

Хмельницький національний університет
Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

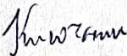
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

Галузь знань 14 Електрична інженерія
Спеціальність 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
Освітня програма Електропобутова техніка

Удосконалення системи демпфування та амортизації побутової пральної машини


Шифр БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Виконав студент
3 курсу група ЕТс-22


Підпис

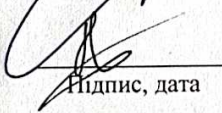
Ключник О.А.
Ініціали, прізвище

Керівник


Підпис, дата


д.т.н., проф. Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер


Підпис, дата

Курдик С.І.
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:
Зав. кафедри МАЕЕС


Підпис, дата

к.т.н., доц. Неймак В.С.
Ініціали, прізвище

2 06 2025 р.

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень бакалавр

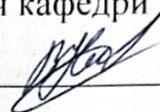
Галузь знань 14 Електрична інженерія

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітня програма Електропобутова техніка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС



2. 06 .2025 р.

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Ключник Олександр Андрійович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи **Удосконалення системи демпфування та амортизації побутової пральної машини**

Керівник роботи **Поліщук О.С., д.т.н, професор**

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 7 02 2025 р. № 23

2. Строк подання студентом роботи на кафедру 2.06.25

3. Вихідні дані до роботи: **прототип побутової автоматичної пральної машини, технологічні та технічні характеристики пральної машини**

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

1. Огляд та аналіз технології прання та конструкції демпфуючих пристроїв автоматичних пральних машин

2. Розробка конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини

3. Розробка схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

Аркуш 1. Пристрої для зниження вібрацій пральних машин. Документ оглядовий (A1). **Аркуш 2.** Побутова автоматична пральна машина з системою демпфування та амортизації. Вид загальний (A1). **Аркуш 3.**

Демпфувальні пристрої для зниження вібрацій пральних машин. Документ ілюстраційний (A1). **Аркуш 4.** Схема керування демпфуванням та амортизацією пральної машини. Схема структурна комбінована (A1). **Аркуш**

5. Побутова автоматична пральна машина прототип з системою демпфування. Схема електрична принципова (A1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітки
1. Огляд та аналіз технології прання та конструкції демпфуючих пристроїв автоматичних пральних машин	05.05.25 р.	
2. Розробка конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини	20.05.25 р.	
3. Розробка схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини	10.06.25 р.	

Студент

Підпис

Ключник О.А.

Ключник О.А.
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

Підпис

Поліщук О.С.

Поліщук О.С.
Ініціали, прізвище

АНОТАЦІЯ

до бакалаврської роботи студента спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові Ключник Олександр Андрійович
2. Тема бакалаврської роботи Удосконалення системи демпфування та амортизації побутової пральної машини

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання рецензента

4. Об'єм бакалаврської роботи: креслень 73 арк., сторінок записки 5

5. Ця робота присвячена удосконалення побутової автоматичної пральної машини шляхом поліпшення її техніко-економічних та енергетичних параметрів за рахунок впровадження модернізованої системи демпфування та амортизації.

У роботі описується розробка та реалізація конструкції модернізованої системи демпфування та амортизації.

В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам.

В першому розділі зроблено аналіз технологічного процесу прання виробів, вказано чинники, які виникають у процесі прання та впливають на сам процес. Зокрема, це сили, що діють на матеріальну точку, моменти інерції, що виникають в процесі прання, в результаті чого виникає вібрація. Здійснено аналіз методів та технічних рішень по зниженню рівня вібрації пральних машин барабанного типу. Описано узагальнені схеми відбrogасіння та амортизації коливань. Приведено різноманітні конструкції механізмів відбrogасіння коливань в пральних машин для зниження вібрацій.

В другому розділі наведено актуальність розробки системи демпфування і амортизації. Запропоновано розробку конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини типу ПМА та її застосування у базових побутових автоматичних машин. З цією метою було попередньо зроблено компоновку конструкції різного типу демпфуючих систем для даного типу машин. Здійснено інженерний розрахунок різних типів демпфуючих систем та систем амортизації, зокрема: гідравлічного демпфера, пружинного демпфера та пружної підвіски.

Здійснено інженерний розрахунок споживчої та пускової потужності барабана автоматичної пральної машини в процесі прання.

В третьому розділі здійснено розробку структурної схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини. Описано принцип роботи схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової автоматичної пральної машини із застосуванням розроблених демпферів та пружинних підвісок.

Розроблено електричну схему керування автоматичної пральної машини на базі мікроконтролера з врахуванням впровадження системи демпфування та віброзахисту

Підпис студента Ключник
« 2 » 06 2025 р.

РІШЕННЯ ЕК

Протокол 2 від «17» 06 2025 р.

Оцінка проекту ЕК 5,0/А

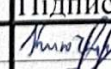


Рекомендації ЕК впровадження у виробництво

Особливі відмітки _____
Технічний секретар Фур

« 17 » 06 2025 р.

Зміст

Вступ	7
1. Огляд та аналіз технології прання та конструкції демпфуючих пристроїв автоматичних пральних машин	9
1.1 Аналіз технологічного процесу прання виробів	9
1.2 Аналіз методів та технічних рішень по зниженню рівня вібрації пральних машин барабанного типу	12
2 Розробка конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини	28
2.1 Актуальність розробки системи демпфування і амортизації та її застосування у базових побутових автоматичних машин	28
2.2 Розробка конструктивної схеми гідравлічного демпфера для системи демпфування та амортизації	31
2.3 Розробка конструктивної схеми пружинного демпфера для системи демпфування та амортизації	33
2.4 Інженерний розрахунок споживчої потужності барабана автоматичної пральної машини в процесі прання	39
2.5 Інженерний розрахунок пускової потужності барабана пральної машини	47
2.6 Інженерний розрахунок пружної підвіски барабану пральної машини з демпфуванням	
2.7 Інженерний розрахунок гідравлічного демпфера.....	50
2.8 Інженерний розрахунок пружинного демпфера	54

<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>				
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
Виконав	Ключник			
Перевір.	Поліщук			
Н.контр.	Неймак			
Затвер.				
Удосконалення системи демпфування та амортизації побутової пральної машини			Літера	Аркуш
			у	5
ХНУ, ЕТс-22				

3 Розробка схеми керування демпфванням та амортизацією побутової пральної машини	64
3.1 Опис функціональної схеми керування демпфванням та амортизацією побутової автоматичної пральної машини	64
3.2 Розробка електричної схеми керування автоматичної пральної машини на базі мікроконтролера	66
Висновки	71
Перелік джерел посилань	73
Додатки	75

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.
6

Вступ

Сьогодні український ринок побутової техніки представлений широким асортиментом пральних машин і сушильних апаратів від різних виробників і в різних цінових категоріях. Серед найпоширеніших марок — Samsung, Ariston, CANDY, Ardo, Bosch, Siemens, Kaiser, AEG, Electrolux, Whirlpool, Beko, LG, Gorenje. Для машин цього сегменту характерні оригінальні дизайнерські рішення - зазвичай вони мають широкі й низькі корпуси, а також прості органи керування.

Сучасні автоматичні пральні машини — це складні електромеханічні пристрої, оснащені інтелектуальними системами управління. Вони дозволяють автоматично регулювати температуру води, рівень її заповнення в баку, вибирати режими прання залежно від типу тканини, а також виконувати віджимання та сушіння білизни. Однією з важливих функціональних характеристик сучасної техніки є наявність систем зниження вібрацій, які реалізуються за допомогою механічних та електромеханічних елементів. У деяких моделях застосовується мікропроцесорна система зворотного зв'язку Fuzzy Logic, що дає змогу динамічно контролювати параметри прання та автоматично їх коригувати на основі даних від численних датчиків. Наприклад, ця система може відстежувати дисбаланс білизни у барабані: спеціальні сенсори фіксують рівень поперечних та осьових коливань. Якщо амплітуда коливань перевищує допустимі межі, система автоматично регулює положення білизни шляхом керованих рухів барабана доти, доки розподіл білизни не стане більш рівномірним, а коливання не зменшаться до безпечного рівня. Однак слід зазначити, що впровадження такої системи значно підвищує вартість виробу.

Метою даної кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності систем демпфування та амортизації у пральних машинах автоматичного типу (ПМА) шляхом модернізації конструкції. Запропоновано використання гідравлічних демпферів замість стандартних пружинних елементів, а також встановлення

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

пружинно-демпферних вузлів згідно з розробленою конструкцією. Хоча технічні рішення орієнтовані насамперед на моделі Samsung, вони можуть бути адаптовані й для інших типів пральних машин шляхом внесення незначних конструктивних змін.

Крім того, у рамках проведеної роботи розглянуто можливість підвищення ефективності демпфування під час віджимання шляхом оптимізації геометричних параметрів гребенів барабана. Такий підхід дозволяє як поліпшити вібростійкість нових машин, так і модернізувати вже існуючі моделі шляхом заміни стандартних гребенів на нові, спроектовані за оптимальним профілем.

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

1. Огляд та аналіз технології прання та конструкції демпфуючих пристроїв автоматичних пральних машин

1.1 Аналіз технологічного процесу прання виробів

Процес прання білизни передбачає видалення різноманітних забруднень (бруд, жирів, білкових та вуглеводних речовин) з тканин. Під час прання сторонні частинки переходять до мийного розчину. Частина з них розчиняється, інші, що не розчиняються у воді, залишаються у зваженому стані. Завдяки цьому запобігається їх повторне осідання на тканині. Попереднє замочування сприяє набуханню забруднень і послаблює їх зв'язок із волокнами тканини. Безпосереднє ж відокремлення частинок бруду забезпечується механічним впливом, а саме силами тертя, які виникають під час руху тканини у мийному розчині.

У побутових пральних машинах очищення білизни здійснюється за рахунок механічного перемішування у мийному розчині. Залежно від конструкції машини перемішування відбувається за допомогою активатора (лопатевого диска) або обертового барабана. Кожен із цих механізмів має свої технічні особливості, а також переваги та недоліки в експлуатації.

Технологічні процеси прання у барабанних пральних машинах, а також у машинах для хімічного чищення та сушіння, базуються на принципі динамічної взаємодії між обертовим барабаном і виробами, що обробляються. Під час обертання на білизну діють відцентрові сили, сила тяжіння, а також сили інерції, які виникають при зміні швидкості обертання барабана. Усі ці сили сприяють інтенсивному механічному впливу на тканини, забезпечуючи ефективне видалення забруднень.

На кожну точку виробів масою m , що знаходяться у пральному барабані діють зазначених сили, напрямки яких показано на рисунку 1.1.

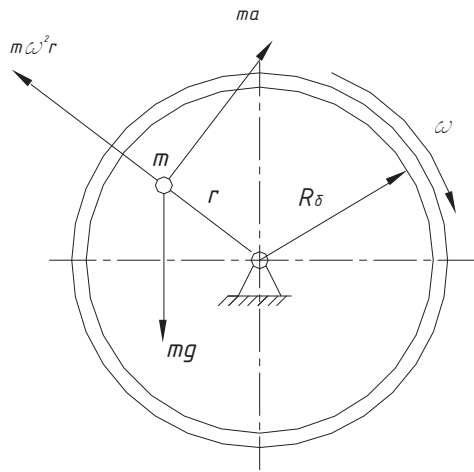


Рисунок 1.1 – Сили, що діють на точку виробів в пральному барабані

Узагальнений вплив усіх зазначених сил визначає як напрямок, так і характер руху конкретної матеріальної точки. Взаємодія відцентрової сили F_u та сили тяжіння F_m описується відомим математичним співвідношенням:

$$\Phi = \frac{F_u}{F_m} = \frac{m\omega^2 r}{mg} = \frac{\omega^2 r}{g} \quad (1.1)$$

де ω - кутова швидкість обертання прального барабана, r - радіальна відстань від осі обертання до точки виробу (матеріальної точки).

Матеріальна точка виробу масою m набуває відносного руху в пральному барабані у напрямку результуючого прискорення \vec{g} :

$$\vec{J} = \vec{a} + \vec{\omega}^2 r + \vec{g} \quad (1.2)$$

Результуюча сила, $\vec{F} = \vec{F}_u + \vec{F}_m$, що діє на точку під час її відносного руху, визначає силову взаємодію цієї точки з барабаном, спрямовану на подолання сили опору P_c . Вона також характеризує процес розділення взаємодіючих систем (виріб — барабан) при заданому значенні фактора поділу Φ . У цьому випадку рівняння руху оброблюваної системи (матеріальної точки) можна записати у такій формі:

$$P_{руху} = F \geq P_c \quad (1.3)$$

де $P_{руху}$ - сила, що направлена в напрямку руху матеріальної точки.

Режими руху матеріального потоку. Характер руху матеріального потоку (мийного розчину та оброблюваних виробів) визначається частотою обертання барабана. Зазвичай виділяють чотири основні режими: лавиноподібний при значеннях $\Phi \ll 1$ (рис. 1.2, а); лавинно-водопадний при $\Phi < 1$ (рис. 1.2, б); водопадний (критичний) при $\Phi = 1$ (рис. 1.2, в) та закритичний режим при $\Phi \gg 1$ (рис. 1.2, г).

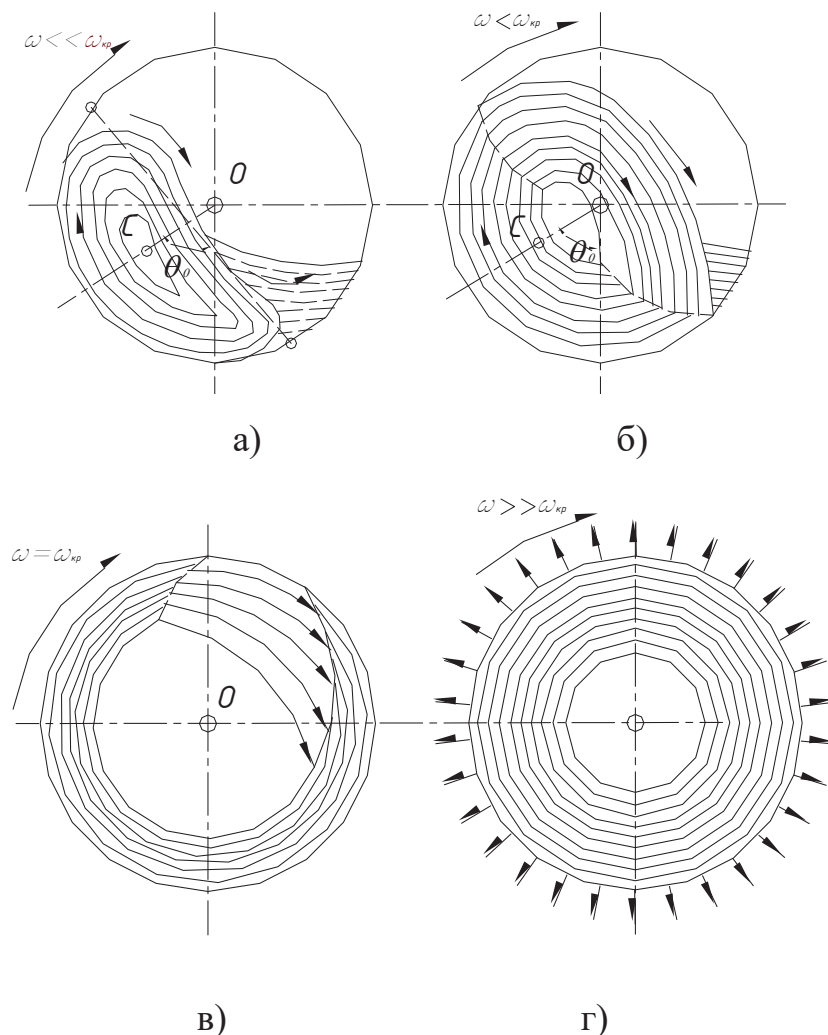


Рисунок 1.2 – Режим руху матеріального потоку при різних частотах обертання прального барабана

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

11

Враховуючи основні фактори, що визначають режим руху потоку, можна забезпечити отримання потрібних змішаних або наближених до граничних режимів обробки виробів, які є найбільш ефективними для перебігу процесу. Наприклад, зі збільшенням частоти обертання барабана лавиноподібний режим поступово переходить у змішаний (лавинно-водопадний), а далі — у водоспадний. При досягненні критичних значень частоти обертання частина завантажених виробів починає рухатися разом із барабаном, а при подальшому зростанні частоти вся білизна щільно притискається до стінок барабана.

Процеси прання та віджимання характеризуються підвищеним шумом та вібрацією при неправильному розподіленні білизни в порожнині барабана, її надлишку, а також зносу механічних пар тертя в процесі роботи пральної машини.

Для запобігання цим процесам у машинах є системи демпфування та віброзахисту. Вони не завжди досконалі та ефективні. Тому задача ставиться усунути ці недоліки шляхом удосконалення системи демпфування та віброзахисту шляхом впровадження нових конструкцій віброзахисту та автоматичних системи керування процесом відбrogасіння.

1.2 Аналіз методів та технічних рішень по зниженню рівня вібрації пральних машин барабанного типу

Методи зниження вібронавантаженості машин та механізмів включають такі підходи:

- зменшення рівня механічних впливів, що виникають від джерела коливань; цей підхід називається зниженням віброактивності джерела;
- додавання до об'єкта спеціальної механічної системи, яка модифікує його коливальні характеристики; така система відома як динамічний гасник коливань, а метод — динамічне гасіння;
- встановлення між об'єктом і джерелом коливань додаткової захисної си-

стеми, що обмежує передавання механічних впливів; цей підхід називають віброізоляцією, а захисні пристрої — віброізоляторами;

- конструктивне вдосконалення об'єкта таким чином, щоб зовнішні механічні впливи спричиняли менш інтенсивні коливання; цей метод відомий як внутрішній віброзахист.

На практиці, всі зазначені методи тією чи іншою мірою застосовуються для зниження вібронавантаженості у пральних машинах. Для їх реалізації використовують різноманітні пристрої: пружні елементи, демпфери, противаги, балансувальні пристрої тощо.

Водночас серед зазначених підходів у побутових пральних машинах барабанного типу найменш поширеним є динамічне гасіння коливань, що обумовлено обмеженими габаритними розмірами цих машин.

Найбільш ефективним засобом боротьби з вібрацією в барабанних пральних машинах залишається зниження віброактивності джерела коливань. Для роторних систем, до яких належать і барабанні пральні машини, основним засобом такого зниження є балансування неврівноважених мас. Проте цей процес у пральних машинах має свої специфічні особливості порівняно з іншими роторними механізмами (турбінами, електродвигунами, маховиками тощо). Йдеться про так звану режимну, або експлуатаційну, неврівноваженість, яка виникає внаслідок випадкового розподілу білизни по внутрішній поверхні барабана під час відцентрового віджимання. Через змінність параметрів, які характеризують кожен цикл віджимання, неможливо провести остаточне балансування барабана до початку або під час процесу.

У подібних випадках, коли маса або геометрія ротора змінюється, застосовуються спеціальні методи балансування, зокрема автоматичне балансування під час роботи.

Існують схеми відброгасіння та амортизації коливань в пральних машинах типу ПМА. Механізми відброгасіння коливань в існуючих конструкціях пральних машин включають в себе такі елементи (рисунок. 1.1):

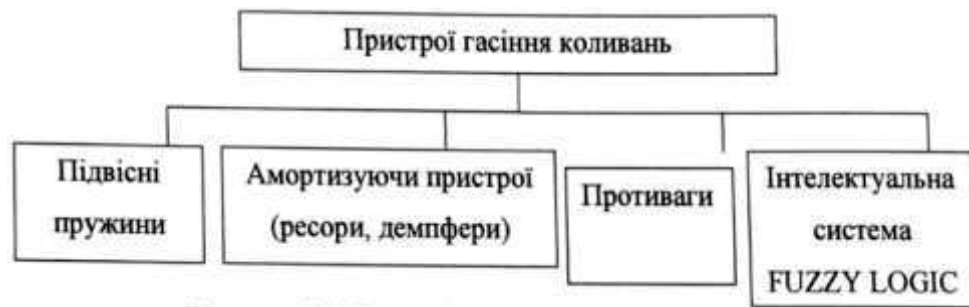


Рисунок. 1.1. Існуючі пристрої гасіння коливань

1. Пружини підвісні 1, які кріплять бак 2 до верхньої рами корпусу 3 (рис. 1.2).
2. Амортизуючі пристрої 4 (ресори, демпфери), які кріплять бак 2 до нижньої частини корпусу 3 (рис. 1.2).
3. Противаги 5, які кріплять до бака для зменшення амплітуди коливань (рис. 1.2).
4. Інтелектуальні системи зворотного зв'язку, що дозволяють контролювати допустимий рівень коливань [17-19].

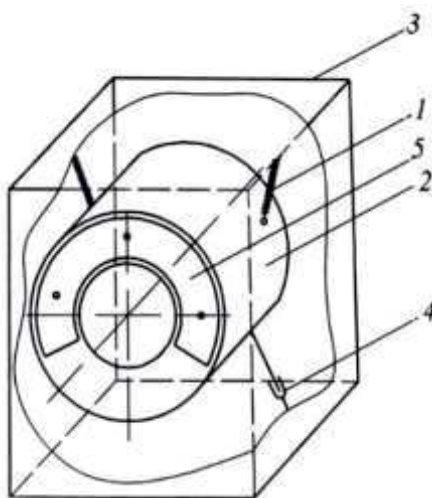


Рисунок - 1.2 - Загальна схема механізму віброгасіння коливань машин типу ПМА: 1 - пружина; 2 - бак; 3 - корпус; 4 - амортизуючі пристрої; 5 – противаги

Залежно від типу пральної машини, у її конструкції можуть бути передбачені як усі вищезазначені пристрої для гасіння коливань, так і лише окремі з них. Використання того чи іншого елемента має свої переваги та певні недоліки.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Пружини, що з'єднують барабан з верхньою частиною корпусу, є стандартним елементом для будь-якої машини типу СМА. Кількість та схема розміщення пружин залежать від способу завантаження білизни, а також від форми та розташування противаг. Зазвичай, застосовують дві або чотири пружини, які монтується у корпусі машини за різними схемами.

Амортизуючі елементи у різних моделях машин мають різноманітні конструктивні виконання - від пружинних амортизаторів (наприклад Whirlpool) до гідравлічних (Siemens, Bosch) та електрогідравлічних систем. У деяких конструкціях амортизатори керуються за допомогою командоапарату, що дозволяє інтегрувати їх у систему автоматичного регулювання: датчики вібрації - командоапарат — амортизатор.

Противаги встановлюються з метою збільшення моменту інерції вузла бака пральної машини. У різних моделях вони відрізняються за масою, формою, матеріалами виготовлення та способом кріплення до бака.

Розглянемо схему розміщення противаг у конструкції пральної машини [17]. Внутрішній бак машини, у якому встановлено барабан (рис. 1.3), змонтовано на горизонтальному валу та з'єднано з електродвигуном за допомогою пасової передачі. Сам електродвигун розміщений у нижній частині бака, що підвішений на пружинних елементах. Противаги кріпляться до переднього та заднього торців бака. Для забезпечення надійності експлуатації кожна противага виконана у вигляді кільцевого сегмента та встановлюється у верхній частині відповідного торця бака симетрично відносно вертикальної площини, яка проходить через вісь обертання барабана. При цьому маса противаги на задньому торці складає від 0,1 до 0,4 від маси противаги, що закріплена на передньому торці бака.

У процесі розгону та під час усталеного режиму обертання вузол бака, підвішений на пружинах 5, здійснює коливальні рухи, викликані нерівномірним розподілом білизни у барабані. Жорстко закріплені болтами 6 противаги сприяють перерозподілу мас вузла бака 1. Їх розташування у вигляді кільцевих сегме-

нтів у верхній частині переднього та заднього торців бака підвищує мінімальний момент інерції системи, а головна центральна вісь інерції утворює мінімальний кут з віссю обертання барабана (це на рисунку не показано).

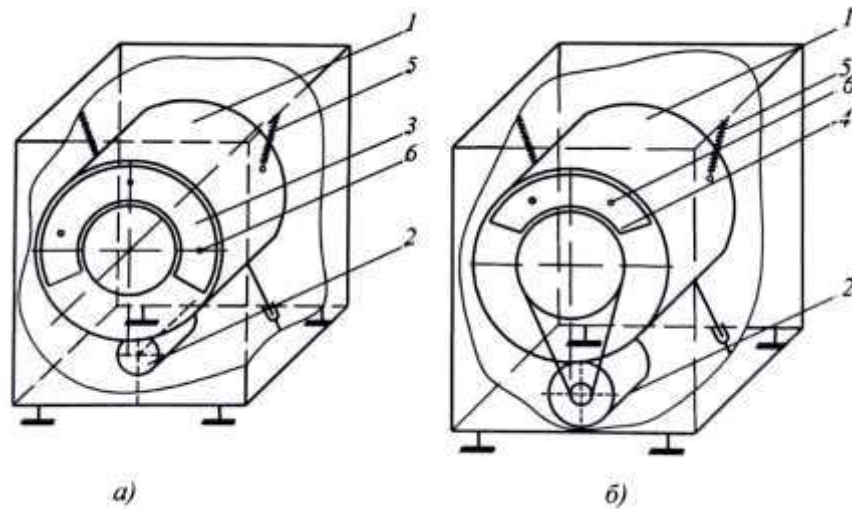


Рисунок 1.3 - Схема розташування противаг: 1 - бак; 2 - електродвигун; 3, 4 - противаги; 5 — пружини; 6- болти

На рисунку 1.3,а представлено пральну машину з видом на передній торць; на рисунку 1.3,б — аналогічний вигляд із заднього торця; рисунок 1.4 ілюструє залежність кінетичної енергії та амплітуди коливань барабана. Противаги 3 і 4 закріплені відповідно на передньому та задньому торцях бака 1. Пружини 5 є частиною системи віброізоляції, розташованої між баком 1 і корпусом пральної машини. Противаги 3 і 4 фіксуються на торцях бака 1 за допомогою болтів 6.

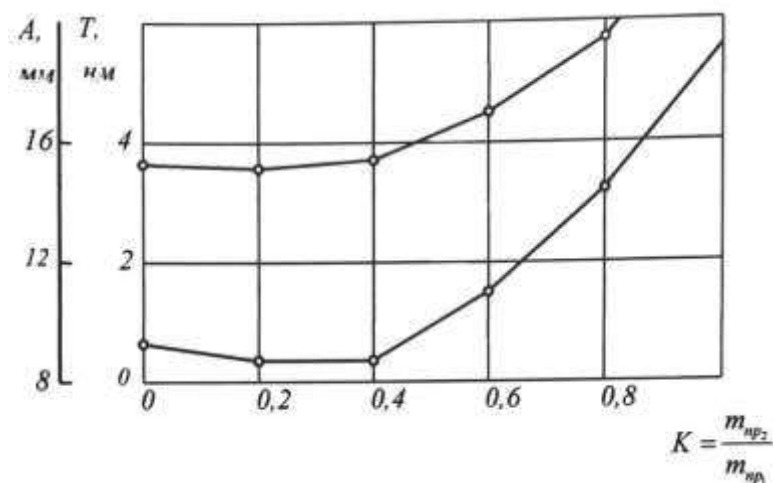


Рисунок 1.4 - Залежність кінетичної енергії і амплітуд коливань барабана

рового віджимання, а також на оцінці величини дисбалансу та його компенсації шляхом подачі води до гребенів барабана, які виконують функцію балансувальних резервуарів (рис. 1.5).

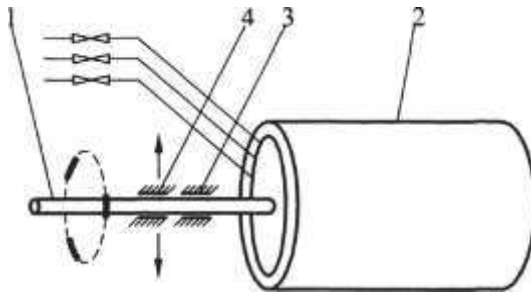


Рисунок 1.5 - Принципова схема пристрою автоматичного динамічного балансування

Вал 1 прального барабана машини 2 обертається у двох підшипниках, розмічених у окремих корпусах, що закріплені на спільній рамі. Підшипник 3, розташований ближче до барабана, жорстко зафіксований і виконує функцію опорного елемента. Підшипник, встановлений на кінці вала 4, має можливість зміщуватися в обидві сторони від нейтрального положення. Таке переміщення виникає у випадках значного дисбалансу, коли рух барабана та його півосі здійснюється навколо фіксованої опори.

На задньому підшипнику розташовано пристрій для вимірювання вібрації прального барабана. Якщо рівень вібрації підшипника перевищує допустиме значення, система подає сигнал на увімкнення балансувального механізму. За величиною зміщення заднього підшипника можна визначити рівень дисбалансу завантаження.

Для балансування барабана кожен його гребінь оснащено спеціальною ємністю, яка може наповнюватися водою, що виконує функцію коригувальної маси. Подачу води контролює колектор, що складається з трьох сегментів, кожен з яких відповідає за певний гребінь. Під час обертання барабана щітка, закріплена на півосі, ковзає по сегментах колектора. Якщо переміщення заднього підшипника досягає порогу, що спрацьовує вимикач, автоматично відкривається

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

18

клапан і вода подається у відповідний гребінь. За необхідності можуть наповнюватися водою один, два або всі три гребені — до того моменту, поки коливання заднього підшипника не припиняться [5].

Описана вище активна система автоматичного балансування (АБП) є одним із найбільш характерних прикладів автоматичного балансування у пральних машинах барабанного типу. Проте через складність конструкції активні АБП не набули широкого впровадження у серійних моделях.

Одним із ефективних напрямків зниження динамічних навантажень, які виникають безпосередньо в джерелі вібрації, стало регулювання частоти обертання барабана під час віджимання. Цей підхід широко застосовується у сучасних пральних машинах. Особливу увагу при цьому приділяють різним способам виходу на режим віджимання з заданою частотою. До таких методів належить, зокрема, переривчасте віджимання, яке за кордоном відоме під назвою «інтервінг». Переривчастий віджим — це метод, що передбачає проведення віджимання у кілька етапів, які розділені паузами у часі, що дає змогу досягти більш рівномірного розподілу текстильних виробів по внутрішній поверхні барабана. Аналіз конструкцій пральних машин барабанного типу дозволяє згрупувати основні методи виходу на максимальну частоту обертання наступним чином:

Лінійне віджимання - режим, у якому частота обертання барабана зростає поступово за лінійною залежністю; у різних моделях машин характер збільшення може відрізнитися за крутизною графіка.

Ступінчасте віджимання - режим, при якому частота обертання змінюється поетапно, з використанням різної кількості ступенів і рівнів швидкості.

Переривчасте віджимання - режим, у якому віджимання здійснюється з перервами між фазами, причому кількість пауз та їхні параметри можуть варіюватися.

Кожен із зазначених режимів має власні модифікації для різних типів тканин — бавовняних, синтетичних, а іноді й вовняних. Окрім цього, в окремих моделях пральних машин для покращення розподілу білизни у барабані віджи-

мання розпочинається ще до повного зливу води. В деяких випадках процес починається після зливу води при обертанні барабана в тому ж напрямку, в якому виконувалося прання, причому спершу підтримується частота обертання, аналогічна режиму прання.

У сучасних пральних машинах у пам'ять керуючого блоку закладається кілька програм віджимання — від найпростіших до складних. Також передбачено використання датчика вібрацій. Якщо амплітуда коливань бака перевищує встановлене значення, датчик активується й подає сигнал на зупинку віджимання з подальшим переходом на іншу програму. Таким чином, здійснюється автоматичний підбір програм до моменту, поки білизна не розподілиться рівномірно і віджимання не проходитиме стабільно. У разі, якщо перебір усіх програм не дозволяє досягти заданої частоти обертання для віджимання, у бак подається вода і процес розкладки повторюється. Якщо й повторна спроба не дає результату, користувачеві виводиться повідомлення з індикатором про необхідність вручну розкласти білизну у барабані.

Останнім часом перспективним напрямом удосконалення систем віброізоляції пральних машин барабанного типу стало використання в ролі пружних елементів повітряних гумових оболонок, які працюють під тиском. Подібні рішення активно впроваджуються в інших галузях, зокрема в автомобілебудуванні. У конструкціях побутових пральних машин барабанного типу такі віброізоляційні системи з повітряно-кордовими оболонками поки що застосовуються обмежено. Прикладом можуть слугувати лише окремі моделі, наприклад CANDY. Натомість у комунальних прально-віджимних машинах цей підхід отримав значно ширше розповсюдження.

У цій роботі запропоновано технічне рішення щодо використання повітряних оболонок у прально-віджимних машинах, при якому в процесі віджимання білизни стиснене повітря подається до еластичних ємностей. Це дозволяє вивільнити мийний вузол від фіксуєчих елементів і підняти його над рамою машини. Така керована система віброізоляції забезпечує більш ефективне знижен-

ня вібрацій порівняно з традиційними рішеннями.

Крім пружних елементів, у системах віброізоляції пральних машин барабанного типу застосовуються також дисипативні елементи - демпфери (гасителі коливань), які можуть працювати за принципом сухого тертя або в'язкого (рідинного) тертя. Зазвичай кількість демпферів, як і пружних елементів, становить два, рідше - чотири. Існують моделі пральних машин, у яких мийний вузол встановлено на чотирьох демпферах. Монтаж демпферів може здійснюватися як вздовж вертикальної осі, так і під певним кутом до неї.

У побутових пральних машинах барабанного типу найчастіше застосовуються демпфери сухого тертя. Вони мають просту конструкцію, відзначаються високою надійністю та невеликою собівартістю у порівнянні з рідинними аналогами. Конструктивно, такий демпфер (рис. 1.6) складається з ресор 1, жорстко закріплених на основі 2, пластини 3, яка під дією динамічного навантаження $F(t)$ здійснює вертикальні зворотно-поступальні рухи, а також фрикційних сухарів 4, які за допомогою ресор 1 притискаються до пластини 3. Сили опору демпфера сухого тертя змінюються лінійно, залежно від величини переміщення пластини 3 [4].

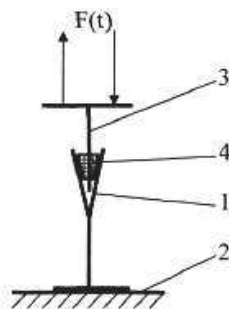


Рисунок 1.6 – Демпфер сухого тертя

Більш ефективними у використанні є гасителі рідинного тертя (гідравлічні), які знайшли широке застосування, насамперед, у комунальних прально-віджимних машинах. Проте в останні роки демпфери рідинного тертя дедалі активніше застосовуються і в побутових пральних машинах барабанного типу - як у зарубіжних моделях, так і у вітчизняних.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

ної системи можна досягти шляхом коригування жорсткості пружних елементів у системі віброізоляції.

Рівночастотні віброізолятори однаково ефективно працюють у широкому діапазоні навантажень, тобто незалежно від маси підвішеного об'єкта. Завдяки цьому з їх допомогою можна забезпечити стабільність власної частоти коливань навіть для об'єктів зі змінною масою, зокрема для мийного вузла пральних машин барабанного типу, маса якого змінюється у процесі відцентрового віджимання білизни [9].

Ключовою особливістю рівночастотної системи віброізоляції є її нелінійна характеристика. Прикладами нелінійних елементів є, наприклад, пружини з нециліндричною геометрією (рис. 1.7).

Рівночастотна віброізоляція має значний науковий і практичний потенціал для підвищення ефективності боротьби з вібраціями у пральних машинах барабанного типу. За умови відповідного доопрацювання така система може бути успішно впроваджена у ці машини.

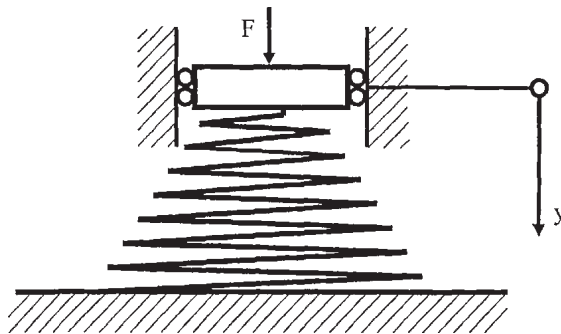


Рисунок 1.7 - Нелінійна підвіска вантажу нециліндричною пружиною

Одним із ключових завдань, яке повинна вирішувати система віброізоляції, є зниження рівня вібрацій машини під час запуску та зупинки.

Зокрема, використання у віброізоляційних системах демпфування, яке хоча й знижує ефективність захисту в діапазоні високих частот, але дозволяє істотно зменшити резонансні піки. Наявність певного рівня демпфування є корисною, оскільки сприяє скороченню тривалості перехідних процесів та обмежен-

ню амплітуд коливань при запуску та зупинці машини.

Також зазначається, що введення демпфування у віброізолювані системи дає змогу ефективно пригнічувати пусковий резонанс. Для зменшення амплітуди коливань ізолюваної установки під час запуску або зупинки машини необхідно використовувати віброізолятори, які мають достатній рівень тертя [4].

Крім того, звертається увага на можливість використання ударного гасителя коливань для боротьби з пуско-зупиночними резонансами. Такий гаситель являє собою коливальну систему (рис. 1.8), яка складається з маси, встановленої на пружині з визначеним зазором ξ .

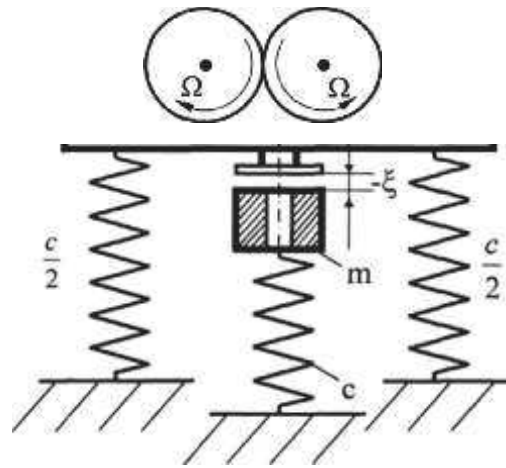


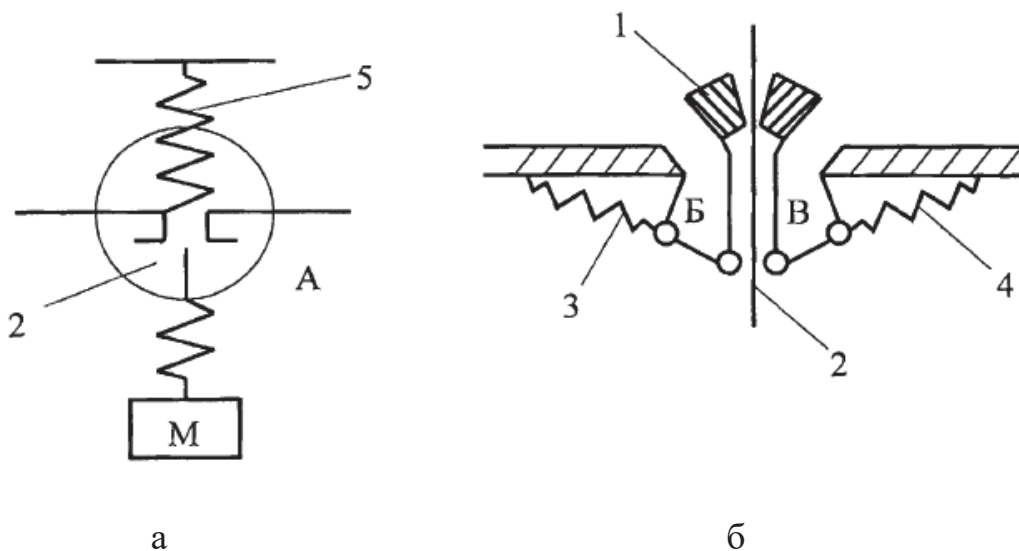
Рисунок 1.8 - Схема віброізолюваної машини з ударним віброгасителем коливань

Якщо власна частота гасителя близька до резонансної частоти віброізолюваної установки, то під час проходження через резонанс відбуваються удари між масою установки M та масою гасителя m , що призводить до зменшення амплітуди коливань основної системи. На практиці зазвичай обирають такі параметри, які забезпечують ефективне гасіння коливань у критичних режимах роботи.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{c}{m}} = 0,8 \cdot \omega_o = 0,8 \sqrt{\frac{C}{M}};$$
$$m/M = 1/20 \dots 1/25, \quad (1.2)$$

де ω_0, ω_1 - власні парціальні частоти кутові віброізолюваної установки та гасителя; M, m - маси віброізолюваної установки і віброгасителя, g, c - жорсткості пружин віброізолюваної установки і віброгасителя.

Принципова схема підключення додаткових пружних елементів представлена на рис. 1.9. Зближення точок Б і В, необхідне для затягування цангового затискача, здійснюється за допомогою електромагніту. Таке підвищення жорсткості, тобто активація додаткової пружини, потрібне лише на низьких обертах - переважно під час запуску та зупинки, тому споживання електроенергії для живлення магнітів буде незначним. Повернення системи у вільний стан відбувається автоматично після вимикання електромагніту - під дією пружин та періодичних зусиль, що прикладаються вздовж штока [3].



а - схема демпфуючої системи; б - кінематична схема вузла А,

1- цанговий затиск; 2 - шток підвіски; 3,4 - пружини підйому цанги;

5 - пружина вимикання; Б, В – точки закріплення пружин підйому з цангові затиском

Рисунок 1.9 - Схема віброізоляції з цангові затиском:

Для автоматичного вмикання та вимикання таких елементів можна використовувати датчики кінематичних параметрів: амплітуди, частоти, швидкості

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

26

або прискорення. При опорній схемі віброізоляції простіший варіант реалізації передбачає відключення пружності шляхом введення клина або обертання ексцентрика. У такому випадку пружина фіксується та тимчасово перестає брати участь у роботі системи. Окремим прикладом цього підходу є збільшення жорсткості віброізоляційної системи практично до нескінченності, тобто повне її відключення на низьких обертах, коли відцентрові сили незначні.

Завдяки розробці є можливості змінювати власну частоту коливань віброізолюваної системи обмежені через значне ускладнення конструкції. Автоматичне регулювання частотних характеристик віброізолюваної машини передбачає використання керованих або активних систем віброізоляції.

Висновок до розділу 1

У цьому розділі зроблено аналіз технологічного процесу прання виробів, вказано чинники, які виникають у процесі прання та впливають на сам процес. Зокрема, це сили, що діють на матеріальну точку, моменти інерції, що виникають в процесі прання, в результаті чого виникає вібрація. Здійснено аналіз методів та технічних рішень по зниженню рівня вібрації пральних машин барабанного типу. Описано узагальнені схеми відброгасіння та амортизації коливань. Приведено різноманітні конструкції механізмів відброгасіння коливань в пральних машин для зниження вібрацій.

2 Розробка конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини

2.1. Актуальність розробки системи демпфування і амортизації та її застосування у базових побутових автоматичних машин

Системи демпфування та віброзахисту відіграють ключову роль у забезпеченні надійності, довговічності та комфортності експлуатації побутових автоматичних машин. Віббрації, що виникають під час роботи, можуть призводити до передчасного зносу компонентів, зниження якості виконуваних процесів та створення небажаного шумового фону. Розробка ефективних конструкцій віброзахисту дозволяє мінімізувати ці негативні фактори, підвищуючи конкурентоспроможність побутової техніки на ринку.

За прототип, на якому буде встановлено удосконалену систему демпфування та амортизації вибрано автоматичну пральну машину фірми Samsung, що показана на рисунку 2.1. Машина призначена для виконання операцій прання, полоскання та віджимання виробів з усіх типів тканин. Вона обладнана фронтальним завантаженням білизни. Завантаження білизни у барабан здійснюється через скляний люк 1, розташований на передній панелі машини. Люк виготовлено зі спеціального ударостійкого скла, а завдяки прозорому віконцю користувач може спостерігати за процесом прання [6].

На передній панелі машини розташована панель керування 2, що містить важелі та кнопки для вибору параметрів прання. Усі етапи прання, полоскання, віджимання, а також налаштування програм та регулювання температури мийного розчину виконуються автоматично.

Корпус 3 пральної машини виготовлено зі штампованої сталі, яка пройшла антикорозійну обробку та покрита двома шарами емалі. Внутрішню поверхню корпусу додатково облицьовано звукоізоляційним матеріалом для зниження рівня шуму під час роботи.

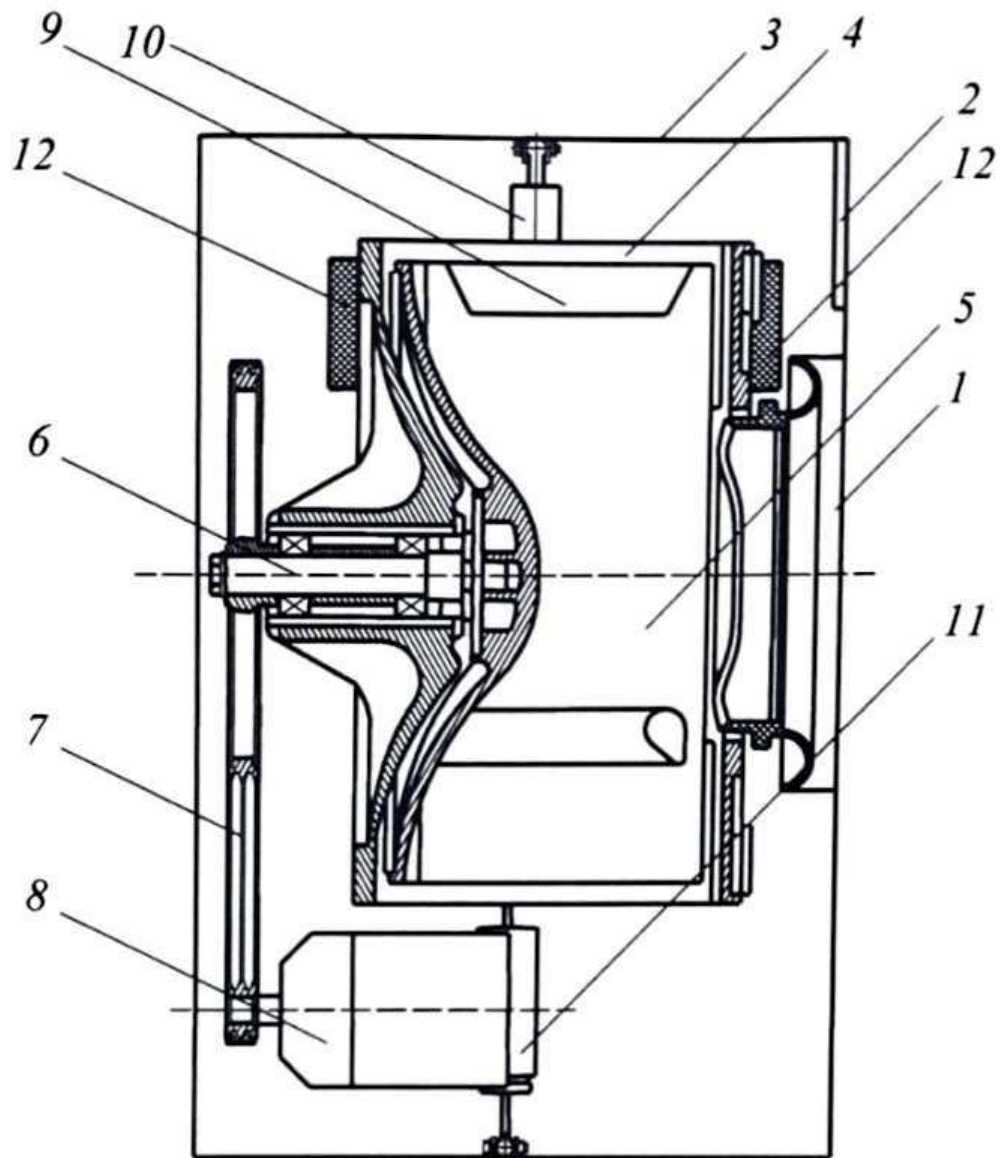


Рисунок 2.1 - Пральна машина Samsung: 1 - люк для завантаження білизни; 2 - панель керування; 3 – корпус машини; 4 – бак; 5 – барабан для білизни; 6 - вал; 7 - передача пасова; 8 - електродвигун; 9 - гребінь; 10 - демпфер пружинний; 11 - демпфер гідравлічний

У пральній машині встановлено бак 4, всередині якого розташовано барабан 5. Барабан змонтовано на горизонтальному валу 6 та з'єднано з електродвигуном за допомогою пасової передачі 7. Електродвигун 8 закріплено в нижній частині бака.

Всередині барабана розміщено три гребені 9, що закріплені на його внут-

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

29

рішній поверхні паралельно осі обертання. Гребені призначені для захоплення білизни під час обертання барабана. Кожен гребінь має форму плоских бічних граней, що перетинаються. Для кожного гребеня кут нахилу тієї бічної грані, яка входить у роботу під час обертання барабана у режимі віджимання, перевищує кут нахилу протилежної грані на 20–75°. Така конструкція сприяє підвищенню надійності машини шляхом зниження рівня вібрацій під час віджимання.

Бак 4 підвішено на двох пружинних демпферах 10, закріплених до корпусу, та гідравлічних демпферах 11, що з'єднують бак із нижньою рамою машини. Гідравлічний демпфер 11 призначений для зниження коливань корпусу машини. Його конструкція включає корпус, силовий циліндр, шток, пов'язаний із підвішеною частиною машини, а також поршень з трьома отворами для перетікання в'язкої рідини. У нижній частині корпусу розташовано фланець з отворами та клапан із порожнистим сердечником.

Пружинні демпфери 10 складаються з корпусу, в якому встановлено три опорні втулки. До них пружиною підтиснуті розрізні втулки, що взаємодіють з корпусом і торцевими поверхнями нижніх опорних втулок. На внутрішній поверхні корпусу виконано принаймні один бортик, який слугує упором для пружних елементів. Демпфування здійснюється за рахунок тертя верхньої розрізної втулки об поверхню корпусу. Демпфери кріпляться до корпусу та бака за допомогою вушок і болтів.

У конструкції-прототипі машини встановлено противаги 12, що закріплені на передньому та задньому торцях бака. Вони виконані у вигляді кільцевих сегментів, розташованих у верхній частині бака, і призначені для підвищення стійкості та надійності роботи машини. Спільна дія пружинних 10 та гідравлічних 11 демпферів, а також противаг 12 забезпечує зниження амплітуди коливань бака під час швидкого обертання барабана, що дозволяє суттєво зменшити рівень вібрацій [6].

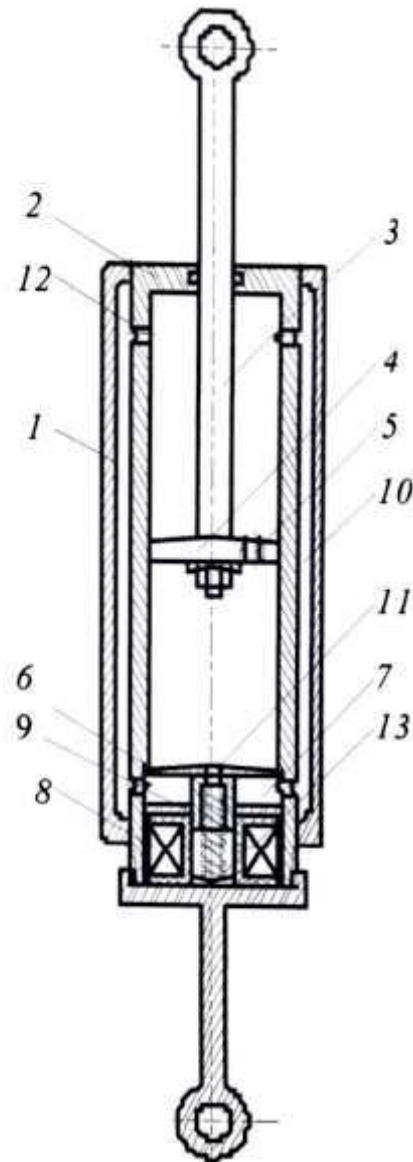
2.2. Розробка конструктивної схеми гідравлічного демпфера для системи демпфування та амортизації

Гідравлічний демпфер складається з вертикального циліндричного корпусу, в якому розміщено силовий циліндр із кільцевим зазором. Шток силового циліндра з'єднаний з підвішеною частиною машини. У поршні виконано отвори, які забезпечують перетікання в'язкої рідини з надпоршневої порожнини до підпоршневої.

У нижній частині демпфера розташовано горизонтальний фланець із отворами, а також вертикальний порожнистий сердечник електричного клапана, який з'єднує підпоршневу порожнину з кільцевим зазором. Роботою клапана керує командоапарат. Підвищення антивібраційної ефективності машини досягається завдяки зміні сили опору, що виникає при в'язкому терті рідини.

Фланець встановлено над клапаном таким чином, що клапан контактує з нижньою торцевою поверхнею фланця. У торці сердечника клапана виконано отвір, який розташовано співвісно з отвором у фланці — це дозволяє врівноважувати тиск у підпоршневій порожнині циліндра та порожнині сердечника. Клапан керується через командоапарат. Крім того, у верхній частині циліндра передбачено отвір, розташований вище за верхнє крайнє положення поршня, що з'єднує підпоршневу порожнину з кільцевим зазором.

На рисунку 2.1 зображено загальний вигляд гідравлічного демпфера. Пристрій містить вертикальний циліндричний корпус 1, усередині якого розташовано силовий циліндр 2. Шток 3 силового циліндра з'єднаний з підвішеною частиною машини. У поршні 4 виконано отвори 5, що з'єднують надпоршневу та підпоршневу порожнини. У нижній частині підпоршневої порожнини розташовано горизонтальний фланець 6 із отворами 7 і 11, а також клапан із вертикальним порожнистим сердечником 9, який забезпечує зв'язок підпоршневої порожнини з кільцевим зазором 10 [19].



1 - корпус; 2 - циліндр силовий; 3 - шток; 4 - поршень; 5 - канал поршня;
 6 - фланець; 7, 11 — отвори; 8 - клапан; 9 - сердечник; 10 - кільцевий зазор;
 12 - отвір; 13 – пружина

Рисунок 2.1 - Загальний вигляд гідравлічного демпфера

Фланець 6 розміщений над клапаном, який прилягає до нижньої торцевої поверхні фланця. У торці сердечника 9 виконано отвір, співвісно розташований з отвором 11 у фланці 6. Це забезпечує вирівнювання тиску між підпоршневою порожниною циліндра 2 та порожниною під сердечником 9. Клапан з'єднаний з командоапаратом (на рисунку не показаний). У верхній частині циліндра 2 передбачено отвір 12, розташований вище крайнього верхнього положення порш-

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

32

ня 4. Через цей отвір підпоршнева порожнина з'єднується з кільцевим зазором 10. Для повернення сердечника 9 у початкове положення після вимкнення електромагніту 8, використовується пружний елемент 13.

Принцип роботи гідравлічного демпфера полягає в наступному. У зоні докритичних коливань прального бака, а також у діапазоні його резонансних частот, коли електромагнітний клапан вимкнений, активується перший ступінь дії демпфера, що має підвищений коефіцієнт опору. У цьому режимі опір виникає за рахунок протікання в'язкої рідини через отвори 5, виконані в поршні 4.

У момент переходу коливань бака машини у закритичну область, коли амплітуда коливань різко зменшується, вмикається електромагніт 8, керований сигналом від датчика вібрацій. При цьому сердечник 9 втягується, з'єднуючи отвори у фланці з отвором 7, а також з кільцевим зазором 10. Внаслідок цього обидві порожнини силового циліндра 2, розділені поршнем 4, з'єднуються між собою, що призводить до зменшення сили опору в'язкого тертя в поршні 4. Це, у свою чергу, знижує вібраційні навантаження на корпус 14 пральної машини порівняно з використанням одноступінчастого демпфера, тим самим підвищуючи надійність роботи машини.

Зниження вібраційного впливу на вузли та деталі пральної машини дозволяє збільшити швидкість обертання барабана під час віджимання, що позитивно впливає на ефективність процесу й забезпечує кращу якість віджимання білизни.

2.3 Розробка конструктивної схеми пружинного демпфера для системи демпфування та амортизації

Пружинний демпфер використовується у пральній машині замість стандартних пружин, з метою підвищення ефективності роботи агрегату за рахунок зменшення вібраційних навантажень під час переходу на режим віджимання. Конструктивно демпфер складається з корпусу з внутрішньою циліндричною поверхнею, вздовж якої працюють щонайменше дві фрикційні пари, що утворю-

ні опорними та розрізними втулками. Ці фрикційні пари розташовані на стрижні, встановленому по осьовій лінії корпусу. На обох кінцях стрижня закріплено опорні елементи, які взаємодіють з крайніми фрикційними парами. Між фрикційними парами розміщено пружні елементи та втулки, а на внутрішній поверхні корпусу передбачено буртик, що забезпечує упор для цих елементів.

На рисунку 2.2 демонструється варіант конструкції демпфера, який забезпечує постійну величину демпфування.

На рисунку 2.3 представлено модифікацію демпфера, що забезпечує поступове зростання сили демпфування із збільшенням амплітуди коливань.

На рисунку 2.4 зображено виконання демпфера, у якому передбачено ступінчасте збільшення демпфування у разі перевищення амплітудою заданого граничного значення.

На стержні 1, який закріплений до підвісної частини прально-віджимної машини (рисунок 2.2), встановлено три фрикційні пари. Вони складаються з опорних втулок 2, до яких знизу через конусну поверхню притискаються розрізні втулки 4 за допомогою пружних елементів 3. Між втулками опорними 2 розташовано розпірні втулки 5. У нижній частині стержня змонтована опорна втулка 6, орієнтована конічною частиною вгору, до якої за допомогою пружини 7 притиснута розрізна втулка 8. Зовнішні поверхні розрізних втулок 4 і 8 контактують з внутрішньою циліндричною поверхнею корпусу 9, обидва торці якого закриті кришками 10 та 11. Корпус 9 закріплюється до бака пральної машини за допомогою кріпильного елемента, а вісь 1 - фіксується до корпусу пральної машини. Відповідно до рисунка 2.3, на стержні 12 змонтовано три фрикційні пари: три опорні втулки 13 з конічними поверхнями, направленими вниз, які взаємодіють з трьома розрізними втулками 14, що підтискаються пружними елементами 15. Також встановлено дві опорні втулки 16 з конічними поверхнями, орієнтованими вгору, разом із двома розрізними втулками 17, що підтискаються пружними елементами 18. Розрізні втулки 14 і 17 взаємодіють із внутрішньою поверхнею корпусу 19. У цій конструкції розпірні втулки не передбачено.

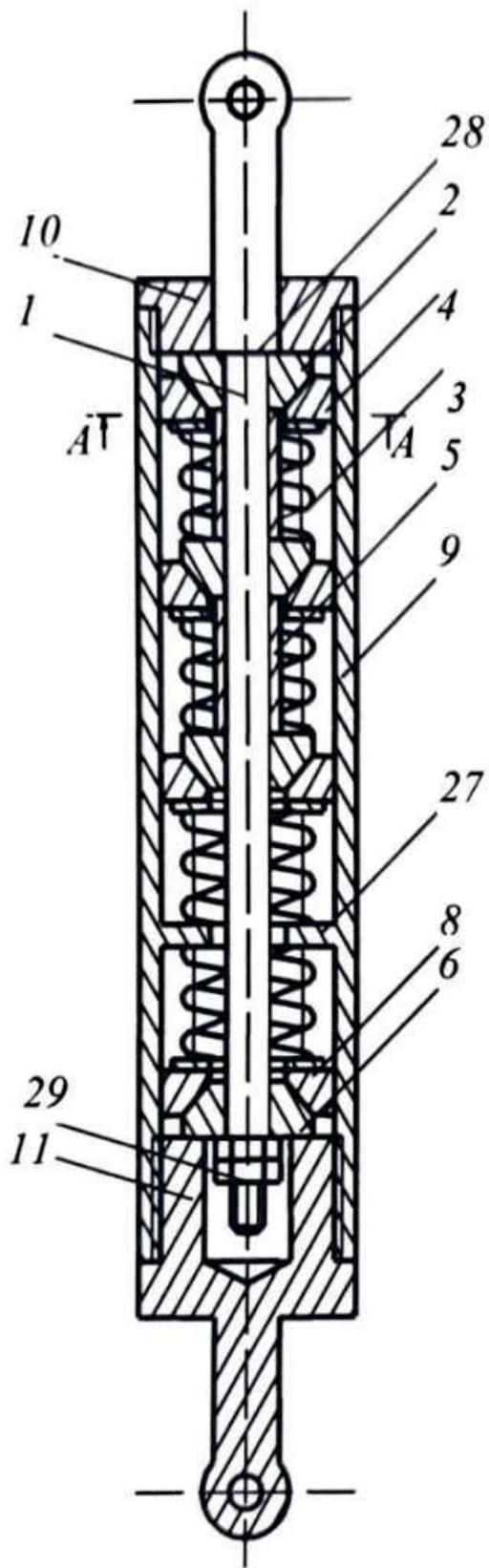


Рисунок 2.2 - Схема пружинного демпфера (варіант 1)

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

35

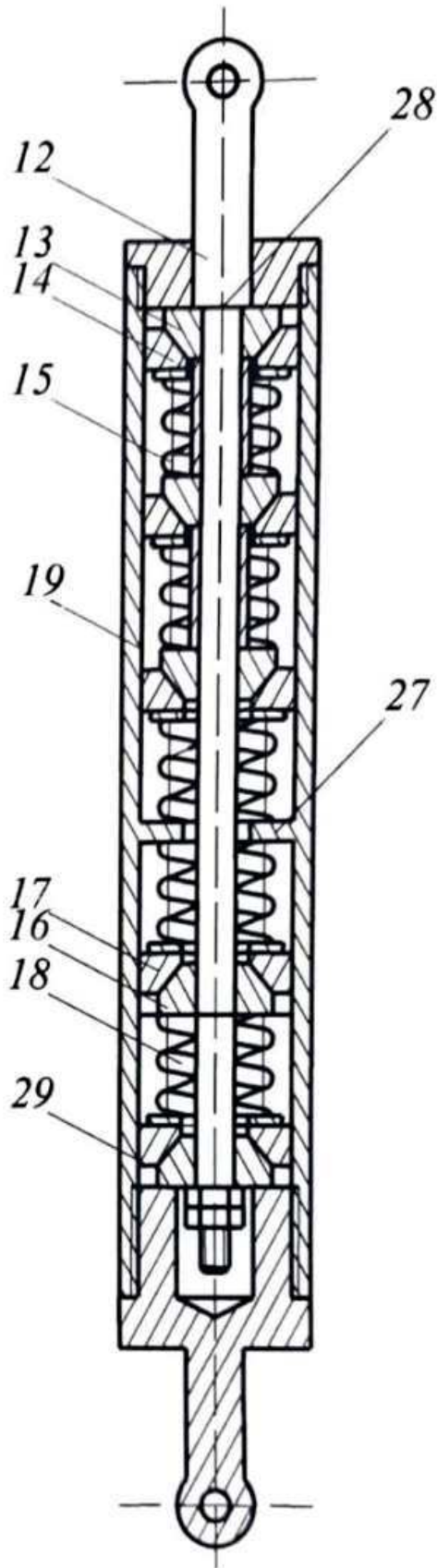


Рисунок 2.3 - Схема пружинного демпфера (варіант 2)

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

36

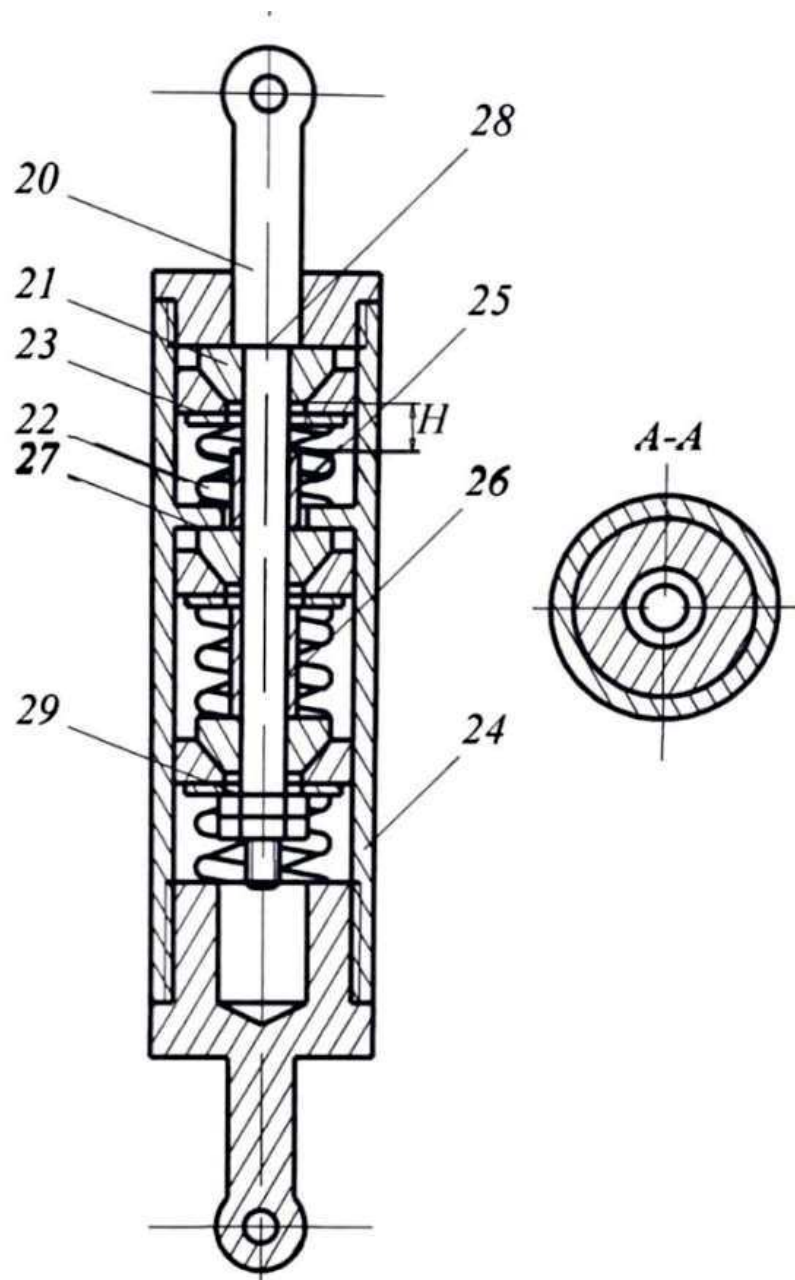


Рисунок 2.4 - Схема пружинного демпфера (варіант 3)

На рисунках 2.2, 2.3, 2.4 зображені варіанти пружинних демпферів з відповідними позначеннями: 1 - вісь; 2, 5, 13, 21 - опорна втулка; 3, 7, 15, 16, 18, 22, 28, 29 - пружина; 4, 8, 14, 17, 23 - розрізна втулка; 9, 19, 24 - корпус; 10, 11 - кришки; 12, 20 - стержень; 25, 26 - втулки розпірні; 27 - буртик

Відповідно до рисунку 2.4, на стержні 20 змонтовано три опорні втулки 21, до яких розрізні втулки 23 притискаються пружними елементами 22. Розріз-

ні втулки 23 забезпечують контакт із внутрішньою поверхнею корпусу 24. Розмір розпірної втулки 25 є меншим за відстань між опорними втулками 21 на величину H . Розпірна втулка 26 встановлена таким чином, що торкається торцевих поверхонь двох нижніх опорних втулок 21. На внутрішній поверхні корпусу передбачено щонайменше один буртик 27, що слугує упором для пружних елементів або фрикційних пар. На кінцях стержня розташовані опорні елементи 28 і 29, які забезпечують контакт із відповідною фрикційною парою.

Принцип дії демпферів наступний. У конструкції за рис. 2.3, при русі підвісної частини прально-віджимної машини вниз, разом із нею переміщується і стержень 1. При цьому опорні втулки 2, розпірні втулки 5 та розрізні втулки 4 рухаються синхронно зі стержнем 1. Рівень демпфування визначається сумарною силою тертя розрізних втулок 4 об внутрішню поверхню корпусу 9 під впливом зусилля пружин 3. Під час зворотного руху (вгору), демпфування забезпечується тертям розрізної втулки 8 об поверхню корпусу 9. При цьому величина демпфування під час руху вниз є втричі більшою, ніж при русі вгору.

Співвідношення сил демпфування в напрямках вгору та вниз залежить від кількості опорних втулок 2, орієнтованих конічною поверхнею донизу, і опорних втулок 6, орієнтованих конічною поверхнею догори.

На рисунку 2.3 показано, що під час руху стержня 12 вниз з такою ж швидкістю переміщується лише нижня з опорних втулок 13, тоді як інші втулки рухаються повільніше. Ступінь цього відставання залежить від жорсткості пружин 15. Підбираючи параметри жорсткості цих пружин, можна регулювати характер зміни сили демпфування в залежності від переміщення стержня 12, а отже — від амплітуди коливань підвісної частини прально-віджимної машини, з якою стержень пов'язаний. Аналогічний процес відбувається й при русі стержня 12 вгору.

Демпфер за конструкцією, представленою на рисунку 2.3, дає можливість забезпечувати ступінчасте регулювання демпфування в залежності від зростання амплітуди коливань підвісної частини машини та пов'язаного з нею стержня 20. При невеликих коливаннях, амплітуда яких не перевищує величини H , демпфу-

вання здійснюється внаслідок тертя нижньої розрізної втулки 23 об внутрішню поверхню корпусу 24.

Коли ж амплітуда перевищує зазначене значення n , величина демпфування зростає утричі, оскільки під дією розпірних втулок 25 та 26 в русі починають брати участь усі опорні втулки 21 та розрізні втулки 23, які переміщуються разом зі стержнем 20.

Конструкція демпфера передбачає можливість використання різної кількості опорних та розрізних втулок, що дозволяє формувати будь-який бажаний закон залежності сили демпфування від амплітуди коливань підвісної частини прально-віджимної машини.

Ефективність застосування такого демпфера проявляється у підвищенні стабільності роботи прально-віджимної машини під час віджимання, зменшенні динамічних навантажень на фундамент, а також у поліпшенні умов роботи оператора за рахунок зниження рівня вібрацій.

2.4. Інженерний розрахунок споживчої потужності барабана автоматичної пральної машини в процесі прання

Для подальшої удосконалення системи демпфування та віброзахисту необхідно визначити базові технологічні та параметри пральної машини. Це зокрема, визначення об'єму барабана, силу натягу приводного паса, сумарний момент від сил тертя, момент інерції барабана, динамічний момент на валу електродвигуна та інші. Методика розрахунків та числові значення величин приведені у цьому розділі.

У пральних машинах із робочим барабаном момент корисного опору в режимі прання визначається на основі умови рівноваги маси білизни та рідини, що перебувають всередині барабана [17]. Під час обертання внутрішнього барабана білизна всередині нього піднімається під дією гребенів. Одночасно з підняттям білизни частково піднімається й рідина. У результаті цього білизна ра-

зом із рідиною формують конфігурацію у вигляді циліндричного сегмента, дещо зміщеного відносно вертикальної осі у напрямку обертання барабана (рис. 2.5).

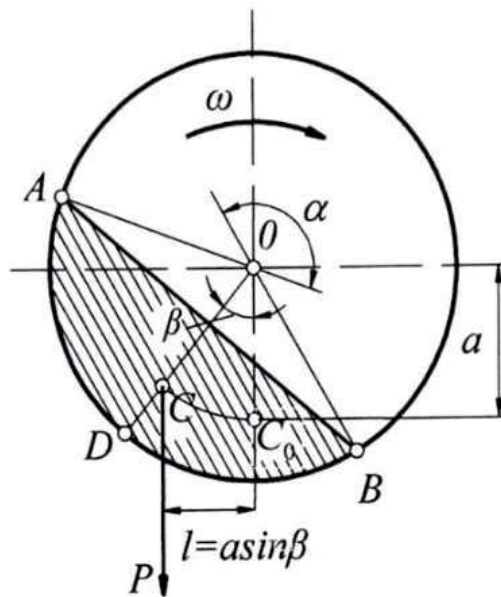


Рисунок 2.5 - Схема навантаження робочого барабана

Об'єм барабана обчислюється за формулою:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L, \quad (2.1)$$

де D - діаметр барабана, м; L - довжина барабана, м.

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,514}{4} 0,332 = 0,069 \text{ м}^3.$$

Висота гребенів визначається у межах $(0,12 \dots 0,15)D$. У цьому випадку приймаємо $h = 0,14D$.

$$h = 0,14 \cdot 0,514 = 0,072 \text{ м.}$$

Площа поперечного перетину гребенів:

$$S = 0,25\pi D, \quad (2.2)$$

$$S = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,514 = 0,404 \text{ м}^2.$$

Для визначення об'єму вмісту барабана необхідно визначити рідинний модуль, який для пральних машин вибирається з діапазону $0,005 \dots 0,007 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Приймаємо $0,006 \text{ м}^3$

Тоді, об'єм вмісту барабана визначається за формулою:

$$V_{\text{об}} = \frac{m}{\rho} + mv, \quad (2.3)$$

де m - маса завантаження, м; ρ - питома маса завантаження, кг/м^3 .

$$V_{\text{об}} = \frac{5}{1500} + 0,006 = 0,033 \text{ м}^3.$$

Площа поперечного перетину вмісту барабана:

$$S_n = \frac{V_{\text{об}}}{L}, \quad (2.4)$$

де L - довжина барабана, м.

$$S_n = \frac{0,033}{0,332} = 0,1.$$

Площа поперечного перетину барабана:

$$S = \frac{\pi D^2}{4}, \quad (2.5)$$

$$S = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} = 0,207 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт використання об'єму прального барабану:

$$K = \frac{S_n}{S}, \quad (2.6)$$

$$K = \frac{0,1}{0,207} = 0,484.$$

Значення центрального кута сегмента α , (рад) знаходимо із рівняння:

$$K(\alpha) = \frac{\alpha - \sin(\alpha)}{2\pi}, \quad (2.7)$$

Для цього будуємо залежність $K = f(\alpha)$. Задаємося α у таких межах $\alpha = 0 \dots 2\pi$.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Таблиця 2.1 - Залежність коефіцієнт використання об'єму барабану K від центрального кута сегмента α ($K = f(\alpha)$)

α	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	π	$3\pi/2$	2π
$K(\alpha)$	0	0,01	0,03	0,1	0,49	0,8	0,99

За результатами таблиці 2.1 будемо залежність $K(\alpha)$, що показана на рисунку 2.6. Для $K = 0,484$ $\alpha = 3,091$ рад.

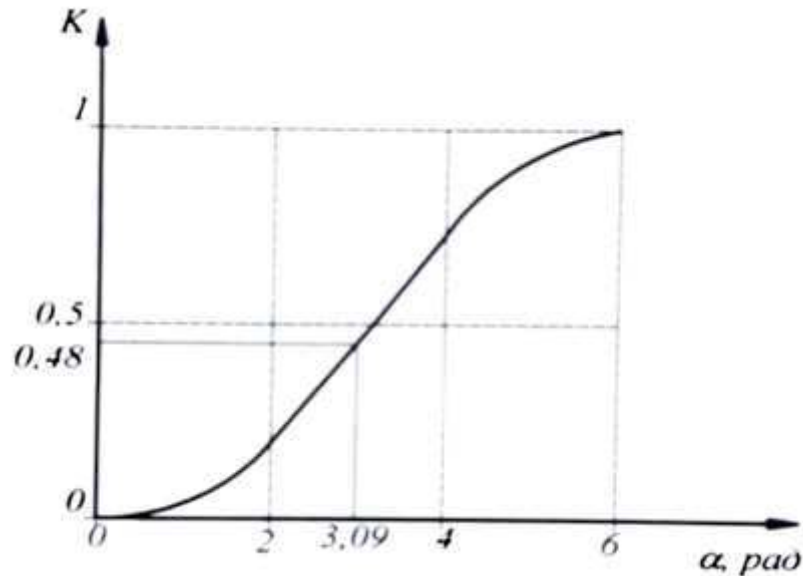


Рисунок 2.6 - Залежність коефіцієнта використання об'єму барабану від центрального кута сегмента

Довжина хорди сегмента барабана:

$$L_x = D \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (2.8)$$

Відстань від центру ваги сегмента до осі обертання барабана:

$$l = \frac{D}{6} \left(1 + 2 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right). \quad (2.9)$$

$$l = \frac{0,514}{6} \left(1 + 2 \cos\left(\frac{3,091}{2}\right)\right) = 0,086 \text{ м.}$$

Об'єм рідини у барабані визначається:

$$V_p = V_{об} - \frac{m}{\rho} \quad (2.10)$$

$$V_p = 0,33 - \frac{5}{1500} = 0,03 \text{ м}^3.$$

Маса рідини у барабані:

$$m_p = \rho_p V_p, \quad (2.11)$$

де ρ_p - густина рідини кг/м³, для води $\rho_p \approx 1000$ кг/м³. $m_p \approx 1000$ кг/м³.

$$m_p = 1000 \cdot 0,03 = 30 \text{ кг.}$$

Сила ваги вмісту барабана:

$$P = (m + m_p)g, \quad (2.12)$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с².

$$P = (5 + 30) \cdot 9,81 = 343,35 \text{ Н.}$$

Момент корисного опору визначаємо, враховуючи коефіцієнт динамічності k_o , значення якого приймаємо у межах від 1,1...1,2. Прийmemo $k_o = 1,2$.

$$M_{ко} = k_o P l \quad (2.13)$$

$$M_{ко} = 1,2 \cdot 343,35 \cdot 0,086 = 35,296 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$l_1 = d_1 + \frac{L}{2}$$

$$l_2 = 2d_2 \quad (2.14)$$

$$l_3 = d_1$$

де d_1, d_2 - діаметр поверхонь валів, що ущільнюються, м.

$$l_1 = 0,03 + \frac{0,03}{2} = 0,196 \text{ м, } l_2 = 2 \cdot 0,03 = 0,06 \text{ м, } l_3 = 0,03 \text{ м.}$$

Маси стінок прального барабана:

- маса стінки передньої барабана:

$$m_{nc} = \frac{\pi}{4} \delta \rho_m (D^2 - D_{nc}^2), \quad (2.15)$$

де δ - товщина стінки, м; ρ_m - густина матеріалу стінки, кг/м³; D_{nc} — діаметр отвору в передній стінці, м.

$$m_{nc} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 \cdot (0,514^2 - 0,26^2) = 0,361 \text{ кг};$$

- маса ободу барабана:

$$m_{об} = \pi D L \delta \rho_m \quad (2.16)$$

$$m_{об} = 3,14 \cdot 0,514 \cdot 0,332 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 1,254 \text{ кг};$$

- маса задньої стінки барабана:

$$m_{zc} = \frac{\pi}{4} \delta \rho_m D^2 \quad (2.17)$$

$$m_{zc} = \frac{3,14}{4} \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 \cdot 0,514^2 = 0,486 \text{ кг}$$

Сила ваги барабана прального:

$$P_{\sigma} = (m_{nc} + m_{об} + m_{zc})g \quad (2.18)$$

$$P_{\sigma} = (0,361 + 1,254 + 0,486) \cdot 9,81 = 20,614 \text{ кг}.$$

Кут обхвату меншого шківa передачі:

$$\alpha_{ш} = \pi - \frac{\pi}{3} \cdot \frac{D_2 - D_1}{\alpha} \quad (2.19)$$

де α - міжосьова відстань передачі, м; $D_2 - D_1$ - діаметри шківів, м.

$$\alpha_{ш} = 3,14 - \frac{3,14}{3} \cdot \frac{0,32 - 0,06}{0,365} = 2,396$$

Сила натягу приводного паса при допустимому напруженні. Допустиме напруження приймаємо $\sigma_n = 1,6 \cdot 10^6 \text{ Па}$ [10,17]:

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк. 44
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

$$P_H = 2\sigma_H S_{mn} \sin\left(\frac{\alpha_{uu}}{2}\right) \quad (2.20)$$

де S_{mn} - площа перерізу поперечного паса, m^2 .

$$P_H = 2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 47 \cdot 10^{-6} \sin\left(\frac{2,396}{2}\right) = 140,06 \text{ Н.}$$

Реакцію опор знаходимо з рисунку 2.7.

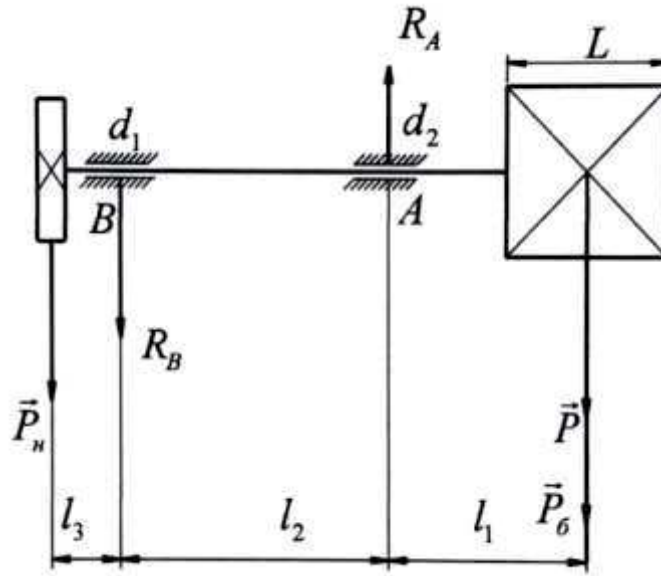


Рисунок 2.7 - Схема навантаження вала барабана пральної машини

$$R_A = \frac{P(l_1 + l_2) + P_6(l_1 + l_2) - P_H l_3}{0,06} \quad (2.21)$$

$$R_A = \frac{343,35 \cdot (0,196 + 0,06) + 20,614 \cdot (0,196 + 0,06) - 140,06 \cdot 0,03}{0,06} = 1,483 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

$$R_B = \frac{(P + P_6)l_1 - P_H(l_2 + l_3)}{l_2} \quad (2.22)$$

$$R_B = \frac{(343,35 + 20,614) \cdot 0,196 - 140,06 \cdot (0,06 + 0,03)}{0,06} = 978,86 \text{ Н.}$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Для перевірки сил, що діють на вал, напишемо рівняння проектуючі сил на вісь ординат:

$$-P - P_{\sigma} + R_A - R_B - P_H = 1,137 \cdot 10^{-13},$$

$$-343,35 - 20,614 + 1,483 \cdot 10^3 - 978,86 - 140,06 = 1,137 \cdot 10^{-13}.$$

Момент опору від сил тертя для кулькових підшипників при коефіцієнті тертя із діапазону 0,001... 0,004. Приймаємо $f = 0,002$ [10].

$$M_{mp} = f \left(R_A \frac{d_1}{2} + R_B \frac{d_2}{2} \right) \quad (2.23)$$

де d_1, d_2 , - діаметри поверхонь валів, що ущільнюється, м.

$$M_{mp} = 0,002 \cdot \left(1,483 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,03}{2} + 978,86 \cdot \frac{0,03}{2} \right) = 0,074 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт тертя в ущільненнях вала:

$$f_1 = 1,1 \left[\frac{0,8}{\left(\omega \frac{d_1}{2} + 1 \right)^{4/3}} + 0,2 \right] \quad (2.24)$$

де ω - кутова швидкість прального барабану, c^{-1} .

$$f_1 = 1,1 \left[\frac{0,8}{\left(5 \frac{0,03}{2} + 1 \right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,019$$

$$f_2 = 1,1 \left[\frac{0,8}{\left(\omega \frac{d_2}{2} + 1 \right)^{4/3}} + 0,2 \right] \quad (3.25)$$

$$f_2 = 1,1 \left[\frac{0,8}{\left(5 \frac{0,03}{2} + 1\right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,019$$

Сумарний момент від сил тертя в ущільненнях вала:

$$M = M_{ко} + M_{мп} \quad (2.26)$$

$$M = 35,296 + 0,074 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Необхідна потужність двигуна, при пранні в усталеному режимі при ККД $\eta = 0,98$:

$$N_{yct} = \frac{M\omega}{\eta} \quad (2.27)$$

$$N_{yct} = \frac{35,37 \cdot 5}{0,98} = 180,46 \text{ Вт.}$$

2.5 Інженерний розрахунок пускової потужності барабана пральної машини

Момент інерції барабана:

$$I_6 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 + \frac{m_{nc}}{2} \left[\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{np}}{2}\right)^2 \right] + \frac{m_{об}}{2} \left(\frac{D}{2}\right)^2, \quad (2.28)$$

де D - діаметр барабана, м; $m_{об}$ - маса обводу барабана, кг; m_{nc} - маса передньої стінки барабана, кг; D_{nc} - діаметр отвору в передній стінці барабана, м.

$$I_6 = 1,254 \cdot \left(\frac{0,514}{2}\right)^2 + \frac{0,361}{2} \cdot \left[\left(\frac{0,514}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,26}{2}\right)^2 \right] + \frac{1,254}{2} \cdot \left(\frac{0,514}{2}\right)^2 = 0,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

47

Маса вологих виробів:

$$m_m = m + 2,25 \cdot 10^{-3} m \rho_p, \quad (2.29)$$

де m - маса завантаження, кг; ρ_p - питома маса рідини, $\rho_p \approx 1000 \text{ кг/м}^3$.

$$m_m = 5 + 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 1000 = 16,25$$

Маса рідини, яка всотується виробами при обертанні барабана:

$$m_{zp} = 0,15(\rho_p V_p m - 2,25 \cdot 10^{-3} m \rho_p) \quad (2.30)$$

де V , - об'єм рідини у барабані м^3 ,

$$m_{zp} = 0,15 \cdot (1000 \cdot 0,03 \cdot 5 - 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 1000) = 20,8 \text{ кг.}$$

Момент інерції виробів та м'якого розчину визначається з рівняння:

$$I_k = \frac{m_m m_{zp}}{2} \left(\frac{D}{2} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{2 \sin \alpha - \sin 2\alpha}{\alpha - \sin \alpha} \right), \quad (2.31)$$

де α - кут сегмента, рад.

$$I_k = \frac{20,8 + 16,25}{2} \left(\frac{0,514}{2} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{2 \sin 3,091 - \sin 23,091}{3,091 - \sin 3,091} \right) = 1,12 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Моменти інерції шківів передачі:

$$I_{u1} = \frac{0,6 Q_1 D_1^2}{4g}; \quad I_{u2} = \frac{0,6 Q_2 D_2^2}{4g}, \quad (2.32)$$

де Q_1, Q_2 - вага шківів, кг; D_1, D_2 - діаметри шківів, м.

$$I_{u1} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 0,06^2}{4 \cdot 9,81} = 0,0001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$I_{u2} = \frac{0,6 \cdot 3,8 \cdot 0,32^2}{4 \cdot 9,81} = 0,0059 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент інерції ротора двигуна машини:

$$I_{\partial} = \frac{M_{\partial\partial}}{4g}, \quad (2.33)$$

де $M_{\partial\partial}$ маховий момент електродвигуна, $H \cdot \text{м}$.

$$I_{\partial} = \frac{0,02}{4 \cdot 9,81} = 0,0001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Приведений до вала двигуна момент інерції:

$$I_{np} = (I_{\partial} + I_{\kappa} + I_{u2}) \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 + I_{u1} + I_{\partial}, \quad (2.34)$$

$$I_{np} = (0,14 + 1,12 + 0,059) \left(\frac{0,06}{0,32} \right)^2 + 0,0001 + 0,00001 = 1,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Динамічний момент на валу двигуна:

$$N_{II} = M_{\partial\partial} \omega \frac{D_2}{D_1} + 0,6 N_{ycm} + \frac{Pl(2 - \cos \alpha)}{t} \quad (2.35)$$

де P - сила ваги вмісту барабана, H ; l - відстань від центру ваги сегмента до осі обертання барабана, $м$; t - час розгону барабана, $с$.

$$N_{II} = 21,1 \cdot 5 \cdot \frac{0,32}{0,06} + 0,6180,46 + \frac{140,06 \cdot 0,086 \cdot (1 - \cos 3,091)}{0,15} \text{ Вт.}$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

49

2.6. Інженерний розрахунок пружної підвіски барабану пральної машини з демпфуванням

Збільшення кількості обертів барабана під час прання обмежується значенням критичної частоти обертання, за якої під впливом відцентрової сили ви-робки притискаються до внутрішньої поверхні барабана, що призводить до по-рушення процесу їх перемішування. Критичну кутову швидкість обертання ви-значають за наступною залежністю:

$$\Phi = F_u / P_T = m\omega^2 D / 2mg = \omega^2 D / 2g \quad (2.36)$$

де Φ - фактор розділення, H ; $F_u = m\omega^2 D / 2$ - відцентрова сила, що діє на бара-бан; ω - кутова швидкість, c^{-1} ; D - діаметр барабана, m ; m - маса барабана, kg ; P_T - сила тяжіння, H .

З формули (2.36) визначаємо критичну швидкість $\omega_{кр}$ при $\Phi=1$:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2g}{D}} \quad (2.37)$$

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{0,514}} = 6,18 \text{ рад/с.}$$

Критична частота:

$$n_{кр} = \frac{\omega_{кр}}{2\pi} \quad (2.38)$$

$$n_{кр} = \frac{6,18}{2 \cdot 3,14} = 58,8 \text{ об/хв.}$$

Робоча частота обертання прального барабана повинна бути не більша $[n] = 0,87n_{кр} = 51,16 \text{ об/хв.}$ При розрахунку потужності пральної машини викори-стовуємо формулу:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}. \quad (2.39)$$

$$n = \frac{30 \cdot 5}{3,14} = 47,77 \text{ об/хв.}$$

Так, як $n < [n]$ умова забезпечення ефективного прання за критерієм розділення дотримується. Частота обертання барабана під час виконання операції віджимання значно перевищує критичну частоту $n_0 \gg n_{кр}$.

При такій високій частоті обертання в системі виникають значні періодичні динамічні навантаження, які передаються на основу машини та опорні вузли барабана. Одним із найбільш небезпечних явищ у цьому режимі є резонанс, який спостерігається тоді, коли власна частота коливань системи ω_0 збігається з частотою зовнішніх (вимушених) збуджень Ω . Особливості проходження резонансної області під час запуску режиму віджимання залежать, зокрема, від маси барабана разом із завантаженою білизною та пральною рідиною m_{Σ} , а також від коефіцієнта жорсткості пружних елементів системи (див. рисунок 2.8 [10,17,18]).

У резонансній зоні, при відношенні $\Omega > 1,30 \omega_0$, вплив сил демпфування (затухання) є незначним і може бути не врахований у розрахунках. Зниження власної частоти коливань системи є доцільним, оскільки це дозволяє здійснювати прохід через резонансний режим (при $(\omega_0 = \Omega)$) на менших обертах барабана, що в свою чергу зменшує рівень вібраційних втрат [10].

Виходячи із вище вказаного значення власної частоти коливань барабана ω_0 підберемо таким чином, щоб виконувалась умова:

$$\omega_0 = \Omega = 2\pi n_{кр}. \quad (2.40)$$

Враховуючи формули (2.38) і (2.40) $\omega_0 = \omega_{кр} = 6,18$ рад/с, тоді буде:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_{\Sigma}}}. \quad (2.41)$$

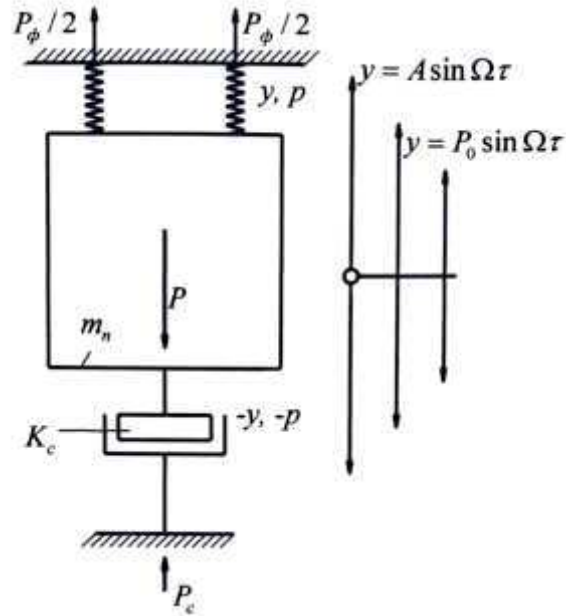


Рисунок 2.8 - Розрахункова схема пружної підвіски робочого барабана

Маса барабану з білизною і пральною рідиною визначається по формулі:

$$m_{\Sigma} = m + m_p = m_{nc} = m_{об} = m_{зс} = m_n, \quad (2.42)$$

де m - маса завантаження білизни, кг; m_p - маса рідини, кг; m_{nc} - маса передньої стінки, кг; $m_{об}$ - маса ободу, кг; $m_{зс}$ - маса задньої стінки барабана, кг.; m - маса демпфуючих елементів, кг.

$$m_{\Sigma} = 5 + 30 + 0,361 + 1,254 + 0,486 + 70 = 107,1 \text{ кг.}$$

Тоді, сумарний коефіцієнт жорсткості визначається з формули (2.41):

$$k = \omega^2 m. \quad (2.43)$$

$$k = 6,18^2 \cdot 107,1 = 4090,15 \frac{H \cdot c}{m}.$$

Коефіцієнт затування визначаємо з формули:

$$v = \frac{k_c}{m}, \quad (2.44)$$

де k_c - коефіцієнт опору гідроелектричного демпфера.

Сумарний коефіцієнт жорсткості визначається жорсткістю пружних демпферів k_n та коефіцієнтом опору гідроелектричного демпфера k_c , які визначаються при розрахунках демпферів.

Визначаємо значення сили, що виникають від дисбалансу при резонансі:

$$P_{кр} = \frac{m_0 D}{2} \omega_0^2 = \frac{0,15mD}{2} \omega_0^2. \quad (2.45)$$

$$P_{кр} = \frac{0,15 \cdot 5 \cdot 0,514}{2} \cdot 6,18 = 7,36 \text{ Н.}$$

Визначаємо амплітудне значення сили, що виникають від дисбалансу при максимальній частоті віджимання $\omega_{\max} = 146$ рад/с:

$$P_{\max} = \frac{0,15mD}{2} \omega_{\max}^2. \quad (2.46)$$

$$P_{\max} = \frac{0,15 \cdot 5 \cdot 0,514}{2} \cdot 146^2 = 4108,65.$$

Визначаємо значення амплітуди вимушених коливань системи при максимальній частоті віджимання:

$$A = \frac{P_{\max}}{k} \left(\frac{1}{\frac{\omega_{\max}^2}{\omega_0^2} - 1} \right). \quad (2.47)$$

$$A = \frac{4108,65}{4090,15} \cdot \left(\frac{1}{\frac{146^2}{6,18^2} - 1} \right) = 0,0018 \text{ м.}$$

Визначимо величину сили, що передається на основу за формулою:

$$P_{\phi} = \left(\frac{P_{\max}}{\frac{\omega_{\max}^2}{\omega_0^2} - 1} \right). \quad (2.48)$$

$$P_{\phi} = \left(\frac{4108,65}{\frac{146^2}{6,18^2} - 1} \right) = 7,37 \text{ Н.}$$

Визначаємо коефіцієнт передачі сили:

$$k_{nc} = \frac{P_{\phi}}{P_{\max}} \quad (2.49)$$

$$k_{nc} = \frac{7,37}{4108,65} = 0,0018.$$

2.7 Інженерний розрахунок гідравлічного демпфера

У гідравлічному демпфері здійснюється процес затухання коливань, який зумовлений дією сил в'язкого тертя. Ці сили сприяють розсіюванню (дисипації) механічної енергії згідно з другим законом Ньютона. Рух поршня разом зі штоком описується наступним рівнянням:

$$m_{\Sigma} z'' + k_n z' + k_c = 0, \quad (2.50)$$

де z , z' , z'' - переміщення, швидкості та прискорення штока з поршнем; m_{Σ} - маса барабана з білизною та пральним розчином, кг; k_c - коефіцієнт в'язкого тертя; k_n - жорсткість пружинних демпферів.

У канонічній формі рівняння (2.50) можна записати таким чином:

$$z + \frac{k_n}{m_\Sigma} z + \frac{k_c}{m_\Sigma} z = 0 \quad (2.51)$$

Розв'язок рівняння (2.51) має вигляд:

$$z(t) = Ae^{-\beta t} (\sin \omega t + \varphi_0), \quad (3.52)$$

де A , φ_0 - сталі інтегрування, що визначаються із початкових умов (A - початкова амплітуда, m ; φ_0 - початкова фаза коливань, rad); t - час, s ; φ_0 - частота вільних коливань із в'язким тертям, rad/s .

$$\omega = \sqrt{\omega^2 + \beta^2} \quad (2.53)$$

Розв'язок рівняння (2.52) має місце лише при такій умові:

$$\omega_0^2 - \beta^2 > 0 \text{ або } k_c^2 < 4m_\Sigma k_n \quad (2.54)$$

Якщо умова $k_c^2 < 4m_\Sigma k_n$, то коливання не виникає.

При наявності сил в'язкого тертя, амплітуда коливань залежить від часу і визначається за формулою:

$$A(t) = Ae^{k_c t} \quad (2.55)$$

Розрахунок гідравлічного демпфера передбачає визначення його основних конструктивних параметрів: геометричних розмірів, характеристик каліброваних отворів та робочих клапанів. Ключовим конструктивним параметром є діаметр поршня d , який підбирається таким чином, щоб максимальний тиск рідини, що відповідає найбільшому зусиллю в системі, не перевищував допустиме значення.

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

чення ($[p] < 2,5 \text{ МПа}$) [10,18], а робоча температура демпфера не перевищувала $100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Виходячи з наведених вище міркувань, приймаємо діаметр поршня $d = 0,03 \text{ м}$. Об'єм рідини, що витісняється поршнем під час його руху вниз, перевищує об'єм простору над поршнем на величину об'єму, що займається штоком. Переміщення рідини здійснюється через калібровані отвори, розташовані у поршні. Різниця між площами верхньої та нижньої поверхонь поршня дорівнює площі поперечного перерізу штока S_u . Діаметр штока визначається залежно від діаметра поршня у межах $d_u = (0,2 \div 0,5)$ [11,18].

Діаметр штока $d = (0,2 + 0,5) 30 = 6 \dots 15 \text{ мм}$. Приймаємо $d = 6 \text{ мм}$.

Площа штока демпфера визначається за формулою:

$$S_u = \frac{\pi d_u^2}{4} \quad (2.56)$$

$$S_u = \frac{3,14 \cdot 0,006^2}{4} = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Максимальна сила опору стиску демпфера визначається за формулою:

$$P_{on \max} = S_u [p] \quad (2.57)$$

$$P_{on \max} = 2,8 \cdot 10^{-5} \cdot 2,5 \cdot 10^6 = 70,65 \text{ Н}$$

Конструктивну довжину демпфера приймаємо залежно від діаметра поршня $l = 3 \dots 5d$, $l = 0,09 \dots 0,15 \text{ м}$.

Площа отворів в поршні визначається за формулою:

$$S_{om} = \frac{(S_n - S_u)}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\gamma [p]}{2g}}, \quad (2.58)$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,6...0,75$ [17]. Приймаємо $\mu = 0,7$; γ - питома маса рідини; S_n , - площа поршня, m^2 .

Площу поршня визначаємо за формулою:

$$S_n = \frac{\pi d_n^2}{4}. \quad (2.59)$$

$$S_n = \frac{3,14 \cdot 0,03^2}{4} = 7,1 \cdot 10^{-4} m^2.$$

Розрахункова площа отворів у поршні $S_{om} = 0,000021 m^2$. Задаємося кількістю отворів $n = 3$, тоді площа отвору визначається:

$$s = S_{om} / n \quad (2.60)$$

$$s = 0,000021 / 3 = 7,1 \cdot 10^{-6} m^2.$$

Діаметр отворів визначаємо за формулою:

$$d_{om} = \sqrt{\frac{4s}{\pi}} \quad (2.61)$$

$$d_{om} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,1 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 0,003 m$$

Діаметри отворів у силовому циліндрі приймаємо рівними діаметрам отворів у поршні [11]. Тоді площа отворів у силовому циліндрі демпфера буде рівна:

$$S_y = \frac{\pi d^2}{4} i, \quad (2.62)$$

де i - кількість отворів в силовому циліндрі. Приймаємо $i = 2$ [11,18].

$$S_y = \frac{3 \cdot 0,003^2}{4} \cdot 2 = 0,000014 m^2$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Загальна площа отворів у демпфері:

$$S_{\Sigma} = S_u + S_{om} \quad (2.63)$$

$$S_{\Sigma} = 0.000014 + 0.00002 = 0.000034 \text{ м}^2.$$

У якості робочого середовища гідравлічного демпфера приймаємо: масло «Індустріальне 20» [11,18], питомою масою $\rho=890 \text{ кг/м}^3$, модуль пружності $E=1,39 \cdot 10^9 \text{ Па}$, кінематична в'язкість мастила при $t = 20^\circ\text{C}$ $\nu = 0,48 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

2.8 Інженерний розрахунок пружинного демпфера

Пружинний демпфер містить три пружини кожна з яких сприймає частину загального навантаження. Вихідними даними є: сила пружини при попередній деформації $F_1 = 20 \text{ Н}$; при робочій деформації $F_2 = 80 \text{ Н}$; попередній діаметр пружини із компоновки пружинного демпфера приймаємо $D_{\text{пр1}} = 25 \text{ мм}$; витривалість пружини $N_F \geq 107$; максимальна швидкість переміщення рухомого кінця пружини $\mathcal{G}_{\text{max}} = 5 \text{ м/с}$. Робочий хід пружини $h=5 \text{ мм}$ [18].

Сила пружини при максимальній деформації визначається:

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - \delta} \quad (2.64)$$

де δ - відносний інерційний в інтервалі зазор від 0,05 до 0,025.

$$F_3 = \frac{80}{1 - (0,05 \div 0,25)} = 84 \div 107 \text{ Н}$$

Приймаємо пружину з такими параметрами: силою $F_3=95 \text{ Н}$; зовнішнім діаметром $D_{\text{пр1}} = 25 \text{ мм}$; діаметр дроту $d_0 = 2,2 \text{ мм}$. Жорсткість одного витка пружини $c_1 = 19,38 \text{ Н/мм}$; найбільший прогин одного витка $s_3 = 4,643 \text{ мм}$ [11].

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Максимальне дотичне напруження пружини:

$$\tau_3 = \frac{8F_3 D_{np1}}{\pi d_\phi} \quad (2.65)$$

$$\tau_3 = \frac{8 \cdot 95 \cdot 0,025}{3,14 \cdot 0,0022^3} = 568,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Визначаємо критичну швидкість за формулою:

$$g_{кр} = \frac{\tau_3 \left(1 - \frac{F_2}{F_3}\right)}{\sqrt{2G\rho \cdot 10^{-3}}}, \quad (2.67)$$

де G - модуль зсуву, для пружинної сталі $G=7,85 \cdot 10^4$ мПа; ρ - динамічна щільність матеріалу $\rho = 8 \cdot 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$ [11].

$$g_{кр} = \frac{568,3 \left(1 - \frac{80}{95}\right)}{\sqrt{2 \cdot 7,85 \cdot 10^4 \cdot 8 \cdot 10^3 \cdot 10^{-3}}} = 2,57 \text{ м/с.}$$

Жорсткість пружини демпфера знаходимо за формулою:

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h} \quad (2.68)$$

$$c = \frac{80 - 20}{0,005} = 12000 \text{ Н/м}$$

Число робочих витків пружини:

$$n = \frac{c_1}{c} \quad (2.69)$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

59

$$n = \frac{19380}{12000} = 1,62 .$$

Довжина пружини при граничній деформації:

$$n_1 = n + n_2, \quad (2.70)$$

де n_2 - число опорних витків $n_2 = 1,5$ [11].

$$n_1 = 1,62 + 1,5 = 3,12$$

Середній діаметр пружини визначаємо:

$$D_{np} = D_{np1} - d_\delta \quad (2.71)$$

$$D_{np} = 0,025 - 0,0022 = 0,0228$$

Індекс пружини:

$$i = \frac{D_{np}}{d_\delta} \quad (2.72)$$

$$i = \frac{0,0228}{0,0022} = 10,36$$

Попередня деформація пружини:

$$s_1 = \frac{F_1}{c} \quad (2.73)$$

$$s_1 = \frac{20}{12000} = 0,0017 \text{ м.}$$

Робоча деформація пружини:

$$s_2 = \frac{F_2}{c} \quad (2.74)$$

$$s_2 = \frac{80}{12000} = 0,0067 \text{ м.}$$

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

БРМА 25.00.00.000 ПЗ

Арк.

60

Максимальна деформація пружини визначається:

$$s_3 = \frac{F_3}{c} \quad (2.75)$$

$$s_3 = \frac{95}{12000} = 0,0079 \text{ м}$$

Довжина пружини при граничній деформації:

$$l_3 = (n_1 + 1)d_0. \quad (2.76)$$

$$l_3 = (12 + 1) \cdot 0,0022 = 0,0091 \text{ м.}$$

Довжина пружини у вільному стані:

$$l_0 = l_3 + s_3. \quad (2.77)$$

$$l_0 = 0,0091 + 0,0079 = 0,017 \text{ м.}$$

Довжина пружини при деформації попередній:

$$l_1 = l_0 - s_1. \quad (2.78)$$

$$l_1 = 0,017 - 0,0017 = 0,0153 \text{ м.}$$

Крок пружини в вільному стані $t = d = 0,0022 \text{ м.}$

Напруження у пружині при деформації попередній:

$$\tau_1 = \frac{F_1}{F_3} \tau_3. \quad (2.79)$$

$$\tau_1 = \frac{20}{95} \cdot 568,3 \cdot 10^6 = 116,64 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Напруження у пружині при деформації робочій:

$$\tau_2 = \frac{F_2}{F_3} \tau_3 \quad (2.80)$$

$$\tau_1 = \frac{80}{95} \cdot 568,3 \cdot 10^6 = 478,57 \cdot 10^6$$

Коефіцієнт, що враховує кривизну витка пружини:

$$k = \frac{4i-1}{4i+4} + \frac{0,615}{i} \quad (2.81)$$

$$k = \frac{4 \cdot 10,36 - 1}{4 \cdot 10,36 + 4} + \frac{0,615}{10,36} = 0,9$$

Довжина розгорнутої пружини:

$$l \approx 3,2 D_{np} n_1 \quad (2.82)$$

$$l \approx 3,2 \cdot 0,0228 \cdot 3,12 = 0,23 \text{ м}$$

Маса пружини:

$$m \approx 19,25 \cdot 10^{-6} D_{np} d_o^2 n_1, \quad (2.84)$$

де D_{np} , d_o підставляємо числові значення в мм і отримуємо:

$$m \approx 19,25 \cdot 10^{-6} \cdot 22,8 \cdot 2,2^2 \cdot 3,12 = 0,0066 \text{ кг}$$

Об'єм, що займає пружина:

$$V = 0,785 D_{np}^2 l_1. \quad (2.85)$$

$$V = 0,785 \cdot 0,025 \cdot 0,0153 = 0,0003 \text{ м}^3$$

Внутрішній діаметр пружини:

$$D_{np2} = D_{np1} - 2d_o \quad (2.86)$$

$$D_{np2} = 0,025 - 2 \cdot 0,0022 = 0,0206 \text{ м}$$

Максимальна енергія, що накопичується стисненою пружиною демпфера:

$$U = \frac{F_3 s_3}{2} \quad (2.87)$$

$$U = \frac{95 \cdot 0,0079}{2} = 0,375 \text{ Дж.}$$

Висновок до розділу 2.

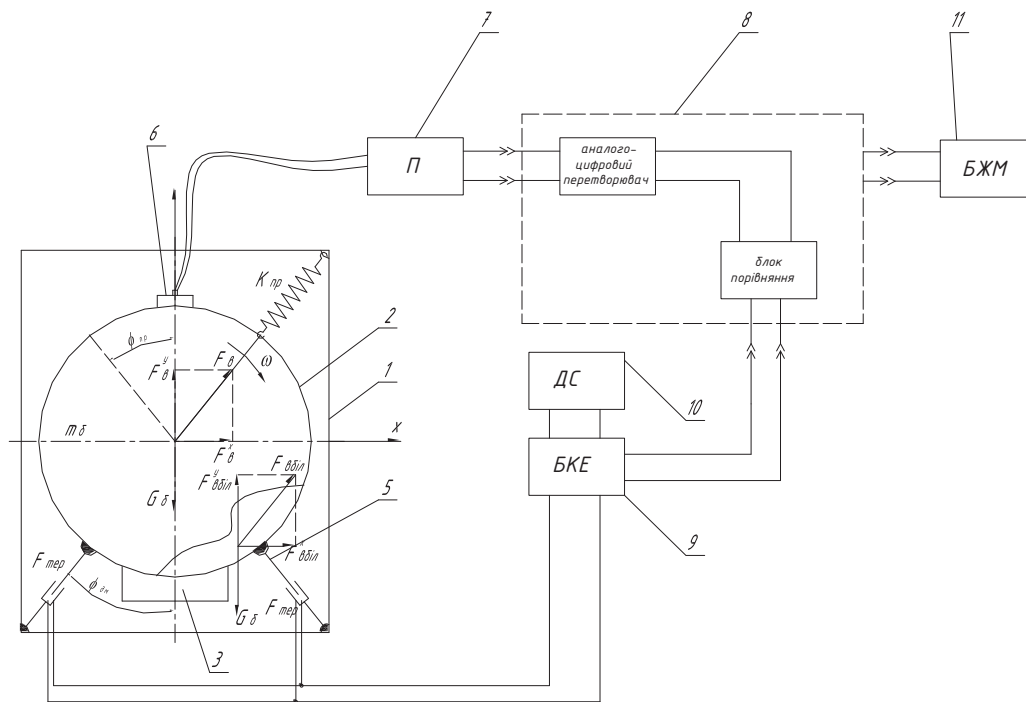
У цьому розділі було наведено актуальність розробки системи демпфування і амортизації. Запропоновано розробку конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини типу ПМА та її застосування у базових побутових автоматичних машин. З цією метою було попередньо зроблено компоновку конструкції різного типу демпфуючих систем для даного типу машин. Здійснено інженерний розрахунок різних типів демпфуючих систем та систем амортизації, зокрема: гідравлічного демпфера, пружинного демпфера та пружної підвіски.

Здійснено інженерний розрахунок споживчої та пускової потужності барабана автоматичної пральної машини в процесі прання.

3 Розробка схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини

3.1 Опис функціональної схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової автоматичної пральної машини

Система керування розроблена на основі мікроконтролера та взаємодіє з іншими компонентами, такими як система електроживлення та підсилювач. У поєднанні ці технічні засоби сприяють значному зниженню рівня вібрації пральної машини. Керування електромагнітом 9 (рис. 3.1) дозволяє змінювати величину робочого зазору δ_1 [13].



1 – основний корпус; 2 – обертовий барабан; 3 – балансувальний вантаж;
4 – пружинний механізм; 5 – демпфер для амортизації; 6 – п’єзоелектричний сен-
сор; 7 – електронний підсилювач; 8 – мікроконтролер для керування; 9 – блок
регулювання живлення електромагніту; 10 – джерело електричного струму; 11 –
модуль живлення мікроконтролера

Рисунок 3.1 – Система керування електромагнітними клапанами аморти-
заційної системи

Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата

Система керування електромагнітами активується при підвищеному рівні вібрації та функціонує наступним чином. На корпус баку пральної машини встановлено п'єзоелектричний датчик 6, який реагує на коливання, незалежно від режиму роботи. Внаслідок вібрації п'єзоелемент датчика генерує електричну напругу, пропорційну змінам рівня вібрації. Отриманий електричний сигнал передається на підсилювач, що складається з двох основних блоків – підсилення та перетворення. Блок підсилення збільшує рівень електричного сигналу датчика 6, а блок перетворення адаптує сигнал, що дозволяє виміряти вібропереміщення за допомогою осцилографа. Підключення осцилографа використовується під час ремонтних робіт та налаштування мікроконтролера 8 на етапі проектування пристрою, тоді як у побутовій пральній машині його застосування не передбачено.

Підсилений сигнал передається до мікроконтролера, який здійснює керування процесом. У його складі є аналого-цифровий перетворювач, що трансформує аналоговий електричний сигнал у двійковий код, зрозумілий для контролера. Прошивка мікроконтролера містить кілька рівнів вібрації, при яких має спрацьовувати електромагніт .

Процес керування відбувається так: вхідний сигнал порівнюється із запрограмованими рівнями вібрації, кількість яких можна змінювати під час програмування контролера. Якщо рівень вібрації відповідає першому діапазону, контролер надсилає сигнал на блок керування електромагнітом (БКЕ). БКЕ разом із джерелом струму 10 виконує роль регулятора напруги. Контролер визначає рівень напруги, що подається на котушку електромагніту. При подачі напруги осердя електромагніту втягується, зменшуючи робочий зазор $\delta 1$. У разі зростання рівня вібрації, наприклад під час розгону барабана, контролер збільшує рівень напруги живлення електромагніту, коригуючи величину робочого зазору.

Якщо рівень вібрації зменшується завдяки рівномірному розподілу білизни в барабані (при незмінній частоті його обертання), напруга живлення електромагніту зменшується, що сприяє збільшенню робочого зазору через дію зво-

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

ротних пружин. Система функціонує доти, доки рівень вібрації не досягне мінімально допустимого значення, передбаченого програмою. Після досягнення цього рівня система автоматично вимикається [14-16].

Завдяки впровадженню цієї системи автоматичного демпфування коливань можна не тільки знизити рівень вібрації, а й підвищити частоту обертання барабана, що покращує ступінь віджимання білизни.

3.2 Розробка електричної схеми керування автоматичної пральної машини на базі мікроконтролера

Щоб розроблений пристрій функціонував у пральній машині, взятій за прототип (моделі «Samsung» з електромеханічним командоапаратом), необхідно було замінити командоапарат на електронний модуль керування на базі мікроконтролера [14-16].

Електронний модуль типу DMPU застосовується у пральних машинах і виконує керування наступними компонентами:

- колекторним двигуном змінного струму;
- клапаном подачі холодної води;
- зливним насосом;
- двигуном програматора.

На модуль DMPU надходять сигнали від таких вузлів пральної машини:

- контактних груп програматора (1, 3, 5);
- кнопок і регуляторів додаткових функцій;
- терморезистора та регулятора температури;
- реле рівня води у баку машини;
- тахометра для вимірювання швидкості обертання барабана.

В електронних модулях пральних машин використовується мікроконтролер сімейства HC08, що має розширені можливості порівняно з попередніми версіями.

Модуль DMPU підключається до загальної електронної схеми пральної машини через три роз'єми: CNA, CNB, CNC. Далі буде наведено призначення

Висновок до розділу 3

У цьому розділі було здійснено розробку структурної схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини. Описано принцип роботи схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової автоматичної пральної машини із застосуванням розроблених демпферів та пружинних підвісок.

Розроблено електричну схему керування автоматичної пральної машини на базі мікроконтролера з врахуванням впровадження системи демпфування та віброзахисту.

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

Висновки

В даній кваліфікаційній роботі, було поставлено задачу покращити демпфуючі властивості пральних машин типу ПМА шляхом зміни конструкції їх пружної підвіски.

У першому розділі зроблено аналіз технологічного процесу прання виробів, вказано чинники, які виникають у процесі прання та впливають на сам процес. Зокрема, це сили, що діють на матеріальну точку, моменти інерції, що виникають в процесі прання, в результаті чого виникає вібрація. Здійснено аналіз методів та технічних рішень по зниженню рівня вібрації пральних машин барабанного типу. Зокрема, описано узагальнені схеми відброгасіння та амортизації коливань. Приведено різноманітні конструкції механізмів відброгасіння коливань в пральних машин для зниження вібрацій.

На основі аналізу існуючих схем та пристроїв для відброгасіння коливань, а також здійсненого інформаційного пошуку було запропоновано конструкцію підвіски прального бака, що містить два гідравлічні та два пружинні демпфери.

У другому розділі було наведено актуальність розробки системи демпфування і амортизації. Запропоновано розробку конструкції системи демпфування і амортизації на базі побутової автоматичної машини типу ПМА та її застосування у базових побутових автоматичних машин. З цією метою було попередньо зроблено компоновку конструкції різного типу демпфуючих систем для даного типу машин . Здійснено інженерний розрахунок різних типів демпфуючих систем та систем амортизації, зокрема: гідравлічного демпфера, пружинного демпфера та пружної підвіски. Здійснено інженерний розрахунок споживчої та пускової потужності барабана автоматичної пральної машини в процесі прання.

У третьому розділі було здійснено розробку структурної схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової пральної машини Описано принцип роботи схеми керування демпфуванням та амортизацією побутової автоматич-

ної пральної машини із застосуванням розроблених демпферів та пружинних підвісок.

Розроблено електричну схему керування автоматичної пральної машини на базі мікроконтролера з врахуванням впровадження системи демпфування та віброзахисту.

Розробка конструкції демпферів виконана з врахуванням можливості їх встановлення на існуючих пральних машинах при удосконаленні та модернізації, що дозволить підвищити частоту обертання барабана при віджиманні та плавність руху робочих органів.

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		72

Додатки

					<i>БРМА 25.00.00.000 ПЗ</i>	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		

