунки на точність дозатора. У роботі [97] автором досліджено та проаналізовано вплив силових факторів, що діють на СМ, та геометрії розвантажувальної лунки дозатора на рух продукту у стані віброкипіння. У статті [111] автором проаналізовано експериментальні дослідження впливу режимів коливань дозатора на його ефективність роботи, зокрема продуктивність та точність. Статті [83, 124] одноосібні.

Апробація результатів дисертації. Робота в цілому та її окремі результати доповідалися та обговорювалися на:

- IX-ій науково-практичній конференції молодих вчених «Новітні технології пакування» 12 квітня 2013 року, м. Київ;
- Одинадцятomu міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові 15-17 травня 2013 року, м. Львів;
- IV-ій міжнародній конференції молодих вчених ЕМТ-2013 «Інженерна механіка та транспорт» 25-27 листопада 2013 року, м. Львів;
- X-ій науково-практичній конференції молодих вчених «Новітні технології пакування» 9–11 квітня 2014 року, м. Київ;
- III-ій міжнародній науково-технічній конференції ТК-2014 «Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів» 28-30 травня 2014 року, м. Луцьк;
- Міжнародній науковій конференції присвяченій 130-річчю Національного університету харчових технологій «Нові ідеї в харчовій науці – нові продукти в харчовій промисловості» 13-17 жовтня 2014 року, м. Київ;
- XI-ій науково-практичній конференції молодих вчених «Новітні технології пакування» 03 квітня 2015 року, м. Київ;
- XII-ій науково-практичній конференції молодих вчених «Новітні технології пакування» 14 квітня 2016 року, м. Київ.

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 17 наукових праць, з яких: 6 статей у фахових виданнях України, 2 статті в виданнях, що входять у наукометричну базу РІНЦ, з яких одна стаття є також фаховим виданням України, 8 публікацій у матеріалах конференцій, 1 деклараційний патент України на корисну модель.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел з 125 найменувань та 7 додатків, містить 64 ілюстрації та 10 таблиць. Загальний обсяг дисертації – 148 сторінок машинописного тексту.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ВИДІВ ВІБРАЦІЙНИХ ОБ'ЄМНИХ ДОЗАТОРІВ ДЛЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

1.1. Аналіз особливостей конструкцій вібраційних об'ємних дозаторів для сипких матеріалів

Ринок України диктує певні умови, спричиняючи стрімкий розвиток промисловості та сільського господарства, в напрямку створення якісної продукції у надійній упаковці. У будівельній та харчовій галузі використовується різноманіття СМ, які відрізняються розмірами і формою частинок, фізико-механічними властивостями, походженням, призначенням та хімічним складом, що лягло в основу різноманітних класифікацій дозуючих матеріалів. Умовно усі СМ можна розділити на дві групи: ідеально сипкі, що не мають сил зчеплення між частинками матеріалу, і зв'язні, що характеризуються значними силами зчеплення [1]. Однак такий поділ є доволі умовним, оскільки одні і ті ж матеріали при різних умовах експлуатації можуть проявляти себе як ідеально сипкими, так і зв'язними. У процесі переробки більшість СМ, що використовуються у промисловості, переходять від одного стану в інший, що спричинено зміною їх фізико-механічних властивостей і показників текучості [2]. На сьогоднішній день існують класифікаційні таблиці СМ за гранульованим складом, об'ємною щільністю, сипучістю, здатністю до аерації і утворення стійких склепінь над випускним отвором [3].

Дрібнодисперсні СМ (умовний діаметр частинки $d_q \leq 50$ мкм), що належать до зв'язних продуктів, посідають чільне місце серед великого розмаїття товарів на ринку. При витіканні СМ з ємкості дуже важливо підтримувати стабільність їх фізико-механічних властивостей, щоб гарантувати забезпечення наперед заданих параметрів технологічного процесу. Це особливо актуально для дрібнодисперсних сипких продуктів, поведінка яких у процесі витікання часто носить випадковий і непрогнозований характер. Використання спеціальних пристроїв для

покращення показників текучості таких СМ потребує додаткових затрат, однак результат не завжди позитивний. Тому дослідженню поведінки дрібнодисперсних СМ присвячено ряд робіт [4, 5, 6, 7, 8].

У виробництві на сьогоднішній день, як правило, використовуються автоматичні дозатори, оскільки використання механічних дозаторів не зменшує частку ручної праці у технологічному процесі. В залежності від принципу роботи розрізняють два види автоматичних дозаторів: вагові і об'ємні. До усіх видів дозаторів ставляться загальні вимоги, а саме: висока точність дозування; наявність пристроїв, що вказують на величину дози та продуктивність; зручність обслуговування, герметичність та надійність роботи; відповідність конструкції основних вузлів особливостям технологічного процесу.

Однак поряд із тим вагові і об'ємні дозатори мають ряд відмінностей. Ваговий спосіб дозування характеризується вимірюванням величини дози матеріалу через безпосереднє зважування продукту. Дозатори такого виду мають три основні переваги: дозування широкої номенклатури продуктів; висока точність; широкий діапазон регулювання вимірювальної дози. Однак, незважаючи на ряд істотних переваг, вагові дозатори мають також і недоліки, серед яких одним із найважливіших є низька продуктивність роботи. Другим недоліком є висока ціна, що приблизно на 15% більша, ніж об'ємного дозатора аналогічної продуктивності [9].

Дозатори об'ємного типу вимірюють дозу матеріалу за його об'ємом та у найпростішому випадку представляють собою мірний стакан. Точність їх дозування значною мірою залежать від розподілу насипної щільності СМ. Вага дози розрихленого продукту є мінімальною, однак при ущільненні матеріалу, викликаному додатковим навантаженням чи вібрацією, кількість продукту дозування, що вміщається у мірник, зростає. Сухі грубодисперсні зернисті СМ ущільнюються менше, ніж дрібнодисперсні, у яких коефіцієнт ущільнення становить 1,1-1,5 [10].

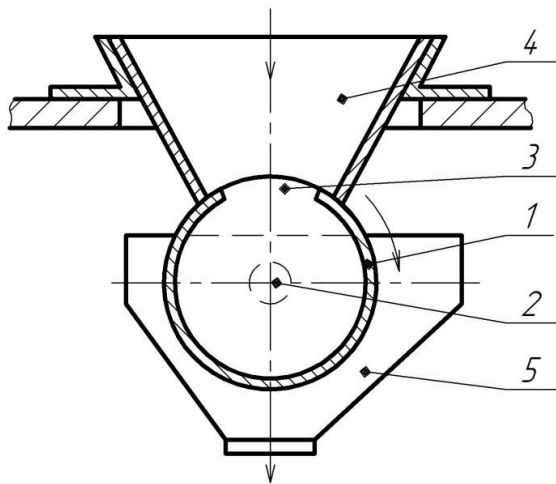


Рис. 1.1. Конструктивна схема об'ємного дозатора

На рис. 1.1 зображена типова конструктивна схема об'ємного дозатора [10], принцип роботи якого наступний: через отвір 3 із бункера 4 СМ потрапляє у пустотілий циліндр 1, що призначений для формування дози матеріалу. При повертанні циліндра 1 навколо осі 2 на 180° реалізується витікання сформованої дози продукту у приймальну ємкість 5.

Об'ємні дозатори характеризуються рядом переваг, до яких належать: простота конструкції, висока продуктивність та низька ціна. Однак поряд із значними перевагами об'ємні дозатори мають недоліки. Одним із недоліків об'ємних дозаторів є малий діапазон регулювання об'єму дозуючого мірника. У більшості випадків конструкція об'ємного дозатора дозволяє регулювати дозу матеріалу лише у межах $\pm 30\%$. Також до недоліків об'ємних дозаторів належить низька точність дозування. У випадку невикористання додаткового пристосування, що інтенсифікує процес витікання СМ, виміряна доза продукту буде залежати від ступеня його ущільнення, який визначається вмістом вологи у продукті дозування, гранульованим складом, формою частинок та рядом інших факторів. Проблеми нерівномірного та непрогнозованого витікання особливо актуальні при дослідженні поведінки дрібнодисперсних СМ.

Значну увагу питанням об'ємного дозування СМ приділено у дослідженнях Б. О. Пальчевського та Д. В. Бондарчука [11, 12, 13, 14, 15]. У роботах [11, 12] встановлено вплив способу відсікання дози на точність об'ємних дозаторів. За результатами цих досліджень отримано два патенти на корисні моделі [13, 14]. У праці [15] запропоновано методи підвищення ефективності роботи об'ємного дозатора зв'язних кормових сумішей, однак дані дослідження стосуються лише дозаторів барабанного типу.

Одним із ефективних методів покращення текучості СМ є застосування динамічної дії вібрації, яка руйнує зв'язки між частинками продукту, змінює його напружений стан і, тим самим, покращує показники текучості. Ряд робіт присвячено дослідженню впливу вібрації на поведінку сипкого продукту [16, 17, 18, 19]. Оскільки під дією механічних коливань щільність СМ може змінюватись у широкому діапазоні, тому для забезпечення високої продуктивності та точності дозування важливим є встановлення оптимальних параметрів вібрації, що дозволять стабілізувати фізико-механічні властивості продукту дозування.

Вібродія на СМ може бути реалізована за рахунок вібруючих днищ, додаткових перегородок, похилих лотків, а також за допомогою безпосередньо введених в робочу камеру віброзбудників. Це і спричинило виникнення великої кількості конструкцій вібраційних дозаторів. Зовнішні віброзбудники доцільно встановлювати тільки на бункерах невеликого об'єму [20]. Використання потужних віброзбудників, що вмонтовані в бункерах великої ємкості, спричиняють значні динамічні навантаження, що призводить до збільшення металоємкості конструкції дозатора.

В залежності від способу вібраційного впливу на СМ є два найпоширеніші види вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ: бункерні та лоткові. Значну частину серед бункерних дозаторів займають «беззаслінкові», перевагою яких є реалізація ефекту «самозапирання потоку» продукту дозування при припиненні дії вібрації, тобто формування стійкого склепіння над випускним отвором. Інерційність запирання потоку СМ визначається швидкістю формування стійкого склепіння над вихідним отвором і становить близько 0,03 – 0,05 с [2]. Розрізняють два типові види конструкцій вібраційних «беззаслінкових» дозаторів: з коливним робочим органом, що розміщений у розвантажувальній лунці (рис. 1.2, а), та з коливною розвантажувальною лункою (рис. 1.2, б).

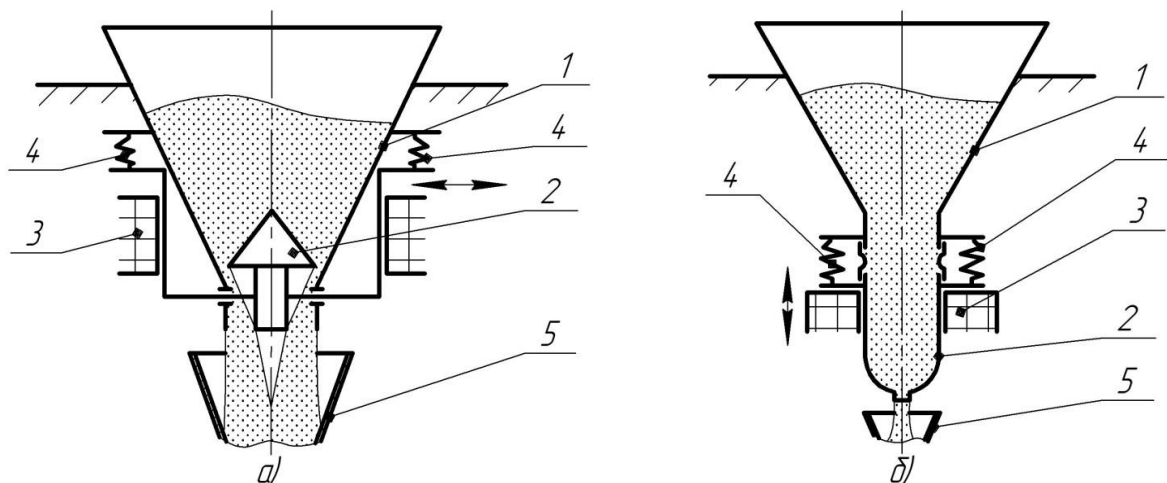


Рис.1.2. Вібраційні «беззаслінкові» дозатори: а) з конічним коливним днищем; б) з коливною розвантажувальною лункою

Дозатор (рис. 1.2, а) потребує віброзбудника невеликої потужності, оскільки достатньо навіть незначного зусилля для приведення у рух СМ, що знаходиться у безпосередньому контакті із коливним конічним днищем у розвантажувальній лунці. Коливне конічне днище виконує три основні завдання:

- створення додаткових сил, що призначені для руйнування потенційних стійких склепінь у дозуючому матеріалі;
- зменшення напруження у матеріалі в області випускного отвору;
- формування кільцевого випускного отвору.

Основними конструктивними елементами дозатора (рис. 1.2, а) є бункер 1, конічне днище 2, віброзбудник 3. Віброзбудник 3 збудує коливання конічного днища 2, яке стимулює витікання матеріалу у приймальну ємкість 5. Для забезпечення віброізоляції дозатора бункер 1 встановлений на пружні амортизатори 4. Конічне коливне днище ефективно використовується у деяких конструкціях запатентованих дозаторів [21, 22].

Іншим поширеним у пакувальній промисловості різновидом вібраційних «беззаслінкових» дозаторів є дозатор з коливною лункою (рис. 1.2, б), який складається із бункера 1 і пружно підвішеної через систему амортизаторів 4 розвантажувальної лунки 2, що приводиться у рух віброзбудником 3. Під дією коливань робочого органу 2 СМ потрапляє у

приймальну ємкість 5. Недоліком даного вібраційного дозатора є те, що інтенсифікація потоку матеріалу реалізується лише у розвантажувальній лунці 2. Тому при збільшенні її розмірів виникає необхідність використовувати віброзбудник великої потужності, що призводить до погіршення віброізоляції окремих елементів дозатора.

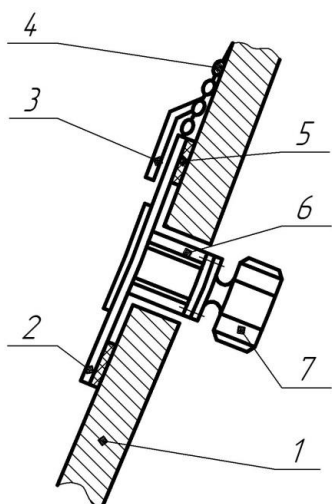


Рис. 1.3. Конструктивна схема встановлення віброзбудника на «фальшивій стінці»

При дозуванні великої маси продукту ефективно використовувати вібраційний дозатор із віброзбудником, що вмонтований на «фальшивій стінці» розвантажувальної лунки (рис. 1.3) [23]. «Фальшива стінка» представляє собою плиту 2 товщиною 6-10 мм, що виготовлена із легованої сталі, яку монтують за допомогою пружних підвісок 4 (ланцюгів чи шарнірів) на внутрішній стороні стінки бункера 1 [23]. Між плитою і стінкою бункера розміщують гумові амортизатори 5. До плити 2, над якою встановлюють захисну пластину 3 для унеможливлення потрапляння під неї СМ, кріплять опорну стійку 6, що призначена для встановлення віброзбудника 7. Ефективність такого кріплення віброзбудника достатньо висока, оскільки коливання передаються через «фальшиву стінку» безпосередньо продукту дозування, а не стінці розвантажувальної лунки. Значною перевагою використання «фальшивої стінки» є можливість передачі СМ коливань високої інтенсивності. Обмежене використання цієї конструкції викликане можливістю руйнування «фальшивої стінки» чи стійки 6, до якої вона кріпиться, внаслідок значних динамічних навантажень. Ефективним способом покращення текучості дрібнодисперсних СМ у пірамідальній розвантажувальній лунці є використання «фальшивої стінки» у кутових стиках її бічних стінок [24].

Ще одним різновидом вібраційних «беззаслінкових» дозаторів є змішаний, у якому коливання здійснюють як днище, так і розвантажувальна

лунка. У практиці проектування дозаторів є два типи такого змішаного виду «беззаслінкового» дозатора: перший реалізовується з допомогою одного вібробудника, другий – двох незалежних, що дозволяють встановлювати різні значення амплітуди, частоти і напрямку вібрації для днища і розвантажувальної лунки. У промисловості відомий вібраційний дозатор для СМ, у якому у якості коливного днища виступає кулька, яка завдяки коливанням конічної розвантажувальної лунки, що передаються на неї, забезпечує регулювання руху та подачу продукту дозування у приймальну ємність [25].

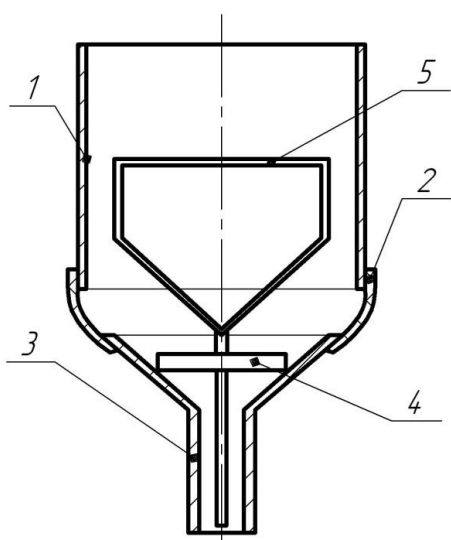


Рис.1.4. Вібраційний «беззаслінковий» дозатор з коливним диском

Також запатентовано конструкцію вібраційного «беззаслінкового» дозатора [26] (рис. 1.4), який складається із бункера 1, що з'єднаний гнучкою кільцевою втулкою 2 із розвантажувальною лункою 3. Остання приводиться у дію вібробудником, що надає їй кругові коливання. Всередині розвантажувальної лунки 3 розміщений диск 4, що встановлений на стержень, на кінці якого розміщена тонка жорстка рамка 5. Диск 4 повертається навколо вертикальної осі завдяки коливанням розвантажувальної лунки 3 та при вдарянні до її стінок здійснює закривання та відкривання випускного отвору. Стабілізація потоку дрібнодисперсного СМ реалізується завдяки коливанням жорсткої рамки, що встановлена для розрихлення зв'язного продукту в бункері.

Вібраційні «беззаслінкові» дозатори також поділяються на безліч видів у залежності від форми та розмірів бункера. На рис. 1.5 зображені типові форми бункерів, які використовуються у промисловості [23]. Найбільш поширеними є конструкції бункерів, що складаються із двох частин: верхньої (циліндричної чи призматичної) та нижньої (конічної, клиновидної чи

півсферичної) (рис. 1.5, а, б, в). У випадку дозування невеликої кількості СМ використовуються бункери без верхньої частини (рис. 1.5, г, д, е, ж, з).

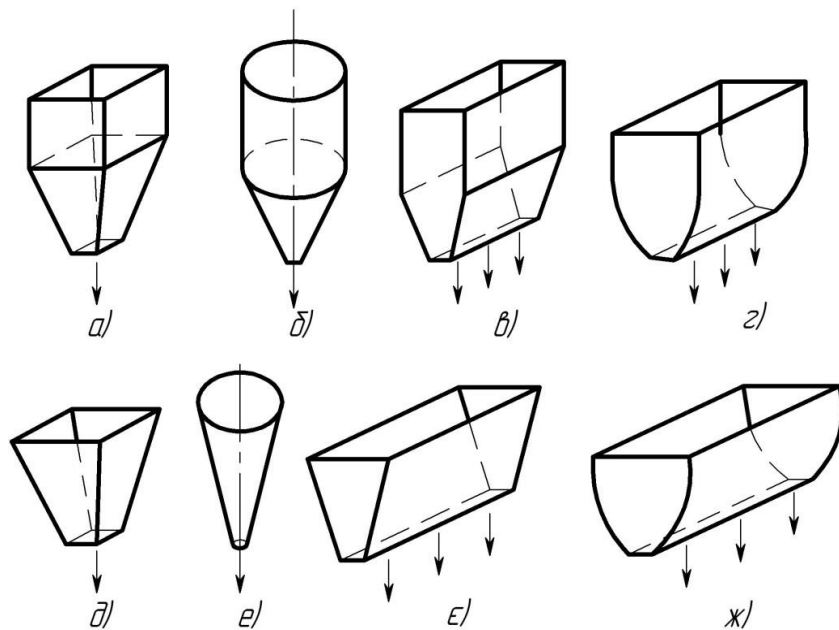


Рис. 1.5. Типові конструкції бункерів

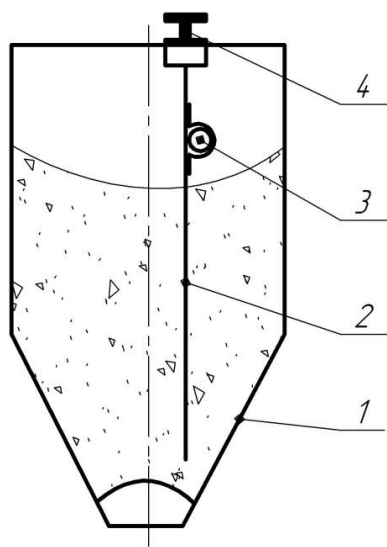


Рис. 1.6.
Конструктивна схема
мембранного
вібраційного «безза-
слінкового» дозатора

Також до «беззаслінкових» вібраційних дозаторів належать дозатори із підвісними зворушувачами матеріалу, що призначені для інтенсифікації основного потоку матеріалу, а також унеможливлення утворення склепіння у бункері. Найпоширенішим різновидом дозаторів даного типу є мембранний вібраційний «беззаслінковий» дозатор (рис. 1.6) [23], що складається із опущеної всередину бункера 1 металевої пластини (зворушувача) 2, на верхній частині якої розміщений вібробудник 3. Конструкція зворушувача 2 кріпиться через амортизатори до двотаврової балки 4, що встановлена на стінках бункера 1. Амплітуда коливань нижнього кінця пластини 2 у декілька раз перевищує амплітуду коливань пластини у місці кріплення до двотавра, цим самим реалізуються максимальна інтенсифікація процесу витікання у зоні можливого зависання СМ [23]. У процесі витікання продукту вібробудник

повинен працювати безперервно для того, щоб не чинити перешкод витіканню матеріалу. Однак істотним недоліком такого дозатора є те, що вібрації піддається лише частина СМ, що безпосередньо контактує із коливним робочим органом. Через це при використанні вібраційного зворушувача у бункері великого розміру неможливо забезпечити інтенсифікацію усього об'єму продукту дозування.

Один з різновидів вібраційних бункерних дозаторів, який представлений на рис. 1.7, складається із бункера 1 з конічним днищем 2, що призначене для покращення руху СМ до позиції завантаження мірників. Під дією коливань конічного днища 2 продукт переміщується по його поверхні

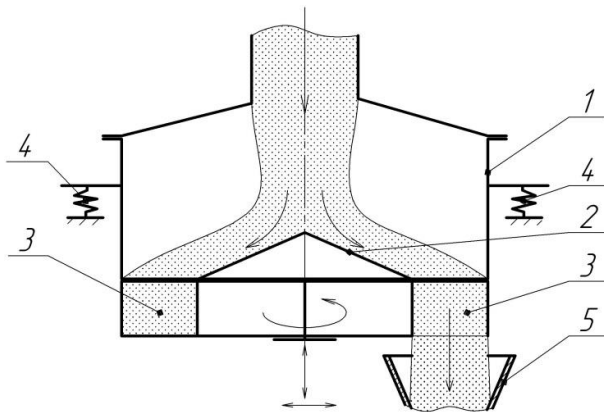


Рис. 1.7. Вібраційний бункерний дозатор

до периферії, де розміщений отвір для завантаження мірників 3 СМ. При співпадінні мірників 3 з розвантажувальною лункою 5 відбувається їх випорожнення. У промисловості використовують дозатори як з рухомими, так і нерухомими мірниками в залежності від умов технологічного процесу.

Для покращення роботи дозатора для дрібнодисперсних СМ доцільно розділювати масу продукту на окремі потоки, оскільки накопичення великого об'єму СМ і значні сили зчеплення між частинками продукту спричиняють утворення заторів, які перешкоджають рівномірній подачі СМ на технологічну позицію формування дози. Вібраційні бункерні дозатори представлені у промисловості у вигляді різноманітних конструкцій [27, 28, 29].

Другим, не менш поширеним, видом вібраційних дозаторів є лоткові, що різняться великою кількістю модифікацій [30, 31, 32, 33, 34]. В залежності від властивостей СМ, що транспортуються, і вимог технологічного процесу лоткові дозатори бувають з робочими органами різного перерізу

(прямокутного, овального, напівкруглого, круглого тощо; закриті або відкриті). Принцип роботи цих дозаторів базується на процесі вібраційного переміщення продукту по горизонтальній та похилій поверхнях лотка. Швидкість руху СМ регулюється зміною амплітуди та частоти коливань робочого органу, кута вібрації, кута підйому робочої поверхні, коефіцієнта тертя спокою та ковзання між матеріалом та транспортуючою поверхнею.

Вібраційні лоткові дозатори проектують та виготовляють одномасовими, двомасовими, тримасовими, рідше із більшою кількістю мас. У промисловості найчастіше зустрічаються двомасові дозатори (рис. 1.8), оскільки їх конструкції забезпечують стабільність параметрів коливань та високу віброізоляцію обладнання [35]. Лоткові дозуючі пристрої поділяються на дозатори з направленими (рис. 1.8, а) та незалежними коливаннями (рис. 1.8, б) робочих органів. Вібраційний лотковий дозатор з напрямленими коливаннями (рис. 1.8, а) складається з завантажувального бункера 1, реактивної маси 2, активної маси 3, пружних елементів 4, нахил яких визначає кут вібрації β , та електромагнітного віброзбудника 5 [35]. Із завантажувального бункера 1 СМ потрапляє на транспортну доріжку робочої маси 3, що реалізує напрямлені коливання завдяки віброзбуднику 5 та пружним елементам 4. Внаслідок вібротранспортування продукт переміщається по поверхні лотка 3 і потрапляє у приймальну ємкість 6. Встановлення реактивної маси 2 на віброізолятори 7 унеможливорює передачу вібрації на основу. Даний тип дозаторів характеризується простотою конструкції та експлуатації, однак має недоліки – невисоку швидкість транспортування та відсутність незалежного регулювання складових амплітуди.

У двомасовому вібраційному лотковому дозаторі із незалежними коливаннями (рис. 1.8, б) горизонтальні коливання забезпечують два віброзбудники 5 та плоскі пружини 6, а вертикальні – віброзбудник 7 та плоскі пружини 4 [35]. Принцип роботи такого лоткового дозатора аналогічний до попереднього, однак істотною перевагою є можливість

реалізації високих швидкостей транспортування СМ, а також реверсу продукту через існування окремих електромагнітів горизонтальних та вертикальних коливань.

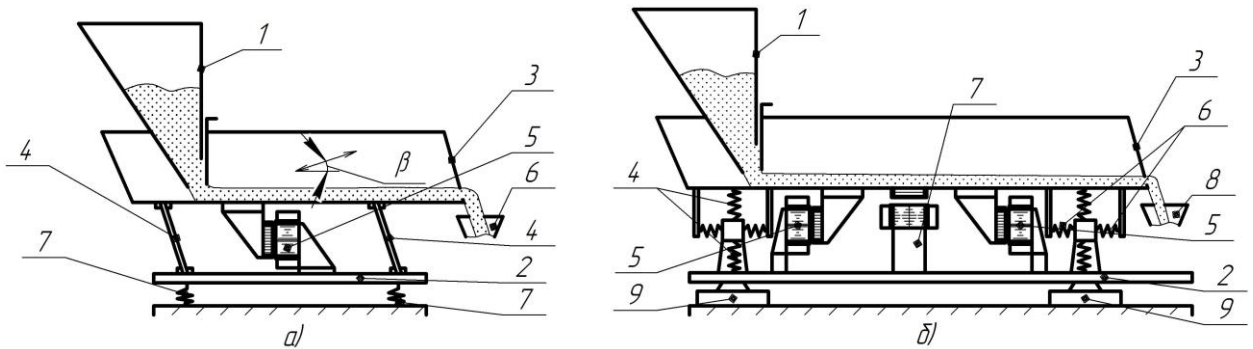


Рис. 1.8. Конструктивні схеми двомасових вібраційних лоткових дозаторів: а) з напрямленими коливаннями; б) з незалежними коливаннями

Тримасові вібраційні лоткові дозатори використовуються з метою підвищення ефективності процесу дозування, однак їх істотним недоліком є складність конструкції і висока металоємкість.

Основними перевагами вібраційних лоткових дозаторів є: висока стійкість до зношування несучої поверхні, можливість виконання різноманітних технологічних операцій під час руху СМ (сушіння, перемішування, сепарація і ін.), простота конструкції, легке регулювання швидкості, простота обслуговування та експлуатації. Однак істотним недоліком вібротранспортування є неможливість переміщення великого шару дрібнодисперсних СМ та значний шум при роботі лотка.

Велике значення при проектуванні вібраційних дозаторів має правильний вибір віброприводу, що забезпечує коливання робочого органу із частотою меншою, рівною чи більшою за власну частоту коливань системи. Відповідно до цього, дозатор має можливість працювати у дорезонансному, резонансному і зарезонансному режимах.

Найчастіше у пакувальній галузі використовуються такі віброприводи: ексцентрикові, гідравлічні, дебалансні, електромагнітні та пневматичні. Загалом ексцентрикові та гідравлічні приводи використовуються у низькочастотних машинах, оскільки у такому випадку є можливість

реалізувати високі амплітуди коливань робочого органу і велику вимушуючу силу [36]. Дебалансні віброзбудники найефективніше використовувати у обладнанні, що експлуатується на частотах діапазону 12-25 Гц [36]. Для високочастотних вібротрибок, що працюють з невеликими амплітудами коливань робочого органу (0,5-3 мм), найефективнішим є використання електромагнітних віброзбудників [36], перевагою яких є відсутність вузлів тертя і підшипників, що характеризуються високими динамічними навантаженнями. Також до переваг електромагнітних віброприводів належить мала тривалість перехідних процесів. Однак істотним недоліком таких віброзбудників є неможливість реалізації широкого діапазону зміни амплітуди, а також висока чутливість до коливань напруги мережі та навантаження. Пневматичні приводи, як і електромагнітні, найчастіше використовуються у високочастотному вібраційному обладнанні, а також у вибухонебезпечних технологічних процесах [36].

Отже, на основі проведеного аналізу існуючих конструкцій вібраційних об'ємних дозаторів для СМ можна зробити висновок, що дозатори для СМ з хорошою сипучістю не завжди придатні для дозування дрібнодисперсних СМ. Останні утворюють склепіння та затори, зависають на стінках ємкостей, збиваються в грудки, що ускладнює процес дозування та негативно позначається на точності та продуктивності роботи дозаторів. Тому на сьогоднішній день існує потреба в дослідженні процесу дозування дрібнодисперсних СМ та вдосконаленні конструкцій дозаторів з метою підвищення ефективності їх роботи.

1.2. Аналіз математичних моделей процесу витікання сипких матеріалів із ємкостей

Сипке середовище має властивості, з однієї сторони, твердих тіл (можливість чинити опір зовнішнім зусиллям) і, в той же час, з іншої сторони, властивості рідини (здатність текти або заповнювати наданий об'єм). Така особливість поведінки СМ призвела до існування величезної

кількості гіпотез, підходів, досліджень та теорій, які створювались ще з давніших часів та продовжують з'являтися сьогодні. Проблема витікання СМ із ємкостей займалися з першої половини ХХ століття. Перша наукова робота, присвячена аналізу руху сипких продуктів, опублікована у 1882 р. І. Робертсом [37].

Оскільки витікання СМ характеризується низкою проблем, вивчення яких актуальне і сьогодні, тому досі не існує єдиної гіпотези, що дозволяла б однозначно описати рух продукту дозування у процесі експлуатації. У ХХ столітті ряд вітчизняних науковців розробили кілька теорій поведінки сипкого продукту, що і сьогодні використовуються як основа для нових напрямків досліджень. Деякі дослідники, такі як: Платонов П. М., Покровський Г. І., Ареф'єв А. І., Лінчевський І. Т. запропонували гіпотезу саморозвантажувального склепіння [23], суть якої полягає у тому, що при витіканні СМ із ємкості над випускним отвором формується особлива нестійка структура – динамічне склепіння, яке руйнується миттєво. За цією теорією швидкість руху продукту залежить від висоти динамічного склепіння, що, у свою чергу, визначається геометрією випускного отвору. Прихильники даної гіпотези стверджували, що основним параметром, що впливає на характер поведінки СМ, є розмір випускного отвору [23].

Однак серед дослідників є багато таких, що спростовують теорію динамічного склепіння. Наприклад, Гячев Л. В. [38] стверджував, що жодні експерименти не підтверджують наявності динамічного склепіння. Такі дослідники, як Зенков Р. Л. [39, 40] і Алфьоров К. В. [41] висунули наукову теорію, яка полягає у тому, що поведінка СМ не залежить від розміру випускного отвору, а істотний вплив на неї має лише висота шару продукту у бункері.

Отже, як бачимо, розв'язання задач механіки сипкого середовища проводилось у різних напрямках, що зумовило існування безлічі гіпотез і, відповідно, методів прогнозування руху СМ та методик розрахунку дозуючого обладнання. Умовно можна виділити три основні напрямки, що

використовуються на сьогоднішній день для дослідження поведінки сипкого продукту:

1. аналіз напруженого стану нерухомого шару СМ та визначення умов початку його руху;

2. дослідження кінематики і динаміки рухомого шару СМ із визначенням характерних зон руху, продуктивності і середньої швидкості витікання продукту;

3. дослідження пульсуючого режиму витікання СМ на основі поля напружень і деформацій продукту.

При аналізі напруженого стану нерухомого шару СМ досліджуються усі можливі варіанти зависання матеріалу у бункері, а також імовірні форми руху продукту при витіканні із ємкості (рис. 1.9). Багатьма дослідженнями встановлено, що в залежності від фізико-механічних властивостей СМ, а також геометричних розмірів бункера виникають різні форми руху продукту [42], що безпосередньо пов'язані із його напруженим станом. Аналіз напружень СМ дозволяє прогнозувати і досліджувати два можливі стани продукту дозування: активний і пасивний.

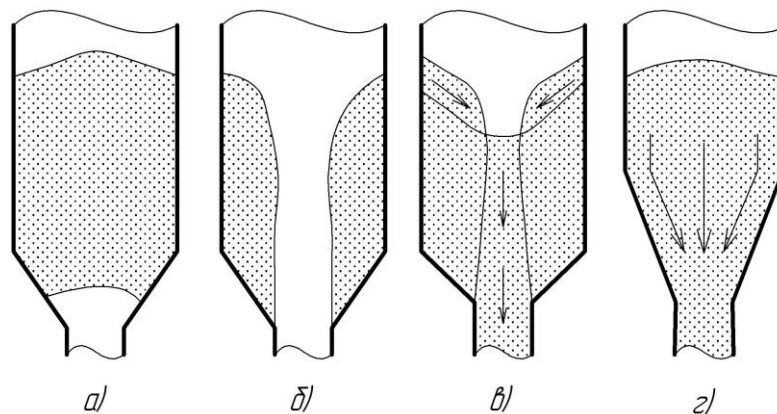


Рис. 1.9. Варіанти зависання і руху сипкого матеріалу в бункерах:
а) – утворення склепіння; б) – трубоутворення; в) – несцільне витікання;
г) – суцільне витікання

Численними дослідженнями [43] встановлено, що умови руху матеріалу у конічній розвантажувальній лунці бункера є менш сприятливими, ніж у його циліндричній частині. При наповненні бункера СМ

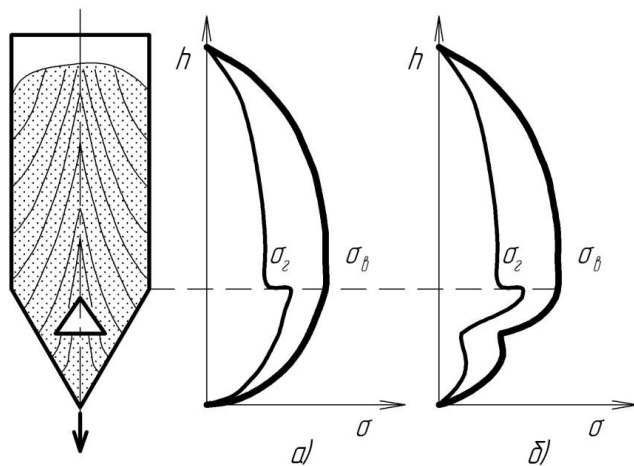


Рис. 1.10. Розподіл напружень в активному напруженому стані СМ: а) без дії вібрації; б) під дією вібрації

відбувається розподіл напружень (рис. 1.10, а), що відповідає активному напруженому стану продукту. Він характеризується зростанням у циліндричній частині бункера горизонтальних σ_2 і вертикальних σ_6 напружень СМ, та їх зменшенням у конічній розвантажувальній лунці. Із наближенням до випускного отвору

бункера значення напружень продукту дозування прямують до нуля. У випадку реалізації коливань конічним днищем (рис. 1.10, б) напруження СМ у розвантажувальній лунці різко зменшуються. У активному напруженому стані вертикальні напруження σ_6 продукту завжди більші, ніж горизонтальні σ_2 , що, відповідно, сприяє його безперервному витіканню.

Характерною ознакою пасивного напруженого стану СМ є формування стійкого склепіння над випускним отвором, що особливо актуально для поведінки дрібнодисперсних продуктів. Типовий пасивний напружений стан

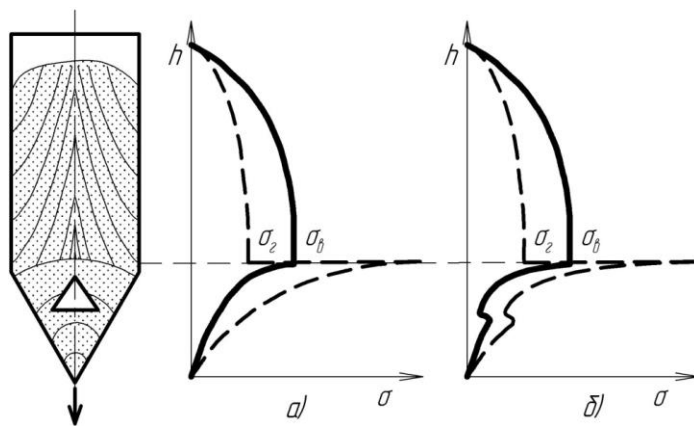


Рис. 1.11. Розподіл напружень в пасивному напруженому стані СМ: а) без дії вібрації; б) під дією вібрації

зазвичай формується у конічній частині бункера через збіжність зон витікання та ущільнення матеріалу (рис. 1.11. б). Він характеризується значно більшими значеннями горизонтальних напруження СМ σ_2 , ніж вертикальних σ_6 . Пасивний напружений стан може траплятися також у будь-якій іншій частині бункера в

залежності від особливостей його конструкції та форми руху матеріалу. Під дією вібрації (рис. 1.11, б) напруження СМ у конічній розвантажувальній лунці дозатора різко знижуються, аналогічно як і при активному напруженому стані.

Для адекватного аналізу поведінки СМ важливо дослідити можливі форми руху продукту у бункері. При завантаженні дозуючого матеріалу у бункер, до формування його усталеного руху, реалізовується вільне витікання СМ, що характеризується наявністю декількох зон, які відрізняються швидкостями руху потоку продукту [23]. Як результат такого руху СМ через деякий час над випускним отвором формується стійке склепіння, що перешкоджає подальшому витіканню продукту із бункера. Однак, важливо зазначити, що вільне витікання матеріалу реалізується лише у початковий момент часу – при завантаженні бункера.

Після формування усталеного руху дозуючого матеріалу у бункері виникає одна із двох типових форм витікання [23]: нормальна (рис. 1.12, а) або гідравлічна (рис. 1.12, б). Нормальна форма руху притаманна усім дрібнодисперсним СМ за умови відсутності додаткових впливів.

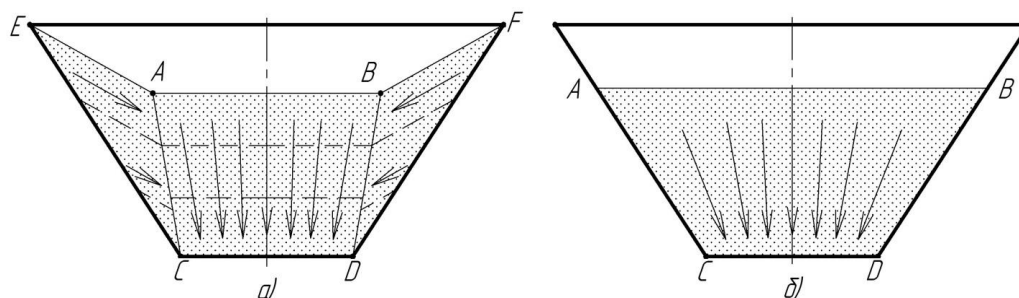


Рис. 1.12. Типові форми руху сипкого матеріалу: а) – нормальна; б) – гідравлічна

Типова схема нормальної форми руху СМ (рис. 1.12, а) складається із окремих областей, що відрізняються рухливістю частинок продукту. Із області ABCD, що характеризується найвищою швидкістю руху, СМ під дією гравітаційних сил рухається до випускного отвору. В свою чергу, продукт із областей EAC і BFD поступово переміщується до області ABCD. Найбільш

поширеними конструкціями бункерів, у яких виникає нормальна форма руху СМ, є бункери з нахиленими та вертикальними стінками.

Характерною ознакою гідравлічної форми руху СМ (рис. 1.12, б) є одночасне переміщення всього потоку продукту. Для реалізації такої форми руху необхідно підтримувати постійний рівень матеріалу у бункері та руйнувати зв'язки між частинками СМ, тим самим забезпечувати підвищену рухливість продукту.

Отже, напружений стан СМ залежить як від його фізико-механічних властивостей, так і конструкції бункера та умов технологічного процесу. Однак аналіз напруженого стану нерухомого шару СМ не дає можливості дослідити поведінку СМ під впливом динамічного навантаження.

Дослідженню впливу параметрів вібрації на напруження у бункері присвячено багато робіт зарубіжних вчених, зокрема праці Г. Кахе, Ю. Томаса, Т. Колльман [7, 42, 43]. Дані дослідження, в основному, ґрунтуються на емпіричних залежностях та не дозволяють аналітично визначити режими роботи вібраційного дозатора і геометрію лунки, що забезпечуватимуть рівномірний рух СМ. Розробки Д. Шульца [44, 45] присвячені дослідженню впливу коливань робочого органу дозатора на напруження СМ, а також аналізу причин нерівномірного витікання матеріалу із розвантажувальної лунки бункера. Однак у цих дослідженнях немає конкретних рекомендацій та методики розрахунку дозаторів для дрібнодисперсних СМ.

Другий тип моделей, який ґрунтується на визначенні кінематичних і динамічних характеристик потоку СМ, дозволяє описувати рух продукту під дією вібрації. Усі моделі поведінки СМ під дією вібрації на сьогоднішній день умовно можна розділити на 3 групи [46]:

- моделі одиничної частинки;
- спеціальні моделі;
- моделі суцільного середовища.

Перша група моделей [47, 48, 49, 50, 51, 52] ґрунтується на дослідженні поведінки однієї частинки матеріалу: розглядається її рух, після чого з

певними припущеннями враховується, що весь продукт у бункері буде поводитись аналогічно. Моделі одиначної частинки ефективно використовують для встановлення розміру випускного отвору бункера за умови дослідження продукту, що складається із частинок великого розміру [46]. Вагомим недоліком цих моделей є неврахування сил зчеплення між частинками матеріалу. Значний внесок у моделювання руху СМ із використанням моделей одиначної частинки зроблено Заікою П. М. [49] та Василенком П. М. [53]. Фундаментальним дослідженням поведінки СМ на основі розроблення моделі одиначної частинки є монографія Блехмана І. І. і Джанелідзе Г. Ю. [53]. Також аналізу умов руху шару сипкого продукту по віброуючій поверхні посвячено ряд робіт Русанова С. А. та Луняки К. В. [54, 55, 56, 57].

Істотним недоліком математичних моделей даної групи є неврахування взаємодії між частинками середовища. Тому застосування моделей одиначної частинки виправдане лише у випадку, коли досліджується невеликий шар СМ, причому його товщина повинна не перевищувати 20-30-кратного середнього розміру частинок, що його утворюють [46]. Використання моделі одиначної частинки при дослідженні поведінки дрібнодисперсних СМ є неефективним, оскільки сипкий продукт під дією вібрації поводитьсь аналогічно рідині і рух однієї частинки значно відрізняється від поведінки усього потоку матеріалу.

Спеціальні моделі [58, 59, 60, 61, 62, 63] призначені для дослідження поведінки СМ у конкретних умовах, забезпечення яких можливе лише на тому виді обладнання, для якого вони розробляються. Використання моделей другої групи високоефективне, однак їх істотним недоліком є те, що при зміні технологічних умов чи обладнання спеціальні моделі неадекватно описують суть процесу дозування, оскільки в основу розробки цих моделей покладено взаємозв'язок складної системи «віброзбудник – робочий орган – СМ».

Моделі третьої групи, що розглядають сипкий продукт як суцільне тіло (в'язку рідину чи ідеальний газ), використовують математичний апарат механіки суцільного середовища [64, 65, 66, 67]. Розв'язок цих задач зводиться до представлення процесу руху СМ у вигляді рівнянь гідромеханіки [68, 69]. У наукових дослідженнях [70, 71], де вперше проведено аналогію між рухом в'язкої рідини і СМ, що знаходиться під дією вібрації, експериментально встановлено значення коефіцієнта кінематичної в'язкості сипкого продукту та використано цей показник для моделювання його руху. У роботі [8] досліджено, що дрібнодисперсний СМ під дією вібрації поводить себе як в'язка рідина. У статті Федоренка І. Я. та Пирожкова Д. Н. [72] встановлено критерії подібності гідродинамічних моделей віброкиплячого шару СМ.

Значний внесок у дослідження руху СМ як псевдорідини зроблено українськими дослідниками Тищенком Л. Н., Ольшанским В. П. та Ольшанским С. В. [68, 73, 74, 75]. Запропоновані ними наукові розробки дозволяють визначати швидкість переміщення частинок зернового матеріалу у процесі вібросепарації. Однак особливістю цих наукових пошуків є моделювання руху невеликого шару матеріалу, тому застосування цих розробок при проектуванні бункера чи дозатора, що містить значний об'єм матеріалу, є неможливим. У роботі [76] розглянуті питання, що пов'язані з теоретичними аспектами процесу віброкипіння СМ як двофазного середовища, наведені аналітичні залежності, що дозволяють більш повно проаналізувати поведінку дисперсних сипких продуктів в процесі віброкипіння та їх вплив на віброуючу поверхню. Однак дані дослідження не дають можливості підібрати оптимальні параметри дозуючого обладнання з метою підвищення точності об'ємних дозаторів.

Більшість теорій та найпоширеніші математичні моделі поведінки шару СМ під дією вібрації систематизовані у працях [77, 79]. Протодьяконов І. О. у своїх дослідженнях [77] зібрав математичні моделі руху СМ під дією вібрації розроблені вітчизняними і зарубіжними дослідниками, а також методи їх

розв'язку. У свою чергу Членов В. А. та Михайлов Н. В. у праці [78] виклали теорію віброзрідження та віброкипіння СМ, а також методи експериментальної перевірки поведінки продукту під дією вібрації. Моделювання потоку СМ за допомогою моделі суцільного середовища успішно виконано у роботі [58]. Також ефективність моделей третьої групи підтверджено дослідженнями російський вчених Федоренка І. Я. та Пирожкова Д. Н. [46, 79, 80, 81].

Використання моделей суцільного середовища особливо ефективно при дослідженні поведінки дрібнодисперсних СМ, що знаходяться під дією вібрації, оскільки це дозволяє врахувати взаємодію частинок між собою, а також із середовищем, що їх оточує. Одним із способів дослідження руху дрібнодисперсних СМ під дією вібрації є використання системи рівнянь Нав'є-Стокса, що складається із двох рівнянь: рівняння руху і рівняння неперервності потоку.

Рівняння руху Нав'є-Стокса у векторній формі має вигляд [66]:

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial t} = -(\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} + \nu \Delta \bar{V} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{f}, \quad (1.1)$$

де \bar{V} – векторне поле швидкостей; t – час; p – тиск; ∇ – оператор набла; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості матеріалу; Δ – векторний оператор Лапласа; \bar{f} – векторне поле сил, що діють на СМ під дією вібрації.

Рівняння неперервності Нав'є-Стокса записується у вигляді [66]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V}) = 0, \quad (1.2)$$

де ρ – насипна щільність СМ.

Ще одним типовим напрямком дослідження руху СМ, який зазвичай використовують у випадку високої імовірності виникнення зсувних деформацій у окремих областях продукту, є аналіз пульсуючого режиму витікання і його впливу на напруження та деформацію матеріалу. Пульсуючий режим витікання СМ характерний при вільному витіканні

матеріалу та нормальній формі руху продукту. Однак використання моделей цієї групи недоцільне у випадку дослідження поведінки продукту під дією вібрації, оскільки механічні коливання призводять до переходу від нормальної форми руху потоку матеріалу до гідравлічної, у якій весь потік сипкого продукту переміщується одночасно – аналогічно в'язкій рідині.

Тому, аналізуючи усі групи моделей, що дозволяють описувати рух сипкого продукту, можна зробити висновок, що, зважаючи на варіативність фізико-механічних властивостей дрібнодисперсного СМ та здатність до текучості під дією вібрації, найефективнішим способом дослідження поведінки продукту є розробка математичної моделі його руху, в основі якої лежить модель суцільного середовища.

1.3. Вплив параметрів вібрації на поведінку сипких матеріалів

У пакувальній галузі для покращення показників текучості СМ ефективно і економічно доцільно використовувати дію вібрації. Конструкція вібраційних дозаторів проста і надійна, відрізняється невеликими габаритами і відсутністю обертових частин. У більшості випадків вібраційні пристрої мають малу інерційність і їх можна використовувати для дозування дрібнодисперсних СМ. Використання впливу вібрації на сипкі продукти реалізується у різних цілях:

- для розрихлення матеріалу;
- для зміни форми витікання матеріалу;
- для зміни фізико-механічних властивостей матеріалу.

Однак введення вібрації у СМ може привести і до негативних наслідків – ущільнення продукту. Небезпека ущільнення зменшується при збільшенні амплітуди коливань і зменшенні частоти вібрації [7]. При цьому необхідно враховувати, що саме вертикальні коливання інтенсифікують процеси руйнування склепінь. Для ефективної роботи віброзбудника велике значення має його правильне розташування з урахуванням того, що дія вібрації повинна поширюватись на ділянку потенційного утворення склепіння. Місце

встановлення вібраційного збудника найчастіше визначають дослідним шляхом.

На варіювання фізико-механічних властивостей СМ, що безпосередньо позначається на показниках текучості продукту, впливають наступні параметри вібрації:

- частота коливань;
- амплітуда коливань;
- напрям коливань;
- режим роботи дозатора.

В залежності від тривалості впливу вібрації на матеріал розрізняють такі режими роботи вібраційних дозаторів [7]:

- безперервна робота, що застосовується у випадку, коли мінімальний розмір випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора, що дозволяє уникнути утворення склепіння, більший, ніж його дійсний випускний отвір;
- періодичний режим роботи, що може бути використаний, коли дія вібрації необхідна для інтенсифікації процесу витікання матеріалу;
- короткочасний пульсуючий режим роботи, який доцільно використовувати після тривалого зберігання або простою продукту.

Вибір параметрів вібрації значною мірою залежить від вимог технологічного процесу, а також фізико-механічних властивостей СМ. У залежності від необхідної частоти коливань робочого органу можна виділити три типові режими експлуатації вібраційних дозаторів [7]:

- низькочастотний рух стінки бункера;
- високочастотне збудження з резонансним підсиленням;
- імпульсне биття.

Низькочастотні рухи робочого органу дозатора (25-30 Гц) використовуються зазвичай для руйнування склепіння. Їхній недолік – висока імовірність виникнення втомних тріщин у стінках бункера [82]. При більш високих частотах (≥ 100 Гц) ризик виникнення втомних тріщин у

стінках бункера зменшується, однак часто зустрічаються випадки ущільнення матеріалу [82].

Основним фактором, що визначає поведінку СМ під дією вібрації є інтенсивність коливань $a\omega^2$ [83]. При реалізації коливань невеликої інтенсивності у СМ зменшується кількість пор (формується більш щільна укладка частинок продукту). Цей стан прийнято називати віброзрідженням [83]. Якщо інтенсивність вібрації $a\omega^2$ недостатня для відриву частинок продукту одна від одної, то вона практично не вплине на текучість матеріалу. Найбільше ущільнення досягається при амплітудних прискореннях коливань, близьких до прискорень вільного падіння. Тому дуже важливо для кожного СМ встановлювати амплітуду і частоту коливань, що відповідає порогу інтенсивності вібрації, вище якого відбувається порушення зв'язку між частинками сипкого середовища та їх циркуляція. Стан безперервної циркуляції СМ прийнято називати віброкипінням [83]. Він характеризується розпушенням сипкого продукту, рівномірним та безперервним його витіканням. У дослідження Владімірова С. В. [84] встановлено режими вібрації, що необхідні для виникнення віброкипіння у зерновому матеріалі. Однак дані дослідження обмежуються лише розглядом шару зернистого матеріалу товщиною до 15 мм. У роботі [85] узагальнені умови, при яких розпочинається та триває процес віброкипіння СМ у бункері, з метою максимального зменшення імовірності зависання чи утворення склепіння над випускним отвором розвантажувальної лунки. Проте дані дослідження також стосуються лише грубодисперсних СМ, які характеризуються відсутністю або незначними силами зчеплення між частинками.

У деяких випадках для реалізації віброкипіння необхідно додатково застосовувати продув сипкого середовища повітрям або газом. Для дрібнодисперсних СМ, схильних до злежування, комбіноване використання вібрації та продування газом дозволяє встановлювати з достатнім ступенем надійності необхідну структуру віброкиплячого шару продукту [51]. Однак використання газового потоку призводить до значного запилення

приміщення та зростання вартості обладнання, тому використання такого методу для дозування дрібнодисперсних СМ не набуло значного поширення.

Стан віброкипіння супроводжується складними циркуляційними процесами у дисперсних середовищах. Характер цих рухів залежить від багатьох факторів, серед яких основними є режими вібрації та конфігурація бункера. Типові циркуляційні контури, що виникають у СМ під дією прямолінійних коливань робочого органу використовуються багатьма дослідниками при розробленні математичних моделей руху продукту під дією вібрації.

При дослідженні поведінки СМ у бункері, що здійснює горизонтальні коливання, встановлено, що при збільшенні інтенсивності вібрації у робочій камері починають формуватися певної геометрії циркуляційні потоки продукту (рис. 1.13) [16]. У односекційній робочій камері (рис. 1.13, а) СМ біля стінок починає рухатись вниз, а у центральній частині, навпаки, підніматись вгору, при цьому вільна поверхня продукту набуває опуклої форми [16]. На дні робочої камери, зазвичай, формуються застійні зони, у яких швидкість частинок різко зменшується. Роль застійних зон полягає у організації потоку СМ та інтенсифікації процесів циркуляції [16]. Циркуляційні контури продукту проходять на деякій відстані від стінок робочої камери внаслідок сили зчеплення між ними і частинками матеріалу.

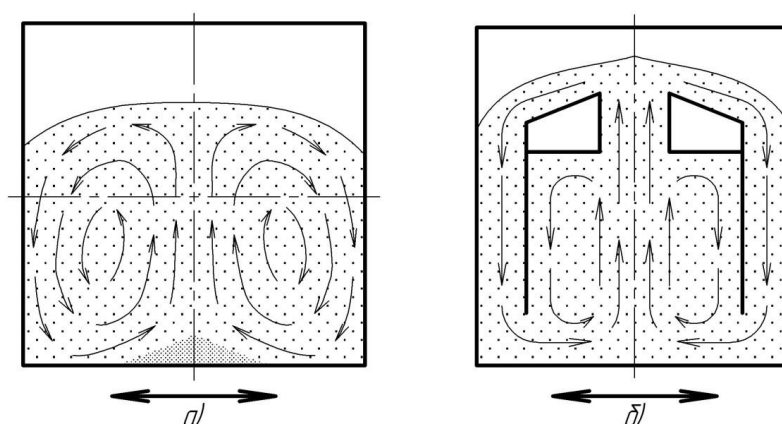


Рис. 1.13. Циркуляційних рух СМ у бункері постійного перерізу при горизонтальних коливаннях: а) односекційна камера, б) трьохсекційна камера

Використання багатосекційних бункерів дозволяє змінювати конфігурацію циркуляційних контурів СМ. Наприклад, у трьохсекційному вібраційному бункері (рис. 1.13, б) у центральній широкій камері формується звичайна двоконтурна циркуляція продукту, в той час як у бічних камерах формується нисхідний потік матеріалу, що проходить нижче центральних контурів [16]. Отже, як показують дослідження, горизонтальні коливання бункера формують нисхідні потоки матеріалу біля стінок бункера, та висхідні – у його центральній частині.

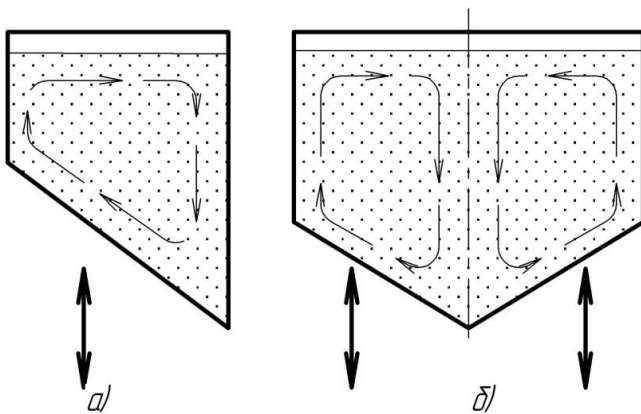


Рис. 1.14. Циркуляційних рух СМ у бункері змінного перерізу при вертикальних коливаннях: а) асиметрична клиновидна лунка; б) симетрична клиновидна лунка

Істотно інший характер мають циркуляційні контури СМ при дії вертикальних коливань. Якщо надати вертикальні коливання бункеру із асиметричною клиновидною лункою (рис. 1.14, а) [16], то у ній встановиться одноконтурна циркуляція, що характеризується нисхідним потоком продукту вздовж довшої стінки і висхідним –

вздовж нахиленої – коротшої. Такий характер циркуляційного контуру матеріалу пояснюється тим, що вертикальні коливання нахиленої стінки перетворюються у напрямлені під кутом коливання середовища [16]. При дослідженні поведінки СМ під дією вертикальних коливань у бункері із симетричною клиновидною лункою (рис. 1.14, б) встановлено, що формуються два циркуляційні контури продукту: у центрі камери – нисхідні потоки, а біля стінок ємкості – висхідні [16].

Особливий характер мають циркуляційні контури СМ, сформовані у ємкості під дією напрямлених під кутом коливань (рис. 15) [16]. При куті вібрації близькому до 20° (рис. 1.15, а) у ємкості формується один циркуляційний контур матеріалу, що характеризується підйомом вільної

поверхні продукту у напрямку дії вібрації. Також у масі СМ відбувається формування застійної зони у середині бункера, яка змінює свою форму і розміщення із збільшенням кута вібрації (рис. 1.15, а, б) [16]. Якщо робочу камеру розділити вертикальною стінкою на дві частини (рис. 16, в), то циркуляційний рух продукту забезпечить підйом СМ у секції меншого об'єму [16].

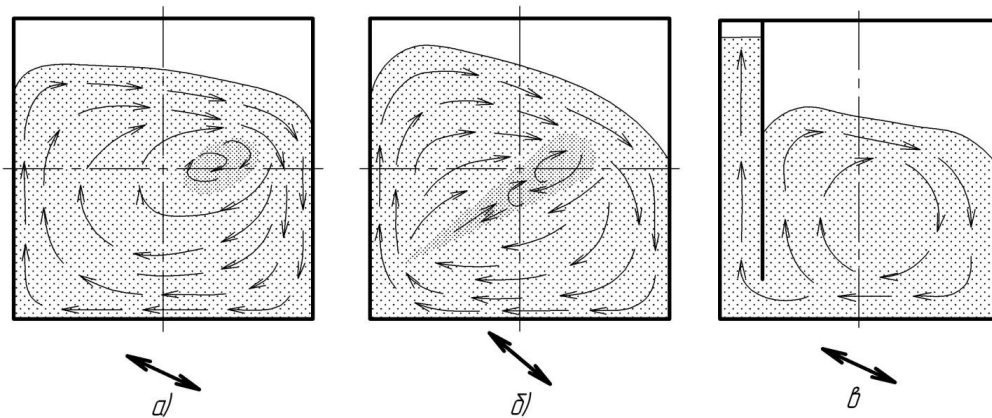


Рис. 1.15. Циркуляційних рух СМ у бункері постійного перерізу при направлених коливаннях: а) кут вібрації 25° (односекційний бункер), б) кут вібрації 40° (односекційний бункер), в) кут вібрації 25° (двохсекційний бункер)

Отже, аналіз літературних джерел показав, що фізико-механічні властивості та поведінка дрібнодисперсних СМ значною мірою залежать як від умов навколишнього середовища, так і особливостей процесу дозування. Проведений огляд існуючих видів вібраційних дозаторів дозволяє стверджувати, що під впливом коливань робочого органу дрібнодисперсний СМ може змінювати свої фізико-механічні властивості, текучість, реалізовувати рух у потрібному напрямі, а також здійснювати безперервну циркуляцію у бункері. Особливості поведінки продукту дозування під дією вібрації значною мірою залежать від геометрії розвантажувальної лунки бункера. Тому на сьогоднішній день актуальним залишається дослідження впливу параметрів вібрації та геометрії розвантажувальної лунки бункера на витікання дрібнодисперсних СМ з метою підвищення ефективності роботи об'ємних дозаторів.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ВИТІКАННЯ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЛУНКИ ДОЗАТОРА

2.1. Обґрунтування геометричних параметрів розвантажувальної лунки дозатора при гравітаційному витіканні дрібнодисперсних СМ

Зважаючи на варіативність фізико-механічних властивостей дрібнодисперсних СМ у процесі дозування, важливим етапом проектування об'ємних дозаторів є дослідження їх впливу, а також конструктивних параметрів розвантажувальної лунки (розміру випускного отвору, кута нахилу стінок тощо) на поведінку продукту при витіканні з ємкостей [86]. Хаотичний і непрогнозований рух дрібнодисперсних СМ у дозаторі, а інколи і повна його відсутність, створюють неабиякі труднощі у процесі дозуванні [87]. Крім цього значні сили зчеплення призводять до налипання продукту на стінках бункера і розвантажувальної лунки, що негативно позначається на їх корисному об'ємі [86].

Важливим конструктивним параметром, що впливає на точність і продуктивність об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ, є розмір та форма розвантажувальної лунки. Тому важливим етапом проектування об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких продуктів є дослідження впливу фізико-механічних властивостей СМ на геометричні параметри розвантажувальної лунки, а також взаємозв'язку між ними.

На практиці найчастіше використовують такі дві форми розвантажувальної лунки: конічна (рис. 2.1, а) і клиновидна (рис. 2.1, б, в) з випускним отвором прямокутного перерізу та із співвідношенням його довжин $l_{uz} : b_{uz} > 3$ [88]. Розрізняють два типові різновиди клиновидних розвантажувальних лунок: симетрична (рис. 2.1, б) та асиметрична (рис. 2.1, в). Частковим варіантом асиметричної клиновидної лунки є нижня частина конічної лунки із конічним днищем в області випускного отвору.

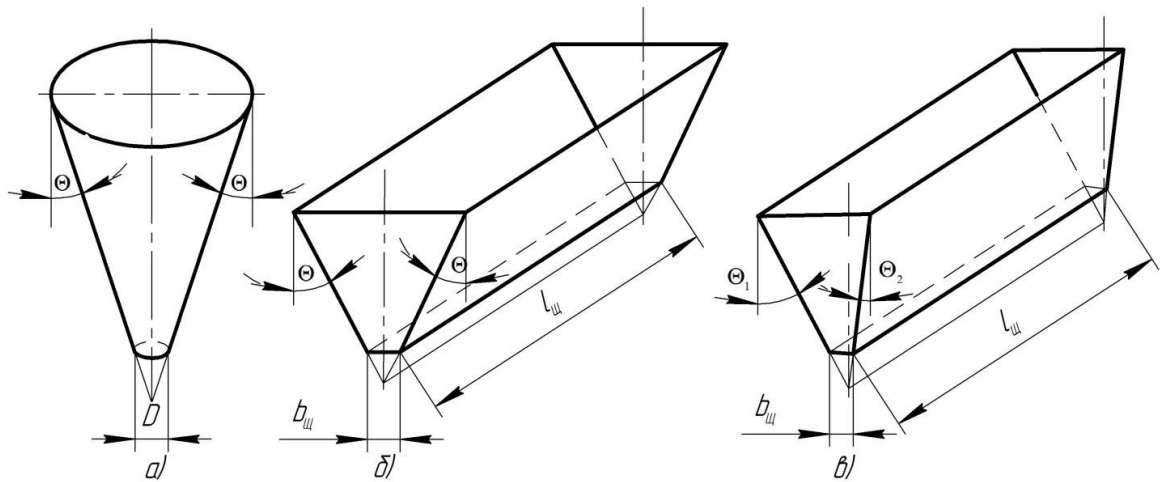


Рис. 2.1. Типові форми розвантажувальних лунок дозатора: а) конічна; б) симетрична клиновидна; в) асиметрична клиновидна

З метою визначення геометричних параметрів розвантажувальної лунки дозатора розроблено математичну модель, що ґрунтується на аналізі поведінки СМ при його гравітаційному витіканні із ємкості, тобто при відсутності дії вібрації. Для моделювання гравітаційного витікання СМ із розвантажувальної лунки дозатора використано припущення [89]:

- елементарний об'єм продукту, який розглядається при моделюванні, повинен бути значно більшим від розміру частинок, що його утворюють (лінійні розміри елементарного об'єму продукту мають бути щонайменше в 25 разів більші ніж розмір частинки СМ);
- взаємодія частинок продукту вважається абсолютно пружною (нехтується будь-яка деформація чи стирання останніх);
- між частинками матеріалу діє сила аутогезії, що характеризує зчеплення продукту.

Розроблення моделі поведінки дрібнодисперсного СМ у розвантажувальній лунці дозатора ґрунтується на дослідженні силових факторів, що призводять до формування стійкого склепіння над випускним отвором. На продукт, що знаходиться в елементарному об'ємі склепіння, діють відповідні прирости сил, значення яких визначаються формою та розмірами розвантажувальної лунки [90]. Спочатку розглянуто гравітаційне

витікання дрібнодисперсного СМ із конічної розвантажувальної лунки дозатора (рис. 2.2).

Використавши один із методів дослідження поведінки СМ, а саме аналіз напруженого стану нерухомого шару продукту, складено рівняння рівноваги сил, що діють на елементарний об'єм склепіння [2]. Для конічної розвантажувальної лунки дозатора (рис. 2.2) у проекції на вертикальну вісь воно має вигляд:

$$dF_{aym} + dF_c = dG, \quad (2.1)$$

де dF_{aym} – приріст сили аутогезії; dF_c – приріст сили протидії витікання; dG – приріст сили тяжіння.

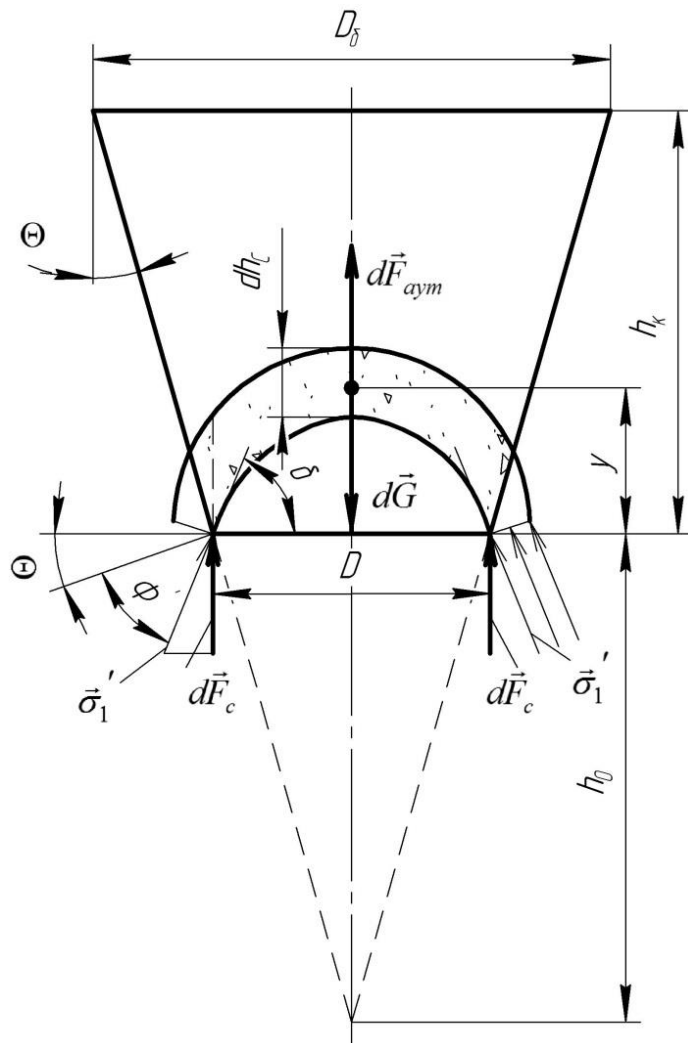


Рис. 2.2. Схема дії сил, що діють на елементарний об'єм склепіння, при гравітаційному витіканні дрібнодисперсного СМ із конічної розвантажувальної лунки дозатора

Для моделювання поведінки СМ у конічній розвантажувальній лунці дозатора досліджено усі силові фактори, що діють на виділений елементарний об'єм склепіння висотою dh_c (рис. 2.2). Рушійним фактором вільного гравітаційного витікання є сила тяжіння, оскільки саме вона при відсутності додаткових збурень стимулює витікання продукту через випускний отвір. Приріст сили тяжіння визначено за залежністю [2]:

$$dG = \rho_0 \cdot g \cdot dh_c \cdot S_z, \quad (2.2)$$

де ρ_0 – насипна щільність дрібнодисперсного СМ; g – пришвидшення земного тяжіння; S_z – площа горизонтального перерізу елементарного об'єму склепіння у конічній розвантажувальній лунці дозатора.

Площу горизонтального перерізу елементарного об'єму склепіння у конічній розвантажувальній лунці дозатора (рис. 2.2) наближено визначено за залежністю:

$$S_z = \pi \cdot \frac{D^2}{4}, \quad (2.3)$$

де D – діаметр випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора.

Тоді рівняння (2.2) з урахуванням залежності (2.3) набуде вигляду:

$$dG = \frac{\rho_0 \cdot g \cdot dh_c \cdot \pi \cdot D^2}{4}. \quad (2.4)$$

Наявність вологи у дрібнодисперсному СМ впливає на його насипну щільність [92]:

$$\rho_0 = \frac{\rho_c \cdot (1 + W_{абс})}{1 + \frac{W_{абс} \cdot \rho_m}{3 \cdot \rho_p}}, \quad (2.5)$$

де ρ_c – насипна щільність сухого СМ; ρ_m – густина частинок СМ; ρ_p – густина води; $W_{абс}$ – абсолютна вологість.

Істотне значення при витіканні дрібнодисперсного СМ з ємкостей має сила аутогезії, тобто зчеплення між частинками продукту [91]. Для забезпечення нормальної роботи дозатора ступінь ущільнення продукту не повинен перевищувати критичну величину. Зчеплення між частинками СМ,

що знаходиться в бункері, залежать від його розмірів і конфігурації, а також властивостей продукту дозування [92].

Приріст сили аутогезії визначено за залежністю [93]:

$$dF_{aym} = \frac{dF_{\tau_0}}{f}, \quad (2.6)$$

де $dF_{\tau_0} = \tau_0 \cdot S_e$ – приріст сили відриву; τ_0 – початковий опір зсуву СМ під дією дотичного навантаження; S_e – площа вертикального перерізу елементарного об’єму склепіння; $f = \tan(\Phi)$ – коефіцієнт внутрішнього тертя СМ; Φ – кут внутрішнього тертя СМ.

Площу вертикального перерізу елементарного об’єму склепіння у конічній розвантажувальній лунці дозатора (рис. 2.2) визначено за залежністю:

$$S_e = dh_C \cdot l_{ck}, \quad (2.7)$$

де $l_{ck} = \frac{\delta \cdot D}{\sin(\delta)}$ – довжина дуги склепіння; $\delta = \Theta + \Phi'$; Θ – кут нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора до вертикалі; Φ' – кут тертя СМ до стінки розвантажувальної лунки дозатора.

Підставивши вираз (2.7) у рівняння (2.6) отримано значення приросту сили аутогезії для конічної розвантажувальної лунки дозатора:

$$dF_{aym} = \frac{\tau_0 \cdot dh_C \cdot \delta \cdot D}{f \cdot \sin(\delta)}. \quad (2.8)$$

Значний опір переміщенню частинок продукту у розвантажувальній лунці дозатора чинить сила протидії витікання, приріст якої визначено за формулою [7]:

$$dF_C = \sigma_1' \cdot \sin(\delta) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta) \cdot P, \quad (2.9)$$

де σ_1' – напруження вільного витікання; P – периметр випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора.

Для конічної розвантажувальної лунки з урахуванням $P = \pi \cdot D$ приріст сили протидії витікання (2.9) знайдено за формулою:

$$dF_C = \sigma_1' \cdot \sin(\delta) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta) \cdot \pi \cdot D. \quad (2.10)$$

Використавши вирази для визначення усіх приростів сил (2.4), (2.8), (2.10), що діють на елементарний об'єм склепіння у конічній розвантажувальній лунці дозатора, та підставивши їх у рівняння рівноваги сил (2.1) отримано:

$$\frac{\tau_0 \cdot dh_C \cdot \delta \cdot D}{f \cdot \sin(\delta)} + \sigma_1' \cdot \sin(\delta) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta) \cdot \pi \cdot D = \frac{\rho_0 \cdot g \cdot dh_C \cdot \pi \cdot D^2}{4}. \quad (2.11)$$

Із рівняння рівноваги сил (2.11) визначено граничний максимальний діаметр випускного отвору D конічної розвантажувальної лунки дозатора, при якому реалізовується ефект «самозапирання» потоку продукту при відсутності дії вібрації:

$$D = \frac{4 \cdot (\tau_0 \cdot \delta + 0,5 \cdot \sigma_1' \cdot \sin(2\delta) \cdot \sin(\delta) \cdot \pi \cdot f)}{f \cdot \sin(\delta) \cdot \rho_0 \cdot g \cdot \pi}. \quad (2.12)$$

Аналогічно досліджено поведінку дрібнодисперсного СМ при гравітаційному витіканні із конічної розвантажувальної лунки із кільцевим випускним отвором, що утворений стінками лунки та конічним днищем (рис. 2.3) та визначено ширину кільцевого випускного отвору b_o . Для моделювання використано рівняння рівноваги сил, що діють на СМ у елементарному об'ємі склепіння (рис. 2.3), у проекціях на вертикальну вісь:

$$dF_{aym} + dF_{C1} + dF_{C2} = dG. \quad (2.13)$$

Для встановлення приросту сили тяжіння за формулою (2.2) визначено наближене значення площі горизонтального перерізу елементарного об'єму склепіння (рис. 2.3):

$$S_z = b_o \cdot l_o, \quad (2.14)$$

де $l_o = \frac{l_1 + l_2}{2}$ – усереднене значення довжини кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора; l_1, l_2 – довжини кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора.

З урахуванням формул (2.2) та (2.14) приріст сили тяжіння для конічної розвантажувальної лунки із кільцевим випускним отвором рівний:

$$dG = \rho_0 \cdot g \cdot dh_C \cdot b_0 \cdot l_0. \quad (2.15)$$

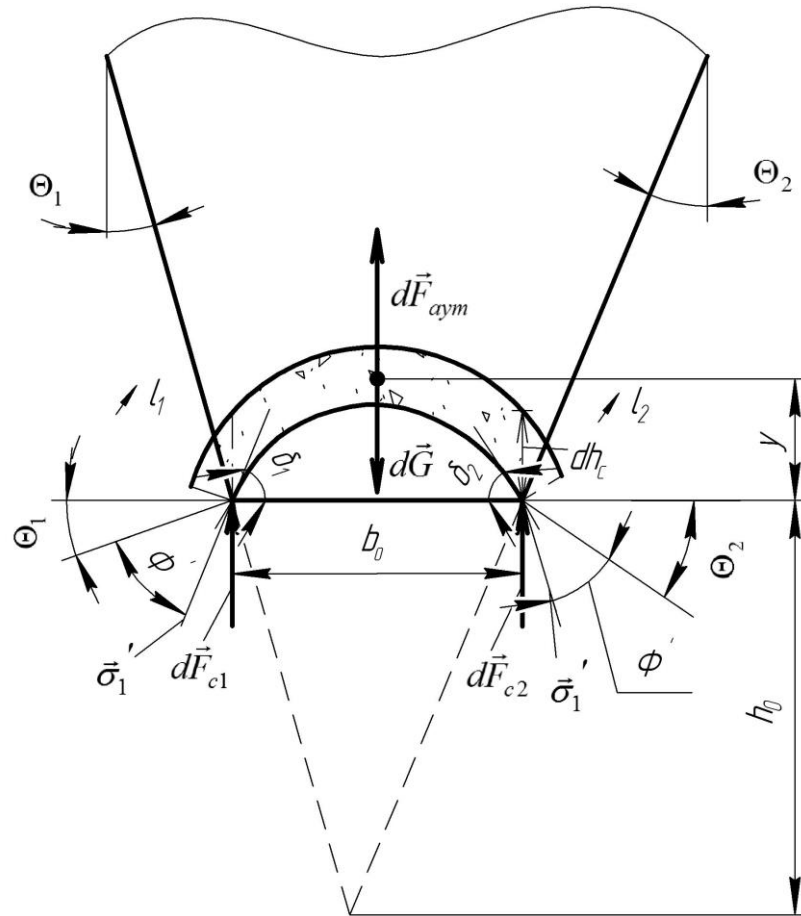


Рис. 2.3. Схема дії сил, що діють на елементарний об'єм склепіння, при гравітаційному витіканні дрібнодисперсного СМ із конічної розвантажувальної лунки дозатора із кільцевим випускним отвором

Площа вертикального перерізу елементарного об'єму склепіння вздовж сторін l_1, l_2 випускного отвору у розвантажувальній лунці дозатора (рис. 2.3) визначена за формулою:

$$S_e = dh_C \cdot l_0. \quad (2.16)$$

Використавши формули (2.6) та (2.16) приріст сили аутогезії для такого різновиду розвантажувальних лунок дозатора рівний:

$$dF_{aym} = \frac{\tau_0 \cdot dh_C \cdot l_0}{f}. \quad (2.17)$$

Периметр кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки (рис. 2.3) рівний $P = l_1 + l_2 + 2 \cdot b_o$. Однак враховуючи те, що кути нахилу стінок розвантажувальної лунки та конічного днища різні $\Theta_1 \neq \Theta_2$ та $b_o \ll l_1, l_2$, то у математичній моделі враховано лише дві сили протидії витікання, які діють вздовж сторін l_1 і l_2 . Використавши залежність (2.9), прирости сил протидії витікання визначено за формулами:

$$dF_{C1} = \sigma_1' \cdot \sin(\delta_1) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta_1) \cdot l_1, \quad (2.18)$$

$$dF_{C2} = \sigma_1' \cdot \sin(\delta_2) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta_2) \cdot l_2, \quad (2.19)$$

де $\delta_1 = \Theta_1 + \Phi'$; $\delta_2 = \Theta_2 + \Phi'$; Θ_1 – кут нахилу стінок конічної розвантажувальної лунки дозатора; Θ_2 – кут нахилу стінок конічного днища.

Підставивши вирази для визначення приростів сил, що діють на СМ у елементарному об'ємі склепіння у конічній розвантажувальній лунці із кільцевим випускним отвором (2.15), (2.17), (2.18), (2.19), у рівняння рівноваги сил (2.13), отримано:

$$\begin{aligned} \frac{\tau_0 \cdot dh_C \cdot l_o}{f} + \sigma_1' \cdot \sin(\delta_1) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta_1) \cdot l_1 + \sigma_1' \cdot \sin(\delta_2) \cdot dh_C \cdot \cos(\delta_2) \cdot l_2 = \\ = \rho_0 \cdot g \cdot dh_C \cdot b_o \cdot l_o. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Із рівняння рівноваги сил (2.20) визначено граничне максимальне значення ширини кільцевого випускного отвору b_o конічної розвантажувальної лунки дозатора, що забезпечує формування стійкого склепіння при гравітаційному витіканні матеріалу:

$$b_o = \frac{\tau_0 \cdot (l_1 + l_2) + \sigma_1' \cdot f \cdot (\sin(2\delta_1) \cdot l_1 + \sin(2\delta_2) \cdot l_2)}{f \cdot \rho_0 \cdot g \cdot (l_1 + l_2)}. \quad (2.21)$$

Для подальшого дослідження геометричних параметрів розвантажувальних лунок дозатора важливо встановити величину напруження вільного витікання СМ [42]:

$$\sigma_1' = \frac{\sigma_{h0}}{(m_\phi + 1) \cdot \frac{Y^* \cdot (1 + \sin(\Phi))}{2(X^* - 1) \cdot \sin(\Theta)} \cdot F^*}, \quad (2.22)$$

де σ_{h_0} – осьове напруження СМ у розвантажувальній лунці; m_ϕ – коефіцієнт форми ($m_\phi = 1$ – для конічної лунки; $m_\phi = 0$ – для клиновидної лунки (або конічної із кільцевим випускним отвором) [42]); X^*, Y^*, F^* – коефіцієнти.

Коефіцієнти X^*, Y^*, F^* визначені за відповідними залежностями [42]:

$$\begin{aligned} X^* &= \frac{2^{m_\phi} \cdot \sin(\Phi)}{1 - \sin(\Phi)} \cdot \left(\frac{\sin(2\beta^* + \Theta)}{\sin(\Theta)} + 1 \right), \\ Y^* &= \frac{\left(2 \cdot (1 - \cos(\beta^* + \Theta)) \right)^{m_\phi} \cdot (\beta^* + \Theta)^{1-m_\phi} \sin(\Theta) + \sin(\beta^*) \cdot (\sin(\beta^* + \Theta))^{1+m_\phi}}{(1 - \sin(\Phi)) \cdot (\sin(\beta^* + \Theta))^{2+m_\phi}}, \\ F^* &= \left(\frac{130^\circ}{130^\circ + \Theta} \right)^{m_\phi} \cdot \left(\frac{200^\circ}{200^\circ + \Theta} \right)^{1-m_\phi}, \\ \beta^* &= \frac{1}{2} \left(\Phi' + a \sin \left(\frac{\sin(\Phi')}{\sin(\Phi)} \right) \right). \end{aligned} \quad (2.23)$$

Використавши гіпотезу про граничну рівновагу продукту у виділеному елементарному об'ємі висотою dh_c , осьове напруження СМ записано у вигляді [2]:

$$\sigma_{h_0} = \sigma_{l_0} \cdot \left(1 + 2f^2 - \sqrt{(1 + 2f^2)^2 - 1 - 4f_w^2 \cdot (1 + f^2)} \right), \quad (2.24)$$

де σ_{l_0} – радіальне напруження СМ при його пасивному напруженому стані; $f_w = \tan(\Phi')$ – коефіцієнт тертя СМ до стінки розвантажувальної лунки дозатора.

Радіальне напруження СМ при його пасивному напруженому стані визначено за залежністю [2]:

$$\sigma_{l_0} = \frac{\rho_0 g (h_0 + y)}{C_n (a_n - 1)} \left(1 - \left(\frac{h_0 + y}{h_0 + h_k} \right)^{a_n - 1} \right) + \sigma_{l_0}^H \cdot \left(\frac{h_0 + y}{h_0 + h_k} \right)^{a_n}, \quad (2.25)$$

де h_0 – відстань від випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора до уявної вершини конуса (рис. 2.2, 2.3); y – поточна вертикальна координата місця утворення стійкого склепіння; h_k – висота розвантажувальної лунки

дозатора; $\sigma_{l_0}^H$ – радіальне напруження СМ на верхній межі розвантажувальної лунки дозатора; C_n, a_n – коефіцієнти.

Коефіцієнти C_n та a_n для пасивного напруженого стану СМ, що характерний при утворенні склепіння, мають вигляд [2]:

$$C_n = 1 + 2f^2 - \frac{\sqrt{[(1+2f^2)^2 - 1]^3} - \sqrt{[(1+2f^2)^2 - 1 - 4f_w^2(1+f^2)]^3}}{6f_w(1+f^2)}, \quad (2.26)$$

$$a_n = \frac{2 \cos(\Theta)(f_w + \sin(\Theta))}{C_n \cdot \tan(\Theta)}.$$

При встановленні оптимальних параметрів розвантажувальної лунки дозатора важливими є як її геометрія, так і властивості дрібнодисперсного СМ, що дозуватиметься. Для моделювання поведінки дрібнодисперсного СМ при гравітаційному витіканні було обрано пшеничне борошно із властивостями [2]: $\Phi = 42^\circ$; $\Phi' = 30^\circ$; $\rho_0 = 0,5 \cdot 10^3$ кг/м³. Також при дослідженні геометрії розвантажувальної лунки дозатора використано наступні значення необхідних для моделювання показників: $\sigma_{l_0}^H = 0$ [2]; $h_0 + y = 0,25$ м; $h_0 + h_k = 0,45$ м; $l_1 = l_2 = 0,5$ м – встановлено конструктивно. Початковий опір зсуву пшеничного борошна під дією дотичного навантаження коливається у межах $\tau_0 = 50 \dots 150$ Па [2].

Як уже зазначалось, при конструюванні дозатора часто виникає проблема вибору необхідного діаметру випускного отвору D чи ширини кільцевого випускного отвору b_o конічної розвантажувальної лунки. Також ще одним важливим параметром розвантажувальної лунки дозатора є кут нахилу її стінок Θ . Використавши формули (2.12), (2.21), (2.22), (2.23), (2.24), (2.25), (2.26), у програмному середовищі MathCAD отримано графічні залежності $D(\Theta)$ (рис. 2.4, а) та $b_o(\Theta_1)$ (використавши заміну $\Theta_1 = \Theta$ у формулах (2.22), (2.23), (2.24), (2.25), (2.26)) (рис. 2.4, б). При моделюванні залежностей $b_o(\Theta_1)$ (рис. 2.4, б) прийнято, що кут нахилу стінок конічного днища рівний $\Theta_2 = 45^\circ$ [47].

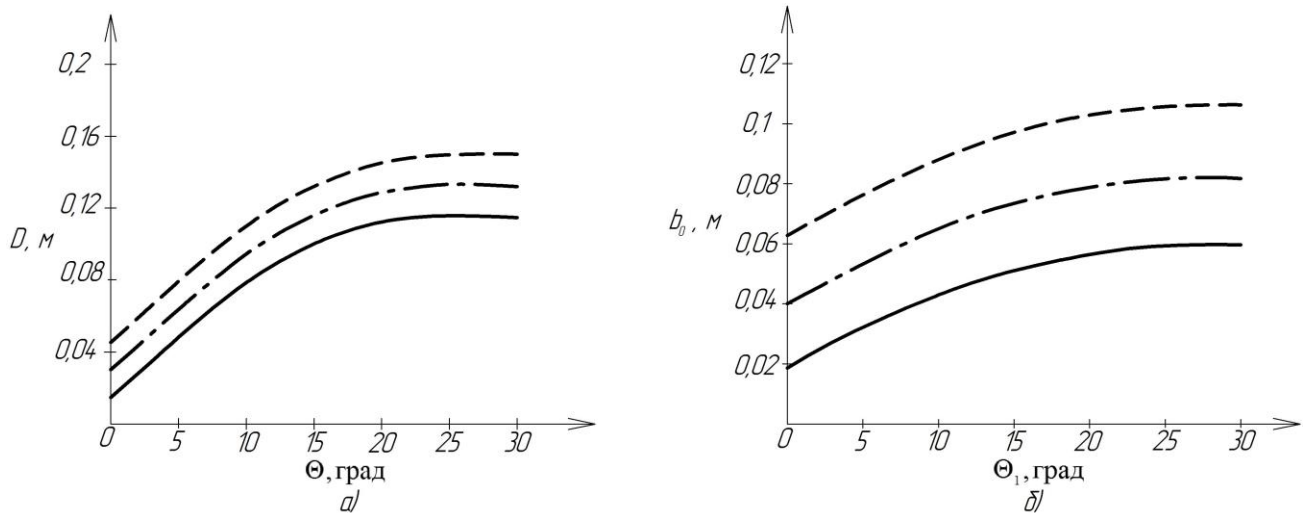


Рис. 2.4. Залежність розміру випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора від кута її нахилу (— — для $\tau_0 = 50$ Па; — . — — для $\tau_0 = 100$ Па; — — — для $\tau_0 = 150$ Па) у: а) конічній лунці; б) конічній лунці із кільцевим випускним отвором

Із зростанням кута нахилу стінок Θ конічної розвантажувальної лунки дозатора (рис. 2.4, а) збільшується граничний діаметр випускного отвору D , при якому можливе формування стійкого склепіння над випускним отвором. Істотний вплив на геометричні розміри розвантажувальної лунки дозатора має зв'язність продукту, яку характеризує сила аутогезії. Встановлено, що при умовному діаметрі частинок матеріалу $d_p \leq 100$ мкм сила аутогезії може бути більшою чи рівною силі тяжіння [86], тому її неврахування при дослідженні поведінки дрібнодисперсних СМ призводить до заниження граничного діаметру випускного отвору D конічної розвантажувальної лунки дозатора. При незначному початковому опорі зсуву СМ $\tau_0 = 50$ Па граничне значення діаметру випускного отвору знаходиться у межах $0,04 < D < 0,13$ м для $0^\circ < \Theta < 30^\circ$ (рис. 2.4, а). При зростанні початкового опорі зсуву продукту дозування $\tau_0 = 100$ Па максимальний діаметр випускного отвору, що забезпечить формування стійкого склепіння СМ над випускним отвором у аналогічному діапазоні зміни кута Θ нахилу стінок розвантажувальної лунки, знаходиться у межах $0,07 < D < 0,16$ м, і,

відповідно, при $\tau_0 = 150$ Па максимальне його значення при $\Theta = 30^\circ$ зростає до $D \approx 0,22$ м (рис. 2.4, а). Наведені графічні залежності (рис. 2.4, а) дозволяють стверджувати, що зростання кута нахилу Θ розвантажувальної лунки дозатора від 0° до 30° дозволяє збільшувати діаметр випускного отвору D в межах 50 %, що істотно впливає як на продуктивність, так і на габарити дозатора.

У конічній розвантажувальній лунці із кільцевим випускним отвором характер кривих $b_o(\Theta_1)$ (рис. 2.4, б) аналогічний до характеру кривих $D(\Theta)$ (рис. 2.4, а). Граничне значення ширини кільцевого отвору розвантажувальної лунки дозатора для $0^\circ < \Theta_1 < 30^\circ$ при $\tau_0 = 50$ Па знаходиться у межах $0,02 < b_o < 0,05$ м (рис. 2.4, б). Аналіз графіків (рис. 2.4, б) дозволяє стверджувати, що максимальне значення ширини кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора, при якому відбуватиметься формування стійкого склепіння над випускним отвором, при куті нахилу стінок конічної лунки $\Theta_1 = 30^\circ$ для матеріалу із початковим опором зсуву $\tau_0 = 150$ Па становить $b_o \approx 0,11$ м (рис. 2.4, б).

Отже на основі отриманих графічних залежностей (рис. 2.4) можна зробити наступні висновки:

1. Зростаючий характер кривих $D(\Theta)$ (рис. 2.4, а), $b_o(\Theta_1)$ (рис. 2.4, б) пояснюється тим, що із збільшенням кута нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора зростає значення насипної щільності СМ в області випускного отвору, що призводить до зростання зчеплення між частинкам продукту. Тому граничний розмір випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора, що забезпечує відсутність витікання дрібнодисперсного СМ при відсутності дії вібрації, також зростає.

2. Інтенсивність зростання графіків $D(\Theta)$ (рис. 2.4, а) чи $b_o(\Theta_1)$ (рис. 2.4, б) значно більша при кутах нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора $\Theta \leq 20^\circ$ та, відповідно, $\Theta_1 \leq 20^\circ$. Це пов'язано із значним

ущільненням матеріалу у зоні випускного отвору, яке досягає свого критичного значення для досліджуваного продукту при $\Theta \approx 20^\circ$ (рис. 2.4, а) та $\Theta_1 \approx 20^\circ$ (рис. 2.4, б). Тому подальше збільшення кутів нахилу стінок лунок $20^\circ < \Theta < \Theta_{\max}$ (рис. 2.4, а) чи $20^\circ < \Theta_1 < \Theta_{\max}$ (рис. 2.4, б) практично не впливає на зміну граничного значення діаметру випускного отвору D чи ширини кільцевого випускного отвору b_o конічної розвантажувальної лунки дозатора.

Умови безперервного витікання продукту із дозатора також значно залежать від кута тертя матеріалу Φ до його робочих поверхонь (рис. 2.5). Коефіцієнт зовнішнього тертя СМ f_w характеризує опір переміщенню частинок сипкого матеріалу по робочій поверхні дозатора та розвантажувальної лунки. На його величину впливають фізико-механічні властивості СМ, властивості контактуючих поверхонь, швидкість переміщення продукту та тривалість контакту поверхонь тертя [2].

При встановленні залежностей $D(f_w)$, $b_o(f_w)$ (рис. 2.5) було обрано наступні значення необхідних для моделювання показників: $\Phi = 42^\circ$; $\tau_0 = 50$ Па; $\sigma_{10}^H = 0$; $h_0 + y = 0,25$ м; $h_0 + h_k = 0,45$ м; $l_1 = l_2 = 0,5$ м. Кут нахилу стінок конічної розвантажувальної лунки (рис. 2.5, а) прийнято рівним $\Theta = 25^\circ$, а для конічної розвантажувальної лунки із кільцевим випускним отвором (рис. 2.5, б) – $\Theta_1 = 25^\circ$, $\Theta_2 = 45^\circ$. Насипна щільність дрібнодисперсного СМ коливається у широких межах, наприклад, для пшеничного борошна вона становить $450 < \rho_0 < 700$ кг/м³ [2], тому для отримання залежностей $D(f_w)$, $b_o(f_w)$ (рис. 2.5) використано $\rho_0 = 500$ кг/м³ та $\rho_0 = 700$ кг/м³.

Із графічних залежностей (рис. 2.5) випливає, що зростання коефіцієнта зовнішнього тертя СМ f_w до стінок розвантажувальної лунки дозатора дозволяє збільшувати граничне значення діаметру випускного отвору D

(рис. 2.5, а) чи ширини кільцевого випускного отвору b_o (рис. 2.5, б) конічної лунки. Однак збільшення насипної щільності ρ_0 продукту (при однакових усіх інших фізико-механічних характеристиках матеріалу) призводить до покращення умов витікання СМ у зв'язку із зростанням його ваги. Це, відповідно, впливає на зменшення граничного розміру випускного отвору D (рис. 2.5, а) чи b_o (рис. 2.5,б) розвантажувальної лунки.

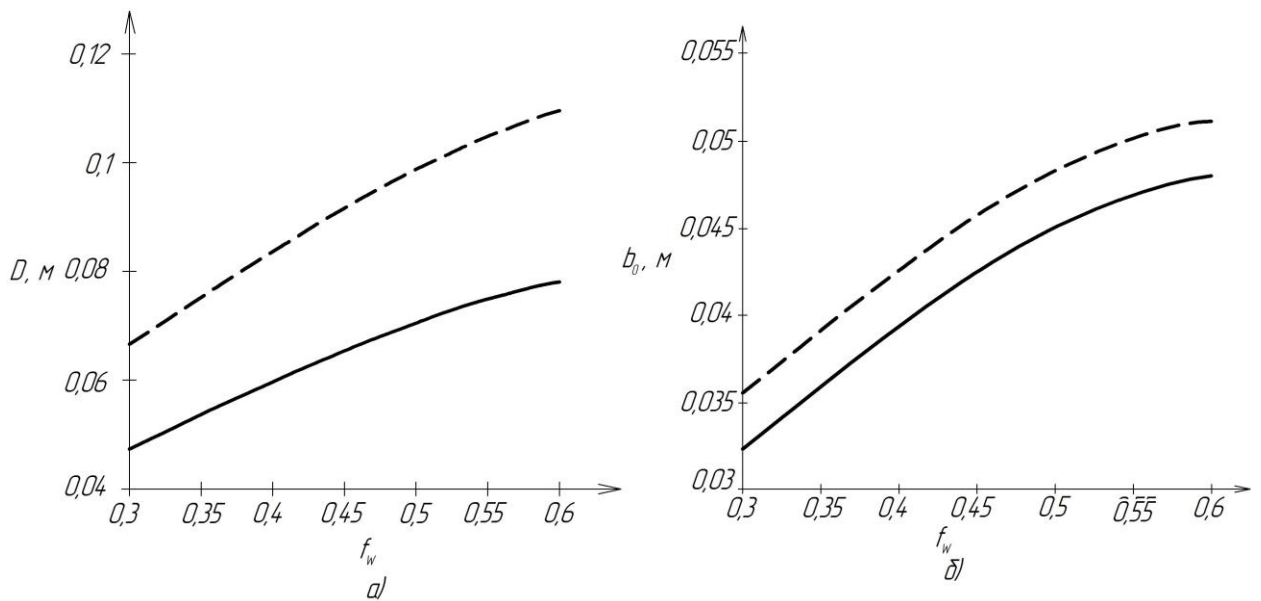


Рис. 2.5. Залежність розміру випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора від коефіцієнту зовнішнього тертя (— — для $\rho_0 = 500 \text{ кг/м}^3$; — — $\rho_0 = 700 \text{ кг/м}^3$) у: а) конічній лунці; б) конічній лунці із кільцевим випускним отвором

При насипній щільності $\rho_0 = 500 \text{ кг/м}^3$ у діапазоні зміни коефіцієнта зовнішнього тертя СМ $0,3 < f_w < 0,6$ максимальний діаметр випускного отвору конічної розвантажувальної лунки змінюється у межах $0,05 < D < 0,07 \text{ м}$ (рис. 2.5, а), а ширина кільцевого випускного отвору – $0,033 < b_o < 0,047 \text{ м}$ (рис. 2.5, б). При дослідженні СМ із насипною щільністю $\rho_0 = 700 \text{ кг/м}^3$ вище згадані параметри знаходяться у межах: $0,08 < D < 0,1 \text{ м}$ (рис. 2.5, а), $0,041 < b_o < 0,049 \text{ м}$ (рис. 2.5, б).

Отже, аналіз графічних залежностей (рис. 2.5) дозволяє зробити висновок, що із зростанням коефіцієнта зовнішнього тертя СМ f_w до стінок розвантажувальної лунки дозатора зростає граничний розмір її випускного отвору D (рис. 2.5, а) чи b_o (рис. 2.5, б), при якому відсутнє витікання СМ при відсутності дії вібрації. Однак при $f_w \geq 0,5$ інтенсивність зростання кривих $D(f_w)$, $b_o(f_w)$ (рис. 2.5) значно знижується, оскільки опір переміщенню продукту стає настільки значний, що граничний шар частинок, які контактують із стінками розвантажувальної лунки дозатора, прилипає до них, а ковзання відбувається лише між шарами матеріалу. Зниження коефіцієнта зовнішнього тертя СМ f_w покращує умови витікання продукту. Для зменшення кута тертя матеріалу Φ' до робочих поверхонь на них наносять антифрикційні покриття, такі як: хлоркаучуковий лак, епоксидну смолу, поліуретан, штучний каучук та ін [82]. Також ефективно використовується облицювання дозатора пластмасовою фольгою, пластинами із поліетилену, скляними плитками [82].

Отже, основною властивістю дрібнодисперсних СМ, що впливає на ефективність роботи дозатора, є сипучість, яка характеризує рух матеріалу в області випускного отвору. Вільно насипаний розрихлений продукт є насичений повітрям і не чинить опору витіканню. Якщо ж матеріал завантажити в дозатор чи іншу ємність (де відсутня можливість бокового розширення), то ситуація різко змінюється. Під тиском ваги верхніх шарів в СМ виникають напруження, його пористість зменшується, що приводить до зростання насипної щільності. Залежно від фракційності матеріалу, форми частинок, кількості вологи у порах продукту та його ступеня ущільнення значення насипної щільності для конкретного матеріалу може відхилитись на 200-250% [39]. При ущільненні матеріалу з нього витісняється повітря і зростають сили зчеплення між частинками. Як результат, витікання СМ ускладнюється і утворюється стійке склепіння над випускним отвором. Тому для забезпечення ефективної роботи об'ємного дозатора при його

проектуванні важливо досліджувати взаємозалежність основних геометричних параметрів розвантажувальної лунки та вплив на них фізико-механічних властивостей продукту дозування. Бункер із розвантажувальною лункою може працювати як автономний дозатор у випадку встановлення мірників безпосередньо під випускним отвором розвантажувальної лунки, або як завантажувальний пристрій технологічних позицій дозатора для СМ.

2.2. Моделювання процесу витікання сипкого матеріалу з конічної лунки дозатора під дією вібрації

Дозування дрібнодисперсних СМ характеризується значними труднощами, пов'язаними із утворенням грудок, нестабільною насипною щільністю, нерівномірністю витікання тощо. Одним із способів покращення текучості матеріалу є застосування вібрації, зокрема, доведення СМ до стану віброкипіння [46]. Тому підвищення ефективності об'ємних дозаторів шляхом використання вібрації є актуальним завданням.

Особливо важливо дослідити рух дрібнодисперсного СМ у розвантажувальній лунці дозатора, оскільки у ній спостерігається ущільнення продукту дозування та погіршення умов його витікання [94, 95]. Для дослідження поведінки дрібнодисперсних СМ під дією вібрації у розвантажувальній лунці дозатора використано модель суцільного середовища, що найбільш адекватно відображає суть процесу витікання продукту [57]. Модель Лоренца дозволяє описувати три можливі стани дрібнодисперсного СМ під дією вібрації, а саме: попереднє ущільнення, циркуляційні і хаотичні рухи продукту [96]. Оскільки дрібнодисперсний СМ під дією механічних коливань поводить себе аналогічно рідині, то найефективнішим способом одержання моделі Лоренца є використання рівнянь Нав'є-Стокса [46].

При моделюванні поведінки дрібнодисперсного СМ під дією вібрації у розвантажувальній лунці дозатора використано наступні припущення [97]:

- вібрація передається сипкому матеріалу через віброднище (стілки розвантажувальної лунки не коливаються);
- матеріал під дією вібрації здійснює симетричний відносно вертикальної осі рух;
- вібраційному впливу піддається лише шар матеріалу, що знаходиться у конічній розвантажувальній лунці дозатора;
- циркуляція частинок під дією вібрації відбувається по контурах, аналогічних коміркам Бенара з урахуванням конфігурації розвантажувальної лунки [16];
- між частинками матеріалу діють сили зчеплення;
- під дією вібрації матеріал поводить себе аналогічно рідині, яка не стискається;
- тиск СМ на нижче лежачі шари продукту у розвантажувальній лунці дозатора змінюється лише з висотою шару матеріалу.

Враховуючи дані припущення, рух продукту у конічній розвантажувальній лунці дозатора можна описати з допомогою рівнянь руху Нав'є-Стокса, що у векторній формі мають вигляд [72]:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + f_x, \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + f_y, \end{cases} \quad (2.27)$$

де V_x і V_y – горизонтальна і вертикальна компоненти швидкості витікання СМ; t – час; ρ – насипна щільність СМ, що знаходиться під дією вібрації; p

– тиск СМ; $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості СМ; μ – коефіцієнт

ефективної в'язкості СМ; $f_x = \frac{F_x}{m}$; $f_y = \frac{F_y}{m}$; F_x , F_y – проекції сил, які діють

на частинки СМ, що знаходиться під дією вібрації; m – маса частинки СМ.

Для подальшого розгляду поведінки дрібнодисперсного СМ з допомогою рівняння Нав'є Стокса розглянуто сили, які діють на частинку продукту, що знаходиться під дією вібрації (рис. 2.6). Важливе значення при дослідженні руху СМ має сила тяжіння, що стимулює витікання сипкого продукту через конічну лунку дозатора [72]:

$$G = \frac{\pi \cdot d_q^3}{6} \cdot \rho_q \cdot g, \quad (2.28)$$

де d_q – умовний діаметр частинки СМ; ρ_q – густина матеріалу частинки СМ.

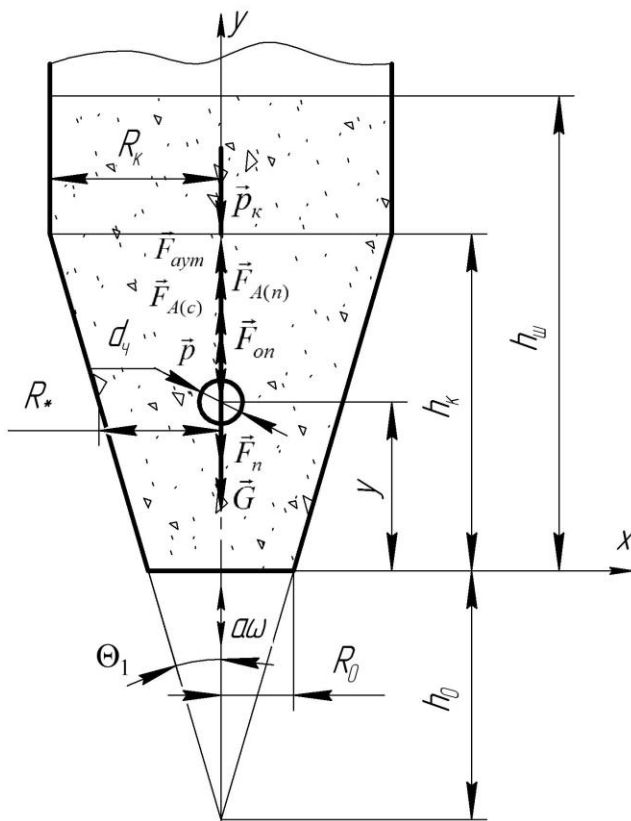


Рис. 2.6. Сили, що діють на елемент віброзрідженого СМ

У стані віброкипіння на частинку СМ діє сила динамічного напору зі сторони повітряного потоку, яку визначено за залежністю [72]:

$$F_n = \frac{\pi \cdot d_q^2}{8} \cdot \rho_n \cdot C_n \cdot (U - V)^2, \quad (2.29)$$

де ρ_n – густина повітря; C_n – коефіцієнт опору повітря; U – швидкість руху повітря у розвантажувальній лунці дозатора.

До складу сил, що діють на частинку дрібнодисперсного СМ під дією вібрації належать також Архімедові сили від дії СМ і повітря [72]:

$$F_{A(c)} = \frac{\pi \cdot d_q^3}{6} \cdot \rho \cdot g, \quad (2.30)$$

де $F_{A(c)}$ – Архімедова сила від дії середовища;

$$F_{A(n)} = \frac{\pi \cdot d_q^3}{6} \cdot \rho_n \cdot g, \quad (2.31)$$

де $F_{A(n)}$ – Архімедова сила від дії повітря.

Істотний вплив на поведінку дрібнодисперсного СМ при витіканні із конічної розвантажувальної лунки дозатора має сила опору, що перешкоджає руху продукту [72]:

$$F_{on} = \pi \cdot d_c^2 \cdot \rho \cdot g \cdot k \cdot f \cdot H, \quad (2.32)$$

де k – коефіцієнт рухливості матеріалу; $H = h_k - y$ – висота шару СМ над частинкою, що розглядається; y – поточна координата частинки СМ; h_k – висота конічної частини розвантажувальної лунки дозатора.

Напрямок дії сили тяжіння \vec{G} , Архімедових сил $\vec{F}_{A(c)}$, $\vec{F}_{A(n)}$ та сили опору \vec{F}_{on} не залежить від напрямку руху СМ у розвантажувальній лунці дозатора.

Оскільки розглядається рух дрібнодисперсного СМ, то важливе значення має сила аутогезії \vec{F}_{aym} , що обумовлює зчеплення між частинками продукту. Використавши формулу (2.6) силу аутогезії, що діє на частинку СМ, визначено залежністю:

$$F_{aym} = \frac{\tau_0}{4f} \cdot \pi d_c^2. \quad (2.33)$$

Вектор дії сили повітряного потоку \vec{F}_n , сили опору \vec{F}_{on} та сили аутогезії \vec{F}_{aym} залежить від напрямку руху СМ. Оскільки, згідно з припущенням, СМ під дією вібрації рухається по замкнутих контурах, то використання вище вказаних сил у системі рівнянь (2.27) можливе за умови врахування зміни їх знаків в залежності від напрямку руху частинок дозуючого продукту. При нисхідному русі частинок СМ сили \vec{F}_{on} та \vec{F}_{aym} напрямлені вгору, а сила \vec{F}_n – вниз, при висхідному – навпаки. Напрямок дії цих сил у рівнянні (2.27) визначається через оператор $sign$ та залежить від значення різниці швидкості витікання СМ V_y та швидкості циркуляції СМ V_c чи швидкості повітряного потоку U .

Швидкість циркуляції СМ V_u , що забезпечується коливаннями днища, зменшується із висотою розвантажувальної лунки дозатора та визначена за залежністю [72]:

$$V_u = a\omega \cos(\omega t) e^{-\varepsilon_{3,k}y}, \quad (2.34)$$

де a – амплітуда коливань; $\omega = 2\pi \cdot \nu$ – кругова частота коливань; ν – робоча частота коливань; $\varepsilon_{3,k}$ – коефіцієнт затухання коливань у СМ.

Швидкість повітряного потоку U , ще генерується віброднищем, визначена за формулою [72]:

$$U = U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\delta_{3,n}y}, \quad (2.35)$$

де U_0 – амплітудне значення швидкості руху повітря у розвантажувальній лунці дозатора; $\delta_{3,n}$ – коефіцієнт затухання швидкості повітряного потоку.

Маса частинки СМ визначена за залежністю:

$$m = \frac{\pi \cdot d_u^3 \cdot \rho}{6}. \quad (2.36)$$

Згідно розрахункової схеми (рис. 2.6) та використавши формули (2.28), (2.29), (2.30), (2.31), (2.32), (2.33), (2.34), (2.35), (2.36) рівняння Нав'є-Стокса (2.27) матимуть вигляд [98]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_x}{\partial y}, \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + g \left(\frac{\rho}{\rho_u} + \frac{\rho_n}{\rho_u} - 1 \right) + \\ + \frac{6g\rho k f (h_k - y)}{d_u \rho_u} \times \text{sign}(V_y - a\omega \cos(\omega t) e^{-\varepsilon_{3,k}y}) + \frac{3C_n \rho_n}{4d_u \rho_u} \times \\ \times \left| U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\delta_{3,n}y} - V_y \right| \times \text{sign}(U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\delta_{3,n}y} - V_y) + \\ + \frac{6\tau_0}{4fd_u \rho_u} \cdot \text{sign}(V_y - a\omega \cos(\omega t) e^{-\varepsilon_{3,k}y}). \end{array} \right. \quad (2.35)$$

До системи рівнянь (2.35) додано рівняння неперервності потоку зв'язної рідини, яке отримане на основі рівняння (1.2):

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0. \quad (2.36)$$

З метою зведення рівняння Нав'є-Стокса до моделі Лоренца використано методику, що наведена у роботі [79]. Для подальшого дослідження системи рівнянь (2.35) записано крайові умови:

$$\begin{aligned} y = 0, V_y &= a\omega \cos(\omega t), \\ y = h, V_y &= 0, p = p_k, \\ x = \pm R, V_x &= 0, V_y = 0. \end{aligned} \quad (2.37)$$

При витіканні СМ із розвантажувальної лунки дозатора його тиск на нижче лежачі шари продукту, що, в основному, залежить від динамічного тиску матеріалу, визначено за залежністю [79]:

$$p = \frac{V_y^2 \cdot \rho}{2} + \tilde{p}(x, y, t), \quad (2.38)$$

де $\tilde{p}(x, y, t)$ – відхилення тиску СМ від динамічного.

При розробленні математичної моделі витікання СМ із конічної розвантажувальної лунки дозатора важливо дослідити вплив кута нахилу її стінок Θ_1 на швидкість витікання матеріалу V_y з метою підвищення ефективності роботи вібраційного об'ємного дозатора [99]. Гідравлічний рух матеріалу у конічній розвантажувальній лунці спостерігається за умови доведення СМ до стану віброкипіння. Для визначення зміни тиску СМ p із координатою y (рис. 2.7) використано основний закон гідромеханіки – рівняння Бернуллі [100].

Оскільки при гідравлічній формі руху потоку СМ поводить себе аналогічно рідині, то для дослідження тиску продукту у розвантажувальній лунці дозатора виділимо його елементарний потік (лінію току) (рис. 2.8).

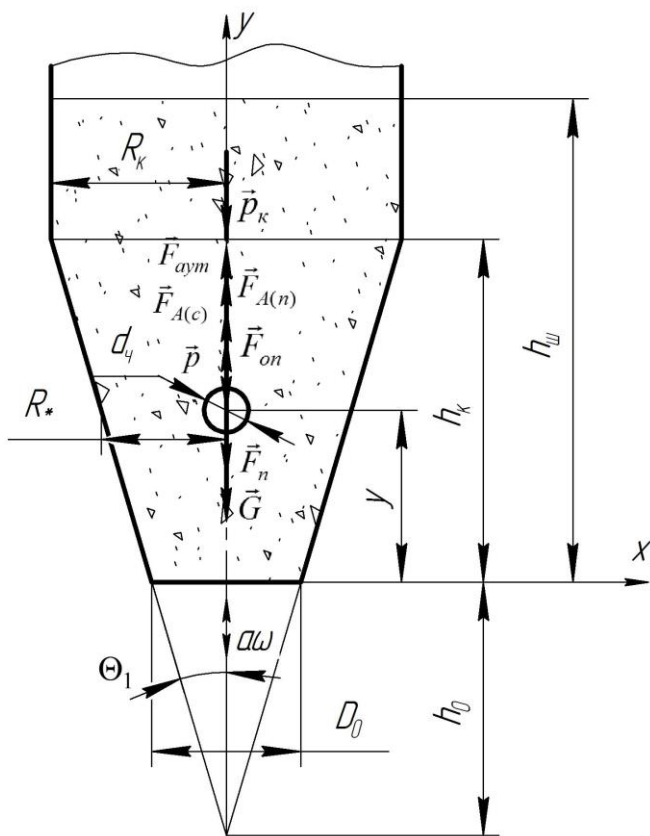


Рис. 2.7. Розрахункова схема поведінки СМ під дією вібрації

Розглянемо рух елемента віброкиплячого СМ у перерізі I довжиною Δl_1 та масою Δm_1 , на який діє вимушуюча сила, величина якої визначена за формулою [100]:

$$F_в = p_k \cdot S_k, \quad (2.39)$$

де $p_k = p_0 - \rho g h_k$ – статичний тиск СМ у перерізі I; p_0 – статичний тиск СМ біля поверхні віброуючого днища; $S_k = \pi R_k^2$ – площа поперечного перерізу розвантажувальної лунки у перерізі I; R_k – радіус розвантажувальної лунки у перерізі I.

Аналогічно у перерізі II на елементарну ділянку довжиною Δl_2 та масою Δm_2 діє сила, значення якої визначено за формулою [100]:

$$F = p \cdot S, \quad (2.40)$$

де $p = p_0 - \rho g y$ – статичний тиск СМ у перерізі II; $S = \pi R^2$ – площа поперечного перерізу розвантажувальної лунки у перерізі II; R – радіус розвантажувальної лунки у перерізі II.

Переміщення СМ у розвантажувальній лунці дозатора відбувається за рахунок зменшення статичного тиску продукту, що переходить у кінетичну енергію руху. У відповідності до закону збереження енергії тиск СМ у I та II перерізах стане менший від статичного на величину об'ємної щільності кінетичної енергії даного перерізу [99]:

$$p'_k = p_0 - \rho g h_k - \frac{\rho \cdot V_k^2}{2}, \quad (2.41)$$

$$p' = p_0 - \rho g y - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2}. \quad (2.42)$$

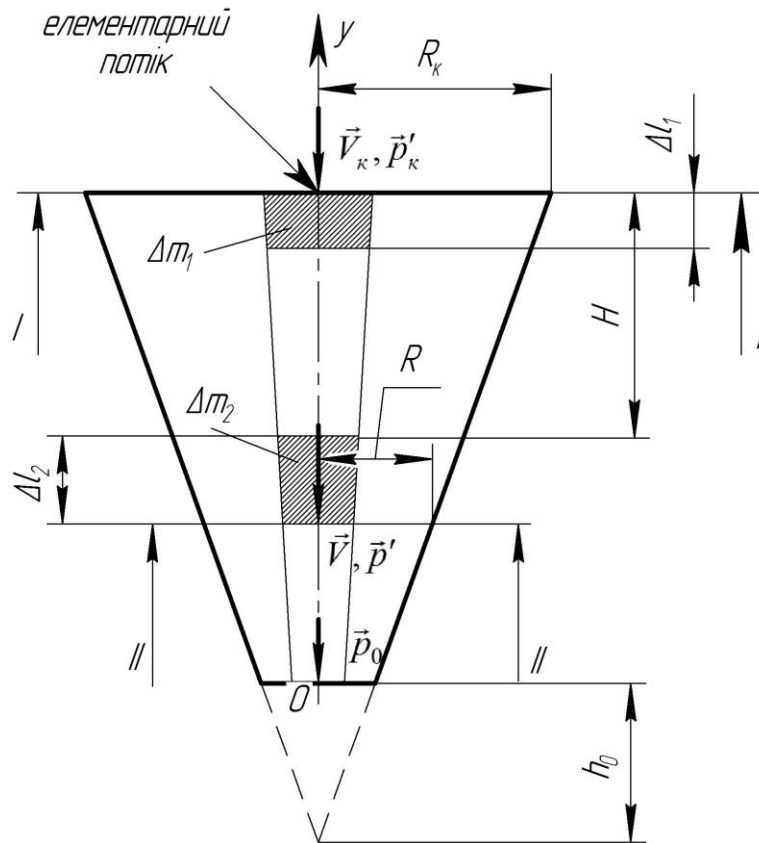


Рис. 2.8. Розрахункова схема зміни тиску по вертикалі

Використавши формули (2.41) і (2.42) отримано значення сил F'_e , F' , що діють на СМ під час руху, відповідно, у I і II перерізах:

$$F'_e = p'_k \cdot S_k = \left(p_0 - \rho g h_k - \frac{\rho \cdot V_k^2}{2} \right) \cdot \pi R_k^2, \quad (2.43)$$

$$F' = p' \cdot S = \left(p_0 - \rho g y - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \right) \cdot \pi R^2. \quad (2.44)$$

Сила опору F'_{on} руху СМ, що виникає внаслідок звуження розвантажувальної лунки, визначена як різниця тиску продукту у I і II перерізах [99]:

$$F'_{on} = \Delta F = F'_{\epsilon} - F'. \quad (2.45)$$

Використовуючи формули (2.43), (2.44), (2.45) визначено силу опору F'_{on} :

$$F'_{on} = \left(p_0 - \rho g h_{\kappa} - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \right) \cdot \pi R_{\kappa}^2 - \left(p_0 - \rho g y - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \right) \cdot \pi R^2. \quad (2.46)$$

Для знаходження швидкості витікання СМ V_y у поточній координаті у записано рівняння руху на основі теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи [100]:

$$F'_{\epsilon} \cdot \Delta l_1 - F'_{on} \cdot \Delta l_1 = \frac{\Delta m \cdot V_y^2}{2} - \frac{\Delta m \cdot V_{\kappa}^2}{2}, \quad (2.47)$$

де $\Delta m = S_{\kappa} \cdot \Delta l_1 \cdot \rho = S \cdot \Delta l_2 \cdot \rho$ [100].

Використавши вирази (2.43), (2.46), рівняння (2.47) записано у вигляді:

$$\begin{aligned} & \left(p_0 - \rho g h_{\kappa} - \frac{\rho \cdot V_{\kappa}^2}{2} \right) \cdot \pi R_{\kappa}^2 \cdot \Delta l_1 - \left(\left(p_0 - \rho g h_{\kappa} - \frac{\rho \cdot V_{\kappa}^2}{2} \right) \cdot \pi R_{\kappa}^2 - \right. \\ & \left. - \left(p_0 - \rho g y - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \right) \cdot \pi R^2 \right) \cdot \Delta l_1 = \\ & = \frac{\Delta m \cdot V_y^2}{2} - \frac{\Delta m \cdot V_{\kappa}^2}{2}. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Враховуючи умову неперервності потоку СМ, швидкості витікання продукту у двох перерізах V_{κ} і V_y пов'язані співвідношенням [100]:

$$V_{\kappa} = V_y \cdot \left(\frac{R}{R_{\kappa}} \right)^2. \quad (2.49)$$

Підставивши вираз (2.49) у рівняння (2.48) та спростивши отримано:

$$\left(p_0 - \rho g y - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{R}{R_{\kappa}} \right)^2 = \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} - \frac{\rho \cdot V_y^2}{2} \cdot \left(\frac{R}{R_{\kappa}} \right)^4. \quad (2.50)$$

Із рівняння (2.50) визначено швидкість витікання СМ із конічної розвантажувальної лунки:

$$V_y = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_0 - \rho g y) \cdot (R/R_\kappa)^2}{\rho(1 + (R/R_\kappa)^2 - (R/R_\kappa)^4)}}. \quad (2.51)$$

Використавши вираз для визначення швидкості витікання продукту V_y (2.51), рівняння (2.38) записано у вигляді:

$$p = (p_0 - \rho g y) \cdot C(y) + \tilde{p}(x, y, t), \quad (2.52)$$

$$\text{де } C(y) = \frac{1}{\left(\frac{R_\kappa}{R}\right)^2 + 1 - \left(\frac{R}{R_\kappa}\right)^2}.$$

Для розв'язання системи рівнянь (2.35) швидкість повітряного потоку \vec{U} , яка генерується вібратором, записано у формі рівняння переносу [79]:

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + \nabla(\vec{U} \cdot \vec{V}) = \gamma_n \Delta \vec{U}, \quad (2.53)$$

де γ_n – коефіцієнт провідності швидкості повітряного потоку.

Враховуючи те, що вібратор здійснює вертикальні коливання, досліджено зміну швидкості повітряного потоку лише по координаті y . Дрібнодисперсний СМ належить до продуктів з низькою газопроникністю, тому приріст швидкості повітря ΔU по висоті шару h_κ є незначним. При визначенні швидкості повітряного потоку U у текучій координаті y нехтуємо кутом нахилу стінок Θ_1 розвантажувальної лунки дозатора з метою спрощення розрахунку. Використавши дані припущення, швидкість повітряного потоку записано у вигляді [79]:

$$U = U_\kappa + \Delta U - \frac{\Delta U}{h_\kappa} y + \zeta(x, y, t), \quad (2.54)$$

де U_κ – швидкість повітряного потоку у місці переходу від конічної до циліндричної частини розвантажувальної лунки дозатора; ΔU – приріст швидкості повітряного потоку по висоті шару СМ h_κ ; $\zeta(x, y, t)$ – відхилення швидкості повітряного потоку від лінійного профілю.

Використовуючи методику, наведену у роботі [79], зроблено припущення, що насипна щільність продукту ρ залежить від швидкості повітряного потоку U та визначається за формулою [79]:

$$\rho = \rho_0 \cdot (1 - \eta(U - U_\kappa)), \quad (2.55)$$

де η – коефіцієнт розширення СМ від швидкості повітряного потоку U .

Вирази (2.35), (2.36), (2.52), (2.53), (2.54), (2.55) записано у вигляді системи рівнянь для подальшого її зведення до моделі Лоренца:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_x}{\partial y}, \\ \frac{\partial V_y}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) - V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} - V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + g \left(\frac{\rho}{\rho_c} + \frac{\rho_n}{\rho_c} - 1 \right) + \\ + \frac{6g\rho k f (h_\kappa - y)}{d_c \rho_c} \times \text{sign}(V_y - a\omega \cos(\omega t) e^{-\varepsilon_{3,\kappa} y}) + \frac{3C_n \rho_n}{4d_c \rho_c} \times \\ \times |U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\delta_{3,n} y} - V_y| \times \text{sign}(U_0 \cdot \sin(\omega t) \cdot e^{-\delta_{3,n} y} - V_y) + \\ + \frac{6\tau_0}{4fd_c \rho_c} \cdot \text{sign}(V_y - a\omega \cos(\omega t) e^{-\varepsilon_{3,\kappa} y}), \\ \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0, \\ p = (p_0 - \rho g y) \cdot \frac{1}{\left(\frac{R_\kappa}{R} \right)^2 + 1 - \left(\frac{R}{R_\kappa} \right)^2} + \tilde{p}(x, y, t), \\ \frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \nabla(\bar{U} \cdot \bar{V}) = \gamma_n \Delta \bar{U}, \\ U = U_\kappa + \Delta U - \frac{\Delta U}{h_\kappa} y + \zeta(x, y, t), \\ \rho = \rho_0 \cdot (1 - \eta(U - U_\kappa)). \end{array} \right. \quad (2.56)$$

Важливим компонентом першого та другого рівнянь системи (2.56) є доданок $\frac{1}{\rho} \nabla p$. За означенням $\nabla p = \frac{\partial p}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial p}{\partial y} \vec{j}$. Для одержання виразу $\frac{1}{\rho} \nabla p$ використано наближення Буссінеска [101], інтерпретація якого для СМ, що знаходиться під впливом вібрації, є наступною: оскільки дрібнодисперсний СМ погано стискається, то нехтується залежність насипної щільності ρ від

швидкості повітряного потоку U і, відповідно, $1 - \eta(U - U_\kappa) = 1$. Виняток становить гравітаційна складова рівнянь системи (2.56), оскільки сила тяжіння G є значною порівняно із іншими силами, що діють на СМ у стані віброкипіння, тому навіть незначна зміна насипної щільності ρ істотно впливає на її значення [79]. Використавши дане припущення обчислено значення доданку $\frac{1}{\rho} \nabla p$ системи рівнянь (2.56):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \nabla p &= \frac{\left[-g \cdot \rho \cdot C(y) + (p_0 - \rho g y) \cdot \frac{dC(y)}{dy} \right] \cdot \vec{j} + \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} \cdot \vec{i} + \frac{\partial \tilde{p}}{\partial y} \cdot \vec{j}}{\rho_0 (1 - \eta(U - U_0))} = \\ &= \left[\begin{aligned} &-g(1 - \eta(U - U_\kappa)) \cdot \left(C(y) + y \cdot \frac{dC(y)}{dy} \right) + \\ &+ \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \frac{dC(y)}{dy} \end{aligned} \right] \cdot \vec{j} + \frac{1}{\rho_0} \nabla \tilde{p}, \end{aligned} \quad (2.57)$$

$$\text{де } \frac{dC(y)}{dy} = \frac{2 \tan(\Theta_1) \cdot \left(\frac{R_\kappa^2}{R^3} + \frac{R}{R_\kappa^2} \right)}{\left(\left(\frac{R_\kappa}{R} \right)^2 + 1 - \left(\frac{R}{R_\kappa} \right)^2 \right)^2}.$$

Використавши рівняння (2.54) та враховувавши те, що приріст швидкості повітряного потоку ΔU є незначним порівняно з іншими компонентами другого рівняння системи (2.58), введено заміну $U - U_\kappa = \zeta$ [79].

Підставивши вираз (2.57) у систему рівнянь (2.56) отримано:

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{\partial V_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial V_x}{\partial x} \cdot V_x - \frac{\partial V_x}{\partial y} \cdot V_y, \\
\frac{\partial V_y}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial V_y}{\partial x} \cdot V_x - \frac{\partial V_y}{\partial y} \cdot V_y + \\
+ g \left(\frac{\rho}{\rho_u} + \frac{\rho_n}{\rho_u} - 1 + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} y \right) + \frac{6g\rho k f}{d_u \rho_u} (h_\kappa - y) + \frac{3C_n \rho_n}{4d_u \rho_u} (U - V_y)^2 + \frac{6\tau_0}{4fd_u \rho_u} - \\
- \eta g \zeta \cdot \left(C(y) + \frac{dC(y)}{dy} y \right) - \frac{p_0}{\rho_0} \cdot \frac{dC(y)}{dy}, \\
\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0, \\
\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \gamma_n \cdot \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right) - V_x \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\Delta U}{h_\kappa} \cdot V_y.
\end{array} \right. \quad (2.58)$$

Диференціюємо перше рівняння системи (2.58) по y , а друге по x :

$$\left\{ \begin{array}{l}
\frac{\partial^2 V_x}{\partial t \partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial x \partial y} + \nu \left(\frac{\partial^3 V_x}{\partial x^2 \partial y} + \frac{\partial^3 V_x}{\partial y^3} \right) - \frac{\partial^2 V_x}{\partial x \partial y} \cdot V_x - \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \cdot V_y, \\
\frac{\partial^2 V_y}{\partial t \partial x} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial y \partial x} + \nu \left(\frac{\partial^3 V_y}{\partial x^3} + \frac{\partial^3 V_y}{\partial y^2 \partial x} \right) - \frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} \cdot V_x - \frac{\partial^2 V_y}{\partial y \partial x} \cdot V_y - \\
- \eta g \frac{\partial \zeta}{\partial x} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} y \right), \\
\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0, \\
\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \gamma_n \cdot \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right) - V_x \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\Delta U}{h_\kappa} \cdot V_y.
\end{array} \right. \quad (2.59)$$

Віднімаємо від першого рівняння системи (2.59) друге:

$$\left\{ \begin{aligned}
& \frac{\partial^2 V_x}{\partial t \partial y} - \frac{\partial^2 V_y}{\partial t \partial x} = \nu \left(\frac{\partial^3 V_x}{\partial x^2 \partial y} + \frac{\partial^3 V_x}{\partial y^3} - \frac{\partial^3 V_y}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 V_y}{\partial y^2 \partial x} \right) - \frac{\partial^2 V_x}{\partial x \partial y} \cdot V_x - \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \cdot V_y + \\
& \frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} \cdot V_x + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y \partial x} \cdot V_y + \eta \cdot g \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_c} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right), \\
& \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0, \\
& \frac{\partial \zeta}{\partial t} = \gamma_n \cdot \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right) - V_x \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\Delta U}{h_\kappa} \cdot V_y.
\end{aligned} \right. \quad (2.60)$$

Для подальшого зведення системи рівнянь (2.60) до моделі Лоренца зроблено припущення, що СМ під дією вібрації, що поширюється від віброднища, здійснює циркуляційні рухи у вигляді псевдокомірок Бенара [79] з урахуванням геометричних параметрів розвантажувальної лунки дозатора (рис. 2.9). Використовуючи класичні форми опису комірок Бенара та подвійних рядів Фур'є, записуємо відхилення швидкості повітряного потоку [79, 102, 103]:

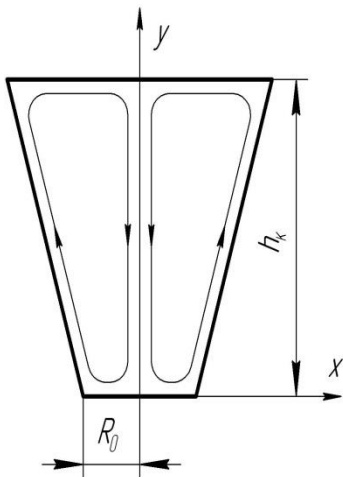


Рис. 2.9. Графічне зображення комірок Бенара у конічній розвантажувальній лунці

$$\zeta(x, y, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} V_{mn}(t) \cdot \cos(m\alpha^* x) \cdot \sin(n\beta^* y), \quad (2.61)$$

де $V_{mn}(t)$ – періодична функція подвійного ряду Фур'є; $\alpha^* = \frac{\pi}{R_0}$ і $\beta^* = \frac{\pi}{h_\kappa}$ – коефіцієнти подвійного ряду Фур'є; $R_0 = 0,5D_0$ – радіус випускного отвору розвантажувальної лунки; D_0 – діаметр випускного отвору розвантажувальної лунки.

Із умови неперервності (2.36) випливає, що компоненти швидкості руху СМ V_x і V_y повинні виражатись через похідні від однієї функції

$$\psi(x, y, t) \text{ – функції потоку Стокса: } V_x = -\frac{\partial \psi}{\partial y}, V_y = \frac{\partial \psi}{\partial x} \text{ [104].}$$

Врахувавши особливості циркуляційних контурів (рис. 2.9) функція потоку Стокса представлена у вигляді [79]:

$$\psi(x, y, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} K_{mn}(t) \cdot \sin(m \cdot \alpha^* \cdot x) \cdot \sin(n \cdot \beta^* \cdot y), \quad (2.62)$$

де $K_{mn}(t)$ – коефіцієнт функції потоку Стокса.

Вирази для визначення компонент швидкості витікання СМ V_x і V_y з урахуванням рівняння (2.62) представлені у вигляді:

$$\begin{aligned} V_x(x, y, t) &= - \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} n \beta^* K_{mn}(t) \cdot \sin(m \alpha^* x) \cdot \cos(n \beta^* y), \\ V_y(x, y, t) &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} m \alpha^* K_{mn}(t) \cdot \cos(m \alpha^* x) \cdot \sin(n \beta^* y). \end{aligned} \quad (2.63)$$

Підставивши вирази (2.61) і (2.63) у систему (2.60), отримано нескінченну систему рівнянь для коефіцієнтів $V_{mn}(t)$ і $K_{mn}(t)$. Оскільки подальші дослідження нескінченної системи рівнянь неможливі, то без порушення точності розрахунків відкинуто члени, що несуттєві при одержанні моделі Лоренца. Спираючись на рекомендації, наведені у роботі [79], суттєвими вважаємо члени $K_{11}(t)$, $V_{11}(t)$, $V_{02}(t)$. Систему Лоренца можна отримати, якщо зробити наступні заміни:

$$K_{11}(t) = X(t), \quad V_{11}(t) = Y(t), \quad V_{02}(t) = Z(t). \quad (2.64)$$

Використавши методику, наведену у роботі [79], та зробивши заміни (2.64), зроблено припущення:

$$\begin{aligned} V_x &= -X(t) \cdot \beta^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y), \\ V_y &= X(t) \cdot \alpha^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y), \\ \zeta &= Y(t) \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) + Z(t) \cdot \sin(2\beta^* y). \end{aligned} \quad (2.65)$$

Для подальшого зведення рівнянь Нав'є-Стокса до моделі Лоренца підставлено вирази (2.65) у систему (2.60). Після виконання відповідних перетворень, наведених у додатку Б, одержано:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dX(t)}{dt} = -\nu \cdot X(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) + \frac{\eta g \alpha^* \cdot Y(t)}{\alpha^{*2} + \beta^{*2}} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_4} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right), \\ \frac{dY(t)}{dt} = -\gamma_n \cdot Y(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) + X(t) \cdot \alpha^* \cdot \frac{\Delta U}{h_k} - 2\alpha^* \beta^* \cdot X(t) \cdot Z(t), \\ \frac{dZ(t)}{dt} = -4\beta^{*2} \gamma_n \cdot Z(t) + \frac{X(t) \cdot Y(t) \cdot \alpha^* \beta^*}{2}. \end{array} \right. \quad (2.66)$$

Використавши рекомендації, наведені у роботі [79], для приведення звичайних диференціальних рівнянь системи (2.66) до безрозмірного вигляду, що є необхідною умовою моделі Лоренца, зроблено заміну:

$$X(t) = A \cdot x_1, \quad Y(t) = B \cdot y_1, \quad Z(t) = C \cdot z_1, \quad t = S \cdot \tau. \quad (2.67)$$

де A, B, C, S – деякі постійні коефіцієнти, x_1, y_1, z_1 – координати фазового простору моделі Лоренца, τ – безрозмірний час.

Після використання заміни (2.67) рівняння (2.66) записано у вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{A \dot{x}_1}{D} = \frac{\eta g \alpha^* B y_1}{\alpha^{*2} + \beta^{*2}} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_4} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right) - \nu A (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) x_1, \\ \frac{B \dot{y}_1}{D} = -\gamma_n B (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) y_1 + A \alpha^* \cdot \frac{\Delta U}{h_k} x_1 - 2\alpha^* \beta^* \cdot A \cdot C \cdot x_1 z_1, \\ \frac{B \dot{z}_1}{D} = \frac{A \cdot B \cdot \alpha^* \beta^*}{2} \cdot x_1 y_1 - 4C \beta^{*2} \gamma_n z_1. \end{array} \right. \quad (2.68)$$

Виконавши перетворення, систему рівнянь (2.68) приведено до вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = \frac{S \cdot B}{A} \cdot \frac{\eta g \alpha^* y_1}{\alpha^{*2} + \beta^{*2}} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_4} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right) - \nu S (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) x_1, \\ \dot{y}_1 = -S \gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) y_1 + \alpha^* \cdot \frac{A \cdot S}{B} \cdot \frac{\Delta U}{h_k} x_1 - 2\alpha^* \beta^* \cdot \frac{A \cdot C \cdot S}{B} \cdot x_1 z_1, \\ \dot{z}_1 = \frac{A \cdot B \cdot S}{C} \cdot \frac{\alpha^* \beta^*}{2} \cdot x_1 y_1 - 4S \beta^{*2} \gamma_n z_1. \end{array} \right. \quad (2.69)$$

На основі перетворень, наведених у роботі [79], для подальшого зведення системи рівнянь (2.69) до моделі Лоренца зроблено заміни:

$$\left\{ \begin{array}{l} A = \frac{\gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2})}{\alpha^* \beta^*}, \\ B = \frac{\nu \gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2})^3}{\alpha^{*2} \beta^* \eta g \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} y \right)}, \\ C = \frac{\nu \gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2})^3}{2\alpha^2 \beta^* \eta g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} y \right)}, \\ S = \frac{1}{\gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2})}. \end{array} \right. \quad (2.70)$$

Підставивши коефіцієнти (2.70) у систему рівнянь (2.69), отримано модель Лоренца:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{x}_1 = \sigma (y_1 - x_1), \\ \dot{y}_1 = r \cdot x_1 - y_1 - x_1 \cdot z_1, \\ \dot{z}_1 = x_1 \cdot y_1 - b \cdot z_1. \end{array} \right. \quad (2.71)$$

де безрозмірні параметри моделі Лоренца σ , r , b мають вигляд:

$$\sigma = \frac{\nu}{\gamma_n}, \quad r = \frac{\alpha^{*2} \eta g \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right)}{\nu \gamma_n (\alpha^{*2} + \beta^{*2})^3} \cdot \frac{\Delta U}{h_\kappa}, \quad b = \frac{4\beta^{*2}}{\alpha^{*2} + \beta^{*2}}. \quad (2.72)$$

Для уніфікації параметру σ (2.72) моделі Лоренца коефіцієнт затухання швидкості повітряного потоку γ_n прийнято рівним [79]:

$$\gamma_n = \frac{\nu^2}{a \omega h_\kappa}. \quad (2.73)$$

Використавши досвід моделювання поведінки СМ під дією вібрації з допомогою системи Лоренца [46], параметри даної моделі приведено до вигляду:

$$\sigma = \frac{a\omega h_{\kappa}}{\nu}, \quad r = K \cdot \left(E + \frac{\rho_0}{\rho_4} \right) \cdot \frac{a\omega^2}{g}, \quad b = \frac{4}{\left(\frac{h_{\kappa}}{R_0} \right)^2 + 1}, \quad (2.74)$$

де $K = \frac{\Delta U \cdot \eta \cdot g^2}{\nu \cdot a^2 \cdot \omega^3 \cdot (h_{\kappa} + R_0)}$; $E = \left(C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right)$; $\frac{a\omega^2}{g} = \xi$ – параметр перевантаження.

Як показує практика дозування СМ, що знаходиться під дією вібрації, зміна швидкості повітряного потоку ΔU по висоті шару СМ, коефіцієнт розширення матеріалу від швидкості повітряного потоку η та кінематична в'язкість продукту ν тісно пов'язані із параметрами вібрації a і ω та геометричними розмірами лунки h_{κ} і R_{κ} . Значення цього коефіцієнта при зміні геометрії лунки і режимів дозування є практично незмінним $K \approx 1$ [46].

Отже, оперуючи різними комбінаціями σ , r , b можна отримати три основні стани СМ під дією вібрації [105]: 1 – ущільнення продукту, 2 – визначені циркуляція СМ (ламінальний режим), 3 – стохастичні циркуляції СМ (турбулентний режим). При ущільненні СМ характерним є відсутність переміщення частинок між шарами продукту, однак у такому стані можливі невеликі коливання окремих частинок продукту. Ущільнення продукту спостерігається при $r < r^*$, $\sigma < \sigma^*$ і призводить до зменшення об'єму матеріалу на 10-15% від початкового [105]. При збільшенні параметру $r \geq r^*$, $\sigma \geq \sigma^*$ у СМ починає формуватися правильний циркуляційний рух частинок продукту, при чому матеріал розрихлюється, наповнюється повітрям і перетворюється за показниками текучості на псевдорідину [105]. При збільшенні параметру $r \geq r^{**}$, $\sigma \geq \sigma^{**}$ у матеріалі виникають хаотичні циркуляційні рухи, характерною ознакою яких є інтенсивне перемішування продукту та значне їхнє розрихлення [105]. Для забезпечення безперервного та рівномірного витікання СМ із дозатора достатньо забезпечити режими вібрації, при яких $r \geq r^*$, $\sigma \geq \sigma^*$. Встановлення числового значення r^* та σ^*

можливе за умови експериментального дослідження залежності коефіцієнта кінематичної в'язкості СМ від режимів роботи дозатора та висоти шару досліджуваного матеріалу.

Отже, розроблена математична модель (2.71) дозволяє описувати поведінку дрібнодисперсного СМ під дією вібрації у конічній розвантажувальній лунці дозатора. На основі системи Лоренца (2.71) можна дослідити вплив конструктивних параметрів розвантажувальної лунки дозатора та режимів вібрації на поведінку продукту дозування. Тому проектування вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ на основі запропонованої математичної моделі дозволяє підібрати режими вібрації та геометрію розвантажувальної лунки, що зможуть забезпечити високу продуктивність та точність дозуючого обладнання.

2.3. Дослідження впливу параметрів розвантажувальної лунки вібраційного об'ємного дозатора на його ефективність роботи

Використання моделі Лоренца дозволяє підібрати режими вібрації, що забезпечують ефективну роботу вібраційних дозаторів шляхом реалізації високої продуктивності процесу дозування та точності сформованої дози. Модель Лоренца (2.71) дозволяє функціонально пов'язати параметри σ , r , b (2.74) із режимами роботи вібраційної машини a і ω , а також геометрією лунки R_0 , h_k , Θ_1 . Характерним показником у моделі Лоренца, в якому поєднані параметри вібрації та геометрії розвантажувальної лунки, є параметр $r = \left(E + \frac{\rho_0}{\rho_q} \right) \cdot \frac{a\omega^2}{g}$. Як уже зазначалось, при $r < r^*$ спостерігається ущільнення матеріалу, при $r \geq r^*$ – розрихлення продукту і, відповідно, його безперервне та рівномірне витікання [96]. Із математичної моделі (2.71) отримано формулу, що дозволяє встановити залежність параметру перевантаження ξ від геометричних розмірів розвантажувальної лунки дозатора:

$$\xi = \frac{r^*}{\frac{1}{\left(\frac{R_k}{R}\right)^2 + 1 - \left(\frac{R}{R_k}\right)^2} + \frac{2 \tan(\Theta_1) \cdot \left(\frac{R_k^2}{R^3} + \frac{R}{R_k^2}\right)}{\left(\left(\frac{R_k}{R}\right)^2 + 1 - \left(\frac{R}{R_k}\right)^2\right)^2} \cdot y + \frac{\rho_0}{\rho_y}}. \quad (2.75)$$

Для отримання залежностей $\xi(R_0)$ (рис. 2.10), $\xi(h_k)$ (рис. 2.11), $\xi(y)$ (рис. 2.12) та $\xi(\Theta_1)$ (рис. 2.13) обрано пшеничне борошно із наступними фізико-механічними властивостями: $\rho_0 = 0,6 \cdot 10^3$ кг/м³; $\rho_y = 0,8 \cdot 10^3$ кг/м³ [83]. Чим менший розмір частинок СМ, що дозується, тим вище значення параметра r^* моделі Лоренца [96], при якому реалізується висока точність сформованої дози. Оскільки розглядається поведінка дрібнодисперсного СМ, то для моделювання обрано $r^* = 8$ [96]. При моделюванні розглянуто варіант повного завантаження конічної лунки дозатора, при якому висота шару продукту h рівна висоті h_k розвантажувальної лунки дозатора, тобто виконується умова $h = h_k$.

Для дослідження впливу радіусу випускного отвору R_0 розвантажувальної лунки дозатора на параметр перевантаження ξ радіуси R_k та R записано у вигляді:

$$R_k = R_0 + h_k \cdot \tan(\Theta_1), \quad (2.76)$$

$$R = R_0 + y \cdot \tan(\Theta_1). \quad (2.77)$$

Для отримання залежностей $\xi(R_0)$ підставлено формули (2.76) і (2.77) у рівняння (2.75) та конструктивно прийнято, що $y = 0,05$ м; $h_k = 0,6$ м. Для дрібнодисперсного СМ із заданими властивостями оптимальне значення кута нахилу лунки $\Theta_1 \leq 36^\circ$ [88], тому залежності $\xi(R_0)$ побудовано для $\Theta_1 = 35^\circ$ та $\Theta_1 = 10^\circ$. Використавши задані вхідні параметри та рівняння (2.75), (2.76), (2.77) у програмному середовищі MathCAD отримано графіки $\xi(R_0)$ (рис. 2.10).

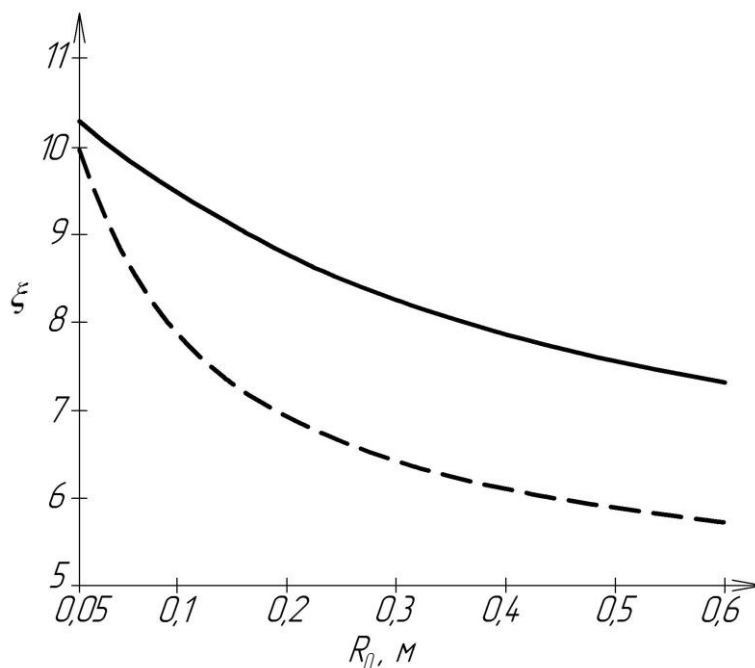


Рис. 2.10. Залежність параметра перевантаження від радіуса випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора (— — для $\Theta_1 = 10^\circ$,
— — для $\Theta_1 = 35^\circ$)

Із графічних залежностей (рис. 2.10) встановлено, що при збільшенні радіуса випускного отвору R_0 розвантажувальної лунки дозатора значення параметру перевантаження ξ , при якому реалізовується висока точність дозування, істотно зменшується. При куті нахилу конічної розвантажувальної лунки $\Theta_1 = 10^\circ$ у діапазоні $0,05 \leq R_0 \leq 0,6$ м параметр перевантаження зменшується від 10 до 5,7, а при $\Theta_1 = 35^\circ$ – від 10,3 до 7,3. Тому, аналізуючи графічні залежності (рис. 2.10), можна зробити висновок, що зростання радіусу випускного отвору R_0 , що відповідає розміру коливного днища, призводить до збільшення площі поширення вібрації. Це спричиняє зменшення параметру перевантаження ξ , що необхідний для забезпечення рівномірного та безперервного витікання дрібнодисперсного СМ, і, тим самим, підвищення ефективності роботи вібраційного об'ємного дозатора. Також графічні залежності (рис. 2.10) вказують на те, що чим менший кут нахилу стінок розвантажувальної лунки Θ_1 , тим істотніше впливає радіус випускного отвору R_0 розвантажувальної лунки на параметр

перевантаження ξ . Цей факт пояснюється тим, що зростання конусності розвантажувальної лунки призводить до розподілення тиску на бічні стінки розвантажувальної лунки, і, тим самим, до зменшення ваги СМ на віброуюче днище.

Значний вплив на ефективність роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ має висота шару продукту h . Як уже зазначалось при моделюванні розглянуто шар матеріалу $h = h_k$. Основні геометричні розміри розвантажувальної лунки дозатора, що необхідні для отримання залежностей $\xi(h_k)$, прийняті конструктивно: $y = 0,05$ м; $\Theta_1 = 25^\circ$. Використовуючи формули (2.75), (2.76), (2.77), у програмному середовищі MathCAD отримано графічні залежності параметра перевантаження від висоти розвантажувальної лунки дозатора $\xi(h_k)$ для $R_0 = 0,05$ м та $R_0 = 0,2$ м (рис. 2.11).

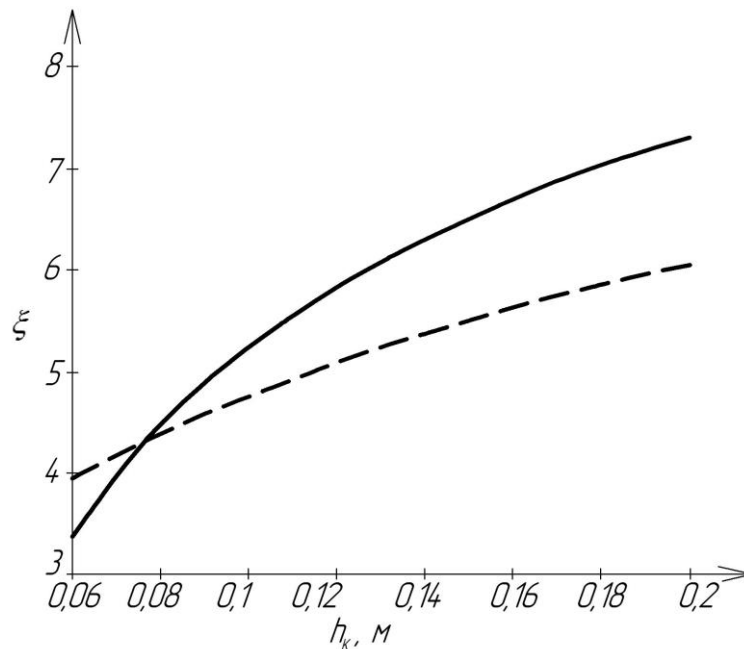


Рис. 2.11. Залежність параметра перевантаження від висоти розвантажувальної лунки дозатора (— — для $R_0 = 0,05$ м; — — — для $R_0 = 0,2$ м)

Аналіз графічних залежностей (рис. 2.11) дозволяє стверджувати, що при збільшенні висоти лунки h_k збільшується інтенсивність вібрації $a\omega^2$, що необхідна для досягнення СМ стану віброкипіння. При заданих вхідних

параметрах та при зростанні висоти лунки h_k від 0,06 м до 0,2 м параметр перевантаження зростає від 3 до 7,3 – при $R_0 = 0,05$ м та від 4 до 6 – при $R_0 = 0,2$ м. Тому, як бачимо, із збільшенням радіусу випускного отвору R_0 розвантажувальної лунки дозатора динамічна система стає менш чутливою до зміни висоти шару матеріалу h_k , оскільки збільшується площа дії вібрації.

Також параметр перевантаження ξ значною мірою залежить від поточної координати y (рис. 2.12), що визначає положення шару СМ у розвантажувальній лунці дозатора, який знаходиться у стані віброкипіння. Для реалізації ефективної роботи вібраційного об’ємного дозатора необхідно забезпечити доведення матеріалу до стану віброкипіння у місці потенційного утворення склепіння. Для графічної інтерпретації залежності $\xi(y)$ конструктивно прийнято наступні значення геометричних розмірів розвантажувальної лунки: $\Theta_1 = 25^\circ$; $R_0 = 0,1$ м. На основі формул (2.75), (2.76), (2.77) у програмному середовищі MathCAD отримано графічні залежності параметра перевантаження від поточної координати $\xi(y)$ при $h_k = 0,2$ м та $h_k = 0,4$ м (рис. 2.12).

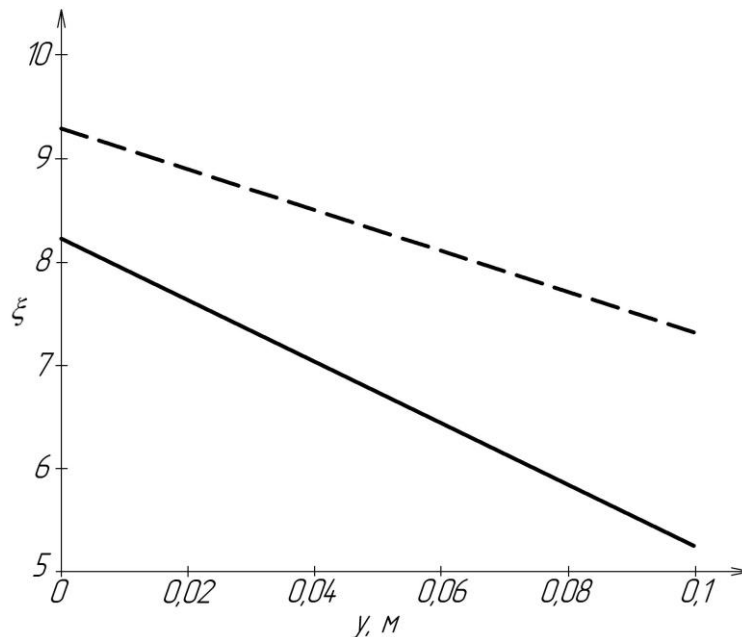


Рис. 2.12. Залежність параметра перевантаження від поточної координати розвантажувальної лунки дозатора (— — — для $h_k = 0,2$ м; — — — для $h_k = 0,4$ м)

Із графічних залежностей (рис. 2.12) встановлено, що із зростанням положення координати y параметр перевантаження ξ зменшується, оскільки зменшується вага вище лежачих шарів продукту. При збільшенні висоти h_k розвантажувальної лунки дозатора, за умови повного її завантаження продуктом, зростає тиск СМ на нижні шари продукту за рахунок збільшення ваги матеріалу. При дослідженні ефективності роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ за допомогою моделі Лоренца (2.71) необхідно досліджувати стан продукту дозування у координаті y , що відповідає потенційному місцю утворення склепіння, яке найчастіше на практиці визначають експериментальним шляхом [26].

На характер руху дрібнодисперсних СМ під дією вібрації також значно впливає кут нахилу стінок Θ_1 розвантажувальної лунки дозатора (рис. 2.13). Основні геометричні розміри розвантажувальної лунки, що необхідні для отримання залежностей $\xi(\Theta_1)$, прийняті конструктивно: $y = 0,05$ м; $R_0 = 0,1$ м. Використавши задані вхідні параметри та рівняння (2.75), (2.76), (2.77), у програмному середовищі MathCAD отримано графіки $\xi(\Theta_1)$ при $h_k = 0,4$ м та $h_k = 0,2$ м (рис. 2.13).

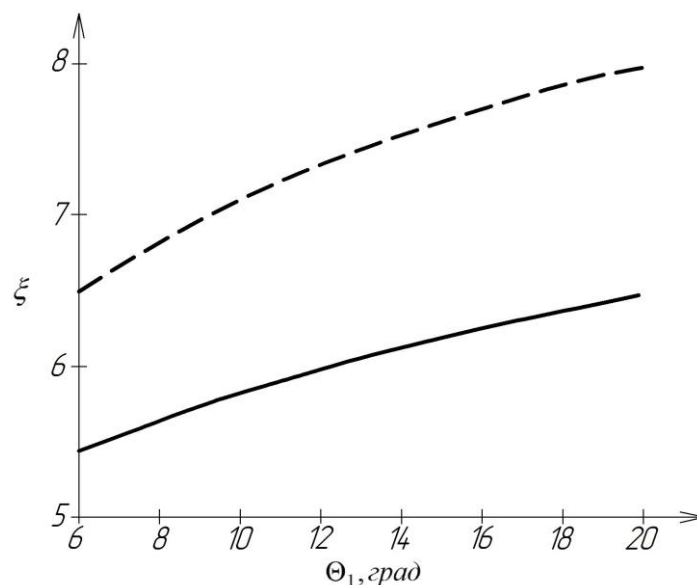


Рис. 2.13. Залежність параметра перевантаження від кута нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора (— — — для $h_k = 0,4$ м; — — — для $h_k = 0,2$ м)

Оскільки із графічних залежностей (рис. 2.4, б) встановлено, що максимальне ущільнення дрібнодисперсного СМ із заданими фізико-механічними властивостями спостерігається при $\Theta_1 \approx 20^\circ$, то побудовано графіки $\xi(\Theta_1)$ (рис. 2.13) для $\Theta_1 \leq 20^\circ$.

Аналіз отриманих кривих (рис. 2.13) показує, що із зростанням кута нахилу стінок Θ_1 розвантажувальної лунки дозатора збільшується інтенсивність вібрації $a\omega^2$, що необхідна для забезпечення безперервного та рівномірного витікання дрібнодисперсного СМ, і, тим самим, ефективної роботи вібраційного об'ємного дозатора. Це пояснюється тим фактором, що при зростанні кута нахилу стінок Θ_1 розвантажувальної лунки дозатора збільшується ступінь ущільнення матеріалу у зоні її випускного отвору. Тому при наближенні форми конічної розвантажувальної лунки до циліндричної за однакових режимів роботи вібраційного дозатора необхідне менше значення амплітуди a та частоти ω коливань для забезпечення високої точності сформованої дози.

Важливим показником ефективної роботи вібраційного дозатора є продуктивність Q . Продуктивність дозатора визначається його конструкцією та особливостями технологічного процесу. Як уже зазначалось, завантажувальний бункер із коливним конічним днищем може працювати як автономний дозатор у випадку встановлення мірників безпосередньо під випускним отвором. Продуктивність дозатора у такому разі визначатиметься геометрією випускного отвору, а витікання СМ реалізовуватиметься через кільцевий випускний отвір з розмірами l_o та b_o , що утворений бічними стінками розвантажувальної лунки та коливного днища. Значення продуктивності дозатора такого типу визначається за формулою:

$$Q = \rho_0 \cdot A_{e.o} \cdot V_{vit}, \quad (2.78)$$

де $A_{e.o}$ – площа поперечного перерізу випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора; V_{vit} – швидкість витікання СМ.

Швидкість витікання віброкиплячого дрібнодисперсного СМ у зоні випускного отвору рівна [86]:

$$V_{\text{вум}} = 2 \cdot a \cdot \pi \cdot \nu \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_{\kappa} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}, \quad (2.79)$$

де Z_{κ} – параметр інтенсивності коливань; $\varepsilon = 0,834 \cdot \sqrt{S_h}$ – коефіцієнт [107]; S_h – число Струхаля.

Число Струхаля залежить від числа Рейнольдса та визначається за залежністю [108]:

$$S_h = 0,212 \cdot \left(1 - \frac{21,2}{R_e}\right), \quad (2.80)$$

де R_e – число Рейнольдса.

Для забезпечення високої точності дозування достатньо забезпечити ламінарний рух сипкого продукту, при якому число Рейнольдса знаходиться у межах: $45 < Re < 54$ [109].

Використавши формулу (2.79), рівняння (2.78) для дозатора, що має розвантажувальну лунку із кільцевим випускним отвором, матиме вигляд:

$$Q = 2 \cdot \rho_0 \cdot b_o \cdot l_o \cdot a \cdot \pi \cdot \nu \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_{\kappa} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}. \quad (2.81)$$

У програмному середовищі MathCAD встановлено вплив ширини кільцевого випускного отвору b_o розвантажувальної лунки на продуктивність Q вібраційного об'ємного дозатора (рис. 2.14). Для моделювання використано наступні значення вхідних параметрів: $\rho_0 = 450$ кг/м³; $Re = 50$ [109]; $Z_{\kappa} = 0,2$ [86]; $l_{\text{ц}} = 0,5$ м – прийнято конструктивно. Для дослідження залежності продуктивності Q вібраційного об'ємного дозатора від ширини кільцевого випускного отвору b_o розвантажувальної лунки прийнято наступні режими вібрації: $\nu = 20$ Гц; $a = 3 \cdot 10^{-3}$ м.

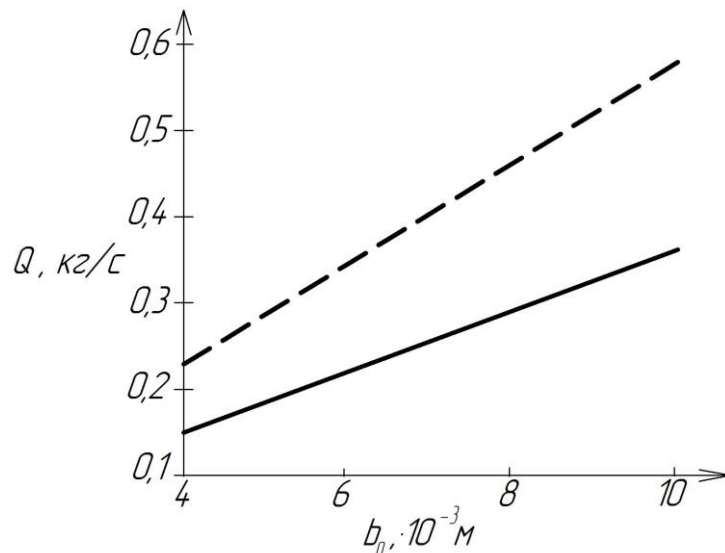


Рис. 2.14. Залежність продуктивності дозатора від ширини кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки (— для $\rho_0 = 450 \text{ кг/м}^3$, — — — для $\rho_0 = 700 \text{ кг/м}^3$)

Аналіз графічних залежностей (рис. 2.14) показує, що із зростанням ширини кільцевого випускного отвору b_0 розвантажувальної лунки дозатора зростає його продуктивність Q , оскільки збільшується площа випускного отвору $A_{e.o.}$. Значний вплив на продуктивність дозатора Q має також насипна щільність продукту ρ_0 , із зростанням якої покращується текучість дрібнодисперсного СМ, що пояснюється збільшенням гравітаційної сили, яка забезпечує процес витікання.

Отже, використання моделі Лоренца (2.71) дозволяє в залежності від геометрії розвантажувальної лунки дозатора підібрати необхідні режими коливань днища, при яких реалізовуватиметься висока точність сформованої дози продукту. Важливим показником, за яким можна оцінити вплив геометричних розмірів розвантажувальної лунки дозатора на режими коливань робочого органу, є коефіцієнт перевантаження. Проаналізувавши отримані графічні залежності встановлено, що зміною радіусу випускного отвору, висоти та кута нахилу стінок розвантажувальної лунки, а також ширини кільцевого її випускного отвору можливо підвищувати ефективність роботи вібраційного об'ємного дозатора.

2.4. Дослідження впливу параметрів коливань віброуючого конічного днища на ефективність роботи вібраційного об'ємного дозатора

Модель Лоренца – це тривимірна динамічна система, миттєвий стан якої визначається значеннями трьох змінних x_1 , y_1 , z_1 . У роботі [46] встановлено фізичну суть змінних x_1 , y_1 , z_1 , що входять у модель Лоренца (2.70); змінна x_1 описує швидкість циркуляції віброкиплячого матеріалу у псевдокомірці Бенара [46]; змінна y_1 характеризує зміну швидкості повітряного потоку по висоті шару СМ h [46]; змінна z_1 вказує на відхилення вертикального профілю швидкості повітряного потоку від лінійної залежності [46]. Абсолютну швидкість повітряного потоку можна отримати, враховуючи одночасно усі три змінні x_1 , y_1 , z_1 . Значний вплив на рух СМ під дією вібрації має його вологість [109], особливо у випадку дозування дрібнодисперсних продуктів.

Оскільки ефективність роботи дозатора залежить від режимів вібрації, то за допомогою моделі (2.71) також досліджено вплив амплітуди a та частоти ν коливань днища на поведінку продукту у конічній розвантажувальній лунці. Моделювання поведінки дрібнодисперсних СМ під дією вібрації проведено за допомогою програмного середовища MathCAD. Для дослідження руху матеріалу обрано конічну розвантажувальну лунку із геометричними параметрами: $R_0 = 0,08$ м, $\Theta_1 = 25^\circ$, $h = h_k = 0,3$ м. У якості дослідного продукту обрано дрібнодисперсний СМ із фізико-механічними властивостями: $\rho_0 = 0,6 \cdot 10^3$ кг/м³; $\rho_\psi = 0,8 \cdot 10^3$ кг/м³ [83]. Результатом моделювання стали графічні залежності (рис. 2.15, 2.16, 2.17), які вказують на три можливі стани продукту під дією вібрації.

Для моделювання ущільнення дрібнодисперсного СМ (рис. 2.15) використано такі режими вібрації: $\nu = 20$ Гц; $a = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м та прийнято наступне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості $\nu = 0,05$ м²/с.

Характерним показником вібрації у моделі Лоренца (2.71), що визначає ефективність роботи дозатора, є параметр r . Для дрібнодисперсних СМ при $r < r^*$ спостерігається ущільнення матеріалу (рис. 2.15).

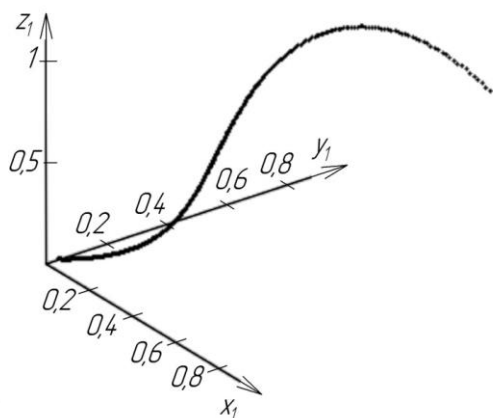


Рис. 2.15. Довільна крива – ознака ущільнення матеріалу

вплив режимів роботи дозатора a , ν та висоти шару матеріалу h на коефіцієнт кінематичної в'язкості ν продукту.

При зростанні параметра r вище r^* у розвантажувальній лунці дозатора спостерігається впорядкований рух СМ у вигляді циркуляційних потоків, що відображається у фазовому просторі координат x_1 , y_1 , z_1 кривою у вигляді спіралі (рис. 2.16). Моделювання циркуляційних рухів СМ (рис. 2.16) реалізовувалось при $\nu = 20$ Гц, $a = 3 \cdot 10^{-3}$ м та $\nu = 0,04$ м²/с.

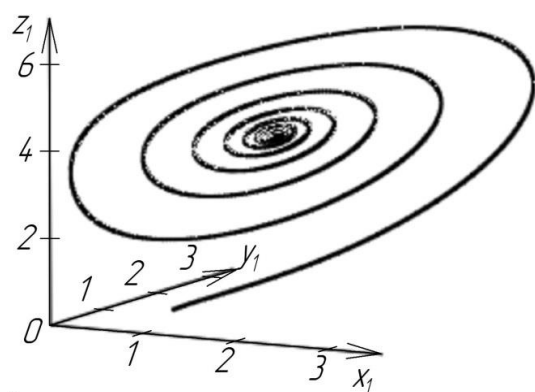


Рис. 2.16. Крива у вигляді спіралі – ознака циркуляційного руху СМ

На графіку цей стан відповідає довільній кривій у фазовому просторі координат x_1 , y_1 , z_1 . Значення r^* залежить від геометрії лунки, а також властивостей дрібнодисперсного СМ. Тому для конкретного дрібнодисперсного СМ, з метою уніфікації параметра r^* , необхідно попередньо експериментально дослідити

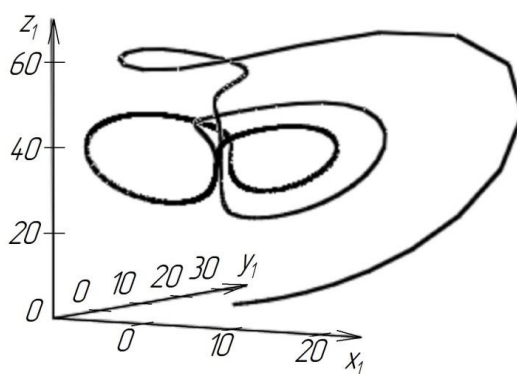


Рис. 2.17. Крива у вигляді атрактора – ознака хаотичного руху СМ

При значному збільшенні параметра r моделі Лоренца $r \geq r^{**}$ циркуляційні рухи переходять у хаос, що графічно відображається у вигляді дивного атрактора (замкнутої петлі) (рис. 2.17). Для моделювання хаотичних рухів дрібнодисперсного СМ (рис. 2.17) у розвантажувальній лунці дозатора прийнято такі режими вібрації: $\nu = 40$ Гц; $a = 5 \cdot 10^{-3}$ м, та використано наступне значення коефіцієнта кінематичної в'язкості $\nu = 0,03$ м²/с.

Аналіз графіків (рис. 2.15, 2.16, 2.17) дозволяє візуально встановити режим руху матеріалу у розвантажувальній лунці дозатора в залежності від типу кривої. Графік з нерухомою точкою чи граничним циклом із короткою траєкторією (рис. 2.15) відповідає ущільненню дрібнодисперсного СМ. Такий стан продукту дозування під дією вібрації впливає на зниження точності об'ємного дозатора. Спіралеподібна крива (рис. 2.16), відповідає граничному циклу із довгою траєкторією, і, відповідно, циркуляційним рухам матеріалу; дивний атрактор (рис. 2.17) – хаотичним рухам матеріалу у бункері. Ефективна робота дозатора реалізовується при циркуляційних або хаотичних рухах СМ у розвантажувальній лунці.

Значний вплив на точність сформованої дози та продуктивність Q дозатора мають його режими роботи a , ν . Використавши формулу (2.81), у програмному середовищі MathCAD встановлено вплив режимів роботи a , ν на продуктивність Q вібраційного дозатора (рис. 2.18). Для моделювання використано наступні значення вхідних параметрів: $\rho_0 = 450$ кг/м³; $Re = 50$ [109]; $Z_\kappa = 0,2$ [86]; $l_o = 0,5$ м; $b_o = 7 \cdot 10^{-3}$ м.

Аналіз графічних залежностей (рис. 2.18) дозволяє стверджувати, що чим більша амплітуда a та частота ν коливань днища розвантажувальної лунки дозатора, тим кращі показники текучості дрібнодисперсного СМ, і, відповідно, його продуктивність Q . При збільшенні частоти коливань ν від 15 Гц до 30 Гц продуктивність Q дозатора зростає приблизно у два рази.

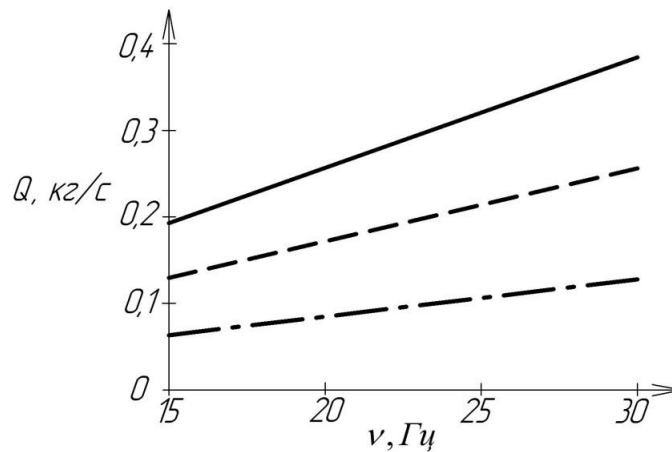


Рис. 2.18. Залежність продуктивності дозатора від частоти коливань (— — для $a = 3 \cdot 10^{-3}$ м, — . — — для $a = 2 \cdot 10^{-3}$ м, — — — для $a = 1 \cdot 10^{-3}$ м)

При експлуатації вібраційного дозатора на високих частотах ν можна істотно підвищити його продуктивність Q , і, тим самим, ефективність роботи. Однак при цьому суттєво зростають динамічні навантаження на робочі елементи конструкції. Підвищення амплітуди коливань a також призводить також до зростання продуктивності Q дозатора. Таким чином, підбором оптимальних режимів коливань a та ν робочого органу дозатора можливо регулювати його продуктивність Q .

Отже, використання моделі Лоренца (2.71) дозволяє прогнозувати рух продукту в залежності від обраного режиму вібрації. Основним показником у моделі Лоренца, за яким визначається ефективність роботи дозатора, є параметр r , що характеризує стан у якому знаходиться СМ під впливом вібрації: ущільнення, циркуляційні рухи, хаотичні рухи. Тому, проектування вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ за допомогою встановлених параметрів моделі Лоренца (2.74) дозволяє підібрати режими вібрації та геометрію лунки, що зможуть забезпечити наперед задані параметри технологічного процесу. Використання результатів досліджень дає можливість підвищувати продуктивність та точність вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВІБРАЦІЙНОГО ОБ'ЄМНОГО ДОЗАТОРА

3.1. Методика планування та проведення експериментальних досліджень

Основною метою проведення експерименту є часткове доповнення та перевірка розробленої математичної моделі, яка дозволяє встановити режими роботи та геометричні параметри розвантажувальної лунки дозатора, що забезпечуватимуть його високу продуктивність та точність. Основним завданням, що ставилось при плануванні експерименту, було забезпечення виконання таких умов [110]:

- висока надійність та чіткість інтерпретації результатів досліджень;
- логічний, чіткий і послідовний план дослідження;
- максимальна формалізація процесу проведення експерименту і оброблення експериментальних даних з використанням комп'ютерних програм.

З метою забезпечення методичності проведення експерименту використано програму експериментальних досліджень, що включає три основні етапи [110]:

- перший етап – це, безпосередньо, розробка програм та методики, що забезпечать проведення експериментальних досліджень з мінімальними затратами ресурсів; вибір вхідних параметрів, які необхідно дослідити; визначення технічних засобів для ефективного опрацювання експериментальних даних;

- другий етап – це підготовка експериментальної установки та вимірювальної апаратури, градація необхідних допоміжних конструктивних елементів; проведення експерименту та обробка отриманих даних; узгодження отриманих експериментальних даних із припущеннями, прийнятими на основі розробленої математичної моделі;

- третій етап – це узагальнення двох попередніх етапів у вигляді рекомендацій; впровадження результатів експериментальних досліджень у виробництво.

Проведення експериментальних досліджень виконувалось у наступній послідовності: встановлення вхідних факторів, що найбільше впливають на процес дозування; дослідження впливу цих факторів на ефективну в'язкість СМ; дослідження впливу геометрії розвантажувальної лунки та режимів роботи дозатора на його продуктивність.

Процес дозування характеризується значним числом різноманітних факторів, що впливають на поведінку дрібнодисперсного СМ під час його руху. Схематично процес дозування матеріалу можна представити у вигляді «чорного ящика» (рис. 3.1), де через дію вхідних параметрів (факторів) формується вектор відгуку \vec{Y} [110]. Умовно усі вхідні фактори можна розбити на три групи [110]:

- керовані \vec{X} ;
- контрольовані але некеровані \vec{W} ;
- неконтрольовані та некеровані \vec{Z} .

Перша група факторів становить k -мірний вектор \vec{X} керованих параметрів, тобто таких, що можна змінювати у процесі проведення експерименту. До керованих параметрів належать: амплітуда $x_1 = a$, частота коливань $x_2 = \nu$, ширина випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора $x_3 = b_0$. Область можливих значень параметрів $x_1 \dots x_k$, де $k = 3$, формує факторний простір.

Друга група параметрів формує вектор \vec{W} , до якого належать фактори, значення яких можна встановити, однак не можливо регулювати у процесі проведення експерименту. До контрольованих але некерованих параметрів належать: кут нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора $w_1 = \Theta_1$, висота шару СМ $w_2 = h$. Фактори цієї групи є незмінними під час проведення експериментальних досліджень.

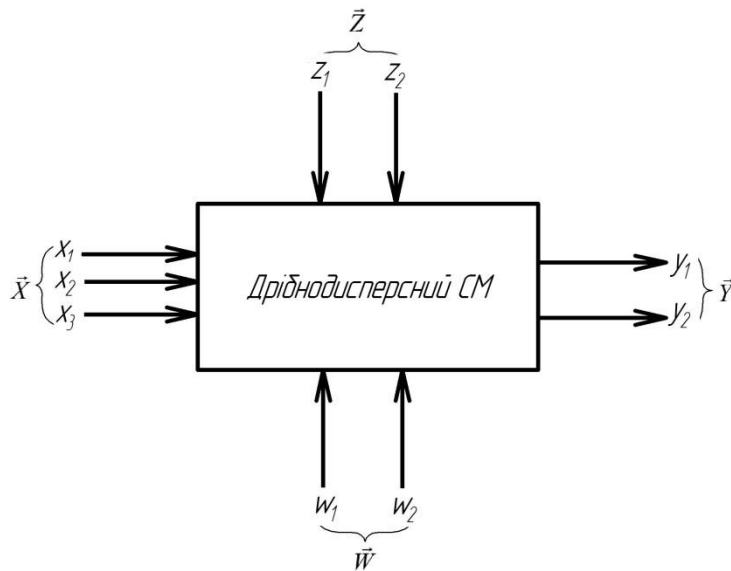


Рис. 3.1. Схематичне зображення впливу факторів на поведінку віброкиплячого дрібнодисперсного СМ

До третьої групи вхідних параметрів належать фактори, що часто мають випадковий характер. Ця група формує вектор \vec{Z} . Сюди належать: насипна щільність матеріалу $z_1 = \rho$, зчеплення між частинками $z_2 = \tau_0$. До цієї групи належать параметри, які важко контролювати у процесі проведення експерименту.

Вектор відгуку \vec{Y} , що являється функцією вхідних факторів, залежить від мети та поставленого завдання. Для перевірки розробленої математичної моделі було експериментально проаналізовано такі вектори відгуку: коефіцієнт ефективної в'язкості $y_1 = \mu$ та продуктивність $y_2 = Q$.

Для експериментального доповнення та підтвердження розробленої математичної моделі досліджувались фактори першої групи, однак при інтерпретації результатів враховувався вплив і інших параметрів. В залежності від того, який вектор відгуку досліджувався, на проведення експерименту впливали ті чи інші вхідні фактори.

Одним із найважливіших завдань другого етапу програми експериментальних досліджень є конструювання та розробка експериментальної установки. До неї були поставлені наступні вимоги:

- простота конструкції та можливість швидкого переналагодження;
- стійкість режимів роботи;
- легке регулювання вхідних параметрів у необхідних межах.

Розроблений експериментальний зразок вібраційного об'ємного дозатора (рис. 3.2) із технічними характеристиками (табл. 3.1) складається із конічної розвантажувальної лунки 1, на дні якої розміщене коливне конічне днище 2. Останнє приводиться у дію ексцентриковим віброприводом 3 через кривошипно-шатунний механізм 4.



Рис. 3.2. Експериментальна установка вібраційного об'ємного дозатора

Зміна амплітуди коливань $0,5 \cdot 10^{-3} \leq a \leq 4 \cdot 10^{-3}$ м здійснювалась шляхом розведення двох півмуфт виконаних із пазами. Регулювання частоти коливань $10 < \nu < 30$ Гц відбувалось за допомогою перетворювача частоти. В залежності від досліджуваного фактору відгуку експериментальний зразок вібраційного об'ємного дозатора (рис. 3.2) укомплектовувався додатковими пристроями та приспособленнями.

Табл. 3.1. Технічна характеристика експериментального зразка вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ

Показники	Значення
Потужність електродвигуна, кВт	1
Максимальна частота обертання електродвигуна, Гц	30
Мінімальна частота обертання електродвигуна, Гц	10
Амплітуда коливань, м	0,0005...0,004
Маса дозатора, кг	17
Габарити дозатора:	
довжина, м	0,5
ширина, м	0,5
висота, м	0,95

Для проведення експерименту використовувались такі дрібнодисперсні СМ як пшеничне борошно та цемент, що характеризуються властивостями (табл. 3.2).

Табл. 3.2. Фізико механічні властивості сипких матеріалів, що використовувались при проведенні експерименту

Фізико-механічні властивості СМ	Борошно	Цемент
Усереднений діаметр, мкм	30-50	20-40
Насипна щільність, кг/м ³	450-700	960-1600
Коефіцієнт внутрішнього тертя	0,57-1,16	0,61
Коефіцієнт зовнішнього тертя:		
По сталі	0,49-0,65	0,3-0,6
По резині	0,85-0,95	0,9-0,98
Початковий опір зсуву, Па	50	150
Коефіцієнт динамічного ущільнення	1,08-1,13	1,15-1,19
Вологість, %	10	5-7

При проведенні експериментальних досліджень використовувалась конічна розвантажувальна лунка із фіксованими геометричними розмірами (рис. 3.3).

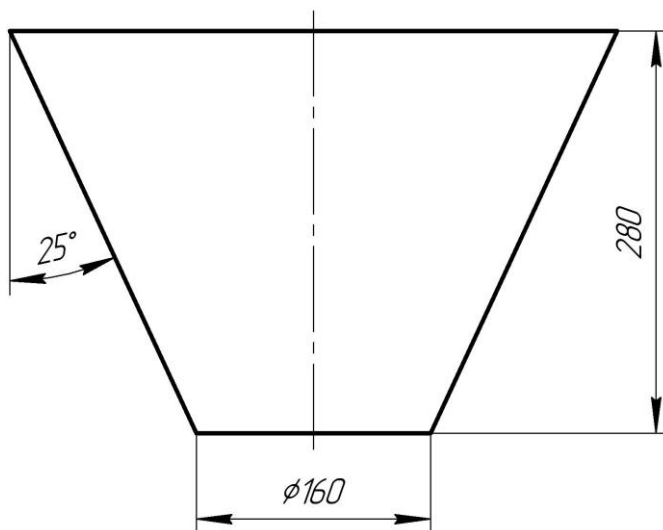


Рис. 3.3. Конструкція розвантажувальної лунки дозатора

3.2. Експериментальне дослідження впливу параметрів вібрації робочого органу дозатора та висоти шару дрібнодисперсного сипкого матеріалу на його ефективну в'язкість

Першим етапом проведення експериментальних досліджень було визначення впливу режимів роботи дозатора a , v та висоти шару h дрібнодисперсного СМ на коефіцієнт ефективної в'язкості μ продукту [111].

Принципова схема експериментальної установки вібраційного об'ємного дозатора зображена на рис. 3.4. Основними складовими елементами експериментального зразку об'ємного дозатора є розвантажувальна лунка 1, коливне конічне днище 2, вібропривід 3 та кривошипно-шатунний механізм 4. Для проведення експерименту по визначенню коефіцієнта ефективної в'язкості дрібнодисперсного СМ у середині розвантажувальної лунки дозатора 1 було протягнуто та зафіксовано паралельно дві струни 6, що виконували функцію напрямних для кульки 5. Визначення ефективної в'язкості продукту здійснювалось шляхом протягування кульки 5 всередині розвантажувальної лунки 1 через сипке середовище. Напрявні 6 були встановлені вище вершини внутрішнього

конуса 2. З допомогою механізму 8 кулька 5 рівномірно протягувалась через розвантажувальну лунку дозатора 1 та давачем 7 вимірювався опір сипкого середовища. Регулювання амплітуди коливань конічного днища 2 відбувалось шляхом розведення півмуфт 10. Кільцевий випускний отвір розвантажувальної лунки дозатора 1 перекривався за допомогою вакуумної гуми 11. Весь експериментальний зразок змонтований на рамі 12, яка встановлена на регульованих ніжках 13.

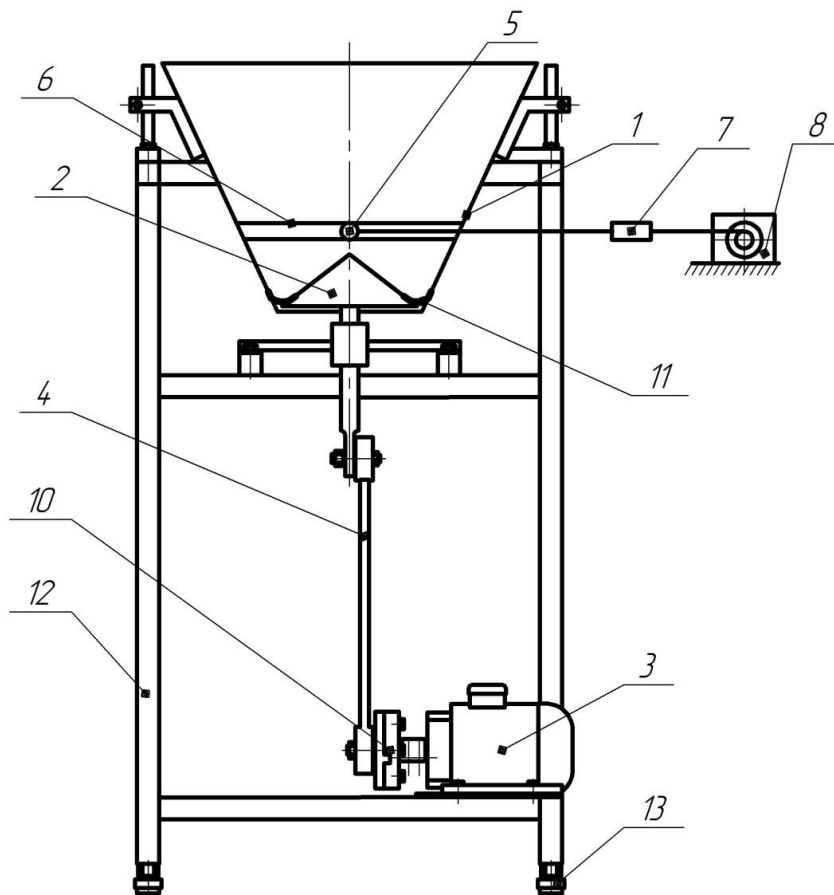


Рис. 3.4. Експериментальний зразок вібраційного об'ємного дозатора, укомплектований для визначення коефіцієнта ефективної в'язкості дрібнодисперсних СМ

Експериментальні дослідження коефіцієнта ефективної в'язкості дрібнодисперсних СМ проводились при різних значеннях амплітуди a , частоти коливань ν робочого органу дозатора та висоті шару h завантаженого продукту, що були визначені у якості вхідних факторів для цього експерименту. Знімаючи показники давача 7 фіксувалось значення сили, що прикладалась до кульки для її протягуванні через СМ із середньою

швидкістю 0,2 м/с. Для проведення експерименту використовувалась кулька діаметром 10^{-2} м.

Значення коефіцієнта ефективної в'язкості визначено за формулою [112]:

$$\mu = \frac{F_{o.c}}{3 \cdot \pi \cdot d_k \cdot V_k}, \quad (3.1)$$

де $F_{o.c}$ – зусилля, що прикладалось до кульки для подолання опору середовища при її протягуванні; d_k – діаметр кульки; V_k – швидкість руху кульки.

Оскільки кількість вхідних факторів рівна $k = 3$, тому мінімальне число дослідів становило $N = 2^k = 2^3 = 8$. З метою зменшення впливу випадкової похибки на результати експерименту, досліди проводились із п'ятикратною повторюваністю $n = 5$. З урахуванням числа паралельних дослідів загальна мінімальна кількість дослідів рівна $5 \cdot 8 = 40$. Результати експериментальних досліджень по визначенні зусилля опору пшеничного борошна під час протягування кульки представлені у додатку В (табл. В.1, табл. В.2).

Використавши дані, отримані при проведенні експерименту (табл. В.2), та формулу (3.1) визначено для кожного дослідів значення коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна. Результати представлені у вигляді матриці планування та результатів повнофакторного експерименту (табл. 3.3).

З метою перевірки відтворюваності експериментальних досліджень обробка даних (табл. 3.3) виконана за планом [110].

1. Здійснено оцінку дисперсії експериментальних значень коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна, яка для кожного рядка матриці планування та результатів експерименту (табл. 3.3) визначена за формулою [110]:

$$\sigma_{\xi}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{\xi=1}^n (\mu_{\xi} - \bar{\mu}_{\xi})^2, \quad (3.2)$$

де $\xi = 1..N$ – порядковий номер досліду; n – число повторювань експерименту; μ_{ξ_i} – експериментальне значення коефіцієнта ефективної в'язкості СМ; $\bar{\mu}_{\xi}$ – середнє експериментальне значення коефіцієнта ефективної в'язкості СМ для кожного досліду.

Табл. 3.3. Матриця планування та результатів повнофакторного експерименту при дослідженні коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна

№ П/п	Амплітуда коливань, мм	Частота коливань, Гц	Висота шару СМ, м	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_1), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_2), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_3), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_4), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_5), Пуаз	$\bar{\mu}$, Пуаз	σ_{ξ}^2	μ_i , Пуаз
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	2	10	0,08	10,26	10,61	11,38	9,96	9,52	10,35	0,49	10,38
2	2	10	0,2	28,8	30,02	29,85	28,83	30,26	29,55	0,47	29,75
3	2	30	0,08	8,38	6,53	7,11	8,05	7,15	7,44	0,57	7,28
4	2	30	0,2	29,59	29,65	29,03	28,26	30,42	29,39	0,64	27,26
5	4	10	0,08	10,92	9,92	9,53	8,88	9,81	9,81	0,55	8,56
6	4	10	0,2	27,45	28,13	26,23	27,2	27,15	27,23	0,47	27,47
7	4	30	0,08	4,12	3,08	3,33	2,93	4,25	3,54	0,37	3,5
8	4	30	0,2	24,14	25,06	24,03	25,12	25,21	24,71	0,33	24,44

Значення дисперсії експериментальних значень функції відгуку занесені у XII стовпець матриці планування та результатів експерименту (табл. 3.3).

2. Перевірка відтворюваності результатів експериментальних досліджень коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна з допомогою критерію Кохрена.

Для перевірки відтворюваності експериментальних досліджень (табл. 3.3) визначено критерій Кохрена [110]:

$$G = \frac{\sigma_{\xi \max}^2}{\sum_{\xi=1}^N \sigma_{\xi}^2} = \frac{2,14}{8} \approx 0,27, \quad (3.3)$$

де $\sigma_{\xi \max}^2$ – максимальна дисперсія експериментальних значень коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна (вибирається із XII стовпця табл.

3.3); $\sum_{\xi=1}^N \sigma_{\xi}^2$ – сума дисперсій експериментальних значень коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна.

Для перевірки відтворюваності експериментальних досліджень (табл. 3.3) отримане значення критерію Кохрена G (3.3) необхідно порівняти із критичним G_{\max} . Критичне значення критерію Кохрена G_{\max} являє собою максимально можливе його значення, при якому гіпотеза про відтворюваність експерименту справедлива з надійністю 95 %. Критичне значення для коефіцієнту ризику $\beta_1 = 0,05$ при $n = 5$, $N = 8$ (табл. В.3) [110] рівне $G_{\max} = 0,39$. Оскільки виконується умова $G_{\max} \geq G$, тому можна вважати, що експеримент по дослідженні коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна є відтворюваним.

3. Створення математичної моделі, що описує залежність коефіцієнта ефективної в'язкості μ від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h .

Використавши результати експериментальних досліджень (табл. 3.3) та зробивши припущення, що взаємодія усіх трьох факторів експерименту a , ν , h на функцію відгуку μ відсутня, за допомогою програмного середовища Excel знайдено коефіцієнти рівняння регресії, що описує залежність

коефіцієнта ефективної в'язкості μ СМ від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h (табл. В.4).

Отримано у явному вигляді наступне рівняння регресії для визначення коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна:

$$\mu_i = b_0 + b_1 \cdot a + b_2 \cdot \nu + b_3 \cdot h + b_4 \cdot a \cdot \nu + b_5 \cdot a \cdot h + b_6 \cdot \nu \cdot h. \quad (3.4)$$

де $b_0 = 5,1$; $b_1 = -1477,5$; $b_2 = -0,23$; $b_3 = 133,9$; $b_4 = -22,88$; $b_5 = 3775$; $b_6 = 0,85$ – коефіцієнти рівняння регресії.

Після встановлення коефіцієнтів рівняння регресії здійснено оцінку їх значущості за критерієм Стюдента (t -критерієм) [110]:

$$t_i = \frac{|b_i|}{\sqrt{\sigma^2(b_i)}}, \quad (3.5)$$

де b_i – коефіцієнти рівняння регресії; $\sigma^2(b_i)$ – дисперсія помилок коефіцієнтів рівняння регресії.

Дисперсія помилок коефіцієнтів рівняння регресії визначена за формулою [110]:

$$\sigma^2(b_i) = \frac{\sigma^2(\mu)}{n \cdot N}, \quad (3.6)$$

де $\sigma^2(\mu) = \sum_{\xi=1}^N \frac{\sigma_{\xi}^2}{N} = \frac{4,21}{8} \approx 0,53$ – дисперсія відтворюваності експериментальних досліджень.

Використавши значення дисперсії відтворюваності експериментальних досліджень коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна, визначено дисперсію помилок коефіцієнтів рівняння регресії (3.4) за формулою (3.6): $\sigma^2(b_i) = 0,013$.

Знайдено із формули (3.5) t -критерії кожного коефіцієнта рівняння регресії (3.4):

$$t_0 = 46,23; t_1 = 13394,49; t_2 = 2,09; t_3 = 1214; t_4 = 207,4; t_5 = 34223; t_6 = 7,71.$$

Для визначення значущих для рівняння регресії (3.4) коефіцієнтів, необхідно отримані їх значення порівняти із критичним $t_{кр}$, що встановлюється із табл. В. 5. [110]: при коефіцієнті ризику $\beta_2 = 0,05$ і $n \cdot N = 40 - t_{кр} = 2,02$. Оскільки $t_0 > t_{кр}, t_1 > t_{кр}, t_2 > t_{кр}, t_3 > t_{кр}, t_4 > t_{кр}, t_5 > t_{кр}, t_6 > t_{кр}$ то можна із надійністю 95 % стверджувати, що усі коефіцієнти є значущими для даного рівняння регресії.

Таким чином рівняння регресії, що описує залежність коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h , має наступний вигляд:

$$\mu = 5,1 - 1477,5 \cdot a - 0,23 \cdot \nu + 133,9 \cdot h - 22,88 \cdot a \cdot \nu + 3775 \cdot a \cdot h + 0,85 \cdot \nu \cdot h. \quad (3.7)$$

4. Перевірка адекватності отриманого рівняння регресії.

Для перевірки адекватності рівняння регресії необхідно оцінити відхилення теоретичного значення коефіцієнта ефективної в'язкості μ_t , визначеного за формулою (3.7), від експериментального $\bar{\mu}_\xi$ (табл. 3.3).

Оцінка дисперсії адекватності математичної моделі (3.7) проведена за формулою [110]:

$$\sigma_{ad}^2 = \frac{1}{N - d} \sum_{\xi=1}^N (\bar{\mu}_\xi - \mu_t)^2 \approx 0,9, \quad (3.8)$$

де $d = 7$ – число членів апроксимуючого поліному.

Дисперсію відтворюваності експериментальних досліджень (табл. 3.3) визначено по формулі [110]:

$$\sigma_\mu^2 = \sum_{\xi=1}^N \frac{\sigma_\xi^2}{N} \approx 0,49. \quad (3.9)$$

Оскільки $\sigma_{ad}^2 > \sigma_\mu^2$, то перевірку адекватності моделі потрібно виконувати за допомогою критерію Фішера (F-критерію). Використавши значення (3.8) та (3.9) обчислено критерій Фішера [110]:

$$F = \frac{\sigma_{ad}^2}{\sigma_\mu^2} \approx 1,85. \quad (3.10)$$

Критичне значення критерію Фішера $F_{кр}$ при коефіцієнті ризику $\beta_3 = 0,05$, $\nu_1^* = N - d = 1$ та $\nu_2^* = N(n - 1) = 32$ (табл. В.6) [110] рівне $F_{кр} = 4,12$. Оскільки виконується умова $F_{кр} \geq F$, то отримане рівняння регресії (3.7) адекватно відтворює результати експерименту.

Використавши формулу (3.7) у програмному середовищі MathCAD отримано графічні залежності $\mu(h)$ для пшеничного борошна (рис. 3.5, а). Дослідження впливу висоти шару дрібнодисперсного СМ h на коефіцієнт ефективної в'язкості μ пшеничного борошна здійснювалось при амплітуді коливань робочого органу $a = 2 \cdot 10^{-3}$ м. Для графічного представлення впливу частоти коливань ν робочого органу на коефіцієнт ефективної в'язкості μ пшеничного борошна (рис. 3.5, б) досліджувався шар продукту висотою $h = 0,2$ м.

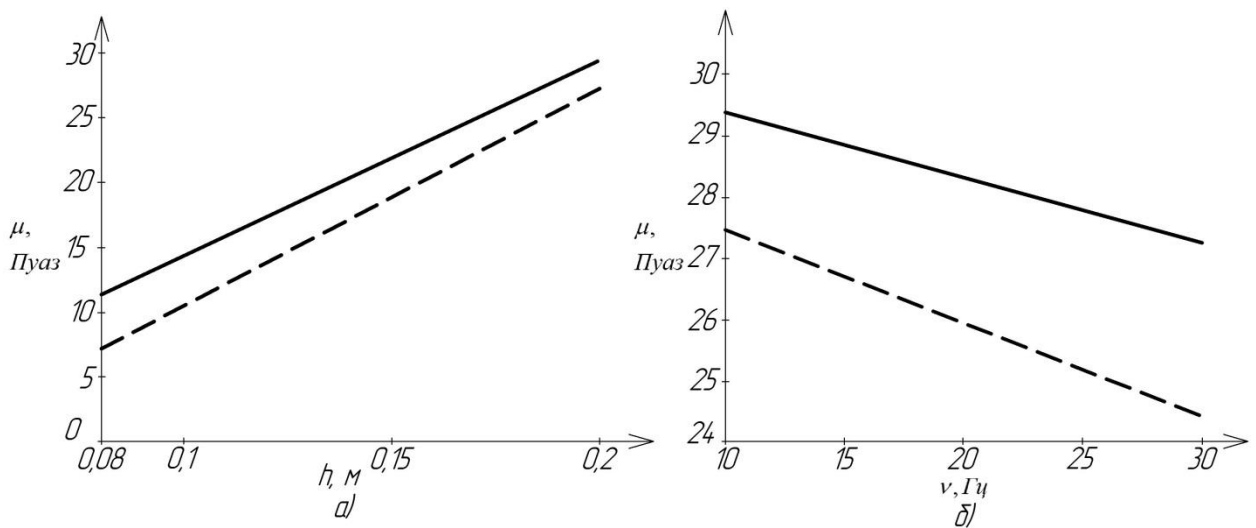


Рис. 3.5. Залежність коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна від: а) висоти шару СМ (— для $\nu = 10$ Гц, - - - для $\nu = 30$ Гц); б) частоти коливань (— для $a = 2 \cdot 10^{-3}$ м, - - - для $a = 4 \cdot 10^{-3}$ м)

Аналіз графічних залежностей (рис. 3.5, а) дозволяє стверджувати, що при зростанні висота шару h СМ істотно зростає в'язкість дрібнодисперсного продукту. На інтенсивність зростання залежності $\mu(h)$ значно впливає частота коливань ν робочого органу дозатора. Чим вона вища, при однаковій висоті шару h СМ, тим менше значення коефіцієнта

ефективної в'язкості μ пшеничного борошна і тим кращі показники текучості продукту. Також на в'язкість дрібнодисперсного СМ впливає амплітуда коливань a вібруючого днища (рис. 3.5, б). Чим вона вища, при однаковій частоті коливань робочого органу дозатора та висоті шару пшеничного борошна, тим менше значення коефіцієнта ефективної в'язкості μ СМ і вища ефективність роботи дозуючого обладнання.

Аналогічно проводилися експериментальні дослідження по визначенню коефіцієнта ефективної в'язкості цементу, результати яких представлені у додатку Г (табл. Г.1, табл. Г.2). Використавши дані експерименту (табл. Г.2) та формулу (3.1), визначено для кожного дослідження значення коефіцієнта ефективної в'язкості μ цементу. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта ефективної в'язкості цементу представлені у вигляді матриці планування та результатів повнофакторного експерименту (табл. 3.4).

Табл.3.4. Матриця планування та результати експерименту при дослідженні коефіцієнта ефективної в'язкості цементу

N П/П	Амплітуда коливань, мм	Частота коливань, Гц	Висота шару СМ, м	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ), Пуаз					μ, Пуаз	σ _{ср} ²	μ _т , Пуаз
				V	VI	VII	VIII	IX			
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
1	2	10	0,08	43,08	40,52	40,88	40,81	42,43	41,544	1,29	42
2	2	10	0,2	102,85	101,83	101,28	102,02	100,29	101,654	0,90	101,25
3	2	30	0,08	35,54	36,81	35,82	37,54	37,95	36,732	1,10	36,08
4	2	30	0,2	98,11	97,33	97,13	100,05	97,53	98,03	1,41	98,29

N П/п												
	Амплітуда коливань, мм	Частота коливань, Гц	Висота шару СМ, м	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_1), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_2), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_3), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_4), Пуаз	Коефіцієнт ефективної в'язкості СМ (μ_5), Пуаз	μ , Пуаз	σ_{μ}	μ_t , Пуаз	
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	
5	4	10	0,08	32,52	30,39	31,83	32,15	30,71	31,52	0,86	31,67	
6	4	10	0,2	88,06	87,03	89,36	88,09	87,56	88,02	0,75	88,36	
7	4	30	0,08	23,39	26,62	24,76	25,88	26,15	25,36	1,68	25,67	
8	4	30	0,2	88,38	83,82	86,68	85,96	87,05	86,378	2,82	85,31	

Як і для борошна, проведено аналіз результатів експериментальних досліджень коефіцієнта ефективної в'язкості μ цементу. Для перевірки відтворюваності експерименту (табл. 3.4) визначено за формулою (3.3) критерій Кохрена, що становить $G=0,29$. Оскільки виконується умова $G_{\max} \geq G$, тому можна вважати, що експеримент по визначенні коефіцієнта ефективної в'язкості μ цементу є відтворюваним.

Використавши результати експериментальних досліджень (табл. 3.4), за допомогою програмного середовища Excel знайдено коефіцієнти рівняння регресії, що описує залежність коефіцієнта ефективної в'язкості μ цементу від амплітуди a , частоти коливань ν робочого органу дозатора та висоти шару матеріалу h (табл. Г.3):

$$b_0 = 15; b_1 = -4282,5; b_2 = -0,39; b_3 = 502,95; b_4 = -2,125; b_5 = -10725; b_6 = 1,23.$$

Перевірено на значущість коефіцієнти рівняння регресії для цементу (3.4) та встановлено із надійністю 95 %, що усі коефіцієнти $t_0, t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6$ є значущими, оскільки для них виконуються умови:

$$t_0 = 81,64 > t_{кр}, t_1 = 23307,79 > t_{кр}, t_2 = 2,1 > t_{кр}, t_3 = 2737,34 > t_{кр},$$

$$t_4 = 11,57 > t_{кр}, t_5 = 58371,5 > t_{кр}, t_6 = 6,68 > t_{кр}, \text{ де } t_{кр} = 2 \text{ (табл. В. 5.) [109].}$$

Таким чином рівняння регресії, що описує залежність коефіцієнта ефективної в'язкості μ цементу від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h має наступний вигляд:

$$\mu = 15 - 4282,5 \cdot a - 0,39 \cdot \nu + 502,95 \cdot h - 2,125 \cdot a \cdot \nu - 10725 \cdot a \cdot h + 1,23 \cdot \nu \cdot h. \quad (3.11)$$

Для перевірки адекватності отриманого рівняння регресії (3.11), використовуючи експериментальні дані (табл. 3.4), обчислено дисперсію адекватності та дисперсію відтворюваності експериментальних досліджень коефіцієнта ефективної в'язкості цементу: $\sigma_{ад}^2 \approx 0,32$, $\sigma_{\mu}^2 \approx 1,35$. Використовуючи формулу (3.10) обчислено критерій Фішера $F \approx 0,24$. Оскільки виконується умова $F_{кр} \geq F$, де $F_{кр} = 4,12$ (табл. Г.6) [110], то отримане рівняння регресії адекватно представляє результати експерименту.

Використавши формулу (3.11) у програмному середовищі MathCAD отримано графічні залежності $\mu(h)$ для цементу (рис. 3.6, а). Дослідження впливу висоти шару цементу h на його коефіцієнт ефективної в'язкості μ здійснювалось при амплітуді коливань робочого органу дозатора $a = 2 \cdot 10^{-3}$ м. Для графічного представлення впливу частоти коливань ν робочого органу дозатора на коефіцієнт ефективної в'язкості μ досліджуваного дрібнодисперсного СМ (рис. 3.6, б) використано шар цементу висотою $h = 0,2$ м.

Як видно із графічних залежностей (рис. 3.6) їх характер аналогічний кривим (рис. 3.5), що побудовані для пшеничного борошна. Із збільшенням висоти шару цементу h (рис. 3.6, б) коефіцієнт ефективної в'язкості продукту μ істотно зростає, однак при зростанні амплітуди a чи частоти ν коливань робочого органу дозатора – навпаки, зменшується. Зниження в'язкості дрібнодисперсних СМ під дією вібрації можна пояснити аеродинамічним фактором, оскільки матеріал під дією вібрації насичується

повітрям, циркуляція якого підтримується рухом віброуючих робочих поверхонь дозатора, внаслідок чого формується менш щільна укладка частинок продукту.

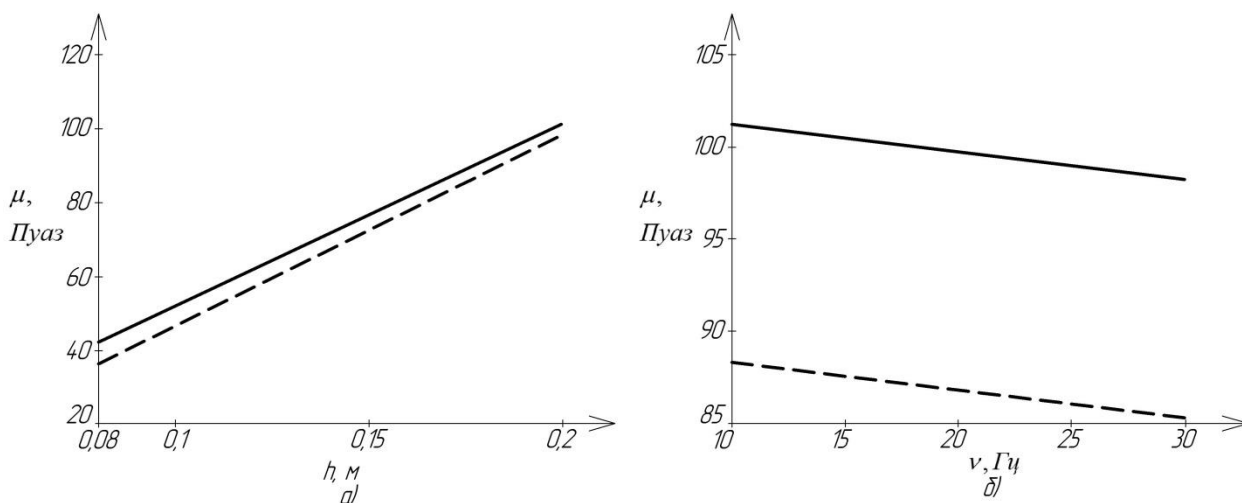


Рис. 3.6. Залежність коефіцієнта ефективної в'язкості цементу від: а) висоти шару СМ (— — для $\nu = 10$ Гц, - - - для $\nu = 30$ Гц); б) частоти коливань (— — для $a = 2 \cdot 10^{-3}$ м, - - - для $a = 4 \cdot 10^{-3}$ м)

Проаналізувавши отримані рівняння регресії для визначення коефіцієнта ефективної в'язкості пшеничного борошна (3.7) та цементу (3.11) та відповідні їм графічні залежності (рис. 3.5), (рис. 3.6) можна стверджувати:

1. При зниженні амплітуди a та частоти коливань ν робочого органу дозатора ефективна в'язкість СМ збільшується. Однак при зростанні цих показників в'язкість продукту зменшується і у певний момент СМ переходить у стан віброкипіння.

2. Із збільшенням висоти шару h дрібнодисперсного СМ значно зростає його коефіцієнт ефективної в'язкості μ через значне ущільнення продукту у області випускного отвору, що спричинене зростанням тиску вище лежачих шарів матеріалу. Тому чим більший шар дрібнодисперсного СМ використовується при дозуванні, тим необхідна вища інтенсивність вібрації робочого органу дозатора для забезпечення його ефективної роботи.

3. Чим більші сили зчеплення у дрібнодисперсному СМ, тим він менш насичений повітрям, і, відповідно, тим істотніший вплив мають режими

роботи дозатора на значення його в'язкості. Збільшення сили зчеплення продукту також позначається на зростанні інтенсивності вібрації, що необхідна для переведення продукту у стан віброкипіння.

4. Із зростанням насипної щільності дрібнодисперсного СМ збільшується вплив висоти шару продукту на його коефіцієнт ефективної в'язкості через збільшення ваги шару матеріалу, що знаходиться вище.

Як уже зазначалось, дослідження впливу режимів коливань a , v робочого органу дозатора та висоти шару h дрібнодисперсного продукту на його коефіцієнт ефективної в'язкості μ є важливим етапом для регулювання стану СМ і, тим самим, забезпечення ефективної роботи об'ємного дозатора.

Однак оцінювання стану дрібнодисперсного СМ, що однозначно визначається через ступінь хаотичності системи Лоренца (2.71), лише за допомогою графіків (рис. 2.15), (рис. 2.16), (рис. 2.17) неефективне, оскільки важко візуально встановити чітку межу між граничним циклом із короткою траєкторією (рис. 2.16) та граничним циклом із довгою траєкторією (рис. 2.17). Однозначно ступінь хаотичності моделі Лоренца можна визначити за допомогою показників Ляпунова. Оскільки модель Лоренца (2.71) є трьохмірною, то було визначено три показники Ляпунова. Визначення показників Ляпунова аналітичним способом є дуже громіздким завданням і не завжди можливо його виконати, тому для їх знаходження використано програмне середовище Derek. Ступінь хаотичності системи за показниками Ляпунова визначається наступним чином: якщо знаки показників Ляпунова представлені у вигляді $(-, -, -)$ або $(0, -, -)$, то СМ перебуває у стані ущільнення; $(0, 0, -)$ – у стані ламінарних циркуляцій; $(+, 0, -)$ – у хаотичному русі (табл. Д.1). Для встановлення знаку показника Ляпунова, його дробові значення округлюються до ближчого цілого. Ефективна робота дозатора характеризується безперервним та рівномірним витіканням СМ, якому за моделлю Лоренца (2.74) відповідають наступні знаки показників Ляпунова $(0, 0, -)$. Використовуючи знаки показників Ляпунова, що отримані у програмному середовищі Derek (табл. Д.1) та той факт, що бувають

випадки коли кінчна лунка дозатора не повністю завантажена $h_k \neq h$, отримано залежність параметру σ^* моделі Лоренца від співвідношення $\frac{h}{R_0}$ (табл. 3.5).

Табл.3.5. Залежність параметру σ^* від співвідношення $\frac{h}{R_0}$

$\frac{h}{R_0}$	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
σ^*	0,53	0,73	1	1,27	1,53	1,87

Аналіз даних (табл. 3.5) дозволяє стверджувати, що із збільшенням товщини шару h СМ зростає значення параметра σ^* . Для встановлення режимів коливань a , ν днища розвантажувальної лунки дозатора, що забезпечуватимуть його ефективну роботу, розроблено програму (додаток Є). Представлена програма (додаток Є), використовуючи значення параметру σ^* (табл. 3.5), при якому відбувається безперервне та рівномірне витікання СМ, отримані рівняння регресії (3.7), (3.11) та формулу для визначення параметру σ (2.74) моделі Лоренца, визначає амплітуду a та частоту ν коливань робочого органу дозатора. При генеруванні програмою кількох альтернативних режимів коливань, обирається той, де частота коливань робочого органу $15 \leq \nu \leq 25$ Гц, оскільки коливання більш високих частот негативно впливатимуть на міцнісні характеристики обладнання. Використовуючи розроблену програму (додаток Є) отримано значення амплітуди a та частоти ν коливань робочого органу дозатора в залежності від співвідношення $\frac{h}{R_0}$ (табл. 3.6) та фізико-механічних властивостей дрібнодисперсного СМ, що дозується.

Для визначення параметра r^* моделі Лоренца (табл. 3.6) використано залежність (2.74) для параметра r з урахуванням $E = 1$. Використовуючи

дані табл. 3.6 у програмному середовищі Excel встановлено залежність параметру r^* від співвідношення $\frac{h}{R_0}$ для пшеничного борошна:

$$r^* = 1,3 - 1,36 \cdot \frac{h}{R_0} + 2,31 \cdot \left(\frac{h}{R_0}\right)^2, \quad (3.12)$$

а для цементу:

$$r^* = -1,03 + 2,03 \cdot \frac{h}{R_0} + 2,34 \cdot \left(\frac{h}{R_0}\right)^2. \quad (3.13)$$

Табл. 3.6. Залежність режимів роботи дозатора від співвідношення $\frac{h}{R_0}$

$\frac{h}{R_0}$	Пшеничне борошно			Цемент		
	Амплітуда коливань, a , м	Частота коливань, ν , Гц	r^*	Амплітуда коливань, a , м	Частота коливань, ν , Гц	r^*
1	0,0015	19,2	2,23	0,0025	18,2	3,33
1,2	0,002	19,4	3,03	0,003	20	4,83
1,4	0,0025	19,6	3,86	0,0035	21,2	6,33
1,6	0,003	20,4	5,02	0,004	22,6	8,22
1,8	0,0035	21,2	6,33	0,0045	23,8	10,26
2	0,004	22	7,79	0,005	24,8	12,38

Із зростанням сил зчеплення у дрібнодисперсному СМ збільшується значення параметру r^* моделі Лоренца, що безпосередньо впливає на зростання інтенсивності вібрації $a\omega^2$ робочого органу дозатора, що необхідна для реалізації високої точності дозування продукту. Залежність параметру r^* від співвідношення $\frac{h}{R_0}$ досліджувалась у діапазоні $1 \leq \frac{h}{R_0} \leq 2$,

оскільки при $\frac{h}{R_0} > 2$ істотно зростає амплітуда a та частота ν коливань днища розвантажувальної лунки дозатора, що призводить до значного динамічного навантаження на його елементи конструкції.

Отже, для забезпечення ефективної роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ важливим етапом є встановлення значення параметра r^* . Для цього необхідне експериментальне визначення впливу режимів роботи дозатора a , ν та висоти шару h дрібнодисперсного СМ на значення коефіцієнта ефективної в'язкості μ даного продукту. Після чого визначаються режими коливань a , ν робочого органу дозатора при конкретному співвідношенні $\frac{h}{R_0}$. Отримане значення параметра r^* дозволяє у подальшому визначити необхідні режими роботи об'ємного дозатора, що забезпечуватимуть його ефективну роботу, у залежності від геометрії конічної розвантажувальної лунки та висоти шару завантаженого СМ.

3.3. Дослідження впливу параметрів вібрації конічного днища на продуктивність об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів

Дослідження продуктивності вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ проводилось на розробленому експериментальному зразку (рис. 3.2). Принципова схема експериментальної установки зображена на рис. 3.7.

Експериментальне дослідження продуктивності витікання пшеничного борошна та цементу здійснювалось наступним чином. У конічну лунку 1 завантажувався дрібнодисперсний СМ. За допомогою кнопки пуск вмикався двигун 3, що приводив у обертання муфту 7. Завдяки коливанням конічного днища 2 відбувалось витікання продукту через щілину, утворену стінкою розвантажувальної лунки дозатора 1 та конічним днищем 2.

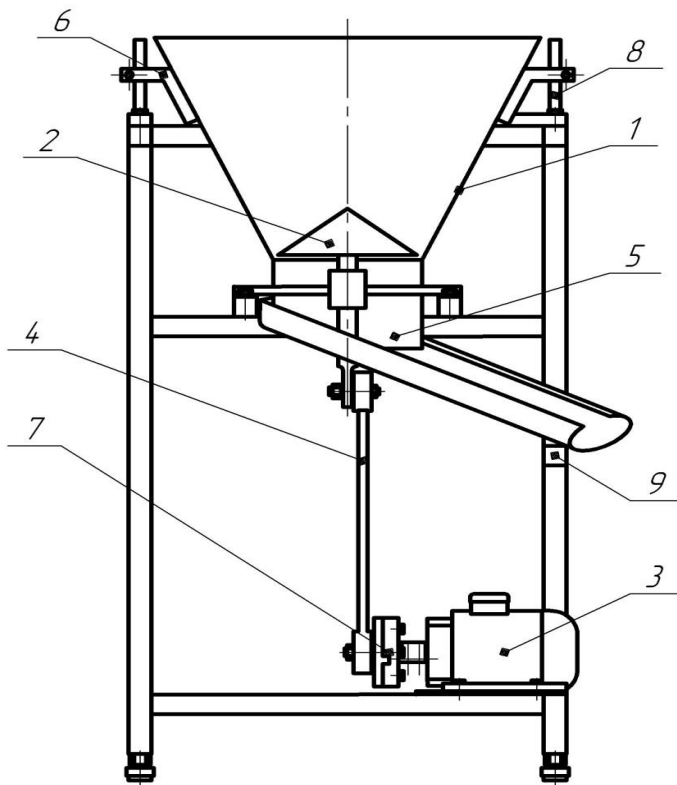


Рис. 3.7. Експериментальний зразок вібраційного об'ємного дозатора для визначення продуктивності

Дрібнодисперсний СМ, пройшовши через випускний отвір розвантажувальної лунки дозатора 1, потрапляв у патрубок 5, звідки витікав до приймальної ємкості. Патрубок 5 фіксувався на рамі 9 планкою. Продуктивність роботи дозатора визначалась шляхом вимірювання часу витікання заданої ваги СМ. Для дослідження продуктивності витікання пшеничного борошна було виміряно час витікання матеріалу, масою $m_o = 3$ кг

(табл. Е.1). Для кращої відтворюваності експерименту досліди виконувались із п'ятикратною повторюваністю $n = 5$. Продуктивність витікання пшеничного борошна (табл. Е. 2) визначалась за залежністю:

$$Q_i = \frac{m_o}{t_i}, \quad (3.15)$$

де t_i – час витікання борошна при проведенні i -того експерименту.

На основі експериментальних даних (табл. Е. 2) встановлено вплив частоти коливань ν конічного днища на продуктивність Q об'ємного дозатора для борошна при різних амплітудах коливань: 1 – $a = 0,0005$ м; 2 – $a = 0,001$ м; 3 – $a = 0,002$ м; 4 – $a = 0,003$ м для розмірів кільцевого випускного отвору $b_o = 0,008$ м (рис. 3.8), $b_o = 0,006$ м (рис. 3.9), $b_o = 0,004$ м (рис. 3.10).

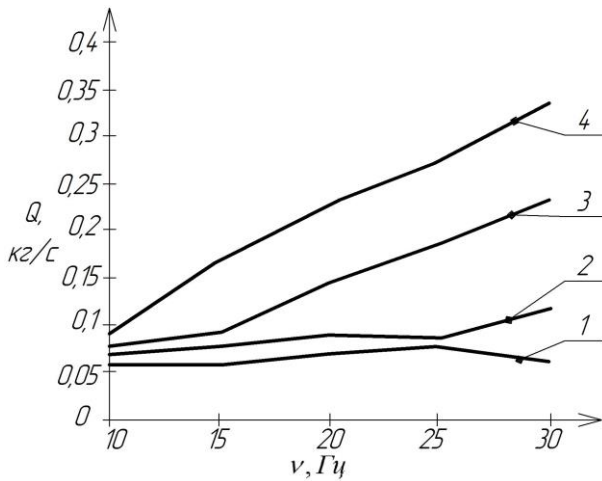


Рис. 3.8. Залежність продуктивності дозатора для борошна від частоти коливань ($b_0 = 0,008$ м)

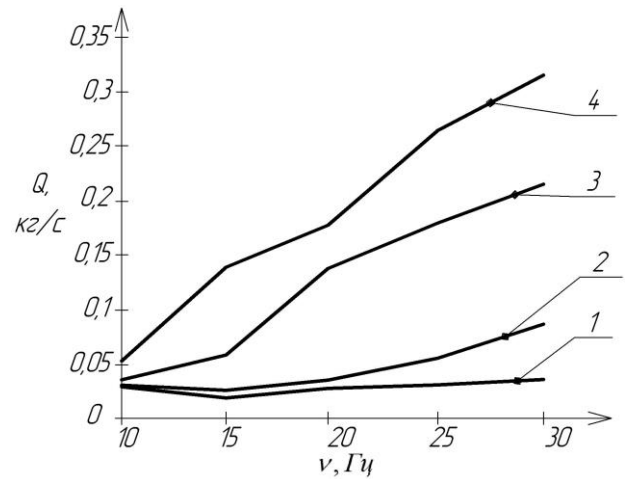


Рис. 3.9. Залежність продуктивності дозатора для борошна від частоти коливань ($b_0 = 0,006$ м)

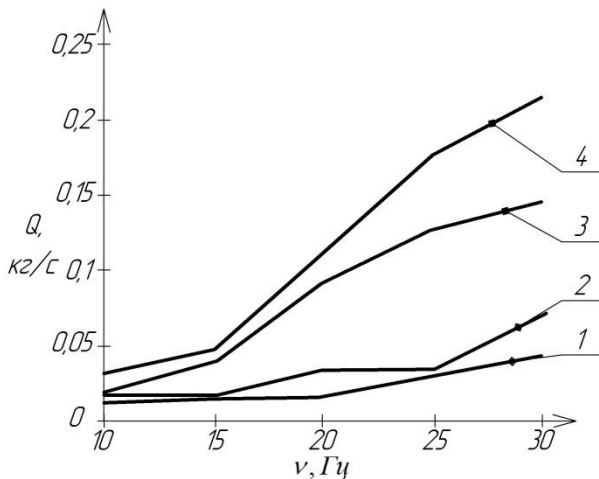


Рис. 3.10. Залежність продуктивності дозатора для борошна від частоти коливань ($b_0 = 0,004$ м)

Аналіз графічних залежностей (рис. 3.8), (рис. 3.9), (рис. 3.10) дозволяє стверджувати, що продуктивність Q дозатора зростає із збільшенням частоти ν та амплітуди a коливань кінцевого днища. Збільшення розміру кільцевого випускного отвору від $b_0 = 0,004$ м до $b_0 = 0,008$ м призводить до зростання продуктивності Q дозатора для

борошна більше ніж на 50%, оскільки збільшується кількість матеріалу, що проходить крізь випускний отвір за однаковий проміжок часу.

Відносна похибка вимірювань продуктивності вібраційного дозатора для дрібнодисперсних СМ визначалась за залежністю [113]:

$$\delta_Q = \frac{\Delta Q}{Q}, \quad (3.16)$$

де ΔQ – абсолютна похибка вимірювань продуктивності визначена за формулою розподілу Стьюдента [113]:

$$\Delta Q = t_{кр} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\Delta Q_i)^2}{n \cdot (n-1)}}, \quad (3.17)$$

де $t_{кр}$ – коефіцієнт Стюдента: при коефіцієнті ризику $\beta_2 = 0,05$ і $n \cdot N = 25$ – $t_{кр} = 2,06$ (табл. В.5).

Експериментальні дані по визначенню продуктивності дозатора для борошна, у яких відносна похибка вимірювання продуктивності у межах $\delta_Q \leq 4\%$, представлені у табл. 3.7.

Табл. 3.7. Експериментальне дослідження продуктивності витікання пшеничного борошна при $\delta_Q \leq 4\%$

Ширина кільцевого випускного отвору, $b_{ор}, м$	Амплітуда коливань, $a, м$	Частота коливань, $\nu, Гц$	Продуктивність витікання, $Q_1, кг/с$	Продуктивність витікання, $Q_2, кг/с$	Продуктивність витікання, $Q_3, кг/с$	Продуктивність витікання, $Q_4, кг/с$	Продуктивність витікання, $Q_5, кг/с$	$Q, кг/с$	Відносна похибка вимірювань продуктивності, δ_Q	Похибка експериментальних досліджень, δ
0,008	0,003	20	0,221	0,238	0,221	0,238	0,238	0,231	0,04	0,11
	0,003	25	0,258	0,282	0,282	0,282	0,282	0,277	0,04	0,13
	0,003	30	0,344	0,310	0,344	0,344	0,344	0,337	0,04	0,14
	0,002	20	0,141	0,148	0,141	0,141	0,148	0,144	0,02	0,15
	0,002	25	0,182	0,182	0,194	0,194	0,182	0,187	0,03	0,15
	0,002	30	0,238	0,238	0,221	0,238	0,221	0,231	0,04	0,11
	0,001	30	0,124	0,119	0,119	0,124	0,119	0,121	0,02	0,07
0,006	0,003	20	0,172	0,182	0,182	0,172	0,182	0,178	0,03	0,06
	0,003	25	0,258	0,258	0,258	0,282	0,258	0,263	0,04	0,10
	0,003	30	0,310	0,310	0,310	0,310	0,344	0,317	0,04	0,09
	0,002	20	0,142	0,135	0,139	0,141	0,143	0,140	0,02	0,08
	0,002	25	0,180	0,175	0,180	0,185	0,180	0,180	0,02	0,13
	0,002	30	0,221	0,221	0,207	0,207	0,221	0,215	0,03	0,13

Ширина кільцевого випускного отвору, $b_{\text{от}}, \text{ м}$	Амплітуда коливань, $a, \text{ м}$	Частота коливань, $\nu, \text{ Гц}$	Продуктивність витікання, $Q_1, \text{ кг/с}$	Продуктивність витікання, $Q_2, \text{ кг/с}$	Продуктивність витікання, $Q_3, \text{ кг/с}$	Продуктивність витікання, $Q_4, \text{ кг/с}$	Продуктивність витікання, $Q_5, \text{ кг/с}$	Q_{I} , кг/с	Відносна похибка вимірювань продуктивності, δ_Q	Похибка експериментальних досліджень, δ
	0,001	30	0,091	0,084	0,084	0,082	0,086	0,085	0,04	0,07
0,004	0,003	20	0,115	0,111	0,119	0,111	0,115	0,114	0,03	0,12
	0,003	25	0,182	0,172	0,182	0,172	0,182	0,178	0,03	0,11
	0,003	30	0,221	0,207	0,207	0,221	0,221	0,215	0,03	0,13
	0,002	20	0,089	0,094	0,091	0,089	0,091	0,091	0,02	0,14
	0,002	25	0,124	0,129	0,119	0,129	0,124	0,125	0,03	0,14
	0,002	30	0,148	0,141	0,148	0,155	0,141	0,147	0,04	0,13
	0,001	30	0,067	0,070	0,067	0,069	0,067	0,068	0,02	0,13

Аналіз табличних даних продуктивності витікання борошна (табл. 3.7) вказує, що при амплітуді $a \geq 0,002$ м та частоті коливань $\nu \geq 20$ Гц відхилення продуктивності від її середнього значення для кожного дослідження становить $\delta_Q \leq 4\%$. Однак при $a\omega^2 < 31$ м/с² відхилення продуктивності (табл. Е. 2) коливається в межах $8 \leq \delta_Q \leq 42\%$, що вказує на випадковий та непрогнозований характер руху дрібнодисперсного СМ при низькій інтенсивності вібрації.

Використання даних по відносній похибці вимірювання продуктивності (табл. 3.7) як критерію точності дозатора є недоцільним, оскільки для отримання достовірних результатів стосовно точності дозатора число паралельних дослідів повинне бути не меншим 20 [2]. Тому наступним етапом проведення експериментальних досліджень було дослідження впливу режимів коливань кінцевого днища дозатора на його точність, що значною мірою залежить від фізико-механічних властивості дозуючого матеріалу. Для цього розглянуто три режими роботи дозатора для борошна: $a\omega^2 < 31$ м/с²;

$a\omega^2 \approx 31 \text{ м/с}^2$; $a\omega^2 \gg 31 \text{ м/с}^2$. З цією метою було поставлено серію дослідів для визначення впливу режимів роботи дозатора на вагу пшеничного борошна, що витікає із розвантажувальної лунки з розміром кільцевого випускного отвору $b_o = 0,008 \text{ м}$ за час $t = 20 \text{ с}$. Контроль точності дозування реалізовувався на вагах. Для оцінки точності дозатора досліди виконувались із двадцятикратною повторюваністю $n = 20$. Експериментальне дослідження точності дозатора проводилось при інтенсивності вібрації $a\omega^2 = 17,7 \text{ м/с}^2$ ($a = 0,002 \text{ м}$, $\nu = 15 \text{ Гц}$); $a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$ ($a = 0,002 \text{ м}$, $\nu = 20 \text{ Гц}$); $a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$ ($a = 0,002 \text{ м}$, $\nu = 30 \text{ Гц}$) (табл. 3.8).

У якості критерію точності дозатора на практиці найчастіше використовують такий показник, як середньо квадратичне відхилення маси проби від її заданого значення. Величина середньо квадратичного відхилення по даних експерименту визначена за формулою [2]:

$$S = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (M_i - \bar{M})^2}{n-1}}, \quad (3.18)$$

де M_i – маса i -тої проби; \bar{M} – середня маси проби СМ за час її відбору; n – число відібраних проб.

Для оцінки точності дозування використано коефіцієнт варіації точності дозування [2]:

$$\delta_m = \frac{S}{\bar{M}} \cdot 100\%. \quad (3.19)$$

Величина середньо квадратичного відхилення S , середнього значення маси проби СМ \bar{M} та коефіцієнту варіації точності дозування δ_m для кожної серії експериментів занесена у табл. 3.8.

Для візуальної оцінки точності дозатора для пшеничного борошна на рис. 3.11 представлено на основі отриманих експериментальних даних (табл.

3.8) відхилення відібраних проб M_i СМ від середнього значення \bar{M} при кожному режимі роботи дозатора.

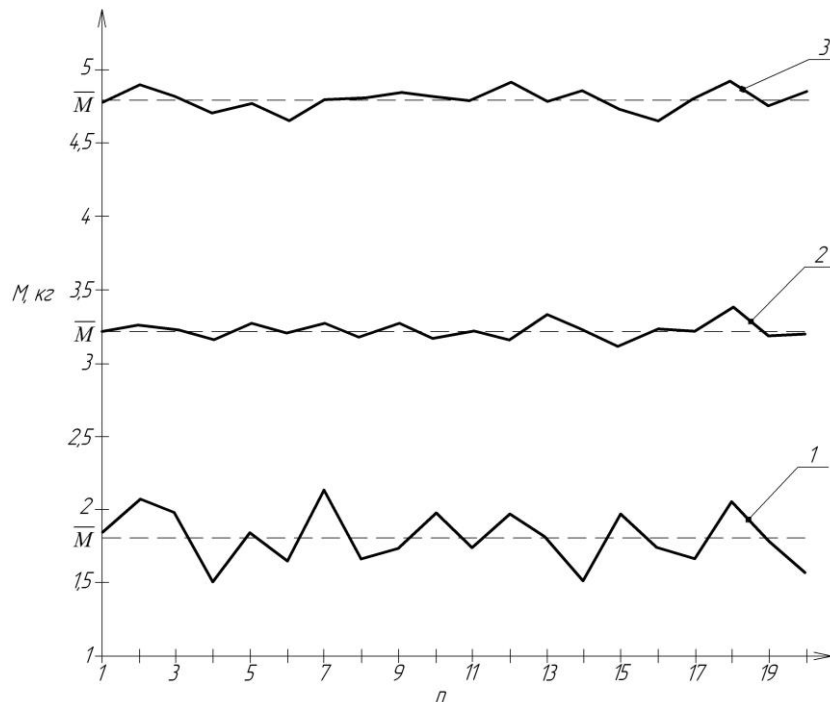


Рис. 3.11. Показники точності дозатора для пшеничного борошна: 1 – при $a\omega^2 = 17,7 \text{ м/с}^2$; 2 – $a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$; 3 – $a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$

Аналіз графічних залежностей (рис. 3.11) дозволяє стверджувати, що при інтенсивності вібрації $a\omega^2 = 17,7 \text{ м/с}^2$ (крива 1) коефіцієнт варіації точності дозування становить $\delta_m = 10\%$, що вказує на непрогнозовану поведінку СМ і, тим самим, низьку ефективність роботи дозатора. Однак при $a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$ (крива 2) та $a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$ (крива 3) вібраційний об'ємний дозатор із конічною розвантажувальною лункою (рис. 3.3) забезпечує високу точність дозування пшеничного борошна $\delta_m \leq 2\%$.

Табл. 3.8. Експериментальне дослідження точності дозатора для борошна при різних режимах коливань днища

Режим роботи дозатора	M_1 ,	M_2 ,	M_3 ,	M_4 ,	M_5 ,	M_6 ,	M_7 ,	M_8 ,	M_9 ,	M_{10} ,	M_{11} ,	M_{12} ,	M_{13} ,	M_{14} ,	M_{15} ,	M_{16} ,	M_{17} ,	M_{18} ,	M_{19} ,	M_{20} ,
	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг
$a\omega^2 = 17,7 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 1,81 \text{ кг}; S = 0,18; \delta_m = 10\%$																			
	1,85	2,06	1,98	1,52	1,83	1,66	2,13	1,67	1,74	1,97	1,75	1,97	1,8	1,52	1,96	1,74	1,67	2,05	1,78	1,57
$a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 3,22 \text{ кг}; S = 0,058; \delta_m = 1,8\%$																			
	3,22	3,25	3,23	3,17	3,26	3,21	3,26	3,18	3,26	3,17	3,21	3,16	3,33	3,22	3,11	3,23	3,21	3,37	3,19	3,2
$a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 4,8 \text{ кг}; S = 0,072; \delta_m = 1,5\%$																			
	4,78	4,89	4,82	4,71	4,77	4,67	4,79	4,81	4,84	4,82	4,8	4,91	4,79	4,86	4,73	4,66	4,82	4,93	4,76	4,85

Відносна похибка δ експериментальних значень продуктивності \bar{Q} від теоретичних Q_t для дослідів, що реалізувались при інтенсивності вібрації $a\omega^2 > 31 \text{ м/с}^2$ (табл. 3.7), визначена за залежністю:

$$\delta = \frac{\bar{Q} - Q_t}{Q_t}, \quad (3.20)$$

де Q_t – теоретичне значення продуктивності дозатора для борошна, що визначена за залежністю (2.81).

Аналізуючи дані експериментальних досліджень продуктивності \bar{Q} витікання пшеничного борошна (табл. 3.7) та використовуючи формулу (3.20), визначено відносну похибку δ експериментальних значень продуктивності \bar{Q} від теоретичних Q_t . Встановлено, що експериментальні дослідження (табл. 3.7) виконані із похибкою $\delta \leq 15\%$, що є в межах допустимого.

Аналогічно проведено експериментальні дослідження впливу режимів роботи дозатора на продуктивність витікання цементу. Для дослідження продуктивності витікання цементу було виміряно час витікання матеріалу, масою $m_y = 8 \text{ кг}$ (табл. Е.3). Продуктивність витікання цементу (табл. Е. 3) також визначалась за залежністю (3.15). На основі експериментальних даних (табл. Е. 4) встановлено вплив частоти коливань ν кінцевого днища на продуктивність Q об'ємного дозатора для цементу при різних амплітудах коливань: 1 – $a = 0,0005 \text{ м}$; 2 – $a = 0,001 \text{ м}$; 3 – $a = 0,002 \text{ м}$; 4 – $a = 0,003 \text{ м}$ для розмірів кільцевого випускного отвору $b_o = 0,008 \text{ м}$ (рис. 3.12), $b_o = 0,006 \text{ м}$ (рис. 3.13), $b_o = 0,004 \text{ м}$ (рис. 3.14).

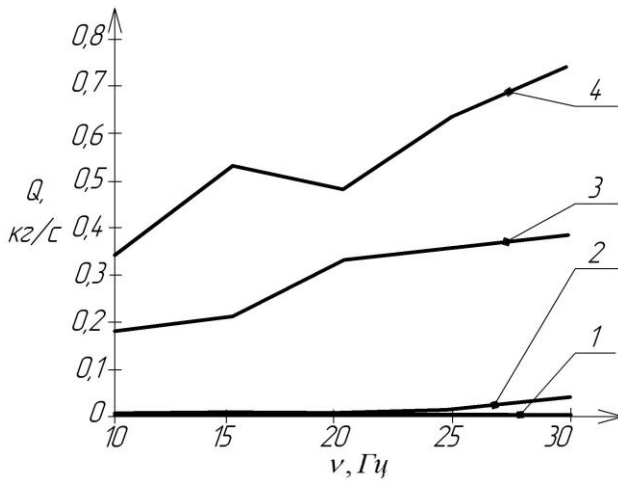


Рис. 3.12. Залежність продуктивності дозатора для цементу від частоти коливань ($b_o = 0,008$ м)

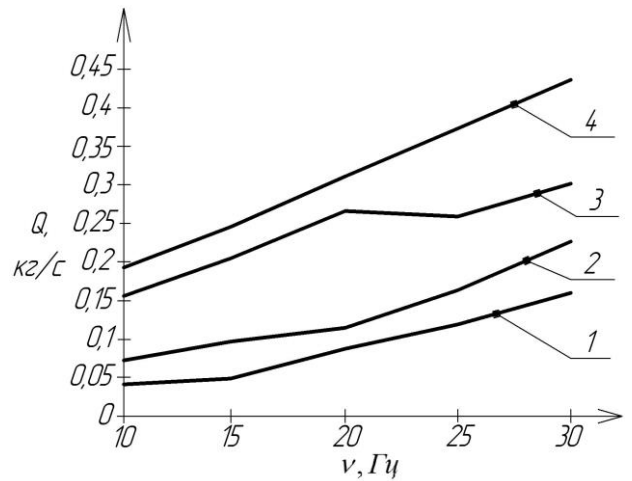


Рис. 3.13. Залежність продуктивності дозатора для цементу від частоти коливань ($b_o = 0,006$ м)

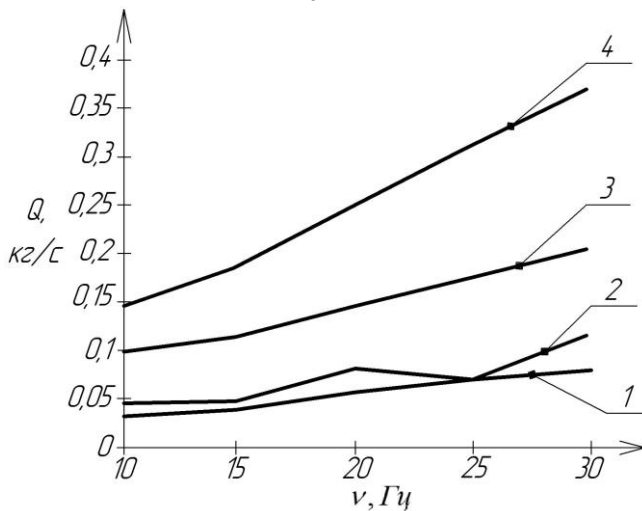


Рис. 3.14. Залежність продуктивності дозатора для цементу від частоти коливань ($b_o = 0,004$ м)

На основі графіків (рис. 3.11), (рис. 3.12), (рис. 3.13) встановлено, що продуктивність Q дозатора зростає із збільшенням частоти ν та амплітуди a коливань робочого органу. Також продуктивність Q дозатора для цементу значною мірою залежить від розміру b_o : чим більший розмір b_o , тим вища його продуктивність.

При дослідженні продуктивності \bar{Q} дозатора для цементу встановлено, що відносна похибка вимірювань продуктивності витікання матеріалу із конічної лунки (рис. 3.3) знаходиться в межах $\delta_Q \leq 4\%$ при інтенсивності вібрації $a\omega^2 > 47$ м/с², тобто при амплітуді $a = 0,002$ м та частотах $\nu \geq 25$ Гц, а також при амплітуді $a = 0,003$ м та частотах $\nu \geq 20$ Гц.

Експериментальні дані по визначенню продуктивності дозатора для цементу, у яких відносна похибка вимірювання продуктивності у межах $\delta_Q \leq 4\%$, представлені у табл. 3.9.

Табл. 3.9. Експериментальне дослідження продуктивності витікання цементу при $\delta_Q \leq 4\%$

Ширина кільцевого випускного отвору, $b_{от}$, м	Амплітуда коливань, a , м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q_1 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_2 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_3 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_4 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_5 , кг/с	Q , кг/с	Похибка дозування, δ_Q	Похибка експериментальних досліджень, δ
0,008	0,003	20	0,471	0,500	0,471	0,500	0,471	0,482	0,03	0,06
	0,003	25	0,667	0,615	0,615	0,667	0,615	0,636	0,04	0,12
	0,003	30	0,800	0,727	0,727	0,727	0,727	0,742	0,04	0,09
	0,002	25	0,348	0,364	0,333	0,364	0,348	0,351	0,03	0,07
	0,002	30	0,381	0,400	0,400	0,381	0,364	0,385	0,04	0,15
0,006	0,003	20	0,320	0,296	0,320	0,308	0,308	0,310	0,03	0,09
	0,003	25	0,381	0,364	0,381	0,381	0,364	0,374	0,02	0,12
	0,003	30	0,421	0,444	0,444	0,421	0,444	0,435	0,03	0,15
	0,002	25	0,267	0,250	0,250	0,258	0,267	0,258	0,03	0,09
	0,002	30	0,308	0,296	0,286	0,308	0,308	0,301	0,03	0,12
0,004	0,003	20	0,242	0,250	0,235	0,258	0,258	0,249	0,04	0,10
	0,003	25	0,320	0,296	0,308	0,320	0,308	0,310	0,03	0,09
	0,003	30	0,364	0,364	0,381	0,381	0,364	0,371	0,02	0,09
	0,002	25	0,167	0,186	0,174	0,178	0,170	0,175	0,04	0,07
	0,002	30	0,195	0,205	0,205	0,211	0,200	0,203	0,03	0,10

Також було поставлено серію експериментів по визначенню точності дозатора для цементу з аналогічними, як і для пшеничного борошна, вхідними факторами: $n = 20$, $t = 20$ с, $b_{от} = 0,008$ м. Експериментальне дослідження точності дозатора для цементу проведено при інтенсивності вібрації $a\omega^2 = 31,6$ м/с² ($a = 0,002$ м, $\nu = 20$ Гц); $a\omega^2 = 49,3$ м/с² ($a = 0,002$ м, $\nu = 25$ Гц); $a\omega^2 = 71$ м/с² ($a = 0,002$ м, $\nu = 30$ Гц) (табл. 3.10).

Табл. 3.10. Експериментальне дослідження точності дозатора для цементу при різних режимах роботи

Режим роботи дозатора	M_1 ,	M_2 ,	M_3 ,	M_4 ,	M_5 ,	M_6 ,	M_7 ,	M_8 ,	M_9 ,	M_{10} ,	M_{11} ,	M_{12} ,	M_{13} ,	M_{14} ,	M_{15} ,	M_{16} ,	M_{17} ,	M_{18} ,	M_{19} ,	M_{20} ,
	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг
$a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 6,28 \text{ кг}; S = 0,53; \delta_M = 8,4\%$																			
	5,46	6,55	6,24	5,47	6,31	6,88	6,32	6,89	6,58	5,42	6,08	6,53	5,42	5,97	6,64	6,79	6,77	6,52	5,79	6,97
$a\omega^2 = 49,3 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 7 \text{ кг}; S = 0,086; \delta_M = 1,2\%$																			
	7,02	6,92	7,11	7,05	6,86	7,08	6,92	6,87	7,01	7,13	6,92	7,14	7,03	6,93	6,94	7,02	7,08	7	7,06	7,1
$a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$	$\bar{M} = 7,8 \text{ кг}; S = 0,072; \delta_M = 0,9\%$																			
	7,88	7,75	7,7	7,79	7,83	7,68	7,87	7,82	7,71	7,89	7,66	7,84	7,86	7,83	7,75	7,72	7,81	7,83	7,86	7,85

На основі експериментальних даних (табл. 3.10) побудовано графічні залежності (рис. 3.15), що вказують на відхилення відібраних проб M_i цементу від середнього значення \bar{M} при кожному режимі роботи дозатора.

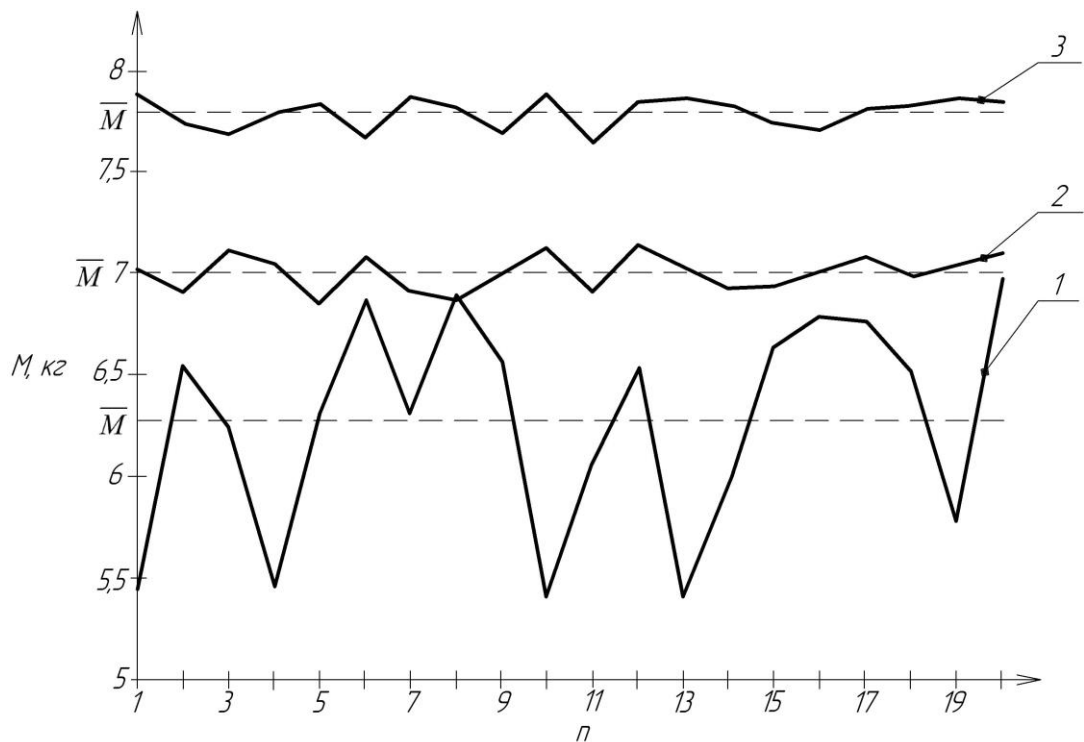


Рис. 3.15. Показники точності дозатора для цементу: 1 – при $a\omega^2 = 31,6 \text{ м/с}^2$;
 2 – $a\omega^2 = 49,3 \text{ м/с}^2$; 3 – $a\omega^2 = 71 \text{ м/с}^2$

Аналіз графічних залежностей показав, що при інтенсивності вібрації $a\omega^2 \geq 47 \text{ м/с}^2$ (рис. 3.11, крива 2, 3) дозатор працює з високою точністю, що характеризується $\delta_m \leq 2\%$. Інтенсивність коливань кінцевого днища $a\omega^2 < 47 \text{ м/с}^2$ призводить до значного відхилення маси відібраних проб від середнього значення. Коефіцієнт варіації точності дозування при даній інтенсивності вібрації становить $\delta_m = 8,4\%$ (рис. 3.11, крива 1), що вказує на низьку ефективність роботи дозатора. Теоретичні та експериментальні значення продуктивності дозатора для цементу при $a\omega^2 \geq 47 \text{ м/с}^2$ (табл. 3.9) також відрізняються на $\delta \leq 15\%$.

Отже, на основі даних експериментальних досліджень можна зробити висновки:

1. Визначальним фактором, що впливає на точність дозатора, є інтенсивність вібрації $a\omega^2$ робочого органу, яка залежить від властивостей дозуючого матеріалу та геометрії розвантажувальної лунки. Чим більші сили зчеплення у дрібнодисперсному СМ, тим необхідне вище значення амплітуди a та частоти ν коливань кінцевого днища для досягнення продуктом стану віброзрідження, що забезпечує ефективну роботу дозатора.

2. Застосування низьких частот ν та амплітуд a при дозуванні дрібнодисперсного СМ призводить до непрогнозованого витікання продукту і, тим самим, низької точності об'ємного дозатора.

3. Продуктивність Q вібраційного об'ємного дозатора лінійно залежить від частоти ν та амплітуди a коливань робочого органу лише при досягненні продуктом стану ламінарних циркуляції.

4. Зростання насипної щільності ρ_0 дрібнодисперсного СМ та розміру b_0 кільцевого випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора значно впливає на зростання його продуктивності Q .

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ОБ'ЄМНИХ ДОЗАТОРІВ ДЛЯ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

4.1. Будова та принцип роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів

На основі проведених досліджень запропонована принципова схема вібраційного об'ємного дозатора (рис. 4.1) для СМ [114], що дає можливість дозувати дрібнодисперсний продукт, який схильний до злежування і утворення грудок. Для полегшення умов експлуатації у дозаторі реалізовано автоматичну подачу матеріалу із завантажувального бункера у чашу дозатора за рахунок перемикання контактів, що розміщені на регуляторі рівня матеріалу у чаші дозатора. Положення контактів керує роботою вібробудника, який здійснює подачу матеріалу із завантажувального бункера, конструкція та режими роботи якого підібрані на основі розробленої математичної моделі.

Дозатор для дрібнодисперсних СМ (рис. 4.1) складається із завантажувального бункера 1, що з'єднаний через перехідну лунку 21 із чашею дозатора 2, яка виконана у вигляді циліндричної ємкості. Перехідна лунка 21 з'єднана з кришкою чаші дозатора 4 за допомогою гофрованого рукава 22. До стінок лунки 21, через гумові амортизатори, прикріплений вібробудник 19, що надає коливання конічному днищу 18 завантажувального бункера 1. До кришки 4 чаші дозатора 2 кріпиться конусне сито 16 для просівання грудок. Грудки матеріалу через вікно 17 потрапляють у камеру 31 і видаляються із дозатора через патрубок 26. В чаші дозатора 2 жорстко змонтоване конічне днище 3, на яке потрапляє СМ при завантаженні дозатора. Дозувальна камера 14 з транспортними доріжками 12 з'єднується з основною масою СМ за допомогою завантажувального вікна 15. Кожна транспортна доріжка 12 має розвантажувальні отвори, які, як і випускний отвір 13 днища 3, розташовані над мірником 7. До основного днища чаші дозатора під мірником 7 встановлений розвантажувальний

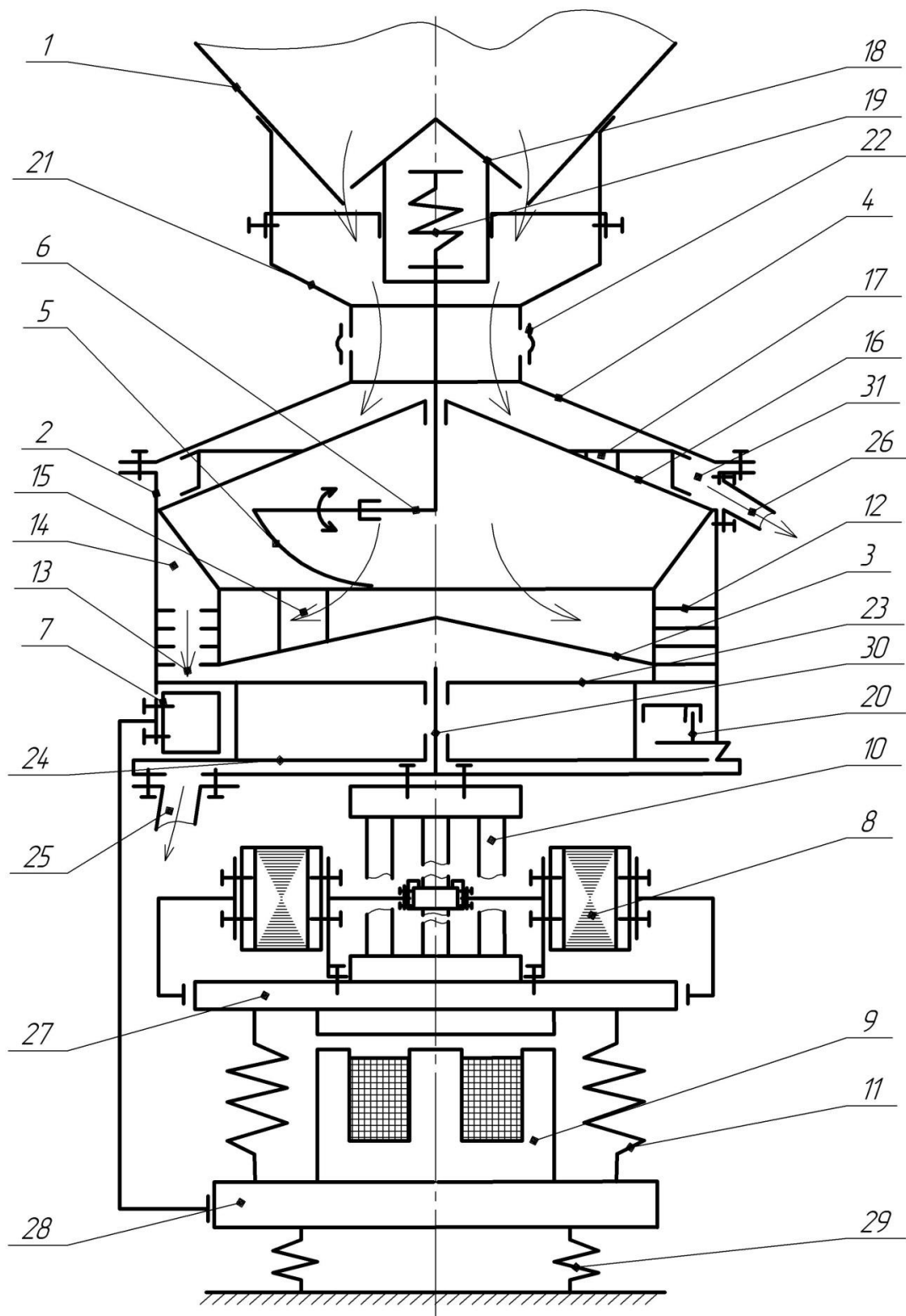


Рис. 4.1. Принципова схема вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ

патрубок 25. Механізм регулювання рівня сипкого матеріалу у чаші дозатора 2 складається із прапорця 5 і шарнірного механізму 6, що з'єднаний із

вібробудником 19. Прапорець 5 повертається в залежності від підніманні чи опускання рівня дрібнодисперсного СМ у чаші дозатора 2.

Відсікаючі диски 23 і 24 з отворами, які розміщені на обох дисках в шаховому порядку, встановлені на валу 30 і приводяться у рух з допомогою фрикційного механізму 20 (рис. 4.2).

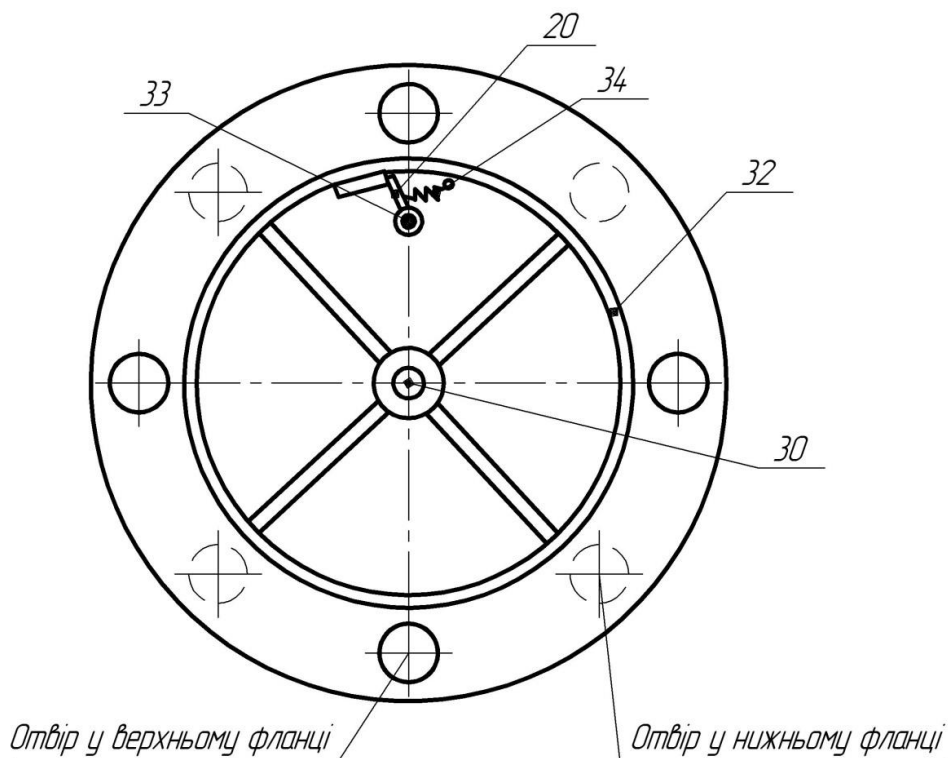


Рис. 4.2. Схема фрикційного механізму

Фрикційний механізм 20 (рис. 4.2) змонтований на осі 33 з можливістю вільного прокручування та підтискається пружиною 34 до обойми 32, на якій змонтовані відсікаючі диски. Передача руху від фрикційного механізму до блоку відсікаючих дисків здійснюється через циліндричну прогумовану поверхню обойми. Між дисками 23 і 24 встановлений корпус дозувального мірника 7, який за допомогою кронштейна з'єднаний з другою реактивною масою дозатора 28, на якій встановлено електромагніт вертикальних коливань 9 (рис. 4.1).

Чаша дозатора 2 з'єднана через комбіновану пружну систему 10 з проміжною реактивною масою 27, на якій встановлені електромагніти кругових коливань 8 та якір електромагніту вертикальних коливань 9 з

плоскою пружною системою 11 для реалізації вертикальних коливань. Для забезпечення віброізоляції дозатор встановлено на амортизатори 29.

Дозатор працює наступним чином [115]. При ввімкненому вібробуднику 19 дрібнодисперсний СМ через випускний отвір у завантажувальному бункері 1, що утворений стінкою його конічної лунки і днищем 18 потрапляє до чаші дозатора 2 на сито 16. На ситі 16 відбувається просіювання матеріалу і ущільненні грудки продукту, що не пройшли крізь сито, під дією процесу вібротранспортування потраплять через вікно 17 у камеру 31 звідти транспортуються до випускного патрубку 26 для подальшого видалення із дозатора. Просіяний матеріал, потрапляючи на поверхню конічного днища 3 чаші дозатора 2, переміщається під дією вібрації по поверхні конуса 3 і через вікно 15 потрапляє на транспортні доріжки 12. Прапорець 5 вільним кінцем дотикається до поверхні матеріалу у чаші дозатора 2. При зростанні рівня продукту в чаші дозатора прапорець піднімається і у верхньому крайньому положенні розмикає контакт, що відповідає за включення вібробудника 19. При виключенні вібратора 19 днища 18 лунки завантажувального бункера 1 матеріал над вихідним отвором зависає, що призводить до припинення його подачі у чашу дозатора 2. При споживанні матеріалу дозатором рівень останнього в чаші 2 знижується. Це призводить до опускання прапорця 5 до нижнього рівня, при якому включається вібробудник 19, приводячи у коливний рух конічне днище 18 і відновлюючи подачу матеріалу із завантажувального бункера 1 в чашу дозатора 2. Матеріал із чаші дозатора 2 крізь завантажувальний отвір 15 потрапляє на транспортні доріжки 12 дозувальної камери, де під дією процесу вібротранспортування переміщується на позицію завантаження мірника 7, який за допомогою кронштейна з'єднаний другою реактивною масою 27, що реалізує вертикальні коливання. Це дозволяє забезпечити повне випорожнення мірника та підвищує точність дозування. Формування дози в мірнику відбувається за допомогою двох відсікаючих дисків 23 та 24 між якими розташований мірник 7. Диски 23, 24 встановлені на вертикальній

осі 30 і здійснюють обертовий рух за допомогою фрикційного механізму 20, який перетворює кутові коливання чаші дозатора у плавний обертовий рух дисків. При співпадінні мірника 7 із отвором у верхньому диску 23 відбувається його наповнення, а при співпадінні із отвором у нижньому диску 24 – випорожнення. Завдяки розвантажувальному патрубку 25 сформована доза сипкого матеріалу направляється в майбутню упаковку або в окрему ємкість.

4.2. Вибір оптимальних режимів вібраційного транспортування дрібнодисперсного СМ в чаші дозатора

Завдяки мінімальній кількості пар тертя та передавальних механізмів, простоті та надійності конструкцій робочих органів процес вібраційного переміщення набув широкого застосування при дозуванні дрібнодисперсних СМ. Використання явища резонансу в вібраційних транспортерах дає можливість створювати економічні конструкції, оскільки при роботі в білярезонансних режимах потрібні мінімальні вимушуючі зусилля для отримання необхідних робочих амплітуд, а це дозволяє зменшити розміри віброзбудника та збільшити його ККД [116].

Якщо при вібраційному транспортуванні СМ з хорошою сипучістю не виникає жодних проблем, то при переміщенні дрібнодисперсних СМ не завжди можна отримати належну швидкість руху продукту, а, відповідно, і продуктивність процесу дозування. Однак шляхом встановлення оптимальних режимів коливань робочої поверхні дозатора можливо підвищити ефективність процесу вібраційного транспортування дрібнодисперсних СМ. Для реалізації цього завдання важливим є встановлення залежності швидкості транспортування продукту від режимів коливань робочої поверхні: форми траєкторії коливань, частоти ν , амплітуди a , кута зсуву фаз між складовими амплітуди коливань ε , кута вібрації γ та кута нахилу робочої поверхні β . Також важливе значення має визначення впливу фізико-механічних властивостей дрібнодисперсних СМ, товщини

шару δ та умов експлуатації на перераховані параметри процесу вібраційного транспортування продукту.

Для встановлення оптимальних режимів вібротранспортування дрібнодисперсних СМ розглянуто напрямлені та еліптичні коливання робочих поверхонь, оскільки вони найчастіше використовуються в конструкціях вібраційних дозаторів [118]. Спочатку розглянуто вібротранспортування СМ під дією напрямлених коливань робочого органу.

Зроблено припущення, що робочий орган вібраційного транспортера здійснює прямолінійні гармонійні коливання, направлені під кутом γ до його поздовжньої осі, з амплітудою a та частотою ν за законом:

$$\eta = a \cdot \sin(\omega t) \quad (4.1)$$

де ω – кругова частота коливань робочого органу дозатора.

Вібруюча поверхня здійснює напрямлені коливання, які можна розкласти на дві складові: поздовжню та поперечну. Функції цих переміщень у процесі вібротранспортування СМ різні: поздовжня складова забезпечує необхідну швидкість переміщення продукту, нормальна – режим транспортування. Процес переміщення матеріалу є результатом сумарної дії на нього сили інерції та сил тертя.

Важливими показниками вібраційного транспортування дрібнодисперсного СМ є коефіцієнт швидкості K_u та параметр режиму вібротранспортування ζ . Коефіцієнт швидкості визначено за залежністю [116]:

$$K_u = \frac{V_\delta}{V_{e.m}}, \quad (4.2)$$

де V_δ – дійсна швидкість (встановлена експериментально); $V_{e.m} = 2\pi \cdot \nu \cdot a_\gamma$ – теоретична швидкість вібротранспортування; a_γ – горизонтальна складова амплітуди коливань.

Параметр перевантаження обчислено за формулою [116]:

$$\zeta = \frac{a_n \cdot \omega^2}{g} = \frac{a_n \cdot (2\pi \cdot \nu)^2}{g}, \quad (4.3)$$

де a_n – нормальна складова амплітуди коливань.

Експериментально встановлено залежність швидкості вібраційного транспортування дрібнодисперсного СМ від товщини шару продукту, що переміщається [117]. В якості дрібнодисперсного продукту було обране пшеничне борошно вологістю 10 %. Експеримент проводився для моношарів різних товщин: 1 – $\delta = 0,002$ м; 2 – $\delta = 0,005$ м; 3 – $\delta = 0,007$ м; 4 – $\delta = 0,01$ м; 5 – $\delta = 0,015$ м; 6 – $\delta = 0,02$ м; 7 – $\delta = 0,03$ м; 8 – $\delta = 0,04$ м; 9 – $\delta = 0,05$ м. Результатом дослідження стали графічні залежності коефіцієнту швидкості від параметру перевантаження $K_u(\zeta)$ (рис. 4.3).

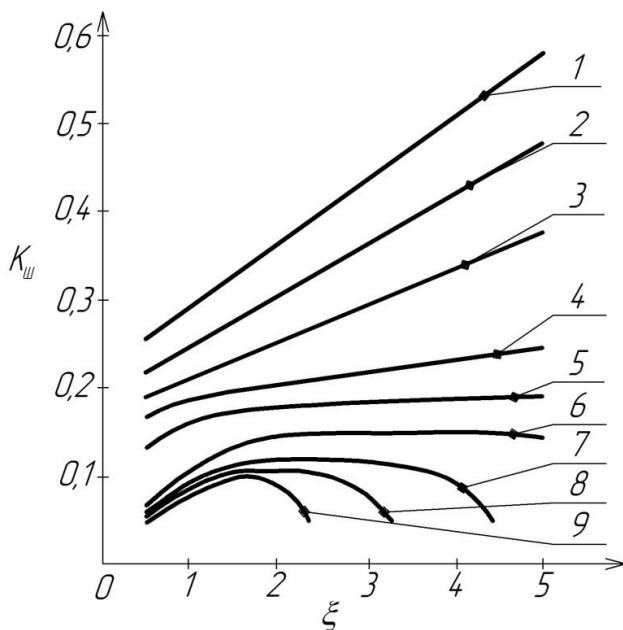


Рис. 4.3. Залежність коефіцієнта швидкості від режиму вібро-транспортування при прямолінійних коливаннях

Аналіз експериментальних даних дозволяє стверджувати, що збільшення товщини шару СМ δ призводить до зменшення швидкості вібраційного транспортування K_u . Аналізуючи графічні залежності $K_u = f(\xi)$ (рис. 4.3) досліджено, що швидкість вібротранспортування V_o для будь-якого шару транспортуючого матеріалу зростає у безвідривному режимі вібротранспортування $\xi \leq 1$.

Однак у відривному режимі вібротранспортування $\xi > 1$ характер зміни кривої коефіцієнта швидкості K_u визначається товщиною шару продукту δ . При переході на інтенсивні режими роботи установки, зростання швидкості продовжувалось лише для шарів товщиною $0,002 \leq \delta \leq 0,02$ м, а для шарів

$\delta > 0,02$ м спостерігалось зниження швидкості і при певних значеннях ξ процес вібротранспортування набував нестійкого характеру, а згодом повністю припинявся, що обумовлено різними причинами, пов'язаними з порушення умов передачі енергії від віброуючої поверхні до середовища, яке переміщувалось по ній.

Таким чином борошно товщиною $\delta < 0,02$ м ефективно транспортувати у відривних режимах, а при $0,02 < \delta < 0,05$ м – у безвідривних [117].

Однак, як показує практика, з точки зору підвищення ефективності роботи дозатора доцільно використовувати для транспортування дрібнодисперсних СМ вібраційні транспортери з еліптичними коливаннями робочого органу. При цьому геометрія еліпса визначається складовими a_x та a_y амплітуди коливань та кутом зсуву фаз ε між ними:

$$\begin{cases} x = a_x \cdot \sin(\omega t), \\ y = a_y \cdot \sin(\omega t + \varepsilon). \end{cases} \quad (4.4)$$

Траєкторію коливань робочого органу дозатора при еліптичних коливаннях можна визначити за залежністю:

$$\frac{x^2}{a_x^2} + \frac{y^2}{a_y^2} - 2 \frac{xy}{a_x a_y} \cos(\varepsilon) = \sin^2(\varepsilon). \quad (4.5)$$

З наведеного рівняння видно, що конфігурація еліпса суттєво залежить від кута зсуву фаз ε між складовими коливань та може змінюватись від прямолінійної до кругової. Внаслідок наявності двох незалежних складових амплітуди при еліптичних коливаннях робочої поверхні дозатора, розширяється діапазон режимів вібротранспортування. Транспортери, які працюють в режимі еліптичних коливань, дозволяють змінювати напрям руху СМ шляхом зміни фази однієї із складових коливань.

Встановлено, що при еліптичних коливаннях на швидкість вібротранспортування продукту в основному впливають форма траєкторії коливань віброуючої поверхні, яка визначається співвідношенням амплітуд складових та кутом зсуву фаз між ними, кутом нахилу великої осі еліпса до

горизонту, частотою та амплітудою коливань, а також напрямом обігання траєкторії [118]. Крім перерахованих факторів при вібропереміщенні СМ на його швидкість впливають параметри та стан шару продукту, пов'язані із його особливими фізико-механічними характеристиками. Експериментальні дослідження різних факторів, що впливають на швидкість вібротранспортування дрібнодисперсного СМ [117], дозволяє встановити оптимальні режими коливань транспортних доріжок. Експериментальні дослідження [117] реалізовувались на установці, яка здійснює еліптичні коливання на частоті 50 Гц. Досліди проводились при сталій горизонтальній складовій амплітуди коливань $a_z = 0,0015$ м, змінних – нормальній a_n та куті зсуву фаз ε . В процесі проведення експерименту вимірювалась швидкість вібротранспортування борошна вологістю $W=10\%$ для товщини шарів $0,005 \leq \delta \leq 0,05$ м. На основі проведених досліджень було отримано ряд графічних залежностей коефіцієнта швидкості K_w від параметра перевантаження ξ для шарів продукту різних товщин δ та кутів зсуву фаз ε : 1 – $\varepsilon = 0^\circ$; 2 – $\varepsilon = 30^\circ$; 3 – $\varepsilon = 60^\circ$; 4 – $\varepsilon = 90^\circ$; 5 – $\varepsilon = 120^\circ$ (рис. 4.4-4.7).

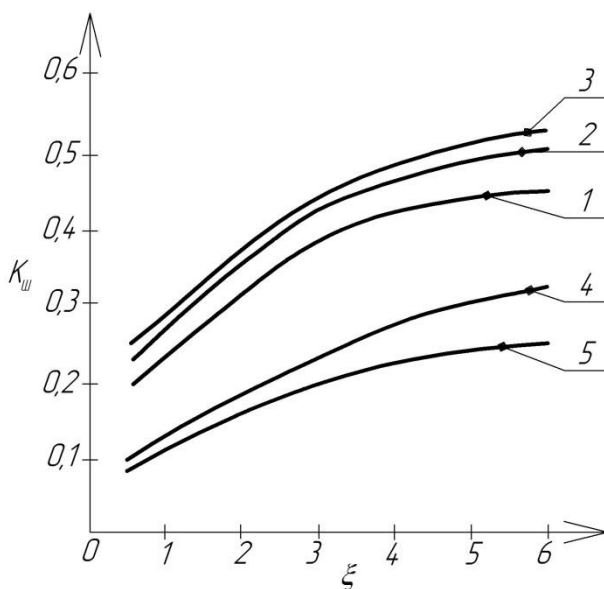


Рис. 4.4. Залежність коефіцієнта швидкості від режиму вібротранспортування при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,005$ м)

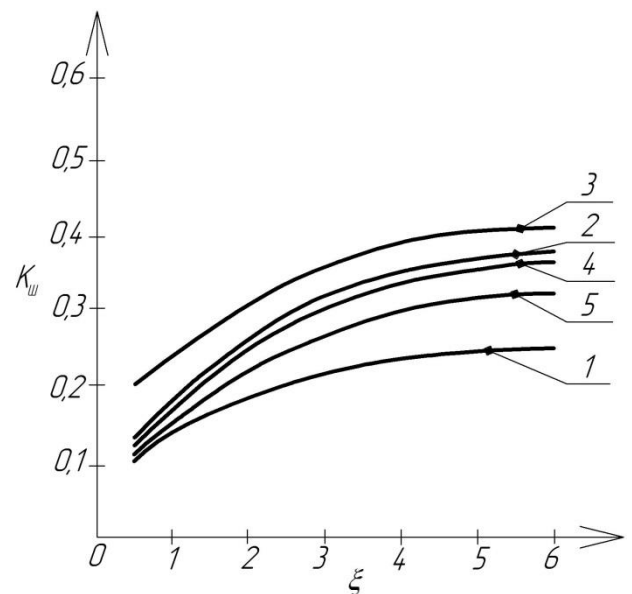


Рис. 4.5. Залежність коефіцієнта швидкості від режиму вібротранспортування при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,01$ м)

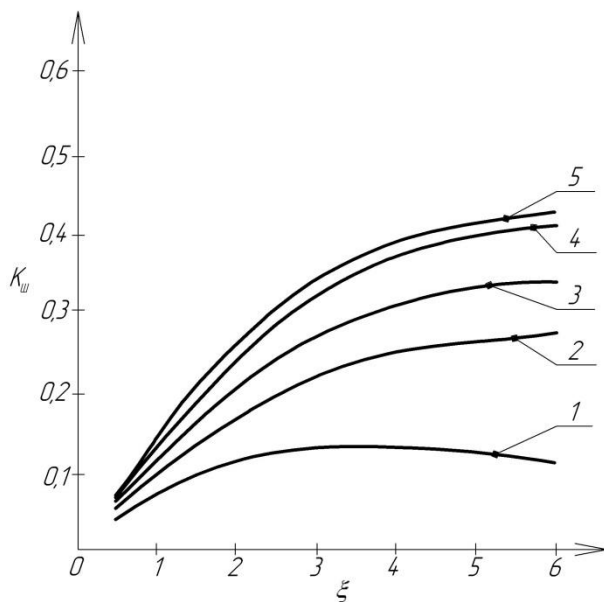


Рис. 4.6. Залежність коефіцієнта швидкості від режиму вібротранспортування при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,02\text{ м}$)

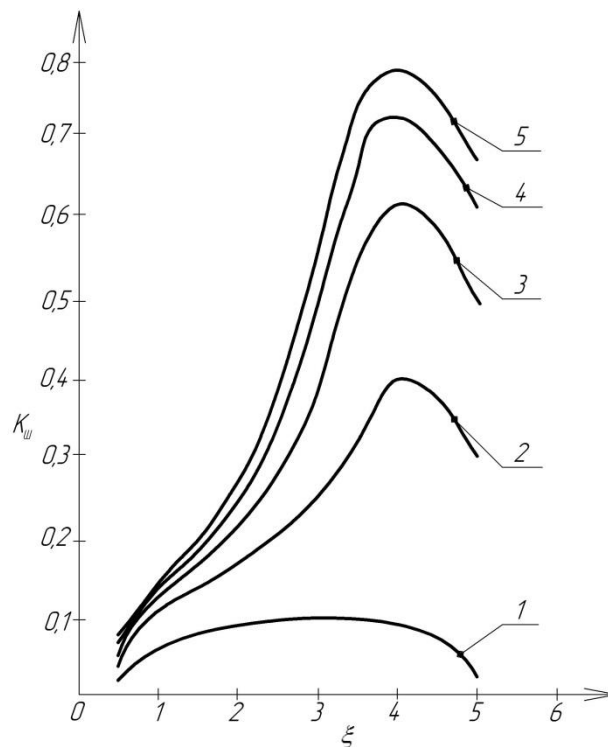


Рис. 4.7. Залежність коефіцієнта швидкості від режиму вібротранспортування при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,04\text{ м}$)

Аналіз графічних залежностей (рис. 4.4-4.7) показує, що зростання коефіцієнта швидкості K_w відбувається при збільшенні ξ незалежно від товщини шару борошна. Однак для шару продукту $\delta = 0,04\text{ м}$ (рис. 4.7) характер кривих $K_w(\xi)$ дещо відмінний від попередніх (рис. 4.4-4.6) та характеризується різким зростанням швидкості при $\xi \leq 4$, що супроводжується появою віброкипіння. Подальше збільшення ξ (рис. 4.7) призводить до різкого зниження швидкості руху СМ, а згодом і до повної його зупинки.

Зміна товщини шару продукту δ суттєво не відображається на зміні швидкості, але впливає на вибір оптимального кута зсуву фаз ε . На рис. 4.8-4.9 представлені залежності $K_w(\varepsilon)$ для різних значень параметра перевантаження ξ : 1 – $\xi = 1$; 2 – $\xi = 2$; 3 – $\xi = 3$; 4 – $\xi = 4$; 5 – $\xi = 5$. Аналіз графіків дозволяє стверджувати, що збільшення товщини шару СМ δ змінює

оптимальний кут зсуву фаз ε_{opt} , який для $\delta = 0,005\text{ м}$ становить $\varepsilon_{opt} = 50^\circ..60^\circ$ (рис. 4.8), а для $\delta = 0,04\text{ мм}$ – $\varepsilon_{opt} = 120^\circ..130^\circ$ (рис. 4.9).

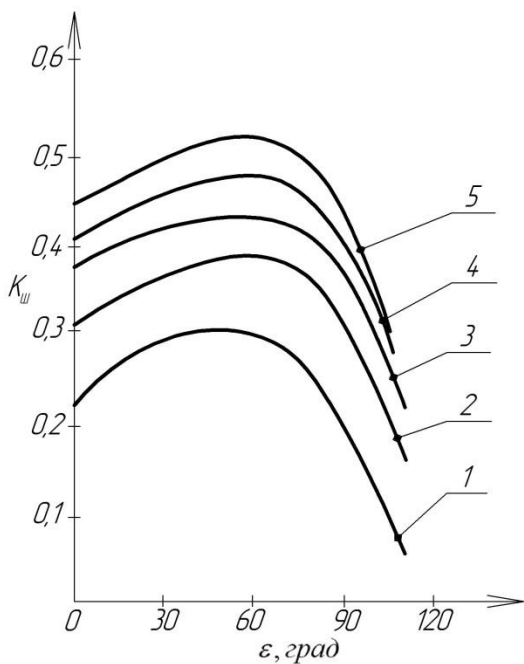


Рис. 4.8. Залежність коефіцієнта швидкості СМ від кута зсуву фаз при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,005\text{ м}$)

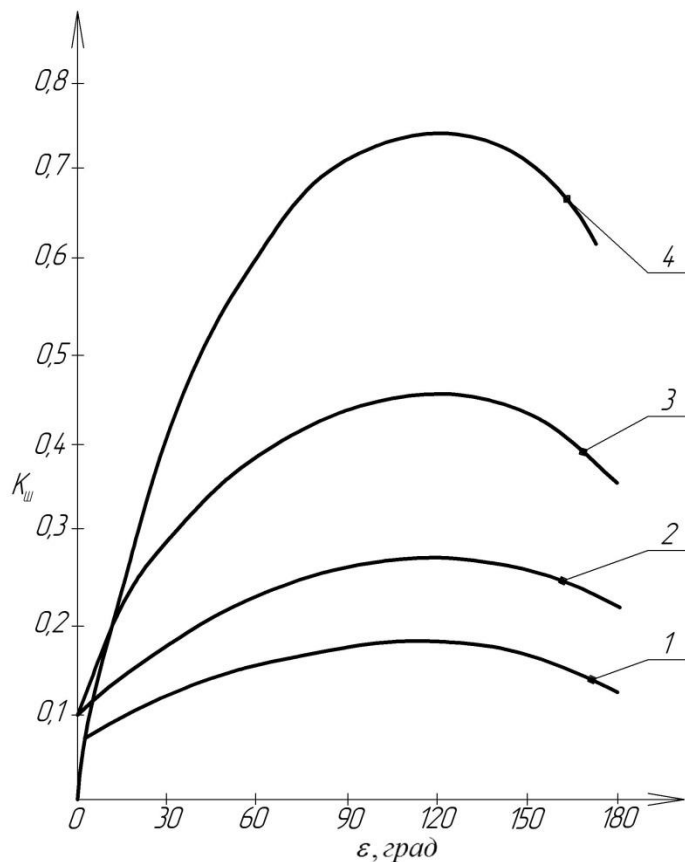


Рис. 4.9. Залежність коефіцієнта швидкості від кута зсуву фаз при еліптичних коливаннях ($\delta = 0,04\text{ м}$)

При вібротранспортуванні СМ по похилій поверхні вгору ($\beta > 0^\circ$) спостерігається падіння швидкості вібротранспортування, що підтверджено експериментальними дослідженнями (рис. 4.10-4.11) [117]. Встановлено вплив кута нахилу робочої поверхні β на швидкість вібротранспортування СМ шаром $\delta = 0,005\text{ м}$ при різній інтенсивності вібрації: 1 – $\xi = 1$; 2 – $\xi = 2$; 3 – $\xi = 3$; 4 – $\xi = 4$; 5 – $\xi = 5$ (рис. 4.10). Графічні залежності вказують на негативний вплив зростання кута β на швидкість переміщення пшеничного борошна. Зростання коефіцієнтів перевантаження ξ покращує ефективність вібропереміщення СМ під кутом β до горизонту.

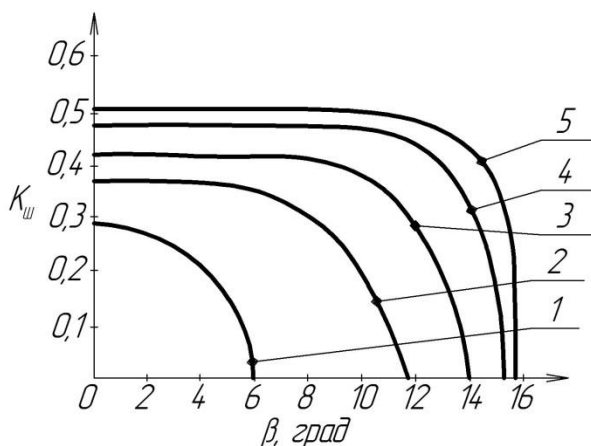


Рис. 4.10. Залежність коефіцієнта швидкості СМ від кута нахилу робочої поверхні

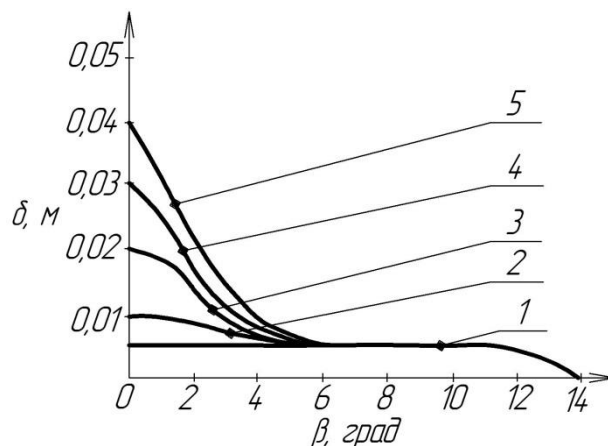


Рис. 4.11. Залежність товщини шару СМ при вібротранспортуванні від кута нахилу поверхні

Значний інтерес становить дослідження процесу вібропереміщення шарів дрібнодисперсного СМ різної товщини по похилій поверхні (рис. 4.11). Дослідження вібраційного транспортування пшеничного борошна по похилій поверхні шарами товщиною $\delta > 0,005$ м не дали позитивного результату (рис. 4.11, крива 2-5). При інтенсивності вібрації $\xi > 2$ зростання кута нахилу робочої поверхні β спричиняло руйнування шару продукту. Для $\beta \approx 4^\circ$ шари СМ товщиною $\delta > 0,005$ м, розтікаючись по вібруючій поверхні, досягали товщини $\delta \approx 0,005$ м і далі поводитись як шар аналогічної товщини.

Отже, проаналізувавши графічні залежності (рис. 4.3 – 4.11) можна стверджувати:

1. Швидкість вібраційного транспортування пшеничного борошна товщиною шару $\delta < 0,01$ м при прямолінійних коливаннях та еліптичних коливаннях практично однакова, однак для $0,01 < \delta < 0,04$ м швидкість в режимі еліптичних коливань майже на порядок перевищує цей показник при прямолінійних коливаннях.

2. При зростанні товщини шару СМ δ швидкість його вібротранспортування при еліптичних коливаннях падає, а при $\delta > 0,04$ м – близька до нуля. Максимальна швидкість вібропереміщення дрібнодисперсних СМ при еліптичних коливаннях була досягнута при формі

траєкторії у вигляді витягнутого еліпса із співвідношенням малої та великої осей рівним 1:2...1:5. При горизонтальному положенні великої осі еліпса зміна характеру обігання траєкторії викликає зміну напрямку руху дрібнодисперсних СМ.

3. Для кожної товщини шару борошна існують оптимальні кути зсуву фаз ε_{opt} між горизонтальною і вертикальною складовими коливань, при яких процес транспортування найбільш продуктивний.

4. Ефективно вібротранспортувати дрібнодисперсний СМ по похилій поверхні можна при $\beta \leq 4^\circ$, оскільки більші кути нахилу поверхні доцільно використовувати лише для дрібнодисперсного СМ шаром $\delta \leq 0,005$ м.

Отже, використання еліптичних коливань робочого органу дозатора дає можливість забезпечити оптимальні його режими роботи для широкого діапазону змін фізико-механічних властивостей дрібнодисперсного СМ.

4.3. Визначення параметрів вібрації для забезпечення відриву налиплого шару СМ від поверхні робочих органів дозатора

Завдяки значним силам зчеплення дрібнодисперсні СМ схильні до налипання на робочих поверхнях. Тривала дія вібрації та збільшення товщини шару СМ, що дозується, призводить до активізації цього процесу [86]. Тому важливим етапом проектування вібраційного дозатора є дослідження можливості вібраційного очищення робочих поверхонь, що знаходяться у безпосередньому контакті із дрібнодисперсним СМ, від налиплого шару продукту. Для моделювання умов прилипання та відриву частинок налиплого матеріалу розроблено модель одиничної частинки.

Розглянемо поведінку частинки дрібнодисперсного продукту на робочій поверхні дозатора (рис. 4.12). Для складання рівнянь руху частинки СМ пов'яжемо неінерційну систему відліку із самою частинкою, при чому координатну вісь Ox напрямимо вздовж опорної поверхні вправо, а вісь Oy – перпендикулярно до цієї поверхні вгору.

Диференційне рівняння руху частинки дрібнодисперсного СМ в неінерційній системі відліку має вигляд:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_{mp} - F_{in} \cdot \cos(\gamma) - mg \cdot \sin(\beta), \\ m\ddot{y} = N + F_{in} \cdot \sin(\gamma) - F_{ad} - mg \cdot \cos(\beta), \end{cases} \quad (4.6)$$

де F_{ad} – сила адгезії між частинкою СМ і робочою поверхнею; F_{in} – сила інерції, що діє на частинку СМ при переносному русі; N – нормальна реакція робочої поверхні; m – маса частинки СМ; F_{mp} – сила тертя; β – кут нахилу робочої поверхні до горизонту; $\gamma \neq 0$ – кут між вектором сили інерції та віссю Ox .

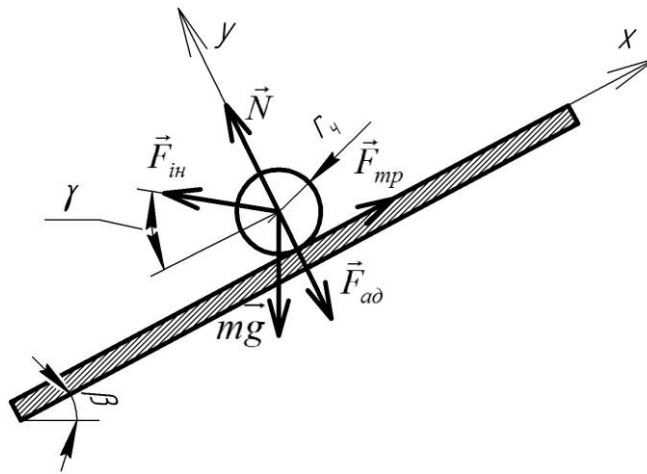


Рис. 4.12. Схема сил, які діють на частинку дрібнодисперсного СМ під час контакту із робочою поверхнею дозатора

Сила інерції, спричинена коливним рухом поверхні, визначена за залежністю [119]:

$$F_{in} = ma\omega^2 \cos(\omega t). \quad (4.7)$$

Сила зчеплення між частинкою СМ та опорною поверхнею (сила адгезії) для дрібнодисперсних СМ визначена через початковий опір зсуву τ_0 [93]:

$$F_{ad} = \frac{\tau_0}{f_w} \cdot \pi r_c^2. \quad (4.8)$$

Нормальну реакцію стінки N та силу тертя F_{mp} , що діють на частинку СМ у стані спокою, визначено із системи (4.6):

$$N = F_{a0} - F_{in} \cdot \sin(\gamma) + mg \cdot \cos(\beta), \quad (4.9)$$

$$F_{mp} = mg \cdot \sin(\beta) + F_{in} \cdot \cos(\gamma). \quad (4.10)$$

Підставивши формули (4.7) та (4.8) у рівняння (4.9) і (4.10) отримано:

$$N = \frac{\tau_0}{f_w} \cdot \pi r_c^2 - ma\omega^2 \cos(\omega t) \cdot \sin(\gamma) + mg \cdot \cos(\beta), \quad (4.11)$$

$$F_{mp} = mg \cdot \sin(\beta) + ma\omega^2 \cos(\omega t) \cdot \cos(\gamma). \quad (4.12)$$

У початковий момент часу $t_0 = 0$ нормальна реакція стінки N та сила тертя F_{mp} мають вигляд:

$$N = \frac{\tau_0}{f_w} \cdot \pi r_c^2 - ma\omega^2 \cdot \sin(\gamma) + mg \cdot \cos(\beta), \quad (4.13)$$

$$F_{mp} = mg \cdot \sin(\beta) + ma\omega^2 \cdot \cos(\gamma). \quad (4.14)$$

У момент часу $t = t_1 > 0$ частинка СМ починає ковзати по опорній поверхні і сила тертя F_{mp} становить:

$$F_{mp} = \tau_0 \cdot \pi r_c^2 + f_w \cdot (mg \cdot \cos(\beta) - ma\omega^2 \cos(\omega t_0) \cdot \sin(\gamma)). \quad (4.15)$$

Ковзання частинки продукту по робочій поверхні вниз відбувається за умови:

$$F_{mp} \leq J(t_1) \cdot \cos(\gamma) + mg \cdot \sin(\beta). \quad (4.16)$$

У момент часу $t = t_2$ відбувається відривання частинки від опорної поверхні ($N = 0$), умова існування якого записується у вигляді:

$$\frac{\tau_0}{f_w} \cdot \pi r_c^2 - ma\omega^2 \cos(\omega t_2) \cdot \sin(\gamma) + mg \cdot \cos(\beta) = 0. \quad (4.17)$$

За рахунок значних сил адгезії етапи ковзання у дрібнодисперсних СМ практично відсутні [120], тому для подолання сили зчеплення між дрібнодисперсним СМ та робочими поверхнями дозатора доцільно розглядати рух частинок продукту у момент відриву.

Використовуючи вираз (4.17), визначено інтенсивність вібрації $a\omega^2$, при якій відбувається відрив частинки дрібнодисперсного СМ від опорної поверхні:

$$a\omega^2 \geq \frac{\frac{3f_w\tau_0 \cdot \rho_q}{4r_q} + g \cdot \cos(\beta)}{\sin(\gamma)}. \quad (4.18)$$

Оскільки у дрібнодисперсних СМ сила зчеплення F_{ad} на кілька порядків більша за вагу частинки [86], то для реалізації відриву частинок продукту від робочих поверхонь необхідно використовувати високочастотні коливання. Кут нахилу поверхні β практично не впливає на інтенсивність вібрації $a\omega^2$, що необхідна для реалізації відриву частинок СМ, через значну силу адгезії F_{ad} . Значення кута β , в основному, визначає лише шар налиплого матеріалу, оскільки при зростанні кута β до 90° зменшується імовірність нашарування продукту на робочій поверхні. Значною мірою на умови відриву частинок від робочих поверхонь впливає значення кута дії вібрації γ (рис. 4.13). Використавши формулу (4.18) у програмному середовищі MathCAD встановлено графічну залежність $a\omega^2(\gamma)$. Для моделювання використано пшеничне борошно із наступними фізико-механічними властивостями: $\rho_q = 800 \text{ кг/м}^3$; $f_w = 0,4$; $\tau_0 = 50 \text{ Па}$. Кут нахилу робочої поверхні до горизонту конструктивно прийнято $\beta = 50^\circ$.

Збільшення кута дії вібрації γ зменшує інтенсивність коливань $a\omega^2$, що необхідна для реалізації відриву частинок дрібнодисперсного СМ від робочих поверхонь. При використанні коливань, що напрямлені паралельно напрямку руху частинок ($\gamma \rightarrow 0$), інтенсивність вібрації різко зростає $a\omega^2 \rightarrow \infty$. Через значні сили зчеплення у дрібнодисперсних СМ неможливо реалізувати відрив частинок від опорної поверхні при $\gamma = 0$. Із графічних залежностей (рис. 4.13) встановлено, що чим менший розмір частинок r_q СМ,

тим більші сили зчеплення F_{ad} діють на них, і, відповідно, необхідна більша інтенсивність вібрації $a\omega^2$ для забезпечення відривного руху продукту.

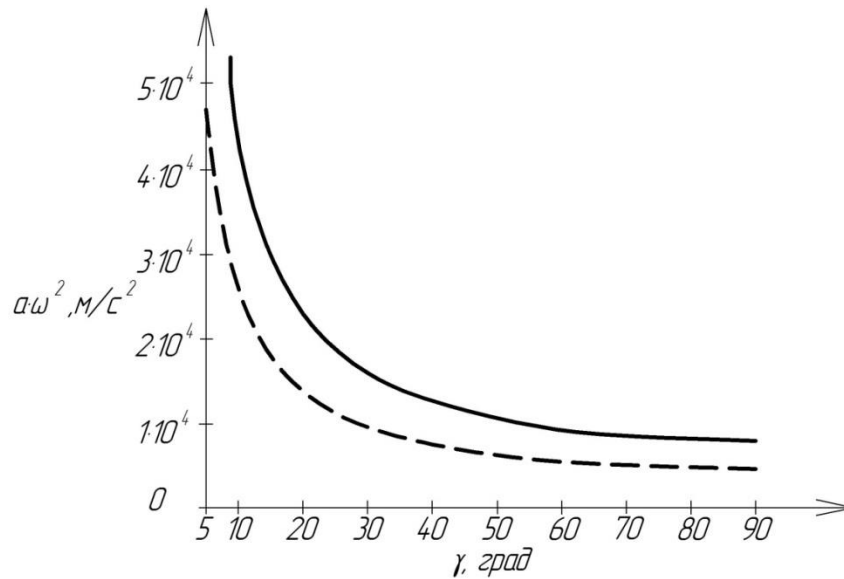


Рис. 4.13. Залежність інтенсивності вібрації від кута її дії у момент відриву частинок матеріалу від робочої поверхні (— для $r_q = 15 \cdot 10^{-3}$ м, - - - для $r_q = 25 \cdot 10^{-3}$ м)

Враховуючи той факт, що кожен вібраційний дозатора працює у певному діапазоні частот ν та амплітуд a , важливим є дослідження впливу робочої частоти ν на амплітуду a коливань, що необхідна для реалізації відриву частинок налиплого дрібнодисперсного СМ від робочої поверхні (рис. 4.14). Для отримання графічних залежностей $a(\nu)$ у програмному середовищі MathCAD використовувались наступні значення вхідних параметрів: $r_q = 50 \cdot 10^{-3}$ м; $\rho_q = 800$ кг/м³; $f_w = 0,5$; $\beta = 50^\circ$; $\gamma = 90^\circ$.

Аналіз графічних залежностей (рис. 4.14) показує, що зростання сили зчеплення F_{ad} впливає на збільшення амплітуди a та частоти коливань ν , що необхідні для очищення вібруючої поверхні від шару налиплого матеріалу. Тому, чим більші сили зчеплення F_{ad} у дозуючому матеріалі, тим більші енергетичні затрати необхідні для очищення поверхні від налиплого продукту.

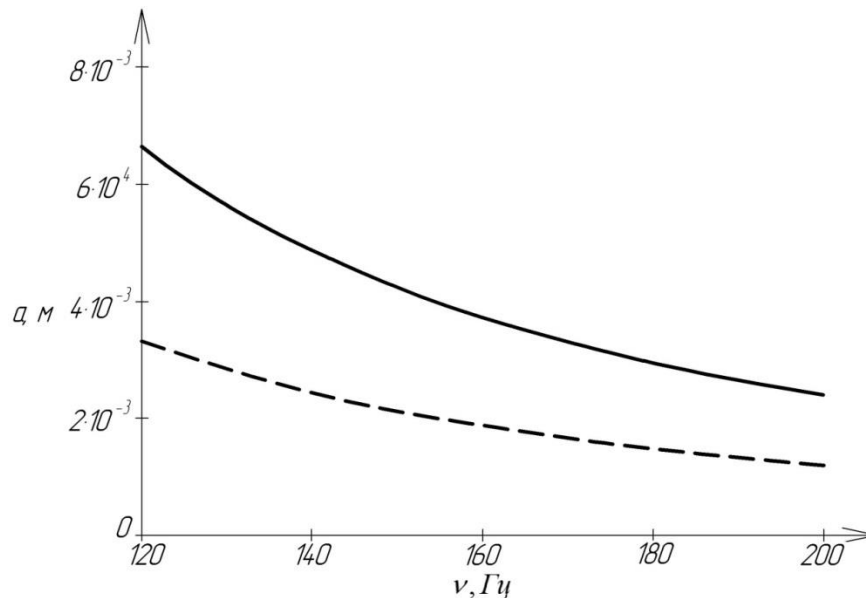


Рис. 4.14. Значення амплітуди від частоти коливань необхідні для реалізації відриву частинок СМ від робочих поверхонь (— — для $\tau_0 = 100$ Па, - - - $\tau_0 = 50$ Па)

Практичне застосування вібраційне очищення робочих поверхонь дозатора від шару налиплого дрібнодисперсного СМ не знайшло, оскільки відривний рух частинок можна забезпечити лише коливаннями високої інтенсивності, наприклад, ультразвуком. Це, відповідно, потребує додаткового приводу, а також негативно позначається на довговічності та міцнісних характеристиках обладнання. Тому високоінтенсивні коливання робочих органів дозатора доцільно використовувати лише у випадку неможливості очищення робочих поверхонь дозатора механічним способом.

4.4. Оптимізація режимів роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ

При проектуванні вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ важливим етапом є вибір його оптимальних режимів роботи, що забезпечуватимуть виконання технологічних функцій обладнання [121]. Основними показниками ефективності роботи дозатора є висока продуктивність та точність при мінімальних енергозатратах. Ці показники і є обрані у якості критеріїв оптимізації.

Із формули (2.81) видно, що для підвищення продуктивності Q вібраційного об'ємного дозатора необхідно збільшувати амплітуду a та частоту ω коливань робочого органу, що призводить до зростання енергетичних затрат обладнання. Іншим, не менш важливим, показником ефективної роботи об'ємного дозатора є точність. Тому актуальним завданням, на сьогоднішній день, є встановлення оптимальних режимів роботи дозатора, що дозволяють забезпечити задану продуктивність, високу точність та мінімальну споживану потужність. Для вирішення цієї задачі використано метод головного критерію.

Продуктивність дозатора Q (2.81), що являється функцією швидкості витікання продукту $V_{\text{вум}}$, насипної щільності дозуючого матеріалу ρ_0 та геометрії випускного отвору розвантажувальної лунки $A_{\text{в.о}}$, необхідно максимізувати:

$$Q(V_{\text{вум}}, \rho_0, A_{\text{в.о}}) \rightarrow \max. \quad (4.19)$$

Точність об'ємного дозатора, що працює у режимі віброкипіння, визначається одним із параметрів моделі Лоренца, а саме r . Висока точність сформованої дози забезпечується при виконанні умови $r \geq r^*$. Оскільки параметр r (2.74) являється функцією амплітуди a , частоти ω , геометрії лунки, що врахована через коефіцієнт E , насипної щільності ρ_0 та густини частинок $\rho_{\text{ч}}$ СМ, то другий критерій оптимізації можна записати у вигляді:

$$r(a, \omega, E, \rho_0, \rho_{\text{ч}}) \geq r^*, \quad (4.20)$$

Ще одним важливим критерієм оптимізації є споживана потужність N дозатора, яка є функцією швидкості витікання матеріалу $V_{\text{вум}}$ та приведеної маси системи $M_{\text{пр}}$:

$$N(V_{\text{вум}}, M_{\text{пр}}) \rightarrow \min. \quad (4.21)$$

За головний критерій оптимізації обираємо продуктивність Q , оскільки для точності та потужності N можна однозначно встановити допустимі межі.

Використовуючи метод головного критерію задачу оптимізації записано у вигляді:

$$\begin{cases} Q(V_{\text{вум}}, \rho_0, A_{\text{в.о}}) \rightarrow \max, \\ r(a, \omega, E, \rho_0, \rho_{\text{ч}}) \geq r^*, \\ N(V_{\text{вум}}, M_{\text{пр}}) \leq N_{\text{max}}, \end{cases} \quad (4.22)$$

де N_{max} – максимальна потужність приводу дозатора.

В якості параметрів оптимізації обрано амплітуду a та частоту коливань дозатора ω , оскільки саме ці показники істотно впливають на варіювання продуктивності Q вібраційного об'ємного дозатора. На параметри оптимізації накладено обмеження:

1) $a_{\text{min}} \leq a \leq a_{\text{max}}$ – визначається конструкцією вібробудника;

2) $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$ – визначається технологічними можливостями приводу.

Використавши формулу (2.81), продуктивність дозатора можна записати у вигляді:

$$Q = L \cdot a \cdot \omega, \quad (4.23)$$

$$\text{де } L = \rho_0 \cdot b_o \cdot l_o \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_{\kappa} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}.$$

Щоб знайти максимум функції продуктивності $Q(a, \omega)$, використано метод невизначених множників Лагранжа [122]. Функція Лагранжа для продуктивності матиме вигляд [122]:

$$Q(a, \omega) = L \cdot a \cdot \omega - \lambda_1(a - a_{\text{max}}) - \lambda_2(\omega - \omega_2), \quad (4.24)$$

де λ_1, λ_2 – множники Лагранжа.

Для знаходження максимуму функції $Q(a, \omega)$ (4.24) взято похідні від даної функції та використано умови Куна-Такера [122]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial F(a, \omega)}{\partial a} = L \cdot \omega + \lambda_1 = 0, \\ \frac{\partial F(a, \omega)}{\partial \omega} = L \cdot a + \lambda_2 = 0, \\ \frac{\partial F(a, \omega)}{\partial \lambda_1} = a - a_{\max} = 0, \\ \frac{\partial F(a, \omega)}{\partial \lambda_2} = \omega - \omega_2 = 0, \\ a - a_{\max} \leq 0, \\ \omega - \omega_2 \leq 0, \\ \lambda_1(a - a_{\max}) = 0, \\ \lambda_2(\omega - \omega_2) = 0, \\ \lambda_1 \geq 0, \\ \lambda_2 \geq 0. \end{array} \right. \quad (4.25)$$

Розв'язавши систему рівнянь (4.25), отримано такі значення невідомих:

$$a = a_{\max}, \quad \omega = \omega_2, \quad \lambda_1 = \frac{L}{\omega}, \quad \lambda_2 = \frac{L}{a}. \quad (4.26)$$

Отже, максимальна продуктивність дозатора рівна:

$$Q_{\max} = Q(a_{\max}, \omega_2). \quad (4.27)$$

Для встановлення оптимальної продуктивності необхідне виконання обмежень за двома іншими критеріями оптимізації. Важливою умовою реалізації безперервного та рівномірного витікання СМ є дотримання умови точності. Використавши формули (2.74) та (4.20) встановлено, що висока точність дозування реалізовується при виконанні умови:

$$a\omega^2 \geq \frac{r^* \cdot g}{E + \frac{\rho_0}{\rho_q}}. \quad (4.28)$$

Споживана потужність N , що необхідна для приведення СМ у стан віброкипіння, визначена за формулою [106]:

$$N = M_{np} \cdot g \cdot V_{вип} = M_{np} \cdot g \cdot a \cdot \omega \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_k \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}. \quad (4.29)$$

Таким чином, використавши вирази (4.28) та (4.29) та беручи до уваги твердження, що у практиці проектування вібраційних об'ємних дозаторів економічно доцільно конструювати дозатори, які працюють на частотах $\omega = \omega_p$, де $\omega_1 \leq \omega_p \leq \omega_2$ – робоча частота дозатора, встановлено оптимальні значення частоти ω_{opt} та амплітуди a_{opt} коливань робочого органу дозатора:

$$\omega_{opt} = \omega_p, a_{opt} = \frac{r^* \cdot g}{\left(E + \frac{\rho_0}{\rho_c}\right) \cdot \omega_p^2}. \quad (4.30)$$

При цьому оптимальні значення продуктивності Q_{opt} та спожитої потужності N_{opt} дозатора будуть визначатись за залежностями:

$$\begin{cases} Q_{opt} = \rho_0 \cdot b_o \cdot l_o \cdot a_{opt} \cdot \omega_{opt} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_k \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}, \\ N_{opt} = M_{np} \cdot g \cdot a_{opt} \cdot \omega_{opt} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z_k \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}. \end{cases} \quad (4.31)$$

Отже, використовуючи залежності (4.30), можна встановити оптимальні значення амплітуди a_{opt} та частоти ω_{opt} коливань вібраційного об'ємного дозатора, що забезпечують високу точність та продуктивність роботи обладнання.

4.5. Методика інженерного розрахунку вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ

Аналіз існуючих конструкцій вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ виявив необхідність обґрунтування конструктивних параметрів розвантажувальної лунки та режимів роботи дозуючого обладнання для покращення ефективності його роботи. Розроблення методики розрахунку та проектування вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ, що забезпечуватимуть високу точність дозування, є важливим завданням на сьогоднішній день.

При проектуванні і виборі конструкції вібраційного об'ємного дозатора потрібно розглянути і встановити такі показники:

1. фізико-механічні властивості продукту дозування;
2. максимальний час зберігання продукту і, відповідно, простоювання між окремими технологічними позиціями;
3. режим роботи дозатора: безперервний чи дискретний;
4. матеріал основних елементів конструкції;
5. продуктивність дозатора;
6. наявність чи відсутність допоміжних пристроїв;
7. особливості обслуговування та експлуатації обладнання;
8. способи регулювання продуктивності і «запирання» потоку матеріалу.

Розроблені математичні моделі та проведені дослідження дозволяють спроектувати вібраційний дозатор, принципова схема якого зображена на рис. 4.1. Правильний підбір параметрів вібрації та геометрії розвантажувальної лунки бункера дозволяє реалізовувати ефект «самозапирання» потоку матеріалу при відсутності дії вібрації, а також підвищувати ефективність роботи об'ємного дозатора.

Для встановлення параметрів та режимів роботи вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ розроблено методику інженерного розрахунку, що складається з наступних етапів:

1. Вибір режиму роботи завантажувального бункера 1 (рис. 4.1) в залежності від призначення обладнання і особливостей технологічного процесу. Оскільки інженерний розрахунок проводиться на основі розробленої моделі Лоренца, то режим роботи завантажувального бункера доцільно визначати за характерним показником моделі Лоренца – параметром r . Процес безперервної та рівномірної подачі дрібнодисперсного СМ, що знаходиться під дією вібрації, із завантажувального бункера до чаші дозатора ефективно проводити у режимі ламінарних циркуляції продукту при $r \geq r^*$.

2. Визначення геометрії розвантажувальної лунки бункера: ширини кільцевого випускного отвору b_o , кута нахилу стінок Θ_1 , радіусу випускного отвору R_o , співвідношення висоти шару СМ до радіусу випускного отвору розвантажувальної лунки $\frac{h}{R_o}$.

а) Ширина кільцевого випускного отвору b_o розвантажувальної лунки бункера визначається із міркувань забезпечення ефекту «самозапирання» потоку продукту при відсутності дії вібрації. Оптимальне значення b_o можна обчислити за формулою (2.21):

$$b_o = \frac{\tau_0 \cdot (l_1 + l_2) + \sigma_1' \cdot f \cdot (\sin(2\delta_1) \cdot l_1 + \sin(2\delta_2) \cdot l_2)}{f \cdot \rho_0 \cdot g \cdot (l_1 + l_2)}.$$

б) Кут нахилу стінок Θ_1 розвантажувальної лунки бункера встановлюється конструктивно у залежності від вимог експлуатації та габаритів дозатора. Радіус випускного отвору розвантажувальної лунки R_o та

співвідношення $\frac{h}{R_o}$ приймаються з урахуванням можливостей

віброзбудника. Однак важливо брати до уваги той факт, що значне збільшення висоти шару h по відношенню до радіусу випускного отвору розвантажувальної лунки R_o призводить до різкого зростання необхідної інтенсивності вібрації $a\omega^2$. Це у свою чергу спричинює значне динамічне навантаження на елементи конструкції дозатора. На практиці рекомендується

використовувати $1 \leq \frac{h}{R_o} \leq 2$.

3. Визначення максимального радіусу конічної розвантажувальної лунки R_k бункера:

$$R_k = R_o + h_k \cdot \tan(\Theta_1).$$

4. Вибір продукту дозування та встановлення його фізико-механічних властивостей: $\rho_0, \rho_v, \mu(a, v, h)$.

5. Встановлення режимів коливань a , ν кінцевого днища завантажувального бункера при різних співвідношень $\frac{h}{R_0}$ шляхом використання коефіцієнту ефективної в'язкості дрібнодисперсного СМ $\mu(a, \nu, h)$, формули для визначення параметра σ (2.74) моделі Лоренца та табличного значення σ^* (табл. 3.6).

6. Отримання залежності, що встановлює вплив співвідношення $\frac{h}{R_0}$ на параметр r^* моделі Лоренца. Дане рівняння регресії вище отримано для пшеничного борошна (3.12):

$$r^* = 1,3 - 1,36 \cdot \frac{h}{R_0} + 2,31 \cdot \left(\frac{h}{R_0} \right)^2,$$

і цементу (3.13):

$$r^* = -1,03 + 2,03 \cdot \frac{h}{R_0} + 2,34 \cdot \left(\frac{h}{R_0} \right)^2.$$

7. Встановлення значення коефіцієнта геометрії E розвантажувальної лунки бункера:

$$E = \frac{1}{\frac{R_{\kappa}^2}{R_*^2} + 1 - \frac{R_*^2}{R_{\kappa}^2}} + \frac{2 \tan(\Theta_1) \cdot \left(\frac{R_{\kappa}^2}{R_*^3} + \frac{R_*}{R_{\kappa}^2} \right)}{\left(\frac{R_{\kappa}^2}{R_*^2} + 1 - \frac{R_*^2}{R_{\kappa}^2} \right)^2} \cdot y.$$

8. Підбір режимів роботи a та ω завантажувального бункера з урахуванням геометрії кінцевої лунки.

Встановлення дійсного значення частоти коливань кінцевого днища завантажувального бункера:

$$\omega_d = \omega_p.$$

Встановлення дійсного значення амплітуди коливань кінцевого днища завантажувального бункера:

$$a_{\delta} = \frac{r^* \cdot g}{\left(E + \frac{\rho_0}{\rho_{\text{ч}}} \right) \cdot \omega_{\delta}^2}.$$

9. Перевірка умови рівномірності подачі СМ із завантажувального бункера до чаші дозатора:

$$\sigma_{\delta} = \frac{a_{\delta} \omega_{\delta} h}{\nu} \geq \sigma^*.$$

Якщо виконується умова, то дані режими роботи та геометрію лунки можна використовувати у подальших розрахунках дозатора. У випадку $\sigma_{\delta} < \sigma^*$ необхідно збільшити амплітуду або частоту коливань. Після чого знову перевірити виконання умови.

10. Визначення продуктивності роботи завантажувального бункера:

$$Q = \rho_0 \cdot b_o \cdot l_o \cdot a_{\delta} \cdot \omega_{\delta} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right) \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{4}{\pi} \cdot Z \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varepsilon}{2}\right)\right)^2}.$$

11. Встановлення режиму вібротранспортування дрібнодисперсного СМ по транспортних доріжках ξ , товщини шару матеріалу δ , що транспортується по доріжках, та кута нахилу робочої поверхні β , використовуючи рекомендації, розроблені після проведення експерименту.

12. За заданою продуктивністю дозатора Q_{δ} встановлення необхідної кількості транспортних доріжок, що розміщені у його робочій чаші, за залежністю:

$$m = \frac{H}{\delta},$$

де $H = \frac{Q_{\delta}}{V_{\text{в.т}} \cdot \rho \cdot b_{\text{м.д}}}$ – товщина шару СМ, що забезпечує задану

продуктивність дозатора Q_{δ} [35]; $b_{\text{м.д}}$ – ширина транспортної доріжки.

13. Розрахунок вимушеного зусилля електромагнітного вібробудника незалежних коливань, що реалізовує вібротранспортування дрібнодисперсного СМ по доріжках, здійснюється за формулою:

$$F_6 = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot v^2 \cdot a \cdot M_{np}}{\mu \cdot z^2 \cdot \cos(\beta)},$$

де $M_{np} = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$ – приведена маса; m_1, m_2 – вага активної та реактивної мас;

μ – коефіцієнт динамічності; z – коефіцієнт резонансного налагодження.

14. Розрахунок пружних систем [123]. Для реалізації вібротранспортування дрібнодисперсного СМ у чаші дозатора (рис. 4.1) використано електромагніт незалежних коливань 8 та комбіновану пружну систему 10, що складається із центрального циліндричного та ґратчастого торсіонів. Розрахунок ґратчастого та циліндричного торсіона проведено за критерієм однакового ресурсу роботи пружних елементів.

На практиці приймають, що циліндричний торсіон сприймає близько 90% сумарної жорсткості комбінованої пружної системи. Ґратчастий торсіон призначений для усунення паразитних кутових коливань робочого органу у вертикальній площині, що дозволяє реалізовувати коливання суто у горизонтальній площині [123]. У такому випадку плоскі пружні елементи ґратчастого торсіона практично не сприймають навантаження, оскільки найбільше навантаження сприймає центральний циліндричний торсіон [123].

Враховуючи те, що ґратчастий та циліндричний торсіон працюють за паралельною схемою, а також різний розподіл навантаження на пружні елементи, сумарна жорсткість комбінованої пружної систему записується у вигляді [123]:

$$c_{кр} = (1 - \zeta) \cdot c_{кр} + \zeta \cdot c_{кр},$$

де ζ – частка сумарної жорсткості $c_{кр}$, що припадає на центральний циліндричний торсіон.

Мінімальна довжина центрального циліндричного торсіона (рис. 4.15) визначається за залежністю [123]:

$$l_{\min} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot c_{кр} \cdot \zeta \cdot G^3 \cdot \varphi^4}{\pi \cdot \zeta_n^4 \cdot [\tau_{-1}]^4}},$$

де G – модуль пружності другого роду матеріалу центрального циліндричного торсіона; φ – кут закручування циліндричного торсіона; ζ_n – частка допустимих напружень на витривалість за циклічних навантажень; $[\tau_{-1}]$ – допустиме напруження на витривалість.

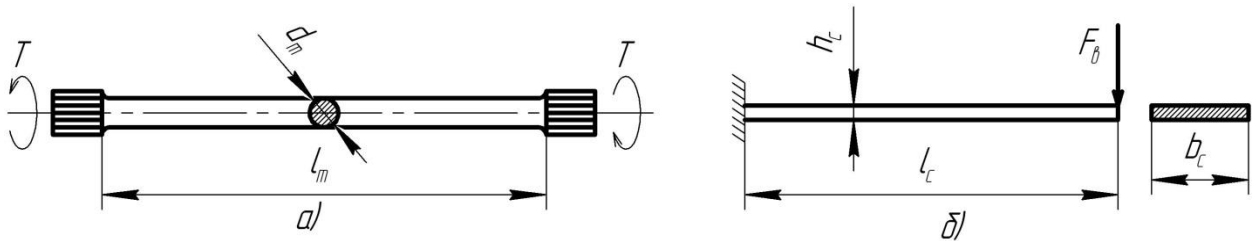


Рис. 4.15. Розрахункова схема комбінованої пружної системи: а) центральний циліндричний торсіон, б) ґратчастий торсіон

Вибравши $l_m \geq l_{m \min}$ визначено діаметр центрального циліндричного торсіона [123]:

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot c_{kp} \cdot \zeta \cdot l_m}{G \cdot \pi}}.$$

Після встановлення розмірів циліндричного торсіона виконується його перевірка на міцність [123]:

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{G \cdot \varphi \cdot d_m}{2 \cdot l_m} \leq [\tau],$$

де T – крутний момент, що діє на циліндричний торсіон; W_p – полярний момент опору поперечного перерізу циліндричного торсіона.

Розрахунок ґратчастого торсіона проводиться аналогічно до циліндричного і розпочинається із знаходження його мінімальної довжини [123]:

$$l_c = \sqrt[5]{\frac{81 \cdot c_{3z} \cdot E^3 \cdot \delta_c^4}{k \cdot n \cdot \gamma_c \cdot \zeta_n^4 \cdot [\sigma_{-1}]^4}},$$

де $c_{3z} = (1 - \zeta) \cdot c_{kp}$ – жорсткість на згин ґратчастого торсіона; E – модуль Юнга матеріалу ґратчастого торсіона; δ_c – прогин ґратчастого торсіона;

$\gamma_c = \frac{h_c}{b_c}$; h_c – товщина гратчастого торсіона; b_c – ширина гратчастого торсіона; n – кількість плоских стержнів; k – коефіцієнт защемлення пружного елемента ($k = 0,7..0,9$).

Після визначення довжини гратчастого торсіона встановлюється його ширина [123]:

$$b_c = \sqrt[4]{\frac{c_{32} \cdot l_c^3}{E \cdot \gamma \cdot n \cdot k}}.$$

Товщина плоского гратчастого торсіона визначається за формулою [123]:

$$h_c = \gamma_c \cdot b_c.$$

Після визначення розмірів гратчастого торсіона виконується його перевірка на міцність на згин [123]:

$$\sigma = \frac{6 \cdot F_g \cdot l_c}{h_c \cdot b_c^2} \leq [\sigma].$$

Для реалізації вертикальних коливань використано електромагніт вертикальних коливань 9 та плоску пружну систему 11 (рис. 4.1), розрахунок якої проводиться аналогічно до розрахунку гратчастого торсіона, що працює на згин.

15. Розрахунок основних геометричних та кінематичних параметрів фрикційного механізму 20 (рис. 4.1). Фрикційний механізм призначений для перетворення коливного руху чаші дозатора у обертовий рух відсікаючих дисків, тому дуже важливим є визначення його оптимальних розмірів [124]. Важливою умовою ефективної роботи фрикційного механізму є реалізація стійкого контакту між робочими поверхнями, тобто забезпечення відсутності проковзування.

Умова роботоздатності фрикційного механізму визначається за розрахунковою схемою (рис. 4.16) та має вигляд:

$$F_{mp.c} = F_g,$$

де $F_{mp.c}$, – сила тертя, що виникає у зоні контакту фрикційного механізму та блоку відсікаючих дисків; F_e – вимушуюча сила.

Сили тертя та вимушуюча сила визначаються за залежностями:

$$F_{mp.c} = N \cdot f, \quad F_e = N \cdot \tan(\varphi_{зак}),$$

де N – сила притискання фрикційного механізму до блоку відсікаючих дисків; f – коефіцієнт тертя контактуючих поверхонь; $\varphi_{зак}$ – кут заклинювання фрикційного механізму (оскільки кут заклинювання дуже малий тому можна приймати $\varphi_{зак} = \tan(\varphi_{зак})$).

Використовуючи умову роботоздатності фрикційного механізму та значення сил, що діють у зоні контакту встановлено, що значення кута заклинювання механізму рівне:

$$\varphi_{зак} = a \tan(f).$$

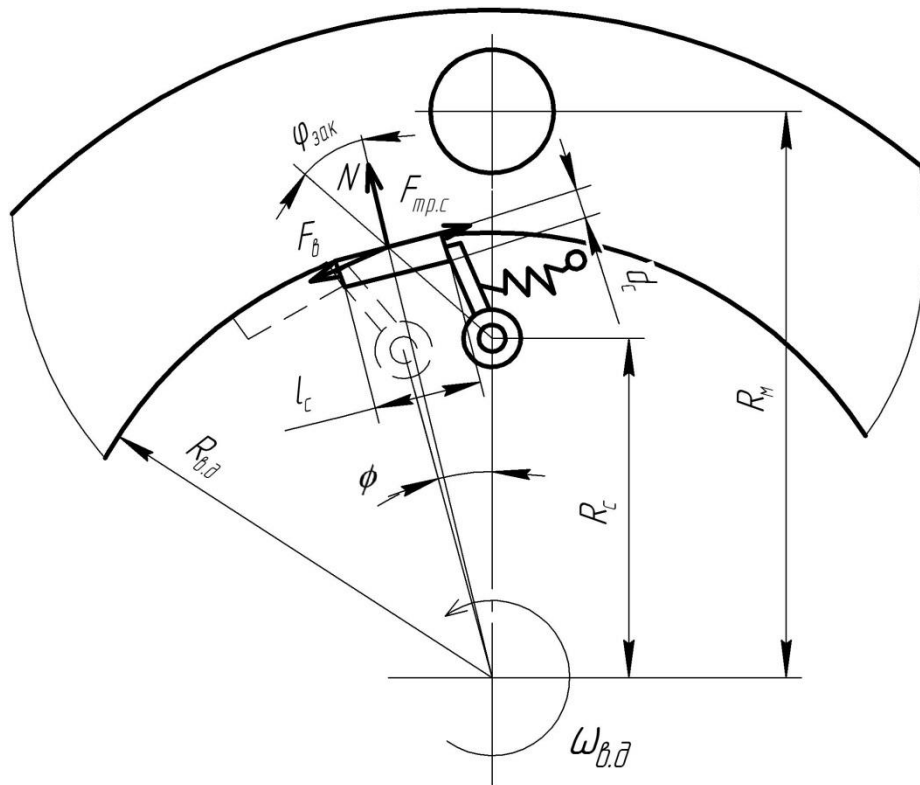


Рис. 4.16. Розрахункова схема фрикційного механізму

Використовуючи умову контактної міцності можна знайти необхідну довжину робочої частини фрикційного механізму [125]:

$$l_c = \frac{Z_m^2 \cdot F_6}{2 \cdot r_c \cdot \varphi_{зак} \cdot [\sigma]_н^2},$$

де Z_m – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів контактуючих тіл; $r_c = 0,5 \cdot d_c$ – радіус робочої частини фрикційного механізму; $[\sigma]_н$ – допустиме напруження на контактну міцність.

Необхідне значення коефіцієнта Z_m визначається за формулою [125]:

$$Z_m = \sqrt{\frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot (E_2(1 - G_1^2) + E_1(1 - G_2^2))}},$$

де E_1, E_2 – модуль пружності матеріалів деталей; G_1, G_2 – модуль пружності другого роду матеріалів контактуючих деталей.

Крім геометричних параметрів фрикційного механізму важливе значення має також його кінематика, що безпосередньо впливатиме на швидкість обертання відсікаючих дисків. Кут на який повертаються відсікаючі диски за один період коливань чаші дозатора визначається за формулою:

$$\phi = a \tan\left(\frac{a_2}{R_c}\right),$$

де R_c – радіус встановлення осі фрикційного механізму.

Повний оберт відсікаючі диски здійснять за час: $t = \frac{T \cdot 2\pi}{\phi}$, де T – період коливань чаші дозатора. Тому, нехтуючи тертям, що виникає між ущільнюючим елементом та блоком відсікаючих дисків, кругову частоту коливань відсікаючих дисків можна визначити за залежністю:

$$\omega_{e.d} = \frac{\phi}{T} = a \tan\left(\frac{a_2}{R_c}\right) \cdot \nu,$$

де ν – частота коливань кінцевого днища.

Лінійна швидкість мірників знаходиться за формулою:

$$V_m = \omega_{e.d} \cdot R_m,$$

де R_m – радіус розміщення мірників.

16. Виготовлення конструкції вібраційного об'ємного дозатора з урахуванням вище вказаних рекомендацій і розрахунків.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена обґрунтуванню параметрів та режимів роботи вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних сипких матеріалів.

Основні результати роботи полягають у наступному:

1. Аналіз літературних джерел засвідчив відсутність математичних моделей витікання дрібнодисперсних СМ з вихідних каналів ємкостей, що унеможлиблює встановлення параметрів дозатора при роботі з такими продуктами дозування, а також відсутність методики розрахунку та проектування об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних СМ, що ускладнює процес їх створення.

2. Розроблено математичну модель витікання дрібнодисперсних СМ із розвантажувальної лунки дозатора при гравітаційному витіканні, що дозволяє встановити розмір випускного отвору, при якому формується стійке склепіння продукту при відсутності дії вібрації, в залежності від фізико-механічних властивостей СМ, кута нахилу стінок та висоти розвантажувальної лунки. Встановлено, що значення коефіцієнта зовнішнього тертя $f_w \geq 0,55$ та кути нахилу стінок розвантажувальної лунки дозатора $\Theta_1 \geq 20^\circ$ практично не впливають на розмір випускного отвору.

3. Розроблено математичну модель витікання дрібнодисперсних СМ із розвантажувальної лунки дозатора при вібраційному збуренні потоку (модель Лоренца), що дозволяє прогнозувати поведінку дрібнодисперсного СМ (ущільнення, циркуляційні рухи, хаотичні рухи продукту) в залежності від амплітуди та частоти коливань робочого органу, а також геометрії розвантажувальної лунки дозатора. Ефективна робота вібраційного дозатора забезпечується при циркуляційних рухах СМ. Встановлено, що із збільшенням кута нахилу стінок Θ_1 та висоти наповнення розвантажувальної лунки h дозатора зростає інтенсивність вібрації, необхідна для рівномірного витікання дрібнодисперсних СМ:

– при збільшенні кута нахилу стінок розвантажувальної лунки від 5° до 20° та $D_0 = 0,2$ м – параметр перевантаження ξ зростає на 23 % при висоті шару СМ 0,4 м та на 18 % – при висоті шару СМ 0,2 м;

– при збільшенні висоти шару СМ від 0,2 м до 0,5 м та $\Theta_1 = 25^\circ$ – параметр перевантаження ξ зростає приблизно на 29 % при діаметрі випускного отвору 0,1 м та на 32 % – при діаметрі випускного отвору 0,4 м.

Однак збільшення діаметру випускного отвору розвантажувальної лунки дозатора, навпаки, покращує показники текучості дрібнодисперсного СМ:

– при збільшенні діаметру випускного отвору від 0,1 до 0,4 м та $h = 0,6$ м – параметр ξ зменшується на 30 % при куті нахилу стінок розвантажувальної лунки 10° та на 13 % – при куті нахилу стінок розвантажувальної лунки 35° .

4. Експериментально встановлено значення коефіцієнтів ефективної в'язкості пшеничного борошна та цементу, що дозволяють конкретизувати математичну модель Лоренца, а саме визначити значення параметра r^* моделі Лоренца, який дозволяє встановити раціональні режими роботи дозатора, що підвищать його ефективність. Встановлено, що значення параметра r^* моделі Лоренца при зростанні співвідношення $\frac{h}{R_0}$ від 1 до 2 змінюється у межах $2,25 \leq r^* \leq 7,82$ – для борошна і $3,34 \leq r^* \leq 12,39$ – для цементу.

5. Експериментально досліджено продуктивність роботи вібраційного об'ємного дозатора та точність процесу дозування. Зокрема при ширині кільцевого випускного отвору $b_o = 0,006$ м та амплітуді коливань $a = 0,003$ м продуктивність витікання борошна при зростанні частоти коливань кінцевого днища від 20 до 30 Гц збільшується від 0,18 кг/с до 0,32 кг/с (на 78 %), а продуктивність витікання цементу – від 0,31 кг/с до 0,44 кг/с (на 42 %).

Зростання амплітуди коливань конічного днища також призводить до збільшення продуктивності дозатора. Таким чином експериментальні дослідження підтвердили можливість регулювання продуктивності дозатора зміною його режимів роботи. Похибка об'ємного дозування становить менше 2 %, а відхилення експериментального значення продуктивності від теоретичного – в межах 6...15% при інтенсивності вібрації $a\omega^2 > 31 \text{ м/с}^2$ – для пшеничного борошна та $a\omega^2 > 47 \text{ м/с}^2$ – для цементу.

6. Встановлено основні параметри фрикційного механізму, який приводить в рух відсікаючі диски дозатора, що забезпечують формування дози продукту: довжину його робочої частини та кругову частоту обертання дисків.

7. Удосконалено конструкцію вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних СМ та розроблено методику його інженерного розрахунку, яка дозволяє встановити режими роботи та основні параметри дозатора, що забезпечують підвищення його ефективності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Квапилл. Р. К. Движение сыпучих материалов у бункерах / Р. К. Квапилл. – М. : Госгортехиздат, 1961. – 80 с.
2. Каталымов А. В. Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Каталымов, В. А. Любартович ; за ред. Ю. К. Кузнецов. – Л. : Химия, 1990. – 240 с.
3. Лукьянов П. И. Аппараты с движущимся зернистым слоем / П. И. Лукьянов. – М. : Машиностроение, 1974. – 182 с.
4. Квапилл. Р. К. Движение сыпучих материалов у бункерах / Р. К. Квапилл. – М. : Госгортехиздат, 1961. – 80 с.
5. Комченко Е. В. Совершенствование процесса истечения мелких сыпучих материалов из бункеров сельскохозяйственного назначения : автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук : 05.20.01. / Е. В. Комченко – Ростов-на-Дону : РГАСХМ, 2004. – 22 с.
6. Табунщиков В. Г. Дослідження циркуляції дрібнодисперсного матеріалу в вібраційному апараті з горизонтальною робочою камерою / В. Г. Табунщиков, М. В. Глущенко // Технологія – 2013 : матеріали міжнар. наук.-техн. конф., 26-27 квітня 2013 р., Сєверодонецьк / Техн. ін.-т СНУ ім. В. Даля, Білоруський держ. технол. ун-т, Півд.-рос. держ. техн. ун-т, ПрАТ „Сєверодонецьке об'єд. Азот”. – Сєверодонецьк, 2013. – Ч. 2. – С. 11 – 12.
7. Kache G. Verbesserung des Schwerkraftflusses kohäsiver Pulver durch Schwingungseintrag : Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieur : Promotionskolloquium / G. Kache. – Magdeburg : Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2009. – 223 s.
8. Урьев Н. Б. Исследование реологических свойств высокодисперсных порошков в процессе вибраций / Н. Б. Урьев, Н. В. Михайлов, П. А. Ребиндер // Доклады АН СССР. – 1969. – Т.184. – №2. – С. 387 – 390.
9. Волинець Н. С. Дослідження процесу дозування в'язких молочних продуктів з метою вдосконалення конструкції фасувального автомату М-2 /

Н. С. Волинець, С. Ф. Федоров // Ukrainian Food Journal. – 2012. – № 3. – С. 54 – 58.

10. Орлов С. П. Дозирующие устройства / С. П. Орлов. Из. 3-е (перероб. и доп.). – М. : Машиностроение, 1965. – 146 с.

11. Пальчевський Б. О. Вплив відсікання дози сипкої речовини на точність дозування / Б. О. Пальчевський, Д. В. Бондарчук // Технологічні комплекси. – 2011. – № 2. – С. 94 – 98.

12. Пальчевський Б. О. Аналіз точності роздільно-порційного об'ємного дозування сипких матеріалів / Б. О. Пальчевський, Д. В. Бондарчук // Наукові нотатки: міжвуз. зб. – 2010. – №28. – С. 398 – 402.

13. Патент №100298 С2 України, МПК В65В 1/06. Об'ємний дозатор для сипкої речовини / Пальчевський Б. О., Бондарчук Д. В. – № 201104335 ; Заявл. 11.04.2011 ; Опубл. 10.12.2012 ; Бюл. №23. – 8с.

14. Патент №64909 U України, МПК В65В 1/06. Об'ємний дозатор для сипкої речовини / Пальчевський Б. О., Бондарчук Д. В. – № 201104339 ; Заявл. 11.04.2011 ; Опубл. 25.11.2011 ; Бюл. №22. – 3с.

15. Пальчевський Б. О. Експериментальне дослідження роботи об'ємних дозувальних пристроїв сипких речовин / Б. О. Пальчевський, Д. В. Бондарчук // Технологічні комплекси. – 2011. – № 3. – С. 57 – 62.

16. Гончаревич И. Ф. Вибрация – нестандартный путь / И. Ф. Гончаревич. – М. : Наука, – 1986. – 209 с.

17. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб./ В. О. Повідайло. – Львів : Видавництво Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. – 248 с.

18. Потураев В. Н. Вибрационные транспортирующие машины / В. Н. Потураев, В. П. Франчук, А. Г. Червоненко. – М. : Машиностроение, 1964. – 271 с.

19. Шевчук Э. Г. Исследование фигуры выпуска сыпучих материалов под действием вибрации / Э. Г. Шевчук // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2002. – №9.

20. Бондарчук Д. В. Підвищення точності роботи об'ємних дозаторів сипких речовин / Д. В. Бондарчук // Технологічні комплекси. – 2010. – № 1. – С. 99 – 103.

21. Патент № 2323139 RU Російської Федерації, B65G67/06, B65G3/07, B65D88/28, B65B1/08. Бункер для сыпучих продуктів / Бреславский М. М., Шпомер В. Ф. – № 2006101597/28 ; Заявл. 20.04.2006 ; Опубл. 27.04.2008 ; Бюл. № 33. – 3 с.

22. Патент № 210672 RU Російської Федерації, B65G67/06, B65G3/07, B65D88/28, B65B1/08. Бункер для сыпучих матеріалів / Максимов В. А., Москвичев В. Д., Киричук В. Ф., Плотников А. Д., Козлов Е. И. – № 2016129/11 ; Заявл. 17.04.1974 ; Опубл. 05.11.1976 ; Бюл. № 41. – 3 с.

23. Рогинский Г. А. Дозирование сыпучих матеріалів / Г. А. Рогинский ; под ред. Б. И. Мордковича. – М. : Химия, 1978. – 176 с.

24. Патент № 2357908 C1 Російської Федерації, B65D88/54. Вибрационное бункерное устройство / Архипенко А. В., Архипенко В. П. – № 2007143700/12 ; Заявл. 26.11.2007 ; Опубл. 10.06.2009 ; Бюл. № 16. – 6 с.

25. Патент № 2176381 C1 Російської Федерації, G01F11/18, B65G1/08, B65G27/00. Вибрационный дозатор сыпучих матеріалів / Журавлев А.В., Каширин А. И. – № 2000101597/28 ; Заявл. 26.01.2000 ; Опубл. 27.11.2001 ; Бюл. № 33. – 3 с.

26. Патент № 2221222 C1 Російської Федерації, G01F11/18. Вибрационный дозатор сыпучих матеріалів / Каширин А.И., Шкодкин А.В. – № 2001121597/28 ; Заявл. 26.12.2001 ; Опубл. 10.01.2004 ; Бюл. № 33. – 3 с.

27. Патент № 56020 U України, G01F11/00. Дозатор важкосипких матеріалів / Плавинський В. І., Плавинська С. В., Плавинський Р. В. – № 201005012 ; Заявл. 26.04.2010 ; Опубл. 27.12.2010 ; Бюл. № 24. – 2 с.

28. Патент № 82116 C2 України, B65G65/34. Вібраційний дозатор сипких матеріалів / Лісовенко О. Т., Лісовенко І. О., Васильченко М. О. – № 2219119 ; Заявл. 21.03.2006 ; Опубл. 11.03.2008 ; Бюл. № 13. – 2 с.

29. Патент № 6433 У України, В65G33/16. Гвинтовий вібраційний конвеєр / Гевко І. Б., Лящук О. Л. – № 20040806708 ; Заявл. 10.08.2004 ; Опубл. 16.05.2005 ; Бюл. № 5. – 2 с.

30. Патент № 91402 У України, В65G27/00. Вібраційний конвеєр для транспортування сипучих матеріалів / Коц І. В., Богданов Є. В., Бадьора Н. П., Колісник О. П., Власенко А. М. – № 201309937 ; Заявл. 09.08.2013 ; Опубл. 10.07.2014 ; Бюл. № 13. – 5 с.

31. Патент № 95528 У України, В65G27/08. Вібраційний живильник / Булат А. Ф., Дирда В. І., Пугач А. М., Пухальський В. М., Лисиця М. І. – № 201407942 ; Заявл. 14.07.2014 ; Опубл. 25.12.2014 ; Бюл. № 24. – 4 с.

32. Патент № 40430 У України, В07В1/12. Вібраційний конвеєр-класифікатор / Коваленко А. В., Фалько О. Л., Заплетніков І. М. – № 200812452 ; Заявл. 23.10.2008 ; Опубл. 10.04.2009 ; Бюл. № 7. – 2 с.

33. Патент № 68354 У України, Е21F13/08, В65G27/32. Вібраційний секціонований живильник з бічним розвантаженням / Монастирський В. Ф., Виноградов В. В., Максютенко В. Ю., Лисиця М. І., Кірія Р. В., Брагінець Д. Д., Мостовий Б. І. – № 201109861 ; Заявл. 08.08.2011 ; Опубл. 26.03.2012 ; Бюл. № 6. – 4 с.

34. Патент № 41216 А України, В65G27/00. Вібраційний транспортер / Гаврильченко О. В., Понятовський В. В., Кулібаба О. В. – № 2001042358 ; Заявл. 09.04.2001 ; Опубл. 15.08.2001 ; Бюл. № 7. – 3 с.

35. Кодра Ю. В. Завантажувальні пристрої технологічних машин. Навч. посібник / Ю. В. Кодра, З. А. Стоцько, О. В. Гаврильченко ; за ред. З. А. Стоцька. – Львів : Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 356 с.

36. Шушпанников А. Б. Обоснование выбора вибропривода для винтовых смесителей / А. Б. Шушпанников // Техника и технология пищевых производств. – 2011. – №1 (20). – С. 1 – 6.

37. Банніков Д. О. Сипучий матеріал в ємнісній конструкції / Д. О. Банніков. – Дніпропетровськ : Нова ідеологія, 2009. – 171 с.

38. Гячев Л. В. Основы теории бункеров и силосов : уч. пособ. / Л. В. Гячев. – Барнаул : АлтПИ, 1986. – 84 с.
39. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1964. – 215 с.
40. Зенков Р. Л. Бункерные устройства / Л. В. Гячев, Г. П. Гриневич, В. С. Исаев. – М : Машиностроение, 1977. – 221 с.
41. Алферов К. В. Бункерные установки. Проектирование, расчет и эксплуатация / К. В. Алферов, Р. Л. Зенков. – М. : Машгиз, 1955. – 305 с.
42. Kache G. Ausfließen eines kohäsiven, hochdispersen Pulvers / G. Kache, J. Tomas // Süttgut. – 2010. – №6. – S. 246–252.
43. Kollmann T. Schwingungsinduziertes Fließen feinstkörniger, kohäsiver Pulver : Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktoringenieur : Promotionskolloquium / T. Kollmann ; Ottovon-Guericke-Universität Magdeburg. – Magdeburg, 2002. – 207 s.
44. Schulze D. Pulver und Schüttgüter: Fließeigenschaften und Handhabung / D. Schulze. – Berlin/Heidelberg : Springer-Verlag, 2006. – 513 s.
45. Schulze D. Fließeigenschaften von Schüttgütern und verfahrenstechnische Siloauslegung / D. Schulze // Chwedec + Schulze Schüttguttechnik. – 2005.
46. Пирожков Д. Н. Механико-технологические основы создания кормоприготовительных машин с вибрируемым зернистым слоем : автореф. дисс. д-ра техн. наук : 05.20.01 / Д. Н. Пирожков. – Барнаул : Алтайс. гос. аграр. ун-т., 2012. – 34 с.
47. Кривотулов А. В. Движение материальной частицы по вибрирующей шероховатой поверхности / А. В. Кривотулов, Г. С. Корнеева, М. С. Попов, А. А. Пасько // Труды ТГТУ. – 2009. – Вып. 22. – С. 63 – 67.
48. Ловейкін В. С. Вібросеологічні характеристики твердих мінеральних добрив при їх вібраційному переміщенні у конусних бункерах / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, А. І. Дитюк // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №3. – С. 110 – 113.

49. Заика П. М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах / П. М. Заика. – Киев : Изд-во УСХА, 1998. – 626 с.

50. Федоренко И. Я. Численное моделирование процесса безотрывного виброперемещения частицы / И. Я. Федоренко, А. С. Федоренко // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2014. – №7. – С. 131 – 135.

51. Іскович-Лотоцький Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 156 с.

52. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностным сельскохозяйственных машин / П. М. Василенко. – К. : УАСХН, 1960. – 284 с.

53. Блехман И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе. – М. : Наука, 1964. – 410 с.

54. Русанов С. А. Некоторые теоретические аспекты процесса виброкипения / С. А. Русанов, К. В. Луняка, В. А. Ардашев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2007. – №6/5. – С.23 – 25.

55. Русанов С. А. Дослідження процесу віброкипіння дисперсних середовищ / С. А. Русанов, К. В. Луняка, П. В. Смагін // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – №1. – С.132 – 141.

56. Русанов С. А. Взаємодія віброкиплячого шару з несучими поверхнями / С. А. Русанов, К. В. Луняка, Г. М Глухов, О. І. Клюев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 5/5. – С. 9 – 13.

57. Русанов С. А. Математичне моделювання процесу віброкипіння сипких середовищ / С. А. Русанов, К. В. Луняка, В. В. Карманов // Математичне моделювання процесу віброкипіння сипких середовищ // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2009. – № 1. – С. 32 – 40.

58. Єрмак В. П. Теоретичне дослідження відривного руху частки сипкого матеріалу по робочому органу вібраційного дозатора з електромагнітним збуджувачем коливань / В. П. Єрмак, Є.В. Богданов, О. С. Грачов // Вісник харківського національного технічного університету імені Петра Василенка / відп. ред. С. І. Овсянніков. – 2011. – Вип. 111. – С.98 – 103.

59. Касьянов Н. А. Математическое моделирование движения смеси огнетушащего порошка с воздухом / Н. А. Касьянов, А. А. Колибабчук // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – №12. – Частина 2. – С. 74 – 80.

60. Ковтун В. Ф. Условия существования виброожигенного слоя в импульсном смесителе / В. Ф. Ковтун // Химия и химическая технология. – 2009. – Вып. 8. – С. 101 – 102.

61. Максимов Е. В. Исследование истечения сыпучих материалов в сводных условиях / Е. В. Максимов, К. С. Бекбаев, Б. К. Тарабаев, А. С. Бердыгожин, Т. М. Жакупов // Вестник науки Казах. агротехн. ун-т. им. С. Сейфуллина. – 2012. – № 4. – С. 94 – 98.

62. Патрин В. А. Имитационная математическая модель процесса передачи энергии в обрабатываемую зерновую среду от рабочих органов сортировальных машин / В. А. Патрин, А. В. Патрин, В. А. Крум // Вестник НГАУА. – 2012. – № 2. – С. 117 – 123.

63. Богданов Э. В. Обґрунтування технологічного процесу та розробка конструкції вібраційного дозатора мобільного комбікормоприготувального агрегату : автореф. дис. к-та техн. наук : 05.05.11 / Богданов Э. В. – Луганськ : Луганськ. нац. аграр. ун-т., 2007. – 20 с.

64. Нигматулин Р. И. Основы механики гетерогенных сред / Р. И. Нигматулин. – М. : Наука, 1978. – 336 с.

65. Рахматулин Х. А. Газовая и волновая динамика / Х. А. Рахматулин. – М. : МГУ, 1983. – 200 с.

66. Альтшуль А. Д. Гидродинамика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, П. Г. Кисилев. – М. : Госстройиздат, 1965. – 277 с.

67. Смыслов В. В. Гидравлика и аэродинамика : учеб. для вуз. / В. В. Смыслов. – К. : ВШ, 1979. – 416 с.

68. Тищенко Л. Н. Применение уравнения Бернулли к расчету движения зернового слоя на плоском наклонном виброрешете / Л. Н. Тищенко, В. П. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №3. – С. 110 – 113.

69. Локтионова О. Г. Динамика вибрационных технологических процессов и машин для переработки неоднородных гранулированных сред : автореф. дис. д-ра техн. наук : 01.02.06 / Локтионова О. Г. – Курск : ГОУ ВПО «Воронеж. гос. техн ун-т», 2008. – 35 с.

70. Захаров Н. М. Об аналогии вибрируемого слоя с вязкой жидкостью / Н. М. Захаров // Доклады МИИСП. – 1966. – Т. 3. – Вып. 1. – С.201 – 210.

71. Косилов О. Н. Исследование поведение и вибровязких свойств сыпучих сельскохозяйственных материалов : автореф. дисс. канд. техн. наук / Косилов. О. Н. – Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1966. – 20 с.

72. Федоренко И. Я. Критерии подобия гидродинамических моделей виброкипящего слоя сыпучего материала / И. Я. Федоренко, Д. Н. Пирожков // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2005. – №1. – С. 105 – 108.

73. Тищенко Л. Н. Расчёт потока псевдооживленной зерновой смеси на виброрешете / Л. Н. Тищенко, В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский // Механіка та машинобудування. – 2009. – №1. – С. 33 – 43.

74. Ольшанский В. П. Гармонические колебания неоднородного псевдооживленного слоя зерна на плоском виброрешете / В. П. Ольшанський, С. В. Ольшанський // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – №2. – С. 134 – 138.

75. Тищенко Л. Н. Колебания зерновых потоков на виброрешётах / Л. Н. Тищенко, В. П. Ольшанский, С. В. Ольшанский. – Харків : Міськдрук, 2012. – 267 с.

76. Русанов С. А. Моделювання гідродинаміки віброкиплячого шару з розробкою утилізатора тепла сипких матеріалів : автореф. дис. к-та техн. наук : 05.17.08 / Русанов С. А. – Херсон : Херсон. нац. техн. ун-т., 2008. – 25 с.

77. Протодьяконов И. О. Гидромеханика псевдооживленного слоя / И. О. Протодьяконов, Ю.Г. Чесноков. – Л. : Химия, 1982. – 264 с.

78. Членов В. А. / Виброкипящий слой / В. А. Членов, Н. В. Михайлов. – М. : Наука, 1972, – 343 с.

79. Пирожков Д. Н. Сведение гидродинамической модели виброоживленного сыпучего материала к системе Лоренца / Д. Н. Пирожков // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2008. – №8. – С. 59 – 65.

80. Федоренко И. Я. Использование модели Лоренца для описания процесса смешивания сыпучих материалов / И. Я. Федоренко, Д. Н. Пирожков, Р. А. Котов // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2011. – №9. – С. 81 – 85.

81. Федоренко И. Я. Обоснование конструктивно-технологических параметров зерноочистительной машины на основе гидродинамической модели виброоживленного слоя зернистого материала / И. Я. Федоренко, Д. Н. Пирожков, А. С. Федоренко // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2012. – №1. – С. 85 – 90.

82. Schulze D. Pulver und Schüttgüter. Fließstigenschaften und Handhabung / D. Schulze. Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. – 501 s.

83. Магерус Н. І. Вплив параметрів вібрації та геометрії лунки на рух дрібнодисперсного сипкого матеріалу у конічній лунці дозатора / Н. І. Магерус // Вібрації в техніці та технологіях. – 2014. – №2. – С. 71 – 78.

84. Владіміров С. В. Процеси фасування крупів харчових продуктів і розробка конструкцій обладнання : автореф. дис. к-та техн. наук : 05.18.12 / Владіміров С. В. – Донецьк : Донец. нац. ун-т екон. і торг.і ім. М. Туган – Барановського, 2008. – 17 с.

85. Гячев Л. В. Основы теории бункеров / Л. В. Гячев. – Новосибирск : Изд-во НГУ, 1992. – 312 с.
86. Зимон А. Д. Аутогезия сыпучих материалов / А. Д. Зимон. – М. : «Химия», 1978. – 287 с.
87. Шоловій Ю. П. Міцність зварних швів полімерних пакетів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Упаковка. – 2012. – №4. – С. 27 – 31.
88. Дженике Э. В. Складирование и выпуск сыпучих материалов / Э. В. Дженике. – М.: Мир, 1968. – 164 с.
89. Шоловій Ю. П. Моделювання поведінки дрібнодисперсного матеріалу при його витіканні із конічної лунки дозатора / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Інженерна механіка та транспорт: IV-а Міжнародна конференція молодих вчених ЕМТ-2013, 21-23 листопада 2013р., матеріали конф. – Львів: В-во Національного університету “Львівська політехніка”, 2013.– С. 42 – 43.
90. Шоловій Ю. П. Обґрунтування конструктивних параметрів лунки дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Видавництво Львівської політехніки. – 2013. – Вип. 47. – С. 45 – 50.
91. Шоловій Ю. П. Особливості дозування дрібнодисперсних матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Новітні технології пакування: ІХ наук.-практ. конф. молодих вчених: матеріали доповідей. Київ, 12 квітня 2013 р. – Упаковка. – 2013. – №3. – С. 27 – 29.
92. Макаров Ю. И. Аппараты для смешения сыпучих материалов / Ю. И. Макаров // М. : Машиностроение, 1973. – 216 с.
93. Зимон А. Д. Коллоидная химия / А. Д. Зимон, Н. Ф. Лещенко // М. : Агар, 2003. – 320 с.
94. Шоловій Ю. П. Дослідження впливу вібрації на поведінку дрібнодисперсного сипкого матеріалу при витіканні з ємностей / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Одинадцятий міжнародний симпозіум

українських інженерів-механіків у Львові, 15–17 травня 2013 р.: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2013. – С. 98 – 99.

95. Шоловій Ю. П. Модель поведінки дрібнодисперсного сипкого матеріалу під дією вібрації у конічній лунці дозатора / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // III Міжнародна науково-технічна конференція ТК-2014 «Прогресивні напрямки розвитку технологічних комплексів» : збірник наукових праць. Луцьк, 28-30 травня 2014. – Видавництво Луцького національного технічного університету. – 2014. – С. 79 – 81.

96. Федоренко И. Я. Механико-технологическое обоснование и разработка вибрационных кормоприготовительных машин : автореф. дисс. д-ра техн. наук : 05.20.01 / Федоренко И. Я. ; Челябинский орден Труд. Красн. Знамени гос. агроинженер. и Алтайс. гос. аграр. ун-т. – Челябинск, 1992. – 32 с.

97. Sholoviy Y. P. The development of the mathematical model of the fine disperse material behavior under vibration in the conical hole of the dispenser / Y. P. Sholoviy, N. I. Maherus // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2014. – № 786 : Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 24 – 29.

98. Шоловій Ю. П. Моделювання поведінки дрібнодисперсного сипкого матеріалу під дією вібрації у конічній лунці дозатора за допомогою системи Лоренца / Ю. П. Шоловій, Н. М. Тимошенко, Н. І. Магерус // Технологічні комплекси. – 2014. – №1. – С. 109 – 117.

99. Шоловій Ю. П. Вплив геометрії лунки дозатора на швидкість витікання сипкого матеріалу / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // X науково-практична конференція молодих вчених «Новітні технології пакування»: матеріали доповідей. Київ, 9–11 квітня 2014 р. – Упаковка. – 2014. – №3. – С. 40 – 42.

100. Макаров Б. И. Законы, управляющие Вселенной. Основное понятия, принципы и законы механики. – Ч. 1. / Б. И. Макаров // Тверск. гос. сельскохозяйств. акад.– Тверь, 2000. – 428 с.

101. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч // М. : Мир, 1980. – 618 с.
102. Базаров И. П. Термодинамики / И. П. Базаров. – Изд. 4-ое. (перераб. и дополн.). М. : Высшая школа, 1991. – 376 с.
103. Сухорольський М. А. Функціональні послідовності та ряди / М. А. Сухорольський. – Вид. 2-е. (виправ.). Л. : Вид-во Растр-7, 2010. – 340 с.
104. Шатихина Т. А. Газодинамика : учебное пособие / Т. А. Шатихина / Рост. гос. ун-т путей сообщения. – Ростов н/Д, 2009. – 191 с.
105. Сорокин С.А. Влияние амплитудно-частотных характеристик вибрационного дозатора на равномерность истечения смеси / С. А. Сорокин // Сельское, лесное и водное хозяйство. – 2012. – № 5.
106. Федоренко А. С. Параметры сепаратора для очистки фуражного зерна от крупных примесей: дисс. к-та техн. наук : 05.20.01 / Алтайс. гос. аграр. ун-т. – Барнаул, 2014. – 225 с.
107. Чжен П. Отрывные течение / П. Чжен // – М. : Мир, 1973. – 300 с.
108. Разумов И. М. Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов / И. М. Разумов // – М. : Химия, 1972. – 239 с.
109. Шоловій Ю. П. Вплив вологості дрібнодисперсного сипкого матеріалу на витікання з конічної лунки дозатора під дією вібрації / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // Міжнародна наукова конференція присвячена 130-річчю Національного університету харчових технологій «Нові ідеї в харчовій науці – нові продукти в харчовій промисловості»: матеріали доповідей. Київ, 13–17 жовтня 2014р. – НУХТ. – 2014. – С. 467.
110. Мухачёв В. А. Планирование и обработка результатов эксперимента : учебное пособие // В. А. Мухачёв // – Томск : Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники, 2007. – 118 с.
111. Шоловій Ю. П. Вплив параметрів вібрації на ефективність роботи об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів // Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // Молодий вчений. – 2016. – №2. – С. 137 – 142.

112. Гнездилов А. А. Изменение эффективной вязкости дисперсных сыпучих материалов под воздействием вибрации / А. А. Гнездилов, К. Е. Пехтерев, Д. Н. Пирожков, С. А. Сорокин // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2006. – №4. – С. 50 – 53.

113. Фаддеев М. А. Элементарная обработка результатов эксперимента : учебное пособие / М. А. Фаддеев // Нижний Новгород: Изд-во Нижегородского гос. университета, 2002. – 108 с.

114. Патент № 95081 U України, В65G65/30. Вібраційний дозатор для сипких матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус. – № 201407044 ; Заявл. 23.06.2014 ; Опубл. 10.12.2014 ; Бюл. № 23. – 6 с.

115. Шоловій Ю. П. Вібраційний об'ємний дозатор для дрібнодисперсних сипких матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // XI Науково-практичної конференції молодих вчених «Новітні технології пакування» : матеріали доповідей. Київ, 03 квітня 2015 р. – Упаковка. – 2015. – С. 58 – 60.

116. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти Т. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.

117. Шоловій Ю. П. Особливості вібраційного транспортування дрібнодисперсної сипкої продукції / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // Упаковка. – 2014. – №1. – С. 55 – 58.

118. Гончаревич И. Ф. Динамика вибрационного транспортирования / И. Ф. Гончаревич. – М. : Наука, 1972. – 244 с.

119. <http://www.tstu.ru/book/elib/pdf/st/2009/krivotulov.pdf>.

120. Фалько Л. Г. Вібroadгезійна сепарація сипких харчових продуктів / Л. Г. Фалько. : Автореф. дис. канд. техн. наук. – Харків : ХДАТОХ, 1996. – 22 с.

121. Шоловій Ю. П. Оптимізація режимів роботи вібраційного об'ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Магерус // XII науково-практична конференція молодих

вчених «Новітні технології пакування»: матеріали доповідей. Київ, 14 квітня 2016р. – Упаковка. – 2016. – №3. – С. 40 – 42.

122. Башняков О. М. Практична стійкість та структурна оптимізація динамічних систем / О. М. Башняков, Ф. Г. Гаращенко, В. В. Пічкур. – Київ : Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2000. – 197 с.

123. Ланець О. С. Узагальнення розрахунків на жорсткість та міцність резонансних пружних систем вібраційних машин з простим рухом робочого органа / О. С. Ланець // Вісн. Нац. ун-ту "Львів. політехніка". – 2008. – № 613. – С. 139 – 154.

124. Магерус Н. І. Дослідження кінематики фрикційного механізму повороту відсікаючих дисків вібраційного об'ємного дозатора / Н. І. Магерус // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка : Технічні науки «Механізація сільськогосподарського виробництва». – 2015. – Випуск 156. – С. 446 – 452.

125. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 558 с.

ДОДАТОК А

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи



Товариство з обмеженою відповідальністю
“ІнтерПЕТ”
79056 м. Львів, вул. Гайдучка, 5
код ЄДРПОУ 30492103
тел./факс (032) 294-86-96 294-04-39, 294-83-32
e-mail: office@galpet.lviv.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ»
Головний інженер ТЗОВ «ІнтерПЕТ»
Яворський В.З.
«15» листопада 2015 р.



АКТ

**про впровадження наукових та прикладних результатів дисертаційної роботи
МАГЕРУС НАДІЇ ІВАНІВНИ
на тему “Обґрунтування параметрів та режимів роботи вібраційних об’ємних
дозаторів для дрібнодисперсних сипких матеріалів”**

Комісія у складі головного інженера ТЗОВ «ІнтерПЕТ» Яворського В.З., головного конструктора Данай В.А., провідного технолога Дикого Т.П. засвідчує використання наукових та прикладних результатів дисертаційної роботи МАГЕРУС НАДІЇ ІВАНІВНИ.

Об’єктами впровадження є :

1. Вібраційний об’ємний дозатор для дрібнодисперсних сипких матеріалів з електромагнітним приводом кутових та вертикальних коливань та системою автоматичного завантаження робочої зони дозатора.
2. Методика інженерного розрахунку вібраційного об’ємного дозатора для дрібнодисперсних сипких матеріалів.

Використання результатів дисертаційних досліджень дозволило створити сучасні конструкції вібраційних об’ємних дозаторів для дрібнодисперсних сипких матеріалів, які здатні забезпечувати високу продуктивність та точність процесу дозування.

Голова комісії,

Головний інженер ТЗОВ «ІнтерПЕТ»

Яворський В.З.

Члени комісії,

Головний конструктор ТЗОВ «ІнтерПЕТ»
Провідний технолог ТЗОВ «ІнтерПЕТ»

Данай В.А.
Дикий Т.П.



«Затверджую»

Проректор науково-педагогічної роботи
Національного університету
«Львівська політехніка»

О.Р. Давидчак

АКТ

про використання в навчальному процесі у Національному університеті
«Львівська політехніка» результатів дисертаційної роботи
Магерус Надії Іванівни «Обґрунтування параметрів та режимів роботи
вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних сипких матеріалів»

Комісія у складі:

Голова комісії: директор ПМТ, д.т.н., доц. Ланець О. С.

Члени комісії: зав. каф. МАМ, д.т.н., проф. Кузьо І. В.

доц. каф. МАМ, к.т.н., доц. Боровець В. М.

ст. викл. каф. МАМ, к.т.н. Гурський В. М.

цим актом підтверджує те, що у навчальному процесі на кафедрі механіки та автоматизації машинобудування використовуються результати дисертаційної роботи Магерус Н. І. «Обґрунтування параметрів та режимів роботи вібраційних об'ємних дозаторів для дрібнодисперсних сипких матеріалів».


Комісія встановила, що:

результати роботи впроваджено у навчальний процес кафедри механіки та автоматизації машинобудування, зокрема використано для підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційних рівнів бакалавр напрямку 6.050502 «Інженерна механіка», спеціаліст та магістр за спеціальністю 7(8).05050206 «Машини та технологія пакування», а саме: у лекційних курсах та курсовому проектуванні з навчальних дисциплін «Обладнання для дозування матеріалів» обсягом 285 год. та «Механіка сипких середовищ та рідин» обсягом 225 год.

Голова комісії:  д.т.н., доц. Ланець О. С.

Члени комісії:  д.т.н., проф. Кузьо І. В.

к.т.н., доц. Боровець В. М.

 к.т.н. Гурський В. М.

ДОДАТОК Б

Зведення системи рівнянь (Б.1) до моделі Лоренца:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 V_x}{\partial t \partial y} - \frac{\partial^2 V_y}{\partial t \partial x} = v \left(\frac{\partial^3 V_x}{\partial x^2 \partial y} + \frac{\partial^3 V_x}{\partial y^3} - \frac{\partial^3 V_y}{\partial x^3} - \frac{\partial^3 V_y}{\partial y^2 \partial x} \right) - \frac{\partial^2 V_x}{\partial x \partial y} \cdot V_x - \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} \cdot V_y + \\ \frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} \cdot V_x + \frac{\partial^2 V_y}{\partial y \partial x} \cdot V_y + \eta g \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right), \\ \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0, \\ \frac{\partial \zeta}{\partial t} = \gamma_n \cdot \left(\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} \right) - V_x \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial x} + V_y \cdot \frac{\partial \zeta}{\partial y} + \frac{\Delta U}{h_k} \cdot V_y. \end{array} \right. \quad (\text{Б.1})$$

Зробимо заміну:

$$\begin{aligned} V_x &= -X(t) \beta^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y), \\ V_y &= X(t) \alpha^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y), \\ \zeta &= Y(t) \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) + Z(t) \cdot \sin(2\beta^* y). \end{aligned} \quad (\text{Б.2})$$

Для зведення системи (Б.1) до моделі Лоренца використано заміни (Б.2). Знайдемо спочатку окремо кожен із доданків системи (Б.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_x}{\partial y} &= X(t) \cdot \beta^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^2 V_x}{\partial t \partial y} &= \frac{dX(t)}{dt} \cdot \beta^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial V_y}{\partial x} &= -X(t) \cdot \alpha^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^2 V_y}{\partial t \partial x} &= -\frac{dX(t)}{dt} \cdot \alpha^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^2 V_x}{\partial x \partial y} &= X(t) \cdot \alpha^* \cdot \beta^{*2} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2} &= X(t) \cdot \beta^{*3} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y); \\ \frac{\partial^3 V_x}{\partial y \partial x^2} &= -X(t) \cdot \alpha^{*2} \cdot \beta^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^3 V_x}{\partial y^3} &= -X(t) \cdot \beta^{*4} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^2 V_y}{\partial x \partial y} &= -X(t) \cdot \alpha^{*2} \cdot \beta^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y); \\ \frac{\partial^2 V_y}{\partial x^2} &= -X(t) \cdot \alpha^{*3} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^3 V_y}{\partial x \partial y^2} &= X(t) \cdot \alpha^{*2} \cdot \beta^{*2} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \\ \frac{\partial^3 V_y}{\partial x^3} &= X(t) \cdot \alpha^{*4} \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y); \end{aligned}$$

Для спрощення системи (Б.1) згруповано схожі доданки та виконано над ними перетворення. Спочатку підставимо потрібні доданки у перше рівняння системи (Б.1):

$$\begin{aligned} \frac{dX(t)}{dt} \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) &= \nu \cdot \left(-X(t) \cdot \left(\alpha^{*2} \beta^{*2} + \beta^{*4} + \right) \right. \\ &\quad \left. + \alpha^{*4} + \alpha^{*2} \beta^{*2} \right) \times \\ &\times \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - V_x \cdot X(t) \cdot \alpha^* \beta^{*2} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - V_y \cdot X(t) \beta^{*3} \times \\ &\times \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y) - V_x \cdot X(t) \cdot \beta^{*3} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - V_y \cdot X(t) \cdot \alpha^{*2} \beta^* \times \\ &\times \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y) + \eta g \cdot \left(-Y(t) \alpha^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \right) \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_4} + C(y) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right). \end{aligned} \quad (\text{Б.3})$$

На основі рекомендацій, викладених у роботі [79], у отриманому виразі усі комбінації синусів та косинусів приводимо із допомогою тригонометричних перетворень до суми членів вигляду: $\sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y)$;

$\sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y)$; $\cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y)$; $\cos(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y)$. Відкидаємо члени, відмінні по структурі від єдиної комбінації вигляду $\sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y)$, що знаходиться у правій частині рівності. Прирівнявши коефіцієнти у правій та лівій частині рівняння отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{dX(t)}{dt} \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) = -\nu \cdot X(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2})^2 \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - \\ - \eta g \cdot Y(t) \alpha^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right). \end{aligned} \quad (\text{Б.4})$$

Розділимо праву і ліву частину рівняння на $(\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y)$:

$$\frac{dX(t)}{dt} = -\nu \cdot X(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) - \frac{\eta g \cdot Y(t) \alpha^*}{(\alpha^{*2} + \beta^{*2})} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_u} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right). \quad (\text{Б.5})$$

Аналогічні перетворення виконаємо із третім рівнянням системи (1.1). Для спрощення розрахунків спочатку здійсимо дії окремо над кожним із доданків:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} = \frac{dY(t)}{dt} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - \frac{dZ(t)}{dt} \cdot \sin(2\beta^* y);$$

$$\frac{\partial \zeta}{\partial x} = -Y(t) \cdot \alpha^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y);$$

$$\frac{\partial \zeta}{\partial y} = Y(t) \beta^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y) + 2\beta^* \cdot Z(t) \cdot \cos(2\beta^* y);$$

$$\frac{\partial^2 \zeta}{\partial x^2} = -Y(t) \cdot \alpha^{*2} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y);$$

$$\frac{\partial^2 \zeta}{\partial y^2} = -Y(t) \beta^{*2} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - 4\beta^{*2} \cdot Z(t) \cdot \sin(2\beta^* y).$$

Підставимо доданки у третє рівняння системи (Б.1):

$$\begin{aligned}
& \frac{dY(t)}{dt} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) + \frac{dZ(t)}{dt} \cdot \sin(2\beta^* y) = \gamma_n \cdot \left(\begin{array}{l} -Y(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \times \\ \times \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \end{array} \right) - \\
& - \gamma_n 4\beta^{*2} \cdot Z(t) \cdot \sin(2\beta^* y) + X(t)\beta^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y) \times \\
& \times (-Y(t)\alpha^* \cdot \sin(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y)) - X(t)\alpha^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \times \\
& \times (Y(t)\beta^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \cos(\beta^* y) + 2\beta^* \cdot Z(t) \cdot \cos(2\beta^* y)) + \\
& + X(t)\alpha^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \cdot \frac{\Delta U}{h_\kappa}.
\end{aligned} \tag{Б.6}$$

Із рівняння (Б.6) отримано:

$$\begin{aligned}
& \frac{dY(t)}{dt} \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) - \frac{dZ(t)}{dt} \cdot \sin(2\beta^* y) = -\gamma_n \cdot \left(\begin{array}{l} Y(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \times \\ \times \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \end{array} \right) - \\
& - 4\beta^{*2} \gamma_n \cdot Z(t) \cdot \sin(2\beta^* y) - \alpha^* \beta^* \cdot X(t) \cdot Y(t) \cdot \frac{1}{2} \cdot \sin(2\beta^* y) - \\
& - 2\alpha^* \beta^* \cdot X(t) \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \cdot Z(t) \cdot \cos(2\beta^* y) + X(t)\alpha^* \cdot \cos(\alpha^* x) \cdot \sin(\beta^* y) \cdot \frac{\Delta U}{h_\kappa}.
\end{aligned} \tag{Б.7}$$

Згрупувавши однакові члени із рівняння (1.7) приводимо вирази $\frac{dY(t)}{dt}$,

$\frac{dZ(t)}{dt}$ до вигляду:

$$\begin{aligned}
\frac{dY(t)}{dt} &= -\gamma_n \cdot \left(Y(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) \right) - 2\alpha^* \beta^* \cdot X(t) \cdot Z(t) \cdot \cos(2\beta^* y) + X(t)\alpha^* \frac{\Delta U}{h_\kappa}, \\
\frac{dZ(t)}{dt} &= -4\beta^{*2} \gamma_n \cdot Z(t) + \frac{\alpha^* \beta^* X(t) \cdot Y(t)}{2}.
\end{aligned} \tag{Б.8}$$

Таким чином отримано систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dX(t)}{dt} = -\nu \cdot X(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) + \frac{\eta g \alpha^* \cdot Y(t)}{\alpha^{*2} + \beta^{*2}} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho_\nu} + C(y) + \frac{dC(y)}{dy} \cdot y \right), \\ \frac{dY(t)}{dt} = -\gamma_n \cdot Y(t) \cdot (\alpha^{*2} + \beta^{*2}) + X(t) \cdot \alpha^* \cdot \frac{\Delta U}{h_\kappa} - 2\alpha^* \beta^* \cdot X(t) \cdot Z(t), \\ \frac{dZ(t)}{dt} = -4\beta^{*2} \gamma_n \cdot Z(t) + \frac{X(t) \cdot Y(t) \cdot \alpha^* \beta^*}{2}. \end{array} \right. \tag{Б.9}$$

ДОДАТОК В

Табл. В.1. Характеристики вхідних факторів експерименту по дослідженні зусилля опору пшеничного борошна під дією вібрації

Характеристика фактора	Амплітуда коливань (X1), м	Частота коливань (X2), Гц	Висота шару СМ (X3), м
+	0,004	30	0,2
–	0,002	10	0,08

Табл. В.2. Матриця планування та результатів повнофакторного експерименту при дослідженні ефективної в'язкості пшеничного борошна

№ п/п	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_2 \cdot x_3$	$x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$	$F_{o.c1}, \text{Н}$	$F_{o.c2}, \text{Н}$	$F_{o.c3}, \text{Н}$	$F_{o.c4}, \text{Н}$	$F_{o.c5}, \text{Н}$
1.	+	–	–	–	+	+	+	–	0,193	0,2	0,215	0,188	0,179
2.	+	–	–	+	+	–	–	+	0,543	0,566	0,563	0,540	0,57
3.	+	–	+	–	–	+	–	+	0,158	0,123	0,134	0,152	0,135
4.	+	–	+	+	–	–	+	–	0,558	0,559	0,547	0,533	0,573
5.	+	+	–	–	–	–	+	+	0,206	0,187	0,18	0,167	0,185
6.	+	+	–	+	–	+	–	–	0,517	0,53	0,494	0,513	0,512
7.	+	+	+	–	+	–	–	–	0,078	0,058	0,063	0,055	0,08
8.	+	+	+	+	+	+	+	+	0,455	0,472	0,453	0,474	0,475

Табл. В.3. Значення критерію Кохрена $G_{кр}$ для номерів дослідів, кожен із яких складається із n паралельних дослідів.
при заданих значення коефіцієнта ризику $\beta_1 = 0,05$ та $\beta_1 = 0,01$ [113]

N	n																	
	2		3		4		5		6		7		8		9		10	
	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01	0,05	0,01
2	*	*	0,97	0,99	0,94	0,98	0,91	0,96	0,88	0,94	0,85	0,92	0,83	0,90	0,82	0,88	0,80	0,87
3	0,97	0,99	0,87	0,94	0,80	0,88	0,75	0,83	0,71	0,79	0,68	0,76	0,65	0,73	0,63	0,71	0,62	0,69
4	0,91	0,97	0,77	0,86	0,98	0,78	0,63	0,72	0,59	0,68	0,56	0,64	0,54	0,61	0,52	0,59	0,50	0,57
5	0,84	0,93	0,68	0,79	0,60	0,70	0,54	0,63	0,51	0,59	0,48	0,55	0,46	0,53	0,44	0,50	0,42	0,49
6	0,78	0,88	0,62	0,72	0,53	0,60	0,48	0,56	0,44	0,52	0,42	0,49	0,40	0,46	0,38	0,44	0,37	0,42
7	0,73	0,84	0,56	0,66	0,48	0,57	0,43	0,51	0,40	0,47	0,37	0,43	0,35	0,41	0,34	0,39	0,33	0,38
8	0,68	0,79	0,52	0,62	0,44	0,52	0,39	0,46	0,36	0,42	0,34	0,39	0,32	0,37	0,30	0,35	0,29	0,34
9	0,64	0,75	0,48	0,57	0,40	0,48	0,36	0,43	0,33	0,39	0,31	0,36	0,29	0,34	0,28	0,32	0,27	0,31
10	0,60	0,72	0,44	0,54	0,37	0,45	0,33	0,39	0,30	0,36	0,28	0,33	0,27	0,31	0,25	0,29	0,24	0,28
12	0,54	0,65	0,39	0,48	0,33	0,39	0,29	0,34	0,26	0,31	0,24	0,29	0,23	0,27	0,22	0,25	0,21	0,24
15	0,47	0,57	0,33	0,41	0,28	0,33	0,24	0,29	0,22	0,26	0,20	0,24	0,19	0,22	0,18	0,21	0,17	0,20
20	0,39	0,48	0,27	0,33	0,22	0,27	0,19	0,23	0,17	0,20	0,16	0,19	0,15	0,17	0,14	0,16	0,14	0,16
24	0,34	0,42	0,24	0,29	0,19	0,23	0,17	0,20	0,15	0,18	0,14	0,16	0,13	0,15	0,12	0,14	0,12	0,13
30	0,29	0,36	0,20	0,24	0,16	0,19	0,14	0,16	0,12	0,15	0,11	0,13	0,11	0,12	0,10	0,12	0,10	0,11
40	0,24	0,29	0,16	0,19	0,13	0,15	0,11	0,13	0,10	0,11	0,09	0,10	0,08	0,10	0,08	0,09	0,07	0,09
60	0,17	0,22	0,11	0,14	0,09	0,11	0,08	0,09	0,07	0,08	0,06	0,07	0,05	0,07	0,06	0,06	0,05	0,06
120	0,10	0,12	0,06	0,08	0,05	0,06	0,04	0,05	0,04	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03

Табл. В.4. Встановлення рівняння регресії, що описує залежність середнього значення коефіцієнта ефективної в'язкості $\bar{\mu}$ пшеничного борошна від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h

Амплітуда (X1)	Частота коливань (X2)	Висота шару (X3)	X1*X2	X1*X3	X2*X3	Коефіцієнт ефективної в'язкості ($\bar{\mu}$)
0,002	10	0,08	0,02	0,00016	0,8	10,38
0,002	10	0,2	0,02	0,0004	2	29,75
0,002	30	0,08	0,06	0,00016	2,4	7,28
0,002	30	0,2	0,06	0,0004	6	27,26
0,004	10	0,08	0,04	0,00032	0,8	8,56
0,004	10	0,2	0,04	0,0008	2	27,47
0,004	30	0,08	0,12	0,00032	2,4	3,5
0,004	30	0,2	0,12	0,0008	6	24,44

ВЫВОД ИТОГОВ								
<i>Регрессионная статистика</i>								
Множественный R	0,999991							
R-квадрат	0,999981							
Нормированный R-квадрат	0,999869							
Стандартная ошибка	0,10253							
Наблюдения	8							
<i>Дисперсионный анализ</i>								
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значимость F</i>			
Регрессия	6	561,5954	93,59923	8903,613	0,008112095			
Остаток	1	0,010513	0,010513					
Итого	7	561,6059						
	<i>Коэффициенты</i>	<i>Стандартная ошибка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-Значение</i>	<i>Нижние 95%</i>	<i>Верхние 95%</i>	<i>Нижние 95,0%</i>	<i>Верхние 95,0%</i>
Y-пересечение	5,1	0,480911	34,57503	0,018408	10,51695153	22,73805	10,51695	22,73804847
Амплітуда (X1)	-1477,5	135,6351	-10,8932	0,058279	-3200,907099	245,9071	-3200,91	245,9070993
Частота	-0,23038	0,015801	-13,314	0,047726	-0,411145851	-0,0096	-0,41115	-

коливань (X2)								0,00960414 9
Висота шару (X3)	133,9	2,712702	49,36039	0,012896	99,43185801	168,3681	99,4318 6	168,368142
X1*X2	-22,875	3,625	-6,31034	0,100053	-68,93499217	23,18499	-68,935	23,1849921 7
X1*X3	3775	725	5,206897	0,120794	-5436,998434	12987	-5437	12986,9984 3
X2*X3	0,8475	0,0725	11,68966	0,054328	-0,073699843	1,7687	-0,0737	1,76869984 3

Табл. В.5. Значення $t_{кр}$ розподілу Стюдента

$n \cdot N$	Коефіцієнт ризику β_2							
	0,5	0,25	0,1	0,05	0,025	0,01	0,005	0,001
1	1	2,41	6,31	12,7	25,5	63,7	127	637
2	1,816	1,6	2,92	4,3	6,21	9,92	14,1	31,6
3	1,765	1,42	2,35	3,18	4,18	5,84	7,45	12,9
4	1,741	1,34	2,13	2,78	3,5	4,6	5,6	8,61
5	1,727	1,3	2,01	2,57	3,16	4,03	4,77	6,86
6	1,718	1,27	1,94	2,45	2,97	3,71	4,32	5,96

$n \cdot N$	Коефіцієнт ризику β_2							
	0,5	0,25	0,1	0,05	0,025	0,01	0,005	0,001
7	1,711	1,25	1,89	2,36	2,84	3,5	4,03	5,4
8	1,706	1,24	1,86	2,31	2,75	3,36	3,83	5,04
9	1,703	1,23	1,83	2,26	2,68	3,25	3,69	4,78
10	1,7	1,22	1,81	2,23	2,63	3,17	3,58	4,59
11	1,697	1,21	1,8	2,2	2,59	3,11	3,5	4,44
12	1,695	1,21	1,78	2,18	2,56	3,05	3,43	4,32
13	1,694	1,2	1,77	2,16	2,53	3,01	3,37	4,22
14	1,692	1,2	1,76	2,14	2,51	2,98	3,33	4,14
15	1,691	1,2	1,75	2,13	2,49	2,95	3,29	4,07
16	1,69	1,19	1,75	2,12	2,47	2,92	3,25	4,01
17	1,689	1,19	0,74	2,11	2,46	2,9	3,22	3,96
18	1,688	1,19	1,73	2,1	2,44	2,88	3,2	3,92
19	1,688	1,19	1,73	2,09	2,43	2,86	3,17	3,88
20	1,687	1,18	1,72	2,09	2,42	2,85	3,15	3,85
21	1,686	1,18	1,72	2,08	2,41	2,83	3,14	3,82

$n \cdot N$	Коефіцієнт ризику β_2							
	0,5	0,25	0,1	0,05	0,025	0,01	0,005	0,001
22	1,686	1,18	1,72	2,07	2,41	2,82	3,12	3,79
23	1,685	1,18	1,71	2,07	2,4	2,81	3,1	3,77
24	1,685	1,18	1,71	2,06	2,39	2,8	3,09	3,74
25	1,684	1,18	1,71	2,06	2,38	2,79	3,08	3,72
26	1,684	1,18	1,71	2,06	2,38	2,78	3,07	3,71
27	1,684	1,18	1,7	2,05	2,37	2,77	3,06	3,69
28	1,683	1,17	1,7	2,05	2,37	2,76	3,05	3,67
29	1,683	1,17	1,7	2,05	2,36	2,76	3,04	3,66
30	1,683	1,17	1,7	2,04	2,36	2,75	3,03	3,65
40	1,681	1,17	1,68	2,02	2,33	2,7	2,97	3,55
60	1,679	1,16	1,67	2	2,3	2,66	2,91	3,46
120	1,677	1,16	1,66	1,98	2,27	2,62	2,86	3,37

Табл. В.6. Значення критерію Фішера $F_{кр}$ для коефіцієнта ризику $\beta_3 = 0,05$ [113]

ν_2^*	ν_1^*									
	1	2	3	4	5	6	8	12	24	∞
1	161,45	199,50	215,72	224,57	230,17	233,97	238,89	243,91	249,04	254,32
2	18,51	19,00	19,16	19,25	19,30	19,33	19,37	19,41	19,45	19,50
3	10,13	9,55	9,28	9,12	9,01	8,94	8,84	8,74	8,64	8,53
4	7,71	6,94	6,59	6,39	6,26	6,16	6,04	5,91	5,77	5,63
5	6,61	5,79	5,41	5,19	5,05	4,95	4,82	4,68	4,53	4,36
6	5,99	5,14	4,76	4,53	4,39	4,28	4,15	4,00	3,84	3,67
7	5,59	4,74	4,35	4,12	3,97	3,87	3,73	3,57	3,41	3,23
8	5,32	4,46	4,07	3,84	3,69	3,58	3,44	3,28	3,12	2,93
9	5,12	4,26	4,86	3,63	3,48	3,37	3,23	3,07	2,90	2,71
10	4,96	4,10	3,71	3,48	3,33	3,22	3,07	2,91	2,74	2,54
11	4,84	3,98	3,59	3,36	3,20	3,09	2,95	2,79	2,61	2,40
12	4,75	3,88	3,49	3,26	3,11	3,00	2,85	2,69	2,50	2,30
13	4,67	3,80	3,41	3,18	3,02	2,92	2,77	2,60	2,42	2,21
14	4,60	3,74	3,34	3,11	2,96	2,85	2,70	2,53	2,35	2,13
15	4,54	3,68	3,29	3,06	2,90	2,79	2,64	2,48	2,29	2,07
16	4,49	3,63	3,24	3,01	2,85	2,74	2,59	2,42	2,24	2,01
17	4,45	3,59	3,20	2,96	2,81	2,70	2,55	2,38	2,19	1,96
18	4,41	3,55	3,16	2,93	2,77	2,66	2,51	2,34	2,15	1,92
19	4,38	3,52	3,13	2,90	2,74	2,63	2,48	2,31	2,11	1,88
20	4,35	3,49	3,10	2,87	2,71	2,60	2,45	2,28	2,08	1,84
21	4,32	3,47	3,07	2,84	2,68	2,57	2,42	2,25	2,05	1,81
22	4,30	3,44	3,05	2,82	2,66	2,55	2,40	2,23	2,03	1,78

v_2^*	v_1^*									
	1	2	3	4	5	6	8	12	24	∞
23	4,28	3,42	3,03	2,80	2,64	2,53	3,38	2,20	2,00	1,76
24	4,26	3,40	3,01	2,78	2,62	2,51	2,36	2,18	1,98	1,73
25	4,24	3,38	2,99	2,76	2,60	2,49	2,34	2,16	1,96	1,71
26	4,22	3,37	2,98	2,74	2,59	2,47	2,32	2,15	1,95	1,69
27	4,21	3,35	2,96	2,73	2,57	2,46	2,30	2,13	1,93	1,67
28	4,20	3,34	2,35	2,71	2,56	2,44	2,29	2,12	1,91	1,65
29	4,18	3,33	2,93	2,70	2,54	2,43	2,78	2,10	1,90	1,64
30	4,17	3,32	2,92	2,69	2,53	2,42	2,27	2,09	1,89	1,6
35	4,12	3,26	2,87	2,64	2,48	2,37	2,22	2,04	1,83	1,57
40	4,08	3,23	2,84	2,61	2,45	2,34	2,18	2,00	1,79	1,52
45	4,06	3,21	2,81	2,58	2,42	2,31	2,15	1,97	1,76	1,48
50	4,03	3,18	2,79	2,56	2,40	2,29	2,13	1,95	1,74	1,44
60	4,00	3,15	2,76	2,52	2,37	2,25	2,10	1,92	1,70	1,39
70	3,98	3,13	2,74	2,50	2,35	2,23	2,07	1,89	1,67	1,35
80	3,96	3,11	2,72	2,49	2,33	2,21	2,06	1,88	1,65	1,31
90	3,95	3,10	2,71	2,47	2,32	2,20	2,04	1,86	1,64	1,28
100	3,94	3,09	2,70	2,46	2,30	2,19	2,03	1,85	1,63	1,26

ДОДАТОК Г

Табл. Г.1. Характеристики вхідних факторів експерименту по дослідженні зусилля опору цементу під дією вібрації

Характеристика фактора	Амплітуда коливань (X1), м	Частота коливань (X2), Гц	Висота шару СМ (X3), м
+	0,004	30	0,2
–	0,002	10	0,08

Табл. Г.2. Матриця планування та результатів повнофакторного експерименту при дослідженні ефективної в'язкості цементу

N п/п	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_2 \cdot x_3$	$x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$	$F_{o.c1}, Н$	$F_{o.c2}, Н$	$F_{o.c3}, Н$	$F_{o.c4}, Н$	$F_{o.c5}, Н$
1.	+	–	–	–	+	+	+	–	0,812	0,764	0,771	0,769	0,8
2.	+	–	–	+	+	–	–	+	1,939	1,919	1,909	1,923	1,89
3.	+	–	+	–	–	+	–	+	0,67	0,694	0,675	0,708	0,715
4.	+	–	+	+	–	–	+	–	1,849	1,835	1,831	1,886	1,838
5.	+	+	–	–	–	–	+	+	0,613	0,573	0,6	0,606	0,579
6.	+	+	–	+	–	+	–	–	1,667	1,64	1,684	1,66	1,65
7.	+	+	+	–	+	–	–	–	0,441	0,502	0,467	0,488	0,493
8.	+	+	+	+	+	+	+	+	1,666	1,58	1,634	1,62	1,641

Табл. Г.3. Встановлення рівняння регресії, що описує залежність коефіцієнта ефективної в'язкості цементу μ від амплітуди a , частоти коливань ν та висоти шару матеріалу h

Амплітуда (X1)	Частота коливань (X2)	Висота шару (X3)	X1*X2	X1*X3	X2*X3	Коефіцієнт ефективної в'язкості ($\bar{\mu}$)
0,002	10	0,08	0,02	0,00016	0,8	41,544
0,002	10	0,2	0,02	0,0004	2	101,654
0,002	30	0,08	0,06	0,00016	2,4	36,732
0,002	30	0,2	0,06	0,0004	6	98,03
0,004	10	0,08	0,04	0,00032	0,8	31,52
0,004	10	0,2	0,04	0,0008	2	88,02
0,004	30	0,08	0,12	0,00032	2,4	25,36
0,004	30	0,2	0,12	0,0008	6	86,378

ВЫВОД ИТОГОВ							
<i>Регрессионная статистика</i>							
Множественны R	0,99995820 2						
R-квадрат	0,99991640 5						

Нормированный R-квадрат	0,99941483 6							
Стандартная ошибка	0,66114484							
Наблюдения	8							
Дисперсионный анализ								
	<i>df</i>	<i>SS</i>	<i>MS</i>	<i>F</i>	<i>Значимость F</i>			
Регрессия	6	5228,499475	871,4166	1993,575	0,017142			
Остаток	1	0,4371125	0,437112					
Итого	7	5228,936588						
	<i>Коэффициенты</i>	<i>Стандартная ошибка</i>	<i>t-статистика</i>	<i>P-Значение</i>	<i>Нижние 95%</i>	<i>Верхние 95%</i>	<i>Нижние 95,0%</i>	<i>Верхние 95,0%</i>
Y-пересечение	15	3,101044179	6,769494	0,093367	-18,41	60,395	-18,41	60,395
Амплітуда (X1)	-4282,5	874,6124142	-4,89645	0,128253	-15395,5	6830,504	-15395,5	6830,504
Частота коливаний (X2)	-0,385625	0,101889263	-3,78475	0,164449	-1,68025	0,909001	-1,68025	0,909001
Висота шару (X3)	502,95	17,49224828	28,75274	0,022132	280,6899	725,2101	280,6899	725,2101
X1*X2	-2,125	23,375	-0,09091	0,942284	-299,133	294,8825	-299,133	294,8825
X1*X3	-10725	4675	-2,29412	0,261692	-70126,5	48676,51	-70126,5	48676,51
X2*X3	1,2275	0,4675	2,625668	0,231662	-4,71265	7,167651	-4,71265	7,167651

ДОДАТОК Д

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 1$

C1	L1	L2	L3
0.0000000E+0000	3,5077E-01	-7,5312E-01	-7,5420E-01
6.6666667E-0002	2,3589E-01	-7,2622E-01	-7,3010E-01
1.3333333E-0001	1,1042E-01	-6,9642E-01	-7,0078E-01
2.0000000E-0001	0,8359E-01	-6,6657E-01	-6,7038E-01
2.6666667E-0001	0,5441E-01	-6,3527E-01	-6,3915E-01
3.3333333E-0001	0,2291E-01	-6,0307E-01	-6,0638E-01
4.0000000E-0001	-1,0224E-02	-5,7033E-01	-5,7260E-01
4.6666667E-0001	-1,4517E-01	-5,3636E-01	-5,3823E-01
5.3333333E-0001	-2,8058E-01	-4,7234E-01	-5,0335E-01
6.0000000E-0001	-4,2039E-01	-4,6512E-01	-4,6640E-01
6.6666667E-0001	-3,7481E-01	-4,3334E-01	-6,0925E-01
7.3333333E-0001	-3,4341E-01	-3,9708E-01	-7,4363E-01
8.0000000E-0001	-3,1090E-01	-3,6130E-01	-8,7880E-01
8.6666667E-0001	-2,7742E-01	-3,2603E-01	-1,0143E+00
9.3333333E-0001	-2,4289E-01	-2,9156E-01	-1,1498E+00
1.0000000E+0000	-2,0656E-01	-2,5889E-01	-1,2854E+00
1.0666667E+0000	-1,6670E-01	-2,2813E-01	-1,4226E+00
1.1333333E+0000	-1,2730E-01	-1,9837E-01	-1,5584E+00
1.2666667E+0000	-1,1789E-01	-1,6141E-01	-1,6716E+00
1.3333333E+0000	-9,7154E-02	-1,2879E-01	-1,7919E+00
1.4000000E+0000	-7,3832E-02	-9,8666E-02	-1,9121E+00
1.4666667E+0000	-5,0668E-02	-6,9201E-02	-2,0313E+00
1.5333333E+0000	-2,7246E-02	-4,2013E-02	-2,1488E+00
1.6000000E+0000	-3,8727E-03	-1,6540E-02	-2,2646E+00
1.6666667E+0000	1,8573E-02	8,1620E-03	-2,3785E+00
1.7333333E+0000	4,0435E-02	3,1591E-02	-2,4905E+00
1.8000000E+0000	6,1449E-02	5,4018E-02	-2,6005E+00
1.8666667E+0000	8,1288E-02	7,5789E-02	-2,7087E+00
1.9333333E+0000	1,0158E-01	9,5341E-02	-2,8151E+00
2.0000000E+0000	1,1988E-01	1,1509E-01	-2,9196E+00

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 1,2$

C1	L1	L2	L3
0.0000000E+0000	4,6096E-01	-8,4325E-01	-8,4474E-01
6.6666667E-0002	3,4329E-01	-8,1546E-01	-8,1854E-01
1.3333333E-0001	2,1822E-01	-7,8605E-01	-7,8924E-01
2.0000000E-0001	1,9137E-01	-7,5611E-01	-7,5887E-01
2.6666667E-0001	0,6249E-01	-7,2428E-01	-7,2842E-01
3.3333333E-0001	0,3223E-01	-6,9257E-01	-6,9649E-01
4.0000000E-0001	0,0037E-01	-6,6013E-01	-6,6366E-01
4.6666667E-0001	0,6415E-02	-6,2655E-01	-6,2994E-01
5.3333333E-0001	-6,8298E-02	-5,9086E-01	-5,9750E-01
6.0000000E-0001	-2,0432E-01	-5,5829E-01	-5,6067E-01
6.6666667E-0001	-3,4019E-01	-5,2087E-01	-5,2874E-01
7.3333333E-0001	-4,3779E-01	-4,8885E-01	-5,2798E-01
8.0000000E-0001	-4,0203E-01	-4,5299E-01	-6,6589E-01
8.6666667E-0001	-3,6895E-01	-4,1668E-01	-8,0194E-01
9.3333333E-0001	-3,3422E-01	-3,8171E-01	-9,3829E-01
1.0000000E+0000	-2,9919E-01	-3,4687E-01	-1,0748E+00
1.0666667E+0000	-2,6241E-01	-3,1397E-01	-1,2113E+00
1.1333333E+0000	-2,2336E-01	-2,8219E-01	-1,3488E+00
1.2000000E+0000	-1,5905E-01	-2,6064E-01	-1,5012E+00
1.2666667E+0000	-1,6610E-01	-2,1456E-01	-1,6070E+00
1.3333333E+0000	-1,4438E-01	-1,7985E-01	-1,7301E+00
1.4000000E+0000	-1,1975E-01	-1,4740E-01	-1,8538E+00
1.4666667E+0000	-9,4817E-02	-1,1599E-01	-1,9768E+00
1.5333333E+0000	-6,9453E-02	-8,6433E-02	-2,0985E+00
1.6000000E+0000	-4,4399E-02	-5,8188E-02	-2,2186E+00
1.6666667E+0000	-1,9993E-02	-3,1032E-02	-2,3370E+00
1.7333333E+0000	3,6915E-03	-4,9828E-03	-2,4537E+00
1.8000000E+0000	2,6338E-02	2,0304E-02	-2,5685E+00
1.8666667E+0000	4,8606E-02	4,3822E-02	-2,6815E+00
1.9333333E+0000	7,0873E-02	6,6212E-02	-2,7928E+00
2.0000000E+0000	9,1338E-02	8,8621E-02	-2,9023E+00

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 1,4$

C1	L1	L2	L3
0,0000E+00	3,2127E-01	-9,8390E-01	-9,8437E-01
6,6667E-02	2,8047E-01	-9,5419E-01	-9,5661E-01
1,3333E-01	2,5585E-01	-9,2552E-01	-9,2732E-01
2,0000E-01	2,2953E-01	-8,9481E-01	-8,9844E-01
2,6667E-01	2,1625E-01	-8,6406E-01	-8,6797E-01
3,3333E-01	1,9826E-01	-8,3380E-01	-8,3529E-01
4,0000E-01	1,6038E-01	-8,0048E-01	-8,0423E-01
4,6667E-01	1,3835E-01	-7,6727E-01	-7,7158E-01
5,3333E-01	1,0941E-01	-7,3382E-01	-7,3781E-01
6,0000E-01	8,593E-02	-6,9945E-01	-7,0380E-01
6,6667E-01	5,232E-02	-6,6532E-01	-6,6853E-01
7,3333E-01	2,636E-02	-6,3080E-01	-6,3287E-01
8,0000E-01	-5,102E-02	-5,9457E-01	-5,9835E-01
8,6667E-01	-1,8884E-01	-5,5926E-01	-5,6242E-01
9,3333E-01	-3,2645E-01	-5,2176E-01	-5,2894E-01
1,0000E+00	-4,4545E-01	-4,8516E-01	-5,1190E-01
1,0667E+00	-4,0434E-01	-4,4918E-01	-6,5581E-01
1,1333E+00	-3,6756E-01	-4,1366E-01	-7,9473E-01
1,2000E+00	-3,3001E-01	-3,7880E-01	-9,3378E-01
1,2667E+00	-2,9108E-01	-3,4496E-01	-1,0731E+00
1,3333E+00	-2,4762E-01	-3,1387E-01	-1,2143E+00
1,4000E+00	-2,0716E-01	-2,8232E-01	-1,3529E+00
1,4667E+00	-1,9102E-01	-2,4006E-01	-1,4780E+00
1,5333E+00	-1,6531E-01	-2,0290E-01	-1,6075E+00
1,6000E+00	-1,3744E-01	-1,6764E-01	-1,7372E+00
1,6667E+00	-1,0898E-01	-1,3374E-01	-1,8662E+00
1,7333E+00	-8,0453E-02	-1,0092E-01	-1,9940E+00
1,8000E+00	-5,2349E-02	-6,9043E-02	-2,1206E+00
1,8667E+00	-2,4923E-02	-3,7981E-02	-2,2457E+00
1,9333E+00	2,4329E-03	-8,3780E-03	-2,3693E+00
2,0000E+00	2,9374E-02	2,0076E-02	-2,4913E+00

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 1,6$

C1	L1	L2	L3
0,0000E+00	4,1115E-01	-1,1423E+00	-1,1436E+00
6,6667E-02	3,9890E-01	-1,1132E+00	-1,1163E+00
1,3333E-01	3,5646E-01	-1,0848E+00	-1,0870E+00
2,0000E-01	3,3385E-01	-1,0546E+00	-1,0578E+00
2,6667E-01	3,1110E-01	-1,0244E+00	-1,0274E+00
3,3333E-01	3,0819E-01	-9,9287E-01	-9,9643E-01
4,0000E-01	2,8513E-01	-9,6096E-01	-9,6460E-01
4,6667E-01	2,6192E-01	-9,2821E-01	-9,3195E-01
5,3333E-01	2,5859E-01	-8,9483E-01	-8,9874E-01
6,0000E-01	2,3088E-01	-8,6097E-01	-8,6438E-01
6,6667E-01	2,1493E-01	-8,2608E-01	-8,3007E-01
7,3333E-01	1,7765E-01	-7,9063E-01	-7,9499E-01
8,0000E-01	1,5976E-01	-7,5469E-01	-7,5980E-01
8,6667E-01	1,3043E-01	-7,1847E-01	-7,2346E-01
9,3333E-01	1,2113E-01	-6,8159E-01	-6,8775E-01
1,0000E+00	1,1275E-01	-6,4462E-01	-6,5104E-01
1,0667E+00	-1,9668E-02	-6,0732E-01	-6,1472E-01
1,1333E+00	-1,6027E-01	-5,7310E-01	-5,7503E-01
1,2000E+00	-3,0068E-01	-5,3289E-01	-5,4147E-01
1,2667E+00	-4,4082E-01	-4,9772E-01	-5,0165E-01
1,3333E+00	-4,1009E-01	-4,5797E-01	-6,3762E-01
1,4000E+00	-3,7011E-01	-4,2199E-01	-7,8026E-01
1,4667E+00	-3,2873E-01	-3,8705E-01	-9,2325E-01
1,5333E+00	-2,8038E-01	-3,5672E-01	-1,0686E+00
1,6000E+00	-2,4816E-01	-3,1753E-01	-1,2067E+00
1,6667E+00	-2,2586E-01	-2,7333E-01	-1,3399E+00
1,7333E+00	-1,9613E-01	-2,3456E-01	-1,4751E+00
1,8000E+00	-1,6527E-01	-1,9699E-01	-1,6102E+00
1,8667E+00	-1,3368E-01	-1,6090E-01	-1,7445E+00
1,9333E+00	-1,0269E-01	-1,2519E-01	-1,8779E+00
2,0000E+00	-7,1855E-02	-9,0446E-02	-2,0102E+00

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 1,8$

C1	L1	L2	L3
0,0000E+00	3,7016E-01	-1,2985E+00	-1,3019E+00
6,6667E-02	3,5782E-01	-1,2718E+00	-1,2743E+00
1,3333E-01	3,4539E-01	-1,2431E+00	-1,2456E+00
2,0000E-01	3,3281E-01	-1,2147E+00	-1,2150E+00
2,6667E-01	3,2008E-01	-1,1835E+00	-1,1856E+00
3,3333E-01	3,0720E-01	-1,1522E+00	-1,1548E+00
4,0000E-01	2,9417E-01	-1,1204E+00	-1,1231E+00
4,6667E-01	2,8099E-01	-1,0878E+00	-1,0907E+00
5,3333E-01	2,6767E-01	-1,0559E+00	-1,0562E+00
6,0000E-01	2,5421E-01	-1,0203E+00	-1,0239E+00
6,6667E-01	2,4060E-01	-9,8742E-01	-9,8759E-01
7,3333E-01	2,2688E-01	-9,5044E-01	-9,5415E-01
8,0000E-01	2,1303E-01	-9,1598E-01	-9,1687E-01
8,6667E-01	1,9046E-01	-8,7774E-01	-8,8208E-01
9,3333E-01	1,4988E-01	-8,4230E-01	-8,4373E-01
1,0000E+00	1,0810E-01	-8,0298E-01	-8,0806E-01
1,0667E+00	8,6576E-02	-7,6691E-01	-7,6861E-01
1,1333E+00	4,2258E-02	-7,2669E-01	-7,3245E-01
1,2000E+00	2,7834E-02	-6,8805E-01	-6,9365E-01
1,2667E+00	1,3447E-02	-6,4916E-01	-6,5546E-01
1,3333E+00	-9,4348E-03	-6,1056E-01	-6,1695E-01
1,4000E+00	-1,5349E-01	-5,7191E-01	-5,7830E-01
1,4667E+00	-2,9697E-01	-5,3530E-01	-5,3816E-01
1,5333E+00	-4,4150E-01	-4,9598E-01	-5,9858E-01
1,6000E+00	-4,0120E-01	-4,5825E-01	-6,4353E-01
1,6667E+00	-3,5563E-01	-4,2344E-01	-7,9064E-01
1,7333E+00	-2,8311E-01	-4,1658E-01	-9,3669E-01
1,8000E+00	-2,8100E-01	-3,4067E-01	-1,0815E+00
1,8667E+00	-2,5136E-01	-2,9742E-01	-1,2211E+00
1,9333E+00	-2,1895E-01	-2,5624E-01	-1,3615E+00
2,0000E+00	-1,8481E-01	-2,1712E-01	-1,5014E+00

#Модель Лоренца со странным аттрактором

#Зависимость показателей Ляпунова (L1, L2, L3) от параметра C1 ($\sigma = C1$)

при $\frac{h}{R_0} = 2$

C1	L1	L2	L3
0,0000E+00	4,5017E-01	-1,5203E+00	-1,5242E+00
6,6667E-02	4,3777E-01	-1,4953E+00	-1,4969E+00
1,3333E-01	4,2535E-01	-1,4669E+00	-1,4680E+00
2,0000E-01	4,1279E-01	-1,4373E+00	-1,4387E+00
2,6667E-01	4,0008E-01	-1,4073E+00	-1,4084E+00
3,3333E-01	3,8722E-01	-1,3762E+00	-1,3778E+00
4,0000E-01	3,7422E-01	-1,3443E+00	-1,3465E+00
4,6667E-01	3,6107E-01	-1,3119E+00	-1,3143E+00
5,3333E-01	3,4777E-01	-1,2793E+00	-1,2807E+00
6,0000E-01	3,3432E-01	-1,2450E+00	-1,2473E+00
6,6667E-01	3,2072E-01	-1,2103E+00	-1,2129E+00
7,3333E-01	3,0698E-01	-1,1755E+00	-1,1772E+00
8,0000E-01	2,9310E-01	-1,1390E+00	-1,1418E+00
8,6667E-01	2,7907E-01	-1,1030E+00	-1,1045E+00
9,3333E-01	2,6490E-01	-1,0651E+00	-1,0676E+00
1,0000E+00	2,5063E-01	-1,0275E+00	-1,0293E+00
1,0667E+00	2,3620E-01	-9,8886E-01	-9,9061E-01
1,1333E+00	2,2169E-01	-9,4914E-01	-9,5208E-01
1,2000E+00	2,0705E-01	-9,1016E-01	-9,1154E-01
1,2667E+00	1,9283E-01	-8,6908E-01	-8,7186E-01
1,3333E+00	1,7493E-01	-8,2945E-01	-8,3047E-01
1,4000E+00	1,4604E-01	-7,8775E-01	-7,9018E-01
1,4667E+00	1,2640E-01	-7,4644E-01	-7,4872E-01
1,5333E+00	8,2671E-02	-7,0506E-01	-7,0728E-01
1,6000E+00	6,7665E-02	-6,6391E-01	-6,6523E-01
1,6667E+00	2,6369E-02	-6,2205E-01	-6,2367E-01
1,7333E+00	-1,2230E-01	-5,7982E-01	-5,8409E-01
1,8000E+00	-2,7070E-01	-5,3798E-01	-5,4426E-01
1,8667E+00	-4,1706E-01	-4,9604E-01	-5,0577E-01
1,9333E+00	-3,7779E-01	-4,5823E-01	-6,4887E-01
2,0000E+00	-3,4779E-01	-4,0967E-01	-7,9425E-01

ДОДАТОК Е

Табл. Е.1. Експериментальне дослідження часу витікання пшеничного борошна вагою 3 кг

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Час витікання, t_1 , с	Час витікання, t_2 , с	Час витікання, t_3 , с	Час витікання, t_4 , с	Час витікання, t_5 , с
0,008	0,003	10	29	31	35	38	36
	0,003	15	24	17	14	15	20
	0,003	20	14	13	14	13	13
	0,003	25	12	11	11	11	11
	0,003	30	9	10	9	9	9
	0,002	10	48	38	24	43	45
	0,002	15	43	30	28	38	31
	0,002	20	21	20	21	21	20
	0,002	25	16	16	15	15	16
	0,002	30	13	13	14	13	14
	0,001	10	42	55	34	43	49
	0,001	15	50	28	41	37	35
	0,001	20	46	20	45	25	48
	0,001	25	33	28	38	45	35
	0,001	30	24	25	25	24	25
	0,0005	10	43	55	63	43	48
	0,0005	15	32	60	65	41	54
	0,0005	20	43	55	54	31	45
	0,0005	25	28	67	63	46	24
	0,0005	30	35	61	63	38	55
0,006	0,003	10	75	60	50	60	58
	0,003	15	19	14	33	27	23
	0,003	20	17	16	16	17	16
	0,003	25	12	12	12	11	12
	0,003	30	10	10	10	10	9
	0,002	10	70	100	79	91	88
	0,002	15	43	52	48	63	58
	0,002	20	21	22	22	21	21
	0,002	25	17	17	17	16	17
	0,002	30	14	14	14	14	14
	0,001	10	100	83	91	100	97
	0,001	15	100	136	136	115	107
	0,001	20	100	75	77	79	91
	0,001	25	54	63	49	50	64

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Час витікання, t_1 , с	Час витікання, t_2 , с	Час витікання, t_3 , с	Час витікання, t_4 , с	Час витікання, t_5 , с
	0,001	30	33	36	36	37	35
	0,0005	10	83	88	103	125	94
	0,0005	15	100	158	231	214	150
	0,0005	20	130	107	107	97	91
	0,0005	25	107	120	97	111	79
	0,0005	30	88	79	73	86	91
0,004	0,003	10	115	103	79	88	100
	0,003	15	58	60	73	64	63
	0,003	20	26	27	25	27	26
	0,003	25	16	17	16	17	16
	0,003	30	14	14	14	14	14
	0,002	10	188	167	188	158	188
	0,002	15	88	77	68	83	68
	0,002	20	34	32	33	34	33
	0,002	25	24	23	25	23	24
	0,002	30	20	21	20	19	21
	0,001	10	188	167	214	188	167
	0,001	15	188	200	167	136	188
	0,001	20	73	100	77	107	91
	0,001	25	77	94	94	103	83
	0,001	30	45	43	45	43	45
	0,0005	10	300	250	273	273	231
	0,0005	15	231	200	176	200	200
	0,0005	20	214	200	167	188	214
	0,0005	25	94	79	94	100	83
	0,0005	30	71	60	65	73	59

Табл. Е. 2. Експериментальне дослідження продуктивності витікання пшеничного борошна

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q_1 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_2 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_3 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_4 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_5 , кг/с	Q , кг/с	Похибка дозування, δ_t
0,008	0,003	10	0,103	0,097	0,086	0,079	0,084	0,090	0,10

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q1, кг/с	Продуктивність витікання, Q2, кг/с	Продуктивність витікання, Q3, кг/с	Продуктивність витікання, Q4, кг/с	Продуктивність витікання, Q5, кг/с	Q_{Σ} , кг/с	Похибка дозування, δ_t
	0,003	15	0,124	0,172	0,221	0,194	0,148	0,172	0,20
	0,003	20	0,221	0,238	0,221	0,238	0,238	0,231	0,04
	0,003	25	0,258	0,282	0,282	0,282	0,282	0,277	0,04
	0,003	30	0,344	0,310	0,344	0,344	0,344	0,337	0,04
	0,002	10	0,063	0,079	0,124	0,070	0,067	0,081	0,29
	0,002	15	0,069	0,100	0,107	0,078	0,097	0,090	0,16
	0,002	20	0,141	0,148	0,141	0,141	0,148	0,144	0,02
	0,002	25	0,182	0,182	0,194	0,194	0,182	0,187	0,03
	0,002	30	0,238	0,238	0,221	0,238	0,221	0,231	0,04
	0,001	10	0,072	0,055	0,089	0,070	0,061	0,069	0,17
	0,001	15	0,060	0,107	0,074	0,082	0,086	0,082	0,19
	0,001	20	0,065	0,148	0,067	0,119	0,063	0,092	0,39
	0,001	25	0,091	0,107	0,079	0,067	0,086	0,086	0,16
	0,001	30	0,124	0,119	0,119	0,124	0,119	0,121	0,02
	0,0005	10	0,069	0,055	0,048	0,070	0,062	0,061	0,14
	0,0005	15	0,094	0,050	0,046	0,074	0,056	0,064	0,29
	0,0005	20	0,069	0,055	0,056	0,097	0,066	0,069	0,23
	0,0005	25	0,107	0,045	0,048	0,065	0,124	0,078	0,42
	0,0005	30	0,086	0,049	0,048	0,078	0,055	0,063	0,26
	0,006	0,003	10	0,040	0,050	0,060	0,050	0,052	0,050
0,003		15	0,155	0,207	0,091	0,111	0,129	0,139	0,30
0,003		20	0,172	0,182	0,182	0,172	0,182	0,178	0,03
0,003		25	0,258	0,258	0,258	0,282	0,258	0,263	0,04
0,003		30	0,310	0,310	0,310	0,310	0,344	0,317	0,04
0,002		10	0,043	0,030	0,038	0,033	0,034	0,036	0,13
0,002		15	0,070	0,058	0,063	0,048	0,052	0,058	0,14
0,002		20	0,142	0,135	0,139	0,141	0,143	0,140	0,02
0,002		25	0,180	0,175	0,180	0,185	0,180	0,180	0,02
0,002		30	0,221	0,221	0,207	0,207	0,221	0,215	0,03
0,001		10	0,030	0,036	0,033	0,030	0,031	0,032	0,07
0,001		15	0,030	0,022	0,022	0,026	0,028	0,026	0,13
0,001		20	0,030	0,040	0,039	0,038	0,033	0,036	0,11
0,001		25	0,056	0,048	0,061	0,060	0,047	0,054	0,11
0,001		30	0,091	0,084	0,084	0,082	0,086	0,085	0,04
0,0005		10	0,036	0,034	0,029	0,024	0,032	0,031	0,14
0,0005		15	0,030	0,019	0,013	0,014	0,020	0,019	0,32
0,0005		20	0,023	0,028	0,028	0,031	0,033	0,029	0,12
0,0005		25	0,028	0,025	0,031	0,027	0,038	0,030	0,16
0,0005		30	0,034	0,038	0,041	0,035	0,033	0,036	0,08

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q1, кг/с	Продуктивність витікання, Q2, кг/с	Продуктивність витікання, Q3, кг/с	Продуктивність витікання, Q4, кг/с	Продуктивність витікання, Q5, кг/с	Q , кг/с	Похибка дозування, δ_t
0,004	0,003	10	0,026	0,029	0,038	0,034	0,030	0,031	0,14
	0,003	15	0,052	0,050	0,041	0,047	0,048	0,048	0,08
	0,003	20	0,115	0,111	0,119	0,111	0,115	0,114	0,03
	0,003	25	0,182	0,172	0,182	0,172	0,182	0,178	0,03
	0,003	30	0,221	0,207	0,207	0,221	0,221	0,215	0,03
	0,002	10	0,016	0,018	0,016	0,019	0,016	0,017	0,08
	0,002	15	0,034	0,039	0,044	0,036	0,044	0,039	0,11
	0,002	20	0,089	0,094	0,091	0,089	0,091	0,091	0,02
	0,002	25	0,124	0,129	0,119	0,129	0,124	0,125	0,03
	0,002	30	0,148	0,141	0,148	0,155	0,141	0,147	0,04
	0,001	10	0,016	0,018	0,014	0,016	0,018	0,016	0,09
	0,001	15	0,016	0,015	0,018	0,022	0,016	0,017	0,15
	0,001	20	0,041	0,030	0,039	0,028	0,033	0,034	0,15
	0,001	25	0,039	0,032	0,032	0,029	0,036	0,034	0,11
	0,001	30	0,067	0,070	0,067	0,069	0,067	0,068	0,02
	0,0005	10	0,010	0,012	0,011	0,011	0,013	0,011	0,09
	0,0005	15	0,013	0,015	0,017	0,015	0,015	0,015	0,09
	0,0005	20	0,014	0,015	0,018	0,016	0,014	0,015	0,10
	0,0005	25	0,032	0,038	0,032	0,030	0,036	0,034	0,09
	0,0005	30	0,042	0,050	0,046	0,041	0,051	0,046	0,09

Табл. Е. 3. Експериментальне дослідження часу витікання цементу вагою 8 кг

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Час витікання, t_1 , с	Час витікання, t_2 , с	Час витікання, t_3 , с	Час витікання, t_4 , с	Час витікання, t_5 , с
0,008	0,003	10	22	21	28	25	22
	0,003	15	12	13	20	18	15
	0,003	20	17	16	17	16	17
	0,003	25	12	13	13	12	13
	0,003	30	10	11	11	11	11
	0,002	10	45	42	52	44	38
	0,002	15	35	40	47	41	31
	0,002	20	26	19	28	27	24

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Час витікання, t_1 , с	Час витікання, t_2 , с	Час витікання, t_3 , с	Час витікання, t_4 , с	Час витікання, t_5 , с
	0,002	25	23	22	24	22	23
	0,002	30	21	20	20	21	22
	0,001	10	75	68	53	59	41
	0,001	15	34	47	66	46	51
	0,001	20	45	53	33	38	48
	0,001	25	21	34	32	26	27
	0,001	30	15	29	26	23	24
	0,0005	10	123	146	136	118	102
	0,0005	15	73	136	109	86	107
	0,0005	20	86	83	67	96	60
	0,0005	25	66	59	62	53	70
	0,0005	30	57	46	59	62	49
0,006	0,003	10	39	35	43	46	44
	0,003	15	35	33	31	36	28
	0,003	20	25	27	25	26	26
	0,003	25	21	22	21	21	22
	0,003	30	19	18	18	19	18
	0,002	10	54	62	39	58	50
	0,002	15	56	42	31	29	47
	0,002	20	33	46	29	21	30
	0,002	25	30	32	32	31	30
	0,002	30	26	27	28	26	26
	0,001	10	106	126	93	142	95
	0,001	15	96	62	93	91	76
	0,001	20	98	58	60	57	93
	0,001	25	41	59	63	47	42
	0,001	30	26	44	49	30	38
	0,0005	10	242	196	236	140	161
	0,0005	15	193	208	156	120	162
	0,0005	20	102	83	97	113	75
	0,0005	25	64	53	88	73	70
	0,0005	30	52	44	40	59	67
0,004	0,003	10	52	66	69	41	53
	0,003	15	46	53	39	36	41
	0,003	20	33	32	34	31	31
	0,003	25	25	27	26	25	26
	0,003	30	22	22	21	21	22
	0,002	10	83	79	80	71	96
	0,002	15	86	73	51	65	82

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Час витікання, t_1 , с	Час витікання, t_2 , с	Час витікання, t_3 , с	Час витікання, t_4 , с	Час витікання, t_5 , с
	0,002	20	44	69	63	50	57
	0,002	25	48	43	46	45	47
	0,002	30	41	39	39	38	40
	0,001	10	168	199	223	159	167
	0,001	15	123	190	175	169	163
	0,001	20	163	103	86	88	79
	0,001	25	65	106	113	197	185
	0,001	30	104	55	89	73	52
	0,0005	10	269	208	297	281	237
	0,0005	15	288	165	187	216	239
	0,0005	20	110	159	203	138	155
	0,0005	25	109	136	89	144	122
	0,0005	30	95	97	109	123	87

Табл. Е. 4. Експериментальне дослідження продуктивності витікання цементу

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q_1 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_2 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_3 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_4 , кг/с	Продуктивність витікання, Q_5 , кг/с	Q , кг/с	Похибка дозування, δ
0,008	0,003	10	0,364	0,381	0,286	0,320	0,364	0,343	0,10
	0,003	15	0,667	0,615	0,400	0,444	0,533	0,532	0,19
	0,003	20	0,471	0,500	0,471	0,500	0,471	0,482	0,03
	0,003	25	0,667	0,615	0,615	0,667	0,615	0,636	0,04
	0,003	30	0,800	0,727	0,727	0,727	0,727	0,742	0,04
	0,002	10	0,178	0,190	0,154	0,182	0,211	0,183	0,10
	0,002	15	0,229	0,200	0,170	0,195	0,258	0,210	0,15
	0,002	20	0,308	0,421	0,286	0,296	0,333	0,329	0,15
	0,002	25	0,348	0,364	0,333	0,364	0,348	0,351	0,03
	0,002	30	0,381	0,400	0,400	0,381	0,364	0,385	0,04
	0,001	10	0,107	0,118	0,151	0,136	0,195	0,141	0,23
	0,001	15	0,235	0,170	0,121	0,174	0,157	0,171	0,22
	0,001	20	0,178	0,151	0,242	0,211	0,167	0,190	0,18
	0,001	25	0,381	0,235	0,250	0,308	0,296	0,294	0,18

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q1, кг/с	Продуктивність витікання, Q2, кг/с	Продуктивність витікання, Q3, кг/с	Продуктивність витікання, Q4, кг/с	Продуктивність витікання, Q5, кг/с	\dot{Q} , кг/с	Похибка дозування, δ_t
	0,001	30	0,533	0,276	0,308	0,348	0,333	0,360	0,26
	0,0005	10	0,065	0,055	0,059	0,068	0,078	0,065	0,13
	0,0005	15	0,110	0,059	0,073	0,093	0,075	0,082	0,22
	0,0005	20	0,093	0,096	0,119	0,083	0,133	0,105	0,18
	0,0005	25	0,121	0,136	0,129	0,151	0,114	0,130	0,10
	0,0005	30	0,140	0,174	0,136	0,129	0,163	0,148	0,12
0,006	0,003	10	0,205	0,229	0,186	0,174	0,182	0,195	0,10
	0,003	15	0,229	0,242	0,258	0,222	0,286	0,247	0,09
	0,003	20	0,320	0,296	0,320	0,308	0,308	0,310	0,03
	0,003	25	0,381	0,364	0,381	0,381	0,364	0,374	0,02
	0,003	30	0,421	0,444	0,444	0,421	0,444	0,435	0,03
	0,002	10	0,148	0,129	0,205	0,138	0,160	0,156	0,18
	0,002	15	0,143	0,190	0,258	0,276	0,170	0,207	0,25
	0,002	20	0,242	0,174	0,276	0,381	0,267	0,268	0,26
	0,002	25	0,267	0,250	0,250	0,258	0,267	0,258	0,03
	0,002	30	0,308	0,296	0,286	0,308	0,308	0,301	0,03
	0,001	10	0,075	0,063	0,086	0,056	0,084	0,073	0,16
	0,001	15	0,083	0,129	0,086	0,088	0,105	0,098	0,18
	0,001	20	0,082	0,138	0,133	0,140	0,086	0,116	0,23
	0,001	25	0,195	0,136	0,127	0,170	0,190	0,164	0,18
	0,001	30	0,308	0,182	0,163	0,267	0,211	0,226	0,25
	0,0005	10	0,033	0,041	0,034	0,057	0,050	0,043	0,22
	0,0005	15	0,041	0,038	0,051	0,067	0,049	0,049	0,21
	0,0005	20	0,078	0,096	0,082	0,071	0,107	0,087	0,15
	0,0005	25	0,125	0,151	0,091	0,110	0,114	0,118	0,17
	0,0005	30	0,154	0,182	0,200	0,136	0,119	0,158	0,19
0,004	0,003	10	0,154	0,121	0,116	0,195	0,151	0,147	0,20
	0,003	15	0,174	0,151	0,205	0,222	0,195	0,189	0,13
	0,003	20	0,242	0,250	0,235	0,258	0,258	0,249	0,04
	0,003	25	0,320	0,296	0,308	0,320	0,308	0,310	0,03
	0,003	30	0,364	0,364	0,381	0,381	0,364	0,371	0,02
	0,002	10	0,096	0,101	0,100	0,113	0,083	0,099	0,10
	0,002	15	0,093	0,110	0,157	0,123	0,098	0,116	0,20
	0,002	20	0,182	0,116	0,127	0,160	0,140	0,145	0,17
	0,002	25	0,167	0,186	0,174	0,178	0,170	0,175	0,04
	0,002	30	0,195	0,205	0,205	0,211	0,200	0,203	0,03
	0,001	10	0,048	0,040	0,036	0,050	0,048	0,044	0,13
	0,001	15	0,065	0,042	0,046	0,047	0,049	0,050	0,16
	0,001	20	0,049	0,078	0,093	0,091	0,101	0,082	0,23

Ширина кільцевого випускного отвору, b_0 , м	Амплітуда коливань, а, м	Частота коливань, ν , Гц	Продуктивність витікання, Q1, кг/с	Продуктивність витікання, Q2, кг/с	Продуктивність витікання, Q3, кг/с	Продуктивність витікання, Q4, кг/с	Продуктивність витікання, Q5, кг/с	Q , кг/с	Похибка дозування, δ_t
	0,001	25	0,123	0,075	0,071	0,041	0,043	0,071	0,43
	0,001	30	0,077	0,145	0,090	0,110	0,154	0,115	0,27
	0,0005	10	0,030	0,038	0,027	0,028	0,034	0,031	0,14
	0,0005	15	0,028	0,048	0,043	0,037	0,033	0,038	0,20
	0,0005	20	0,073	0,050	0,039	0,058	0,052	0,054	0,21
	0,0005	25	0,073	0,059	0,090	0,056	0,066	0,069	0,18
	0,0005	30	0,084	0,082	0,073	0,065	0,092	0,079	0,12

ДОДАТОК Є

Програма для визначення амплітуди та частоти коливань дозатора для дрібнодисперсних СМ, що забезпечуватимуть його ефективну роботу

```
-- =====
/*
exec spr_Find_a_v_BOROSHNO @p = 400 , @b= 2
*/
CREATE PROCEDURE [dbo].[spr_Find_a_v_BOROSHNO]
    @b numeric(19,8) = 1
    ,@p numeric(19,8) =200
    ,@h0 numeric(19,8) = 0.08
    ,@a_min numeric(19,8) = 0.001
    ,@v_min numeric(19,8) = 18
    ,@a_max numeric(19,8) = 0.015
    ,@v_max numeric(19,8) = 25
    ,@h0_a numeric(19,8) = 0.0005
    ,@h0_v numeric(19,8) = 0.2
    ,@precision numeric(19,8) = 0.01

AS
BEGIN
    declare @error_message nvarchar (255) = 'Invalid input value: '' +
isnull(cast(@b as nvarchar (50)), '') + ''''
    declare @sigma numeric(19,8)
    declare @a numeric(19,8)
    declare @v numeric(19,8)
    declare @counter int
    declare @n int
    declare @find numeric(19,8)
    declare @h numeric(19,8) = @h0*@b

    -- Set initial values:
    /*
    set @a = 0.001
    set @v = 10
    */
    -- Check input @b:
    if (@b not in (1, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2))
    begin
        RAISERROR(@error_message,-1,-1)
        RETURN
    end

    -- Set @sigma:
    if @b= 1    set @sigma = 0.56
    if @b= 1.2 set @sigma = 0.78
    if @b= 1.4 set @sigma = 1.01
    if @b= 1.6 set @sigma = 1.28
    if @b= 1.8 set @sigma = 1.56
    if @b= 2   set @sigma = 1.86

    -- Set initial values:
    set @a = @a_min

    while @a <= @a_max
```

```

begin
set @v = @v_min
while @v <= @v_max
begin

        set @find = (2*3.14*@v*@p*@a*@h)/(5.1 - 1477.5*@a -
0.23*@v + 133.9*@h - 22.88*@a*@v + 3775*@a*@h + 0.85*@v*@h)
        if @find > 0 and abs(@find - @sigma) <= @precision
                --and @a*(2*3.14*@v)*(2*3.14*@v) >
20 and @a*(2*3.14*@v)*(2*3.14*@v) < 22
                begin
                select @a as a, @v as v, @b as b, @sigma as sigma, @find
as find, @precision as [precision], @a*(2*3.14*@v)*(2*3.14*@v)/9.8 as
[aw2]

                end

                print '@a=' + cast(@a as nvarchar(50))
                print '@v=' + cast(@v as nvarchar(50))
                print '@find=' + cast(@find as nvarchar(50))
                print '@sigma=' + cast(@sigma as nvarchar(50))
                print ''

                set @v = @v + @h0_v

                end

        set @a = @a + @h0_a
        end
end

```

END