

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С.Гулого

Кафедра мехатроніки та пакувальної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 131 Прикладна механіка

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Прикладна механіка

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МПТ

А.І.Соколенко

“ 5 ” 11 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Короткевич Ігор Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження динамічних параметрів пристроїв для виймання пляшок із тари

керівник роботи Васильківський Костянтин Вікторович, к.т.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 5 ” 11 2020 року № 925-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 2.02.2021 р.

3. Вихідні дані до роботи 1. Вид дослідження – аналітичні. 2. Клас обладнання – для виймання виробів із тари. 3. Припущення – загальноприйняті для динаміки машин.

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

1. Реферат 2. Вступ 3. Огляд літературних джерел та постановка задач досліджень 4. Розділи аналітичних досліджень. 5. Висновки. 6. Список використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу

Презентація доповіді

ЗМІСТ

	Сторінки
ВСТУП	8
Розділ 1. ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА ТРАНСПОРТНО- ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ.	11
1.1. Огляд літератури і вибір напрямків досліджень.	11
1.2. Аналіз технологічних машин.	17
1.3. Визначення основних методів досліджень.	26
1.4. Основні результати та висновки.	38
1.5. Завдання досліджень.	39
Розділ 2. ОСОБЛИВОСТІ І ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІ КИ ПРИВОДІВ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИЙМАННЯ ПЛЯШОК ІЗ ТРАНСПОРТНОЇ ТАРИ	41
2.1. Динаміка перехідних процесів і оптимізація механізмів вертикального переміщення з тросовою підвіскою.	42
2.2. Динаміка робочих процесів виймальника з ланцюговою підвіскою вкладальної головки.	64
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ.	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.	79

РЕФЕРАТ

В умовах постійного дефіциту продукції сільського господарства та харчової промисловості стримувався розвиток асортименту, якісних показників, нових технологій і обладнання, яке б їм відповідало. Доля держбюджетних витрат на розвиток техніки та технологій для фасування, пакування і створення збільшених вантажних одиниць була і залишається мізерною, в той час як у розвинених країнах дана галузь займає друге місце після ВПК. Однак, розширення торгівельних стосунків із країнами Заходу відкрило нові перспективи розвитку, хоча від цих контактів надбання було отримано не лише позитивне, а і негативне.

Тому метою випускової магістерської роботи було оцінка кінематичних та динамічних параметрів обладнання, яке призначено для операції із збільшеними вантажними одиницями на підприємствах пиво-безалкогольної промисловості. Вирішення задач динаміки базувалось на загальних підходах до вирішення задач одно- та багатомасових систем.

Отримані результати можуть бути використані при аналізі та синтезі сучасного пакувального обладнання.

Ключові слова: тара, упаковка, переміщення, динаміка, піднімання, дисипація, пружність.

Реферат

В условиях постоянного дефицита продукции сельского хозяйства и пищевой промышленности сдерживалось развитие ассортимента, качественных показателей, новых технологий и оборудования, которое бы им соответствовало. Судьба госбюджетных расходов на развитие техники и технологий для фасовки, упаковки и создание увеличенных грузовых единиц была и остается мизерной, в то время как в развитых странах данная отрасль занимает второе место после ВПК. Однако, расширение торговых отношений со странами Запада открыло новые перспективы развития, хотя от этих контактов достояние было получено не только положительное, а и отрицательное.

Поэтому целью магистерской работы была оценка кинематических и динамических параметров оборудования, которое предназначено для операций с грузовыми единицами на предприятиях пивобезалкогольной промышленности. Решение задач динамики базировалось на общих подходах к решению задач одно- и многомассовых систем.

Полученные результаты могут быть использованы при анализе и синтезе современного упаковочного оборудования.

Ключевые слова: упаковка, перемещение, динамика, подъем, диссипация, упругость.

Abstract

In the conditions of a constant shortage of agricultural and food industry products, the development of assortment, quality indicators, new technologies and equipment that would correspond to them was held back. The fate of state budget expenditures on the development of equipment and technologies for packing, packaging and the creation of increased cargo units was and remains scanty, while in developed countries this industry ranks second after the military-industrial complex. However, the expansion of trade relations with Western countries opened up new prospects for development, although from these contacts the property was received not only positive, but also negative.

Therefore, the aim of the master's work was to assess the kinematic and dynamic parameters of the equipment, which is intended for operations with cargo units at the enterprises of the beer and non-alcoholic industry. The solution of problems of dynamics was based on general approaches to solving problems of single- and multi-mass systems.

The results obtained can be used in the analysis and synthesis of modern packaging equipment.

Key words: packing, movement, dynamics, rise, dissipation, elasticity.

ВСТУП

Становлення промисловості нашої держави здійснюється на частині пострадянського простору, від якого в спадщину одержано промисловий та аграрний сектори, розраховані на запити країни, якої вже не існує. Значна кількість трудових ресурсів держави була задіяна у військово-промисловому комплексі і, незважаючи на спроби конверсії в останні роки існування СРСР, практично залишилась без замовлень. Одностороння орієнтація на військово-промисловий комплекс досягала за рахунок обмежень машинобудівних галузей для сільського господарства, легкої, харчової промисловостей тощо. Ці обмеження стосувались капіталовкладень, енергетичних, матеріальних ресурсів, номенклатури обладнання, комплектуючих.

В умовах постійного дефіциту продукції сільського господарства та харчової промисловості стримувався розвиток асортименту, якісних показників, нових технологій і обладнання, яке б їм відповідало. Доля держбюджетних витрат на розвиток техніки та технологій для фасування, пакування і створення збільшених вантажних одиниць була і залишається мізерною, в той час як у розвинених країнах дана галузь займає друге місце після ВПК. Однак, розширення торгівельних стосунків із країнами Заходу відкрило нові перспективи розвитку, хоча від цих контактів надбання було отримано не лише позитивне, а і негативне.

Експорт західних пакувальних матеріалів і технологій для виробництва

на рівні окремих фірм або сумісних підприємств створив початкову базу, подальший розвиток якої почав змінювати ситуацію. У виробництво пакувальних матеріалів для харчової промисловості вкладено значні інвестиції, у тому числі західними підприємцями. Однак, розвиток сировинної бази виробництва пакувальних матеріалів практично не відбувається, а в цьому відчувається режисура конкурентної боротьби. Існуюча формула в цій галузі виглядає так: імпорتنі сировина та матеріали плюс імпортне обладнання для виробництва пакувальних матеріалів плюс дешева робоча сила на Україні і мінус лєвова частка прибутку.

Організація виробництва пакувальних матеріалів в Україні пояснюється дуже просто. Очевидно, що воно є економічно вигідним для інвесторів, а у той же час організація повного циклу від вихідних матеріально-сировинних потоків до забезпечення одержання готових упаковок стратегічно не вигідна для західних конкурентів.

Лише зусиллями незначної кількості вітчизняних виробників зроблено кроки у напрямку створення пакувальної техніки, фасувального обладнання та деякого технологічного обладнання.

Існують вагомi причини необхідності організації виробництва даного комплексу нашої держави. До числа найбільш важливих із них відносяться створення робочих місць, досягнення певного економічного ефекту, створення інтелектуальної та виробничої баз у надзвичайно важливій сфері забезпечення життєдіяльності суспільства.

Історія розвитку розвинених країн вказує на те, що іншого шляху, як створення сучасної машинобудівної бази для забезпечення потреб харчової та легкої промисловості Україна не має. У цьому напрямку є декілька шляхів розвитку. Перший – придбання західних технологій та першочергового обладнання, а другий шлях полягає у активізації внутрішніх ресурсів, критичному аналізі теоретичних та виробничих здобутків. При цьому важливо мати об'єктивні критерії оцінки нових технологій і обладнання, рівень підготовки інженерних кадрів, відповідальність та значимість прогностичної оцінки яких має надзвичайно велике значення.

Умови кліматичних зон України, велика кількість родючих ґрунтів, наявність трудових ресурсів та одночасно великої армії споживачів визначають необхідність прийняття якнайшвидше концепції, у якій були б задіяні всі названі ланки.

Загальний успіх всякої програми передумовлений позитивним вирішенням її складових. Однією з таких складових є теоретична база нових розробок, які стосуються розвитку фасувального та пакувального обладнання, транспортно-технологічного і обладнання для створення транспортних та збільшених транспортних одиниць, автоматизованих потокових ліній і технічних комплексів.

Розділ 1

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКИ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

1.1. Огляд літератури і вибір напрямків досліджень

Сучасне виробництво харчової промисловості має мету одержання готової продукції та, найчастіше, ця продукція повинна бути фасованою. Номенклатура виробів дуже широка та визначається асортиментом, ваговими показниками, пакувальними матеріалами, розмірами та формою упаковок, наявністю акцизних марок, засобів обмеження підробок тощо. Незважаючи на значне розповсюдження різних полімерних матеріалів (поліетиленів низького та високого тиску, поліетилентерафталатів тощо), скляний посуд залишається в багатьох випадках єдиною прийнятною тарою. У виробництві напоїв, мінеральних вод, «Кока-коли» та «Пепсі-коли» скляну тару значно потіснив посуд із поліетилентерафталату. Проте абсолютно інертна тара із скла не втратила своїх перспектив у зв'язку із місцевими сировинними ресурсами та гарантованою утилізацією. Більше того, на сьогодні західний світ повертається знову до склотари із розширенням виробництва. Підкреслимо ще одну позитивну сторону скляної тари. Вона економічно більш вигідна для

споживача як по вартості, так з точки зору можливості повернення залогової ціни за рахунок того, що у більшості ця скляна тара багатооборотна. Утилізації із метою випуску нової тари підлягає сто відсотків скляного бою та використання таких вторинних ресурсів економічно більш вигідне, ніж первинних сировинних потоків.

Певною вадою орієнтації на скляну тару є те, що харчові виробництва та виробництва склотари за різними умовами мало сумісні та рознесені на десятки, а інколи, на сотні кілометрів. У результаті перевезення склотари лягає додатковими витратами на собівартість продукції і створення сучасних технологій перевезення на цій ділянці товароруку залишається актуальним завданням.

До останнього часу збереглися фрагменти технологій перевезень, які були характерними для радянських часів. Це технології відправки залізничним та автомобільним транспортом «навалом», в мішках і вантажними одиницями за рахунок зв'язування пляшок (для виробництва шампанського). Проте все ширше розповсюджується використання пакет-піддонних і контейнерних технологій.

В пакет-піддонних технологіях існують два напрямки. Один з них передбачає на першій стадії одержання групових упаковок, які потім певним чином вкладаються з перев'язкою на піддони в кілька шарів. Групові упаковки утворюються з використанням термоусадкової поліетиленової плівки. Розтягвана плівка використовується для обгортання одержаних

пакет-піддонів.

Другий напрямок передбачає формування на піддоні і міжшарових прокладках масивів виробів з щільною розкладкою і ці масиви мають відповідати розмірам піддонів. На останній фазі одержаний пакет-піддон підлягає обгортанню термоусадковою або розтягнутою поліетиленовою плівкою.

Ця пакет-піддонна технологія супроводжується повною механізацією (в усякому разі її можливістю) на заводі-виробникові і для цього потрібні пристрої для формування масивів з виробів по одержанню групових упаковок, пристрої для обгортання групових упаковок термоусадковою плівкою, термокамери для теплової обробки, пристрої для вкладання групових упаковок на піддони та пристрої для обтягування плівкою пакет-піддонів.

В другому варіанті матимуть місце пристрої для вкладання масивів виробів на піддони або на міжшарові прокладки і пристрої для обгортання плівкою одержаних пакет-піддонів. Останній варіант залишає споживачеві більше можливостей для механізації та автоматизації розформування пакет-піддонів, оскільки існує можливість одночасного захоплення всіх виробів одного шару, або зіштовхування масивів виробів з міжшарової прокладки, або знімання масиву виробів разом з прокладкою. Всі названі операції можливо механізувати сучасними засобами з повним виключенням ручної праці.

Варіант з груповими упаковками з цієї точки зору виглядає дещо складнішим, оскільки розбирання групових упаковок передбачає використання ручної праці.

Економічна сторона справи в пакет-піддонних технологіях передбачає існування піддона як елемента повторного використання. Проте цю умову реалізувати відносно просто, якщо виробничник і споживач склотари – підприємства, розташовані на Україні. Тоді зворотний потік для випадку масових і регулярних поставок може бути організованим. Це ж стосується і ділянок товароруху між заводом-виготовлювачем харчової склотарної продукції і споживачем. Хоча на цьому шляху є певні перепони, однак з урахуванням обмежень ресурсів деревини, запитів екології і економіки виробництва питання повторного використання піддонів залишається актуальним.

Для випадків використання контейнерних технологій доставки склотари загальна кількість одиниць обладнання виглядає зменшеною, оскільки всі технологічні операції завантаження здійснюються на одному пристрої. До їх числа відносяться операції підведення контейнера і його позиціювання, операції формування масивів виробів заданої формули розкладання, захоплення масивів, переміщення, вкладання на міжшарові прокладки для вертикальної орієнтації виробів і на вироби за умови їх горизонтальної орієнтації. Підкреслимо, що в цьому випадку реалізується вкладання виробів на різних рівнях і ця обставина значно відрізняє

машини-автомати такого призначення від машин однорівневого вкладання виробів.

За всіма ознаками таке обладнання абсолютно підходить для використання на ділянках формування збільшених вантажних одиниць склозаводів. Це стосується як пакет-піддонних, так і контейнерних технологій. Ці ж пристрої можуть використовуватись і на підприємствах-споживачах, що дозволяє завершити стовідсотковий рівень механізації всіх робіт на всій ділянці товароруку. Проте до передбачуваних тут необхідно віднести зміни в конструкції вузла розформування масивів. Світова практика використовує в цьому напрямку два підходи, які можливо сформулювати як детермінований та недетермінований [1, 2].

Аналіз роботи і конструктивних рішень елементів та обладнання ТТС в складі імпорتنих ліній розливу показує, що в багатьох випадках інофірмам вдається вирішувати аналогічні проблеми, однак і вони доволі далекі від ідеальних конструкцій. У всякому разі шлях, вибраний ними в нарощуванні продуктивності ліній за рахунок майже двократної різниці в реальному та номінальному обчисленні, представляється не завжди доцільним.

Узагальнення теорії розрахунків обладнання ліній розливу на основі закордонних джерел у наших умовах практично неможливе, тому що всякі публікації (виключаючи матеріали рекламного характеру [3, 4]) по цій тематиці відсутні. Відмітимо тут найбільш значні зміни за останні два десятиріччя в техніці імпорتنих поставок. До них відносяться: широке

використання накопичувачів для склотари і готової продукції з регульованими приводами, що забезпечують зміну частот системи керування, регулювання приводів деяких технологічних машин, відмова від пляшкомиїних машин з кроковим рухом носіїв, використання електронно-оптичних інспекційних автоматів тощо. Позитивні рішення отримані в області техніки і технології організації перевезення тари і обладнання, де значне місце займає пакет-піддонна технологія.

В рамках ринкової економіки вітчизняна машинобудівна промисловість, очевидно, повинна забезпечувати виживання за рахунок створення конкурентоздатних зразків нової техніки. Тому актуальним є створення сучасної теоретичної бази в оцінці перспектив розвитку, розрахунків та проектування нового обладнання.

Між тим в публікаціях вітчизняних авторів, які вдалось знайти у відкритій літературі [5, 6], в основному переважають описовий матеріал, теоретичні характеристики і, у виняткових випадках, опис та результати експериментальних досліджень. Орієнтація на контейнерні технології перевезень склотари та готової продукції в більшій мірі була притаманною вітчизняній промисловості, хоча певні успіхи в цьому напрямку зроблені західними фірмами. Відомі і застосовуються (в тому числі і на вітчизняних підприємствах) розробки фірм Фінляндії, Франції та ін. [4]. При цьому доцільним вважається використання індустріальної технології як на близьких перевезеннях (до десяти кілометрів), так і на дальніх (для мінеральних вод –

до кілька сотень кілометрів). В останньому випадку пропонується використання збірно-розбірної тари-обладнання [5, 6, 7].

1.2. Аналіз технологічних машин

Значний обсяг робіт у лініях фасування напоїв займають навантажувально-розвантажувальні операції з тарою і готовою продукцією. Особливо це актуально для ліній фасування продуктивністю понад 12 тис. пляш/год, тим більше це важливо під час використання скляних пляшок як споживчої тари. Вага скляної пляшки майже однакова з вагою фасованої в неї рідини, що суттєво впливає на загальні трудовитрати та енергоємність обладнання.

Проведений аналіз матеріалів міжнародних виставок, спеціальної технічної літератури та проспектів провідних фірм-виробників дозволив виявити тенденцію вдосконалення і шляхи збільшення продуктивності пристроїв та машин для укладання (виймання) скляних пляшок в транспортну тару, основою яких є важільні, зубчасто-важільні та кулачково-важільні виконавчі механізми. Від працездатності і надійності укладальних комплексів в значній мірі залежать ефективність та показники роботи всієї лінії фасування напоїв. Конструкція сучасного високопродуктивного укладального комплексу досить складна. До його складу входять такі функціональні модулі: укладальний пристрій; конвеєри для підведення заповнених скляних пляшок; стіл-накопичувач, на якому монтуються напрямні площини, ролики,

ділильні зірочки, стопорна планка та інші елементи, необхідні для формування шару з пляшок заданих розмірів; конвеєр для подачі порожньої та відведення заповненої тари; механізми фіксування та піднімання транспортної тари перед укладанням шару пляшок (останній вузол мають не всі конструкції укладальників); рухома напрямна рамка та інші пристрої. Функціональні модулі для формування шару пляшок та переміщення транспортної тари в більшості існуючих конструкцій мають індивідуальні приводи і входять до складу комплексу як окремі одиниці. Це дозволяє реалізовувати значну кількість варіантів компоновання потокової лінії фасування, забезпечивши при цьому її раціональне розташування у виробничих цехах, а також спрощує ремонт, налагодження та обслуговування. Оптимальне компоновання лінії забезпечує виконання заданої продуктивності. В машинах деяких фірм стіл-накопичувач (іноді – конвеєр для подачі ящиків) агрегують з укладальним пристроєм. В таких укладальних комплексах всі вузли монтуються на одній станині і приводяться до руху від одного привода. Таке компоновання зменшує габарити та металоємність укладальної машини [8]. Основою комплексу є укладальний пристрій, до складу якого входять: одна або кілька захоплювальних головок з пневмопатронами та системою розподілення повітря; механізми переміщення шару пляшок із забезпеченням його горизонтального положення під час руху; гідро-, пневмо- або електромеханічний привод; вузли для рекуперації енергії та врівноваження ланок; елементи демпфірування ударних навантажень. У

вигляді орієнтувальних пристроїв застосовують різні конструкції рухомих та нерухомих прямолінійних напрямних, системи взаємозв'язаних ланцюгів, важільні пантографи тощо. Зусилля, що діють в ланках цих пристроїв, під час роботи укладальної машини відносно невеликі. Кінематичні параметри орієнтувальних механізмів мало впливають на динамічні характеристики укладальної машини. Механізми переміщення захоплювальної головки вздовж прямолінійної (або складної) просторової траєкторії розташовано між приводною станцією та захватними елементами. Вони забезпечують рух захватних елементів з шаром пляшок (або без нього – на холостому ході) вздовж визначеної траєкторії із заданими законами руху.

На основі проведеного аналізу існуючих укладальних машин механізми переміщення згруповано в кілька характерних конструктивних схем. Наведемо найбільш типові схеми механізму переміщення.

Перша схема застосовується для переміщення захоплювальної головки у горизонтальному напрямку із застосуванням коромислового важільного механізму (наприклад, авт. свід. СРСР № 201197 і № 385828 або патент Німеччини № 124354). Подібну схему також реалізовано в укладальній машині Кримського НВО виноробної промисловості [9].

В цій машині встановлено два приводи, які забезпечують рух захоплювальної головки, один – в горизонтальній, другий – у вертикальній площинах. Ці рухи здійснюються за допомогою гідроциліндра та двох пневмоциліндрів. Останні монтуються на подвійному коромислі і забезпечують

піднімання (опускання) захватної головки за допомогою системи ланцюгових передач. Підвіску захоплювальної головки виконано на основі трьох ланцюгів, що створюють поперечні коливання захватної головки під час опускання, але це не забезпечує потрібну точність позиціонування і тим самим обмежує роботу укладальника на значних швидкостях, що, в свою чергу, обмежує продуктивність машини. Використання коромислового механізму та гідروциліндра, навіть з відповідною системою гальмування, не виключає ударів коромисла в крайніх його положеннях. Другу конструктивну схему механізму переміщення виконано на основі застосування кулісного механізму та прямолінійних нерухомих напрямних. Така схема реалізована в укладальних машинах Ш 10-ВВУ-0,5 та Ш 10-ВВУ-0,7. Ці машини є спільною розробкою спеціалістів НУХТ та СКБ ГрузНДІХП [10, 11]. Застосування кулісного механізму для забезпечення горизонтального переміщення візка з захоплювальною головою дозволяє у крайніх положеннях куліси, а саме – над столом-накопичувачем та транспортною тарою забезпечити нульові значення швидкостей. Це виключає ударний контакт візка з демпферами в крайніх положеннях і значно поліпшує динаміку машини. Крім цього, за рахунок встановлення раціонального положення точок фіксації кривошипа та куліси на рамі можна одержати значення робочого ходу (рух з шаром упаковок) більшого, ніж значення холостого. А це дозволяє реалізувати закони руху захватної головки із споживчою тарою та без неї з різними швидкостями та прискореннями і підвищити продуктивність укладальної

машини.

Слід відмітити, що в двох вищерозглянутих схемах важільні механізми забезпечують закон руху захоплювальної головки лише на одній ділянці траєкторії – вздовж горизонтальної напрямної. В наступній схемі використовуються кулісний механізм та криволінійна нерухома напрямна. Прикладом машини з такою схемою є раніше розповсюджені в країнах СНД автомати типу «Унівін» та «Унівекс» виробництва Чехії [12]. Криволінійна напрямна даної машини має дві вертикальні, горизонтальну та криволінійну ділянки. Гідромотор та кулісний механізм забезпечують переміщення захоплювальної головки від транспортної тари до стола-накопичувача. Однак опускання (піднімання) захоплювальної головки на шар пляшок, розташований на столі-накопичувачі, забезпечується за допомогою додаткового гідروциліндра.

В машинах «Унівекс» та «Унівін» – в достатньому наближенні до оптимальної – реалізована траєкторія руху робочих органів.

Прикладом застосування коромислово-шатунного механізму може бути машина фірми «Stork-berak» (Голландія) [12]. В цих машинах коромисло-шатунний механізм об'єднується з нерухомою напрямною складної форми або ланцюговими передачами. Траєкторія руху захватної головки в таких машинах має три ділянки: дві прямолінійні вертикальні та криволінійну з постійним радіусом кривизни. Для зменшення тертя в кінематичній парі між нерухомою напрямною та шатуном на останньому монтується ролик. Машина фірми «Stork-berak» має у своєму складі механізм переміщення

шару пляшок (коромисло та шатун), орієнтувальний механізм (система взаємопов'язаних ланцюгових передач) та приводний механізм (гідроциліндр з ланцюговою передачею). За допомогою гідроприводу та відповідної системи керування можна реалізувати досить широкий спектр законів руху робочих органів, а зміною довжини штока – забезпечити потрібний кут коливання коромисла. Однак витяжка ланцюгів буде суттєво впливати на точність переміщення та якість орієнтації захватної головки. Крім того, ланцюгові передачі у реверсивному режимі погано працюють без спеціальних натяжних пристроїв, адже за такого режиму збільшуються час циклу та динамічні навантаження на ланки машини. В укладальних машинах часто застосовують кулачкові механізми. Кулачкові механізми прості за конструкцією, за їх допомогою можна реалізувати будь-який закон руху і забезпечити необхідну кількість технологічних зупинок робочих органів. Існує ряд технічних рішень, де кулачково-важільні механізми використовуються для реалізації операцій процесу укладання пляшок в транспортну тару. Наприклад, в технічному рішенні (патент № 531726, Австрія), укладання відбувається в чотири етапи [10]. Спочатку пляшки перевантажуються на рухому площину, потім захоплювальна головка опускається на пляшки і після зупинки відбувається захват пляшок.

Далі за допомогою коромислового штовхача площина витягується з-під пляшок, а захоплювальна головка опускає шар у ящик. Хоча кулачки (за допомогою яких реалізуються задані закони руху) змонтовано на одному

валу, проте вони приводять в рух різні виконавчі органи. В інших машинах кулачкові механізми також приводяться в рух від одного двигуна і знаходяться на одному валу, однак кінематичні ланцюги, з якими вони пов'язані (коромислові штовхачі та інші частини важільних механізмів), замикаються на захоплювальній головці. Це дає можливість реалізувати рух захоплювальної головки вздовж визначеної криволінійної траєкторії. Прикладом таких пристроїв можуть бути автомат А 2-ШАВ НВО «Харчомаш» та автомат «Самрас» фірми «Krones» (Німеччина) [9].

Для машин великої продуктивності застосовують пристрої з двокоромисловим важільним механізмом, у якого привод складається з мотор-редуктора та кривошипно-шатунного механізму. Використання електромеханічного приводу суттєво знижує рівень шуму та вібрації, забезпечує простоту та зручність обслуговування.

Прикладом машин цієї групи можуть бути укладальники типу «Garant» фірми «Holstein & Kappert» та «Regent» фірми «Seitz Enzinger Noll» (Німеччина). Простота конструкції, надійність електромеханічного приводу та високий коефіцієнт корисної дії забезпечили широке застосування машин цієї групи як на підприємствах України, так і за кордоном. Змінюючи розміри ланок двокоромислового механізму, можна реалізувати задану траєкторію руху захоплювальної головки. Тому на основі цієї схеми створено значну кількість модифікацій укладальних машин різної продуктивності та різних видів транспортної тари і типорозмірів пляшки.

У розглянутих схемах укладальних машин робочі органи рухаються циклічно вздовж заданої траєкторії. При цьому ланки механізму переміщення здійснюють зворотно-коливальний або зворотно-поступальний рух. Це суттєво впливає на параметри динаміки машини. В крайніх точках (кінець робочого та початок холостого ходів або навпаки) всі ланки механізму переміщення шару пляшок повинні зупинитися (за виключенням кривошипа), а потім рухатись у зворотному напрямку. При такому режимі роботи досить важко суттєво зменшити інерційні навантаження і виключити удари в крайніх точках. А тому одним із шляхів збільшення продуктивності укладального пристрою за рахунок збільшення швидкості руху робочих органів має відповідні обмеження за величиною динамічних навантажень на ланки механізмів і дотриманням умов цілісності пляшок. Можливий інший варіант підвищення продуктивності укладальних машин – за рахунок збільшення кількості захватних головок. Цей спосіб підвищення продуктивності досить широко використовується фірмами-виробниками укладальних машин і дає позитивні результати для ліній фасування продуктивністю до 40 тис. пляш/год. Проте негативною стороною такого методу є значне збільшення габаритних розмірів та маси укладальних комплексів. Наступним етапом розвитку укладальної техніки є застосування конструкцій, в яких захватні головки рухаються по колу в одному напрямку без технологічних зупинок. Створення подібних укладальних комплексів на основі синтезу елементів роторних та технічних технологій дає значний економічний ефект і дозволяє

зменшити габаритні розміри таких машин, а також їхні питомі показники металоємності та енергоємності. Як відомо, застосування роторних технологій є досить ефективним під час масового виробництва простих однотипних виробів – вони мають високу продуктивність, а кінематичні зв'язки в таких машинах прості та надійні. До машин роторного типу відносять укладальні комплекси «Roundpac» (фірма «Krones») та «Circlepac» (фірма «Seitz Enzinger Noll»), виготовлені в Німеччині.

Посилення конкурентної боротьби за ринки збуту вимагає від фірм-виробників напоїв приділяти більшу увагу зовнішньому вигляду та формі споживчої тари. І тому в останні роки значно збільшилась кількість нестандартних пляшок, частіше використовуються оригінальні типорозміри та зовнішнє оформлення транспортної тари. Для організації механізації навантажувально-розвантажувальних і транспортно-складських (НРТС) робіт у цих випадках застосовують робото-технічні (автоматизовані) комплекси. Вони легко перепрограмуються і можуть використовуватися у роботі майже з будь-яким типом скляної пляшки чи транспортної тари. До недоліків робото-технічних комплексів відносять: велику вартість; складність в обслуговуванні та невелику продуктивність – їх доцільно застосовувати для роботи з груповими упаковками або у випадках укладання великих шарів однотипних споживчих упаковок.

В результаті проведеного аналізу існуючих конструкцій машин для укладання пляшок в транспортну тару, можна зробити деякі висновки:

- велика різноманітність споживчої упаковки привела до значної кількості пристроїв для механізації операцій укладання пляшок в транспортну тару. Універсалізація існуючих машин іноді недоцільна, адже універсальні конструкції суттєво програють спеціалізованим в продуктивності, габаритах та металоємності;

- світова практика свідчить, що на основі важільних, зубчасто-важільних та кулачково-важільних механізмів захоплювальних пристроїв провідні фірми світу розробили надійні, неенергоємні та високопродуктивні укладальні пристрої.

1.3. Визначення основних методів досліджень

Використання індустріальної технологій припускає необхідність створення машин для вкладання в тару-обладнання готової продукції та розвантаження порожньої склотари.

Такі моделі створювались на основі загальноприйнятих в динаміці і теорії механізмів і машин припущень, що базуються на ідеалізації еквівалентних схем [15, 16, 17], рівномірності розподілення тиску по опорним поверхням або лініям контакту [14]. Вносились, крім того, і специфічні припущення, які стосувались геометричних форм вантажів, паралельності напрямних, пружності вантажів, положення центрів тяжіння тощо [1, 13, 14].

Виконана цікава розробка, що стосувалась вибору геометричних

параметрів тари-обладнання [18] в зв'язку з розмірами предметів та масивів із них, виходячи з різноманітних варіантів розподілу (рядна, шахова), умов завантаження, збереження при транспортуванні, умов виймання (можливості захоплення вантажу робочим органом). Запропонований математичний апарат дозволяє вирішувати задачу пошуку розмірів тари-обладнання з ознаками універсальності по різним типорозмірам пляшок чи банок або зворотну задачу.

Рівень моделювання перехідних процесів в приводах машин в поєднанні з теорією екстремального планування експериментів дозволив вирішити ряд оптимізаційних задач, де в якості критерію оптимізації прийняті навантаження пружних елементів [18, 19] і вказані керуючі параметри, які призводять до досягнення поставлених умов.

Серйозна увага приділялась прийомам, за допомогою яких вдається обмежити навантаження елементів конструкції в механізмах підйому [14, 18, 19]. Це присутність спеціальних активних або пасивних механізмів розгону, керування законами руху ведучої маси, введення додаткових пружних елементів конструкції, оптимальний вибір параметрів, використання систем зі змінною жорсткістю тощо.

Робота [20] присвячена удосконаленню конструкцій формувачів масивів, визначенню динамічних характеристик тягових ланцюгів та теорії врахування жорсткості елементів в умовах прикладання розподілених навантажень тощо.

Питання моделювання сил тертя при складному плоскому русі відповідно до тіл циліндричної форми і лінійним (по дузі кола) контактам, розглядалися в роботі [1]. В цій же роботі, на основі теорії планування експериментів, здійснюється визначення взаємодії між кінематичними та геометричними параметрами процесів формування масивів пляшок.

Вивченню питань режимів ударного навантаження робочих органів пристроїв для вкладання пляшок, моделюванню процесів перевантаження і переорієнтації предметів, вивченню впливу вибору апроксимаційних залежностей в описі сил рушійних та сил опору приділяється увага в роботах [21, 22].

Експлуатація обладнання для вкладання та виймання склотарної продукції показала, що серйозним недоліком тут являється наявність коливальних рухів вантажів, які утримуються захватними елементами, під дією сил інерції в періоди розгону та гальмування. В дослідженні [13] відповідно до укладальника пляшок ЦАІГ.ВУА-12 вирішується задача визначення параметрів та проектування механізму гасіння вказаних коливань, вивчаються теоретичні аспекти збільшення і подрібнення багатопотокових систем, розробляються моделі процесів переміщення пляшок по горизонтальним вібраційним площинам тощо.

Під час створення пристроїв для роботи з тарою-обладнанням намітилися і реалізуються дві тенденції виконання багат шарового вкладання, що визначають головні особливості обладнання [5, 6, 7]. Введення

масиву продукції, який складає один шар, може виконуватись через верхній або бічний отвір тари-обладнання. При цьому в першому випадку захват предметів в масиві повинен виконуватись за верхню частину (шийку) і реалізуються переміщення по вертикалі (вгору), горизонталі та вертикалі (вниз) на різні рівні. Достатньо складним робочим органом тут є захватна головка. Постійні її відмови пов'язані з порушенням позиціонування предметів в масивах, відхиленнями за межі допустимих розмірів і форм пляшок, деформацією боковин тари-обладнання.

У другому випадку масив предметів вводиться в тару-обладнання через бічний отвір. При цьому виконання процесу забезпечується або зіштовхуванням масиву, або переміщенням предметів разом з площиною, на якій масив сформовано, і подальшим виводом останньої з-під предметів. Багат шарове вкладання тут реалізується за рахунок підйому-опускання тари-обладнання. За переліком операцій і можливостями їх машинного оформлення другий випадок має певні переваги, а недоліком є необхідність використання спеціальної тари-обладнання зі зйомною бічною стінкою, що знижує жорсткість та міцність. До того ж відмітимо, що серійний випуск такої тари не налагоджено і питання її виготовлення стосовно до склотарних виробництв не ставилось.

У зв'язку з викладеним можна констатувати, що у найближчій перспективі залишається використання пристроїв для вкладання (виймання) предметів, у яких введення та виведення масивів виробів здійснюється через

верхній отвір тари-обладнання. Для таких машин-автоматів суперечать один одному вимоги високої продуктивності та цілісності предметів, обмеження силових дій на робочі органи і предмети. Тому суміщенню цих вимог приділяють все більше уваги [18, 21], проте відповідно до виймачів пляшок, у яких вкладання посуду здійснюється на приймальну площину в одному рівні, це питання не ставилось, хоча можливості безударного або близького до нього вкладання заслуговують на увагу. Незважаючи на достатню кількість спроб [23, 24] вирішення задачі заданого позиціонування предметів в масивах, пристрій з високою імовірністю надійної роботи залишається в ряду проблем, що потребують вирішення.

На рівні винаходів продовжується робота в області удосконалення пристроїв для формування масивів або групування предметів [23, 24], пристроїв для розподілення потоків транспортної тари [22], потоків штучних предметів [96], для вкладання штучних виробів в транспортну тару [27, 28], захватних головок [29] тощо. Теоретичне обґрунтування під такі нові розробки дозволить значно прискорити їх практичне використання.

Сучасний розвиток теорії моделювання динамічних явищ та процесів дозволяє адекватно представляти реальні процеси, значно скорочувати витрати на створення нової техніки і прогнозувати необхідні діапазони зміни динамічних та кінематичних параметрів.

Врахування кінцевих жорсткостей елементів приводів машин призводить до динамічних явищ коливального характеру [30, 31]. Аналіз і

моделювання кожної машини пов'язані з вибором її фізичної моделі. В роботі [32] відмічено наявність трьох розповсюджених моделей машин:

- 1) механічні, які враховують тільки пружність ланок;
- 2) електромеханічні, які враховують поруч з пружністю ланок електромеханічні явища в двигуні;
- 3) електромеханіко-технологічні, які враховують пружність ланок, електромагнітні явища в двигуні та вплив технологічних збурювань.

Вказані моделі та моделі машин і процесів з пневматичними, гідравлічними і гравітаційними двигунами в широкому діапазоні параметрів і представлення сил рушійних та сил опору можуть базуватися на розробках І.І. Артоблевського [33], С.М. Кожевнікова [16], А.М. Голубенцева [34], Ф.К. Іванченко [31], В.Л. Вейца [30], В.А. Зінов'єва [35], Я.Г. Пановко [36].

Аналіз вищеназваних джерел літератури показує, що в описі динаміки перехідних процесів використовуються еквівалентні схеми, на основі яких записуються рівняння руху. При цьому, як правило, в останні не входять непарні похідні, а значить не враховується затухаючий характер коливальних процесів. Очевидно, що це робиться для полегшення рішення в явному вигляді диференціальних рівнянь. Таке полегшення пов'язане з пошуком коренів характеристичних рівнянь і практично не впливає на пікові значення амплітуд шуканих параметрів в першому циклі і отриманні значення частот власних коливань.

Непарні похідні вводять у вихідні рівняння тоді, коли дослідника

цікавлять характеристики затухаючих коливальних процесів.

Серйозна увага приділяється вибору вихідної моделі, яка найточніше відображала б властивості об'єкту.

Для системи з зосередженими масами рівняння руху записуються в скалярній формі, а для систем з роззосередженими масами – у векторній формі. В першому випадку отримуємо звичайні неоднорідні диференціальні рівняння з залежністю вхідних та вихідних величин в функції часу, а в другому – диференціальні рівняння в часткових похідних з залежністю вхідних та вихідних параметрів від часу і просторових координат системи.

Діючі зовнішні збурення представляються в правій частині рівнянь і проявляються в законах руху мас, законах зміни зовнішніх сил, обмеженнях на рух мас тощо. Важливу роль при цьому відіграють початкові умови, порядок з масами і жорсткостями, які визначають амплітуди коливальних процесів. Названі параметри в зв'язку з цим є керуючими, за допомогою яких може досягатись вплив на вихідну функцію.

Опис систем з нелінійними характеристиками призводить до нелінійних диференціальних рівнянь, загальних методів розв'язання яких не існує. Тому використовують різні методи лінеаризації або чисельні методи рішень. Алгоритми розрахунків при цьому визначаються кінцевою метою досліджень і різняться суттєвим різноманіттям.

Прикладне значення задач динаміки визначають вимоги оптимальності аналізованих або створюваних систем. Критерії оптимальності враховують

забезпечення умов швидкодії, мінімальних енерговитрат, маси, габаритів, силової дії, кінематичних параметрів тощо. Досягнення оптимального рівня по одному з критеріїв часто досягається за рахунок погіршення інших, тому навіть вибір критерію оптимізації сам по собі представляє оптимізаційну задачу.

Питання оптимального управління відносяться до кола питань варіаційного обчислення, проте в ряді випадків рішення не досягається. У зв'язку з цим в теорії автоматичного управління широке розповсюдження знайшла теорія оптимального управління Л.С. Понтрягіна [37] і метод динамічного програмування Р. Белмана [38].

В динаміці машин вибір оптимальних параметрів часто здійснюється плановим перебором параметрів з використанням ЕОМ на основі методів комбінованих алгоритмів, градієнтного, штрафних функцій, послідовного наближення, гілок та границь тощо.

Метою ідеалізації фізичних та математичних моделей, що використовуються в описі динаміки перехідних процесів машин, є одержання рівнянь руху, які розв'язуються в явному вигляді. Це дає можливість глибокого аналізу, проте в самій ідеалізації закладено певні теоретичні похибки. До числа припущень відноситься наступне: вважається, що пружні зв'язки, які з'єднують маси, є невагомими, залежність між пружними зусиллями і деформаціями підлягає закону Гука, дисипативними втратами енергії в пружних зв'язках нехтують. Якщо останнє припущення практично не впливає

на кілька перших піків навантажень, то сталі значення приведеної жорсткості в розрахункових моделях викликає в деяких випадках певні сумніви. Особливо це стосується вантажопідйомних машин, до числа яких можна віднести пристрої для формування та розформування пакет-піддонів, вкладання склотарної продукції в тару-обладнання та пристрої для розвантаження тари-обладнання.

В цих пристроях здійснюється піднімання або опускання вантажів на тросових або ланцюгових підвісках і величина переміщень захоплювальних головок з виробами тут обмежена. Важливо, що довжина підвіски в процесі піднімання або опускання вантажів змінюється в кілька разів. І саме довжина підвіски за інших рівних умов визначає її жорсткість, яка представляється залежністю

$$c = \frac{EF}{l}, \quad (1.1)$$

де E – модуль пружності першого роду матеріалу підвіски;

F – приведена площа поперечного перерізу підвіски;

l – довжина підвіски.

В процесі піднімання вантажів довжина підвіски l зменшується і це означає що збільшуватись повинна величина жорсткості. Навпаки, під час опускання вантажів довжина l збільшується і зменшується жорсткість.

Позначивши величину переміщення підвіски x , одержуємо

$$c = \frac{EF}{l \pm x}, \quad (1.2)$$

де знак "+" стосується опускного руху вантажів, а "-" відповідає підніманню вантажів.

Відомо, що величина жорсткості в двомасових або багатомасових системах є одним з визначальних параметрів, який впливає на величину амплітуди коливальних процесів і одночасно на частоту власних коливань. З цієї точки зору розрізняють системи високочастотні та низькочастотні. Такий поділ в теорії коливальних процесів є достатньо умовним, проте існує порівняльна оцінка. Якщо період власних коливань набагато менший за період зміни зовнішніх збурень, то система вважається високочастотною і навпаки. Великою перевагою низькочастотних систем з точки зору інтересів моделювання є те, що сили рушійні та сили опору на певних ділянках можуть вважатись величинами сталими. Відомо також, що низькочастотні системи вважаються такими, в яких затухання коливань відбувається повільно [39].

Одночасно вкажемо на те, що врахування зміни величини приведеної жорсткості в циклі навантажень призводить до зміни частоти власних коливань. Наприклад, відомо, що в інтересах зменшення величин ударних навантажень у випадках, які приводяться до дво- або багатомасових моделей, жорсткість варто зменшувати. Нагадаємо, що ударним навантаженням називається силова взаємодія, за якої ведуча маса (ведучі маси) зберігає постійне значення швидкості руху. Однак зменшення з цією метою жорсткості призводить до зниження частоти власних коливань і тоді необхідно дбати про забезпечення їх примусового припинення. Досягається

це за рахунок включення до системи зв'язків між ведучою та веденою масами спеціальних демпферів, в яких відбувається розсіювання енергії коливальних процесів.

Врахування змін величин приведеної жорсткості за рахунок довжини зв'язків призводить до того, що з'являються певні особливості не тільки відображення пружних сил, а і у змінненні рівнянь руху.

Наприклад, якщо для двомасової моделі пружні сили визначаються за виразом [21, 22]

$$P_{\text{пр}} = c(x_1 - x_2), \quad (1.3)$$

де x_1 та x_2 – координати переміщення ведучої та веденої мас, то з врахуванням змінної жорсткості для системи маємо

$$c = \frac{EF}{l_0 \pm x_2}. \quad (1.4)$$

Тоді

$$P_{\text{пр}} = \frac{EF}{l_0 \pm x_2} (x_1 - x_2). \quad (1.5)$$

Зменшенню жорсткості відповідає від'ємне значення координати x_2 і навпаки.

Тоді для двомасової системи одержуємо рівняння руху

$$x_1 = x_1(t); \quad (1.6)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = \frac{EF}{l_0 \pm x_2} (x_1 - x_2) - m_2 g. \quad (1.7)$$

Вказана система приводиться в загальному випадку до вигляду

$$m_2 \ddot{x}_2 = \frac{EF}{l_0 \pm x_2} (x_1(t) - x_2). \quad (1.8)$$

Одержане рівняння нелінійне і у випадку піднімання вантажів по мірі збільшення x_2 жорсткість підвіски збільшується, що повинно вплинути певним чином на величину пружних зусиль (на величину навантаження підвіски) і одночасно привести до змін частоти власних коливань. Це ж стосується опускного руху вантажів.

Звернемо увагу на ту обставину, що значення координат переміщення x_2 , порівняно з початковою величиною довжини підвіски l_0 , можуть бути аж до $(0,2-0,1)l_0$. Це означає, що нехтувати змінним значенням жорсткості в таких випадках не можливо. Проте за певних умов, коли $x_{2\max}$ складає невелику частку l_0 , змінами жорсткості можливо знехтувати і рівняння руху (1.8) перетвориться на лінійне. Сказане приводить до висновку про необхідність та доцільність виконання досліджень систем зі змінною жорсткістю. Тим більше, що і динаміка опускного руху вантажів певним чином залежатиме від цього показника.

Практика експлуатації обладнання для вивантаження масивів виробів або вкладання їх на приймальну площину вказує на необхідність обмеження швидкості їх контактування. Між тим динаміка двомасових моделей вказує можливий діапазон зміни швидкості. Він складає

$$0 \leq \dot{x}_2 \leq 2\dot{x}_n,$$

де x_n – номінальна швидкість усталеного руху.

Для лінійної моделі вказаний діапазон зміни величини \dot{x}_2 залишається, яким би не було абсолютне значення жорсткості c . У зв'язку з цим напрошується висновок, що відповідним набором параметрів стаціонарної системи можливо впливати на швидкість контактування вантажів з приймальною площиною за інших рівних умов. Між тим в самій лінійній моделі маємо суттєву похибку, в результаті якої оптимальний пошук ускладнюється, а теоретичне досягнення оптимізації стає проблематичним.

1.4. Основні результати та висновки

Дослідження сучасного етапу організації та обладнання транспортно-технологічних систем виробництв, технологій здійснення зовнішніх і внутрішніх вантажних потоків, рівня моделювання динаміки машин та механізмів і робочих процесів дозволяють зробити наступні висновки.

1. Транспортно-технологічні системи сучасних виробництв не оптимальні за рівнем організації, комплектації, вибору типорозмірів збільшених вантажних одиниць, що негативно впливає на продуктивність, економічну ефективність, конкурентну здатність.

2. Подальший розвиток зовнішніх товарних потоків повинен здійснюватись на використанні лише збільшених вантажних одиниць.

3. Створені техніка та технології пакет-піддонних перевезень склотари забезпечують можливість механізації всіх робіт по їх синтезу, однак в них не

передбачається можливість машинного розформування. Розв'язання останньої задачі лежить на шляху відмовлення від групових упаковок і забезпечення збереження початкового позиціювання виробів під час транспортування.

4. В умовах інтенсифікації виробничих процесів важливу роль одержують пристрої для формування та розформування масивів виробів, їх орієнтації, переорієнтації та позиціювання.

5. За наявності сучасної теоретичної бази опису перехідних процесів пристроїв багат шарового вкладання масивів виробів та пристроїв для їх деструктуризації звертає на себе увагу незавершеність положень щодо організації безударного вкладання та неврахування нелінійних підвісок вантажів. Розв'язання цих проблем дозволить значно наблизити умови оптимізації.

1.5. Завдання досліджень

Матеріали по здійсненому огляду літературних джерел, інформаційних матеріалів, проспектів фірм, накопиченого промисловістю досвіду, критичний аналіз ситуації дозволяють сформулювати наступне.

1. На основі поетапного опису робочих процесів в пристроях для розформування пакет-піддонів створити методики розрахунків для визначення динамічних параметрів систем за умови їх оптимізації по силовій дії на вантажі.

2. Розробити математичні моделі опису процесів безударного вкладання

вантажів на основі лінійних систем підвіски захоплювальних головок.

3. На основі теоретичних досліджень створено передумови на конструкторську розробку по реалізації безударного вкладання виробів на приймальну площину.

Розділ 2

ОСОБЛИВОСТІ І ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІКИ ПРИВОДІВ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ВИЙМАННЯ ПЛЯШОК ІЗ ТРАНСПОРТНОЇ ТАРИ

Використання збільшеної вантажної транспортної одиниці на базі застосування пакет-піддонів або тари-обладнання в транспортно-технологічних системах підприємств та на всіх етапах руху товарів є основним направленням технічного переозброєння переробних підприємств агропромислового комплексу.

Складовою частиною транспортно-технологічних систем підприємства в таких випадках виступають розформувачі пакет-піддонів, виймальники пляшок із тари-обладнання. До їх складу входять вузол позиціонування збільшених вантажних одиниць, захоплювальна головка, механізм переміщення захоплювальної головки по вертикалі і горизонталі та вузол розформування масивів пляшок і створення з них однорядних або кількарядних потоків.

Вирішуючи задачу досягнення високої пропускної спроможності, звичайно прагнуть до суміщення операції розформування з іншими операціями. Знаходження резервів швидкодії лежить в підвищенні кінематичних параметрів, які ведуть до збільшення показників силової взаємодії. Розв'язанню задач суміщення заданої швидкодії при обмеженнях

динамічних параметрів і оптимізації динаміки приводів розформувачів або виймальників присвячений цей розділ досліджень.

На кафедрі "Технічна механіка та пакувальна техніка" Українського державного університету харчових технологій розроблена інструкція виймальника, у якого в якості механізму вертикального і горизонтального переміщення захоплювальної головки використана серійна електроталь. При цьому підвішування головки в пристрої може досягатись за рахунок тросу або ланцюга, що привносить деякі розбіжності в динаміку перехідних процесів.

2.1. Динаміка перехідних процесів і оптимізація механізмів вертикального переміщення з тросовою підвіскою

В більшості випадків в досліджуваних пристроях привод захоплювальної головки здійснюється за допомогою пружної підвіски. Іноді це просто елемент конструкції обмеженої жорсткості, а іноді спеціальні пружні елементи, які вводяться з яких-небудь конструктивних міркувань.

В обох випадках розрахункова модель може бути приведена, наприклад, до двомасової (або багатомасової) моделі. Припустимо, що закон руху ведучої маси m визначено, пружний елемент з жорсткістю c_{12} на початок руху маси m_2 навантажено до її ваги m_2g . Вважаємо, що маса m_2 складається з маси головки і виробів, які переміщуються. В процесі вкладання повинен бути перекритий зазор δ . (рис. 2.1.).

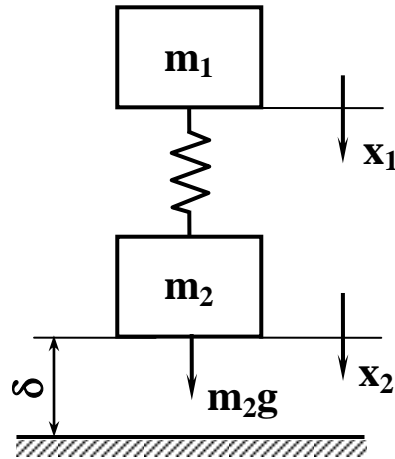


Рис. 2.1. Еквівалентна схема механізму

Процес пуску системи буде перехідним, при цьому навантаження на елементі 12 буде змінюватись, виникнуть коливальні процеси, які можуть суттєво впливати на значення кінематичних параметрів маси m_2 . Якщо демпферні властивості системи обмежені, то швидкість входу в контакт вантажів з приймальною площиною може значно відрізнятись від швидкості руху ведучої маси.

В зв'язку з вищевказаним, при проектуванні таких систем бажано при виборі їх параметрів керуватися умовою мінімізації швидкості \dot{x}_2 веденої маси на момент вибору зазору δ .

Встановимо зв'язок між параметрами моделі, яка розглядається саме з такої умови.

В загальному випадку рівняння руху мас приводяться до наступного вигляду

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_1(t); \quad (2.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - C_{12}(x_2 - x_1); \quad (2.2)$$

Нехай $\dot{x}_1 = V_1 = \text{const}$. Тоді

$$\begin{aligned} x_1 &= V_1 t; \\ m_2 \ddot{x}_2 &= m_2 g - C_{12}(x_2 - V_1 t); \end{aligned}$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + C_{12} x_2 = m_2 g + C_{12} V_1 t. \quad (2.3)$$

Перетворимо вираз (2.3) до зручного для інтегрування

$$\ddot{x}_2 + \frac{C_{12}}{m_2} x_2 = g + \frac{C_{12}}{m_2} V_1 t. \quad (2.4)$$

Рішення рівняння (2.4) має вигляд

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + \frac{m_2 g}{C_{12}} + V_1 t. \quad (2.5)$$

Сталі інтегрування A і B знаходимо за початкових умов

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{1(n)} = 0; \quad x_{2(n)} = \frac{m_2 g}{C_{12}}; \quad \dot{x}_{2(n)} = 0. \quad (2.6)$$

Підставивши початкові умови, отримаємо: $\frac{m_2 g}{C_{12}} = B + \frac{m_2 g}{C_{12}}$. Звідси $B = 0$.

Продиференціювавши рівняння (2.5), запишемо

$$\dot{x}_2 = A \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t - B \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + V_1. \quad (2.7)$$

Підставляючи початкові умови, запишемо

$$0 = A \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} + V, \quad \text{звідки} \quad A = -V_1 \sqrt{\frac{m_2}{C_{12}}}.$$

Враховуючи знайдені значення констант інтегрування А і В, рівняння (2.5) приводиться до виду

$$x_2 = V_1 t + \frac{m_2 g}{C_{12}} - V_1 \sqrt{\frac{m_2}{C_{12}}} \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t. \quad (2.8)$$

Диференціюючи рівняння (2.8), знайдемо

$$\dot{x}_2 = V_1 - V_1 \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t. \quad (2.9)$$

Повторне диференціювання приводить до вигляду

$$\ddot{x}_2 = V_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t. \quad (2.10)$$

Задаючись умовою $x_2 = x_{2 \min}$ при $x_2 = \delta$, будемо шукати при яких значеннях t , швидкість \dot{x}_2 буде прагнути до мінімуму. Для знаходження екстремумів функції прирівнюємо праву частину останнього рівняння до нуля:

$$V_1 \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t = 0. \quad (2.11)$$

Останній вираз справедливий при умові, що

$$t = 0; \quad t = 2\pi \sqrt{\frac{m_2}{C_{12}}}; \quad t = 4\pi \sqrt{\frac{m_2}{C_{12}}}; \quad \dots$$

Графічне представлення рівняння (2.9) приведено на рис. 2.2, з якого

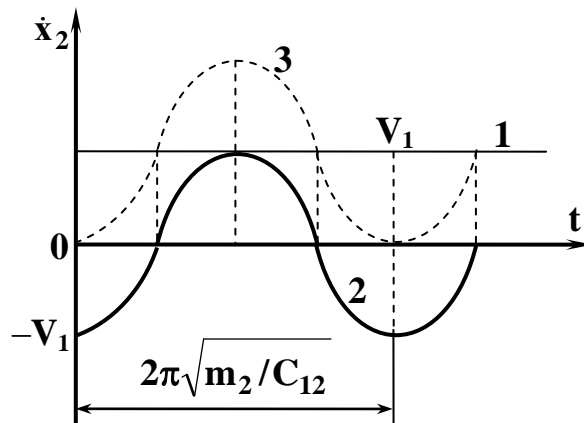


Рис. 2.2. Графік зміни швидкості веденої маси: 1 – стала складова швидкості; 2 – складова $2\pi\sqrt{m_2/C_{12}}$; 3 – результуюча

видно, що певним набором параметрів можна забезпечити умови, при яких швидкість входу в контакт вантажів з приймальною площиною буде близькою до нуля. Найближче значення t при цьому дорівнює $2\pi\sqrt{m_2/C_{12}}$. Позначимо час досягнення мінімальної швидкості t_{\min} . Тоді підстановка t_{\min} в рівняння (2.8) приводить до вигляду

$$x_2 = \delta + \frac{m_2 g}{C_{12}} = V_1 t_{\min} + \frac{m_2 g}{C_{12}} - V_1 \sqrt{\frac{m_2}{C_{12}}} \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t_{\min}. \quad (2.12)$$

Таким чином, якщо зазор δ визначений з рівняння (2.12) і витриманий в конструкції машини, то встановлена мета буде досягнута найкращим чином. Навіть у випадку високих демпферних властивостей системи знаходження величини δ за запропонованою методикою принесе покращення її характеристик, тому, що частота власних коливань при цьому не змінюється.

Результати розрахунків визначення зазорів δ , оптимізуючих систему,

представлені в табл. 2.1 та на рис. 2.3.

Таблиця 2.1.

Результати розрахунків по визначенню величин зазорів

C_{12} , Н/М	t_{\min} , с	Зазор δ при швидкості V_1 (м/с)				
		0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
20000	1,99	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
40000	1,40	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35
60000	1,15	0,06	0,12	0,17	0,23	0,29
80000	1,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
100000	0,89	0,04	0,09	0,13	0,18	0,22

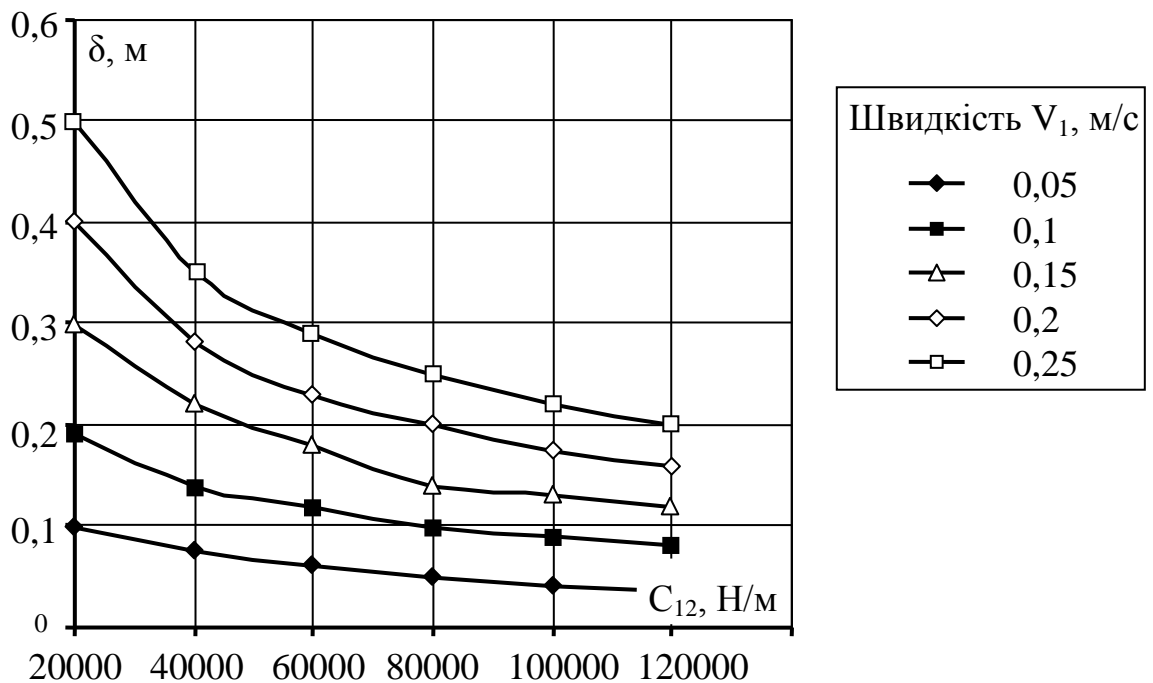


Рис. 2.3. Графік визначення зазору δ , який оптимізує систему при значеннях $m_2 = 200$ кг, $g = 9,81$ м/с² та різних значеннях швидкості V_1

Аналогічна постановка задачі доцільна і для інших законів руху ведучої маси.

Так достатньо просто може бути реалізований косинусоїдальний закон, представлений виразом

$$x_1 = R(1 - \cos \omega t), \quad (2.13)$$

де ω – кутова швидкість елемента тяги ланцюгового контуру (рис. 2.4.); R –

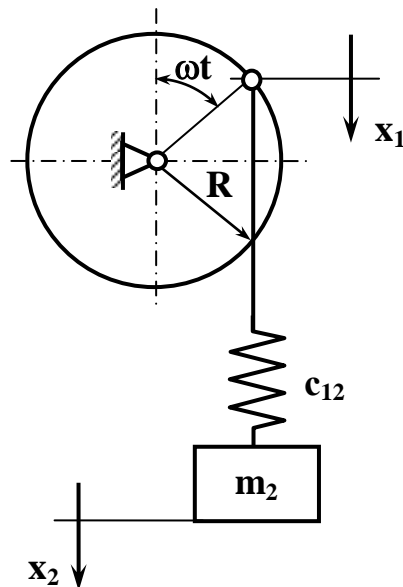


Рис. 2.4. Розрахункова схема механізму з косинусоїдальним законом руху ведучої маси

радіус встановлення тяги. В цьому випадку рівняння руху запишуться у вигляді

$$x_1 = R(1 - \cos \omega t); \quad (2.14)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12}(x_2 - x_1). \quad (2.15)$$

Перетворимо останню умову

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12}(x_2 - R(1 - \cos \omega t)); \quad i$$

$$\ddot{x}_2 + \frac{c_{12}}{m_2} x_2 = g + \frac{c_{12}R}{m_2}(1 - \cos \omega t). \quad (2.16)$$

Останнє рівняння вирішується в явному вигляді при наступних початкових умовах

$$t_{(n)} = 0; \quad x_{1(n)} = 0; \quad x_{2(n)} = \frac{m_2 g}{c_{12}}; \quad \dot{x}_{2(n)} = 0. \quad (2.17)$$

Загальне рішення рівняння (2.16)

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \frac{Rc_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2} + \frac{m_2 g}{c_{12}} + R. \quad (2.18)$$

З урахуванням початкових умов (2.17) і при $t_0 = 0$

$$\frac{m_2 g}{c_{12}} = B - \frac{Rc_{12}}{c_{12} - m_2 \omega^2} + \frac{m_2 g}{c_{12}} + R. \quad (2.19)$$

$$B = R \frac{m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2}. \quad (2.20)$$

Диференціюючи рівняння (2.18) отримаємо

$$\dot{x}_2 = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - B \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \frac{\omega R c_{12} \sin \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2}. \quad (2.21)$$

При $t_0 = 0$ і $A = 0$.

Тоді розв'язання рівняння (2.16) приводиться до вигляду

$$x_2 = R \frac{m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - R \left(\frac{c_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2} - 1 \right) + \frac{m_2 g}{c_{12}}. \quad (2.22)$$

Швидкість переміщення маси m_2 знаходимо диференціюванням умови (2.22):

$$\dot{x}_2 = R \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cdot \frac{-m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \frac{R \omega c_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2}. \quad (2.23)$$

Мінімальне значення швидкості \dot{x}_2 знайдемо, взявши похідну від виразу (2.23)

$$\ddot{x}_2 = R \frac{c_{12}}{m_2} \cdot \frac{-m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \frac{R \omega^2 c_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2}. \quad (2.24)$$

Значення t_m , яке відповідає $x_2 = 0$ можливо знайти ітераціями з наступного виразу

$$R \frac{c_{12}}{m_2} \cdot \frac{-m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \frac{R \omega^2 c_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2} = 0. \quad (2.25)$$

Якщо зазор δ прийняти

$$x_2 = R \frac{m_2 \omega^2}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_m - R \left(\frac{c_{12} \cos \omega t}{c_{12} - m_2 \omega^2} - 1 \right), \quad (2.26)$$

то отримаємо умову $\dot{x}_2 = 0$ при контактуванні вантажу з приймальною площиною. Таким чином отримуємо найкращі умови.

Після знаходження рішення умови (2.16) результати необхідно співставити з першим розглянутим випадком. В залежності від вхідних даних за результатами розрахунків треба прийняти перший або другий випадок.

Резервом, який мало використовується в підвищенні продуктивності машин і досягненні заданої швидкодії є знаходження часу спрацьовування

"на розжим" захватів до контакту виробів з опорною площиною. Головна перевага при цьому полягає в можливості зменшення ударної взаємодії за рахунок зменшення маси m_2 на величину маси захоплювальної головки.

Для знаходження часу спрацьовування захватів на розжим встановимо величину навантаження пружного елемента. Так як

$$P_{\text{пр}} = c_{12}(x_2 - x_1),$$

то підстановка значень x_2 і x_1 приводить до вигляду:

$$\begin{aligned} P_{\text{пр}} &= c_{12} \left(V_1 t + \frac{m_2 g}{c_{12}} - V_1 \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - V_1 t \right) = \\ &= m_2 g - V_1 \sqrt{m_2 c_{12}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Графік зміни навантаження пружного елемента представлений на рис. 2.5.

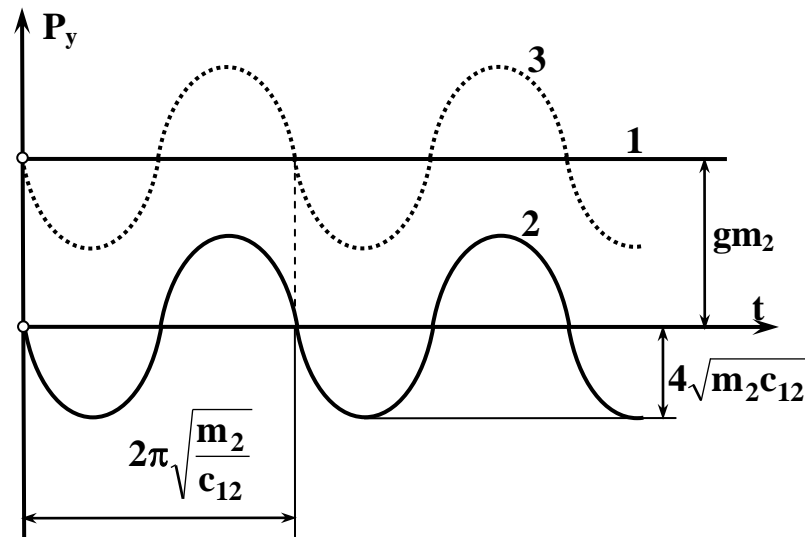


Рис. 2.5. Графік зміни навантаження пружного елемента: 1 – статична складова; 2 – динамічна складова; 3 – результуюча

З рис 2.2 можна бачити, що найкращим вибором часу є

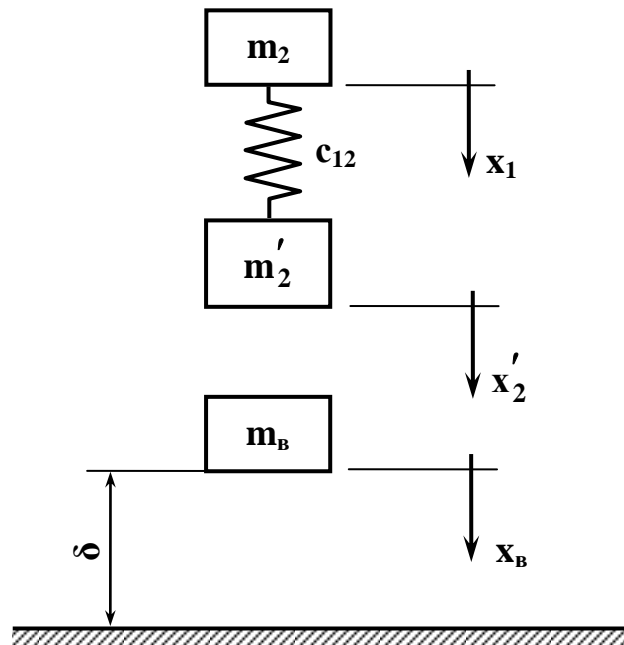


Рис. 2.6. Розрахункова схема моделі після відпускання виробів захоплювальними елементами

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}}.$$

Йому відповідає навантаження пружного елемента, рівне статичному. Припустимо, що при цьому між виробами і опорною площиною має місце остаточний зазор δ .

Розглянемо наступну поведінку всієї системи, припускаючи, що ведуча маса в момент спрацьовування "на розжим" захватів фіксується за допомогою зовнішніх пристроїв. Розрахункова схема такої моделі представлена на рис.

2.6.

В цьому випадку маємо

$$x_1 = 0;$$

$$m_2' \ddot{x}_2' = m_2' g - c_{12} (x_2' - x_1) \quad (2.28)$$

$$m_B \ddot{x}_B = m_B g, \quad (2.29)$$

де m_B – маса виробів.

Тоді:

$$\ddot{x}_2' + \frac{c_{12}}{m_2'} x_2' = g; \quad (2.30)$$

$$\ddot{x}_B = g. \quad (2.31)$$

Рішення рівняння (2.30) запишемо у вигляді

$$x_2' = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} t + \frac{m_2' g}{c_{12}}. \quad (2.32)$$

Початкові умови для рішення останнього рівняння наступні:

$$t_{(п)} = 0; \quad x_{2(п)}' = x_{2(к)}^I; \quad \dot{x}_{2(п)}' = \dot{x}_{2(к)}^I = 0. \quad (2.33)$$

де $x_{2(к)}^I$ відповідає закінченню попереднього етапу руху. З врахуванням

зазначених початкових умов, маємо

$$x_{2(к)}^I = B + \frac{m_2' g}{c_{12}} \quad \text{і} \quad B = x_{2(к)}^I - \frac{m_2' g}{c_{12}}. \quad (2.34)$$

Диференціюючи умову (2.32), знайдемо

$$\dot{x}_2 = A \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} t - B \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2'}} t. \quad (2.35)$$

Звідси $A = 0$.

Тоді рішення рівняння (2.28) запишемо у формі

$$\dot{x}'_2 = \frac{m'_2 g}{\epsilon_{12}} + \left(x_{2(k)}^I - \frac{m'_2 g}{c_{12}} \right) \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m'_2}} t. \quad (2.36)$$

Максимальному переміщенню маси щ відповідає значення

$$x'_{2\max} = \frac{m'_2 g}{\epsilon_{12}} + \left(x_{2(k)}^I - \frac{m'_2 g}{c_{12}} \right) \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m'_2}} t. \quad (2.37)$$

Це означає, що після відпускання вантажу захватна головка отримає зворотнє переміщення, за законом (2.36). З переходом значень $\cos(\sqrt{c_{12}/m'_2} t)$ в область від'ємних значень отримуємо

$$x'_{2\max} = \frac{m'_2 g}{\epsilon_{12}} - x_{2(k)}^I + \frac{m'_2 g}{c_{12}} = \frac{2m'_2 g}{\epsilon_{12}} - x_{2(k)}^I. \quad (2.38)$$

Для попередження наступного входу в контакт захоплювальної головки з виробами як мінімум повинна виконуватись умова $x'_{2\max} \leq \delta_1$, якщо не передбачені конструктивні рішення, які виключають такий контакт.

В умовах вільного падіння виробів на другому етапі маємо

$$\dot{x}_B = gt \quad \text{і} \quad x_B = gt^2 / 2. \quad (2.39)$$

Прирівнявши $x_B = \delta_1$, отримуємо час закінчення етапу

$$t_k = \sqrt{\frac{2\delta_1}{g}}.$$

Йому відповідає

$$\dot{x}_B = g \sqrt{\frac{2\delta_1}{g}} = 1,41 \sqrt{g\delta_1}. \quad (2.40)$$

Розглянуті моделі дозволяють знайти початкові умови наступного етапу

контактування виробів з прийнятною опорною площиною.

В практиці промисловості використовувались вкладальники пляшок в ящики, які базувались на використанні підгальмовуючих елементів, що обмежували швидкість контактування виробів з прийнятною площиною. Створенню такої техніки упереджували дослідження характеристик міцності склотарної продукції. Вони виявили великі розбіжності, які в значній мірі залежали від якості скла, виконання температурних режимів, товщини стінок і дінця.

В значній мірі ці питання виникають під час розробки вкладальників (виймальників), коли одночасно переносяться масиви з великою кількістю виробів і імовірність втрат тари збільшується. Необхідність заміни розбитих виробів є причиною зупинки обладнання. Підкреслимо при цьому, що операція заміни може ускладнюватись в зв'язку з великою висотою тари-обладнання. В результаті втрати робочого часу можуть стати відчутними, пропускну спроможність ТТС знижується.

Суттєвий вклад в цю область внесли дослідження, виконані Ярьсько В.П. та ін. [40], направлені на створення конструкцій, в яких реалізоване безударне вкладання, але значне коло питань, пов'язаних з визначенням належних параметрів процесів лишається невисвітленим, а можливості лишаються нереалізованими.

Використовуючи поетапний опис процесу, будемо рахувати, що третій етап початковими умовами буде мати кінцеві умови другого етапу

$$t_{(\Pi)}^{\text{III}} = 0; \quad \dot{x}_{\text{в}(\Pi)}^{\text{III}} = \dot{x}_{\text{в}(\kappa)}^{\text{II}}. \quad (2.41)$$

Раніше в деяких дослідженнях [40, 41] процес удару масивів виробів з прийнятною площиною описаний з припущенням, що маса m_3 приймальної площини зневажлива мала. Але, наприклад, стосовно до виймальників порожньої тари це співвідношення змінюється і опис робочих процесів можна виконувати з використанням теорії пружного удару з урахуванням наступних припущень:

- здійснюється граничний перехід до нескінченно великих сил, які діють нескінченно малий час (миттєві сили) і мають кінцевий імпульс;
- під час дії миттєвої сили переміщення точки прикладання сили дорівнює нулю, а швидкість змінюється стрибкоподібно.

Використання цього положення механіки дає можливість знаходити кінематичні параметри і початкові умови наступних етапів (рис. 2.7).

Ударну взаємодію представимо двома етапами з підетапами. Нехай третій етап складається з підетапів взаємодії мас $m_{\text{в}}$ і m_3 , і відновлення їх форми.

Припустимо, що першому підетапу III-го етапу відповідають початкові умови

$$t_{(\Pi)}^{\text{Iп}} = t_{(\Pi)}^{\text{III}} = 0; \quad x_{\text{в}(\Pi)}^{\text{Iп}} = 0; \quad \dot{x}_{\text{в}(\Pi)}^{\text{Iп}} = \dot{x}_{\text{в}(\kappa)}^{\text{II}}; \quad x_{3(\Pi)}^{\text{I}} = \frac{m_3 g}{c_{30}}; \quad \dot{x}_{3(\Pi)}^{\text{Iп}} = 0. \quad (2.42)$$

Тоді кінцеві умови першого підетапу приводяться до вигляду

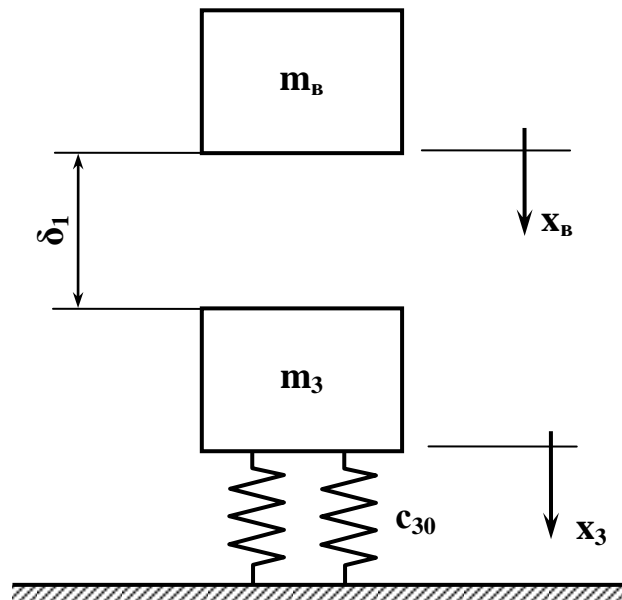


Рис. 2.7. Розрахункова схема

$$x_{B(\kappa)}^{\text{Iп}} = 0; \quad x_{3(\text{п})}^{\text{Iп}} = \frac{m_3 g}{c_{30}}; \quad \dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{Iп}} = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{Iп}} = \frac{m_B \dot{x}_{B(\text{п})}^{\text{Iп}}}{m_B + m_3}. \quad (2.43)$$

Закінченню другого підетапу відповідають умови

$$x_{B(\text{п})}^{\text{IIп}} = 0; \quad x_{3(\kappa)}^{\text{IIп}} = \frac{m_3 g}{c_{30}}; \quad \dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{IIп}} = \dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{Iп}} + k \left(\dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{Iп}} - \dot{x}_{B(\text{п})}^{\text{Iп}} \right); \quad (2.44)$$

$$\dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{IIп}} = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{Iп}} + k \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{Iп}} = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{Iп}} (1+k),$$

де k – коефіцієнт відновлення.

Перетворимо останню умову з використанням (2.43):

$$\dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{IIп}} = \dot{x}_{B(\text{п})}^{\text{Iп}} \left((k+1) \frac{m_B}{m_B + m_3} - k \right). \quad (2.45)$$

З рівняння (2.45) видно, що в залежності від співвідношення параметрів

m_B , m_3 і k швидкість $\dot{x}_{B(K)}^{II}$ може бути додатною і від'ємною, у зв'язку з чим вказані маси на III підетапі рухаються окремо і рівняння цього руху приводяться до вигляду

$$m_B \ddot{x}_B = m_B g; \quad (2.46)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = m_3 g - c_{30} x_3. \quad (2.47)$$

Рішення рівняння (2.46) запишемо у вигляді

$$\dot{x}_B = gt + C \quad \text{і} \quad x_B = \frac{gt^2}{2 + Ct + C_1}, \quad (2.48)$$

де C і C_1 – сталі інтегрування, які знаходяться з врахуванням початкових умов

$$x_{B(II)}^{III} = x_{B(K)}^{II}; \quad \dot{x}_{B(II)}^{III} = \dot{x}_{B(K)}^{II}. \quad (2.49)$$

Тоді

$$C = \dot{x}_{B(K)}^{II}; \quad C_1 = 0 \quad \text{і} \quad (2.50)$$

$$\dot{x}_B = \dot{x}_{B(K)}^{II} + gt; \quad x_B = \dot{x}_{B(K)}^{II} t + \frac{gt^2}{2}. \quad (2.51)$$

Рівняння (2.47) перепишемо у вигляді

$$\ddot{x}_3 + \frac{c_{30} x_3}{m_3} = g. \quad (2.52)$$

Його рішення в загальному вигляді

$$x_3 = A \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t + \frac{m_3 g}{c_{30}}. \quad (2.53)$$

Знаходимо сталі інтегрування A і B при початкових умовах

$$t_{(II)} = 0; \quad x_{3(II)}^{III} = \frac{m_3 g}{c_{30}}; \quad \dot{x}_{3(II)}^{III} = \dot{x}_{3(K)}^{II}. \quad (2.54)$$

Тоді $B = 0$. Дифференціюємо рівняння (2.53)

$$\dot{x}_3 = A \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t - B \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t. \quad (2.55)$$

Тоді

$$\dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}} = A \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}}; \quad A = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}} \sqrt{\frac{m_3}{c_{30}}}. \quad (2.56)$$

Таким чином остаточно записуємо рішення

$$x_3 = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}} \sqrt{\frac{m_3}{c_{30}}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t + \frac{m_3 g}{c_{30}} \quad \text{і}$$

$$x_3 = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}} \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t. \quad (2.58)$$

III підетап роздільного переміщення закінчиться при умові $x_B = x_3$.

Тоді

$$\dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{III}} t_{\kappa} + \frac{g t_{\kappa}^2}{2} = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}} \sqrt{\frac{m_3}{c_{30}}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t_{\kappa} + \frac{m_3 g}{c_{30}}. \quad (2.59)$$

Час закінчення III підетапу t_{κ} може бути знайдено рішенням рівняння (2.59) ітераціями.

Підстановкою величини t_{κ} знайдемо початкові умови кінематичних параметрів повторного удару m_B і m_3 (четвертий етап)

$$x_{B(\Pi)}^{\text{IV}} = x_{B(\kappa)}^{\text{III}}; \quad x_{3(\Pi)}^{\text{IV}} = x_{3(\kappa)}^{\text{III}}; \quad \dot{x}_{B(\Pi)}^{\text{IV}} = \dot{x}_{B(\kappa)}^{\text{III}}; \quad \dot{x}_{3(\Pi)}^{\text{IV}} = \dot{x}_{3(\kappa)}^{\text{III}}. \quad (2.60)$$

В залежності від швидкості входження в контакт маси m_B з приймальною площиною, значень коефіцієнтів відновлення і величин мас явище удару-відскоку може бути одне або кілька разів. При цьому маси m_B і m_3

повинні продовжити рух як одне ціле.

Кінцеві умови IV етапу є начальними умовами V-го, а саме

$$t_{(\Pi)}^V = 0; \quad x_{B(\Pi)}^V = x_{BK}^{IV}; \quad x_{3(\Pi)}^V = 0; \quad \dot{x}_{B(\Pi)}^V = \dot{x}_{B(K)}^{IV}; \quad \dot{x}_{3(\Pi)}^V = \dot{x}_{3(K)}^{IV}. \quad (2.61)$$

Оскільки при переході від етапу до етапу ми в часі зміщали початок відліку і з урахуванням того, що маса виробів m_B не пов'язана на V етапі руху з іншими масами, можливо і відлік координати переміщення $x_{B(\Pi)}^V$ почати з нуля. Тоді

$$x_{B(\Pi)}^V = 0. \quad (2.62)$$

На п'ятому етапі рух мас покажемо незалежними рівняннями

$$m_B \ddot{x}_B = m_B g; \quad (2.63)$$

$$m_3 \ddot{x}_3 = m_3 g - c_{30} x_3. \quad (2.64)$$

Рівняння (2.63) перепишемо у вигляді

$$\frac{dV_B}{dt} = g \quad \text{або} \quad dV_B = g dt. \quad (2.65)$$

Інтегруючи останню умову отримуємо

$$V_B = gt + C. \quad (2.66)$$

Константу інтегрування C знаходимо з урахуванням початкових умов

$$t_{(\Pi)} = 0; \quad V_{B(\Pi)} = -\dot{x}_{B(K)}^{IV}.$$

Тоді

$$V_B = gt - \dot{x}_{B(K)}^{IV}. \quad (2.67)$$

Маючи на увазі, що $V_B = dx_B / dt$, запишемо

$$dx_B / dt = gt - \dot{x}_{B(K)}^{IV},$$

розділимо змінні

$$dx_B = dt \cdot gt - \dot{x}_{B(K)}^{IV} dt.$$

Останній вираз проінтегруємо і отримаємо

$$x_B = \frac{gt^2}{2} - \dot{x}_{B(K)}^{IV} t + C_1.$$

Так як $x_{B(K)}^V = 0$, то $C_1 = 0$ і

$$x_B = \frac{gt^2}{2} - \dot{x}_{B(K)}^{IV} t. \quad (2.68)$$

Переміщення маси m_B на п'ятому етапі може бути додатним і від'ємним.

Закінченню п'ятого етапу відповідає умова

$$x_{B(K)}^V = x_3^V. \quad (2.69)$$

Розв'язуємо рівняння руху (2.64)

$$\ddot{x}_3 + \frac{c_{30} x_3}{m_3} = g. \quad (2.70)$$

Загальне рішення рівняння

$$x_3 = A \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t + \frac{m_3 g}{c_{30}}. \quad (2.71)$$

Сталі інтегрування A і B знаходимо з врахуванням початкових умов

(2.61). При $t = 0$ маємо

$$0 = B + \frac{m_3 g}{c_{30}} \quad \text{і} \quad B = -\frac{m_3 g}{c_{30}}. \quad (2.72)$$

Диференціюючи рівняння (2.71), запишемо

$$\dot{x}_{3(\kappa)}^V = \dot{x}_{3(\kappa)}^{IV} \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t_{(\kappa)} + g \sqrt{\frac{m_3}{c_{30}}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_3}} t_{(\kappa)}. \quad (2.73)$$

При відсутності повторного відскоку на шостому етапі руху маси m_B і m_3 рухаються як одне ціле. При цьому

$$(m_B + m_3)\ddot{x}_3 = (m_B + m_3)g - c_{30} x_3. \quad (2.74)$$

$$\ddot{x}_3 + \frac{c_{30}}{m_B + m_3} x_3 = g. \quad (2.75)$$

На шостому етапі представляє інтерес визначення навантажень пружного елемента 30 і можливість позиціювання приймальної площини (і виробів) по вертикалі

$$x_3 = A \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + \frac{g(m_B + m_3)}{c_{30}}. \quad (2.76)$$

Початкові умови VI-го етапу

$$t_{(\Pi)}^{VI} = 0; \quad x_{3(\Pi)}^{VI} = x_{3(\kappa)}^V; \quad \dot{x}_{3(\Pi)}^{VI} = \dot{x}_{3(\kappa)}^V. \quad (2.77)$$

Тоді

$$x_{3(\kappa)}^V = B + \frac{g(m_B + m_3)}{c_{30}} \quad \text{і} \quad B = x_{3(\kappa)}^V - \frac{g(m_B + m_3)}{c_{30}}. \quad (2.78)$$

Так як

$$\dot{x}_3 = A \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t - B \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t. \quad (2.79)$$

то

$$\dot{x}_{3(\kappa)}^V = A \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} \quad \text{і} \quad A = \dot{x}_{3(\kappa)}^V \sqrt{\frac{m_B + m_3}{c_{30}}}. \quad (2.80)$$

Тоді остаточно маємо

$$x_3 = \dot{x}_{3(k)}^V \sqrt{\frac{m_B + m_3}{c_{30}}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + \quad (2.81)$$

$$+ \left(x_{3(k)}^V - \frac{g(m_B + m_3)}{c_{30}} \right) \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + \frac{g(m_B + m_3)}{c_{30}}.$$

Навантаження пружного елемента знаходиться за виразом

$$P_{II} = \dot{x}_{3(k)}^V \sqrt{c_{30}(m_B + m_3)} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + \quad (2.82)$$

$$\left(x_{3(k)}^V c_{30} - g(m_B + m_3) \right) \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t + g(m_B + m_3).$$

Максимальне навантаження слід визначати при значенні $t = t_m$, причому

остання величина повинна визначатись з рівняння

$$\dot{x}_{3(k)}^V c_{30} \cos \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t_m - \left(x_{3(k)}^V c_{30} - g(m_B + m_3) \right) \times \quad (2.83)$$

$$\times \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} \sin \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t_m g(m_B + m_3) = 0.$$

Останнє рівняння перепишемо у вигляді

$$\frac{\dot{x}_{3(k)}^V c_{30}}{x_{3(k)}^V c_{30} - g(m_B + m_3)} \sqrt{\frac{m_B + m_3}{c_{30}}} = \operatorname{tg} \sqrt{\frac{c_{30}}{m_B + m_3}} t_m \quad (2.84)$$

звідки

$$t_m = \left(\operatorname{arctg} \frac{\dot{x}_{3(k)}^V c_{30}}{x_{3(k)}^V c_{30} - g(m_B + m_3)} \sqrt{\frac{m_B + m_3}{c_{30}}} \right) / \sqrt{\frac{m_B + m_3}{c_{30}}}. \quad (2.85)$$

Після затухання коливань деформація пружного елемента складатиме:

$$x_{3(k)}^{VI} = \frac{(m_B + m_3)g}{c_{30}}. \quad (2.86)$$

2.2. Динаміка робочих процесів виймального з ланцюговою підвіскою вкладальної головки

Підвіска і привід захоплювальної головки виймальників і вкладальників виконується також з допомогою ланцюгових передач. В цьому випадку розрахункова схема приводу приводиться до вигляду, представленому на рис. 2.8, а закон руху ведучої маси m_1 запишемо в формі

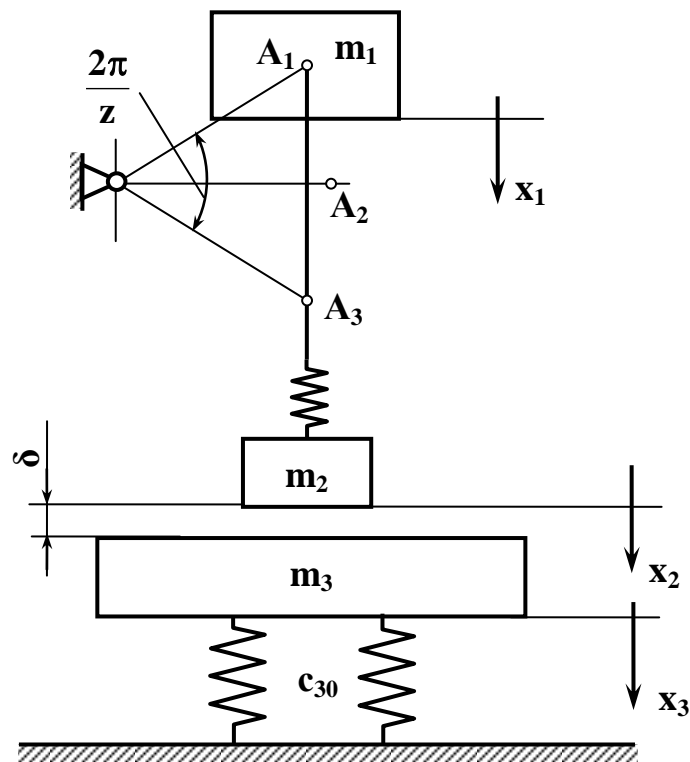


Рис. 2.8. Розрахункова схема привода, яка враховує нерівномірність руху ведучої маси

$$\dot{x}_1 = \omega R \cos\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right), \quad (2.87)$$

де R – радіус ділильного кола зірочки; z – кількість зубців зірочки; ω – кутова швидкість зірочки.

З умови (2.87) слідує, що

$$x_1 = \int \omega R \cos\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right) dt = -R \sin\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right) + C. \quad (2.88)$$

Сталу інтегрування C знайдемо, маючи наступні початкові умови

$$t_{(\Pi)} = 0; \quad x_{1(\Pi)} = 0. \quad (2.89)$$

Тоді

$$C = R \sin \frac{\pi}{z}, \quad (2.90)$$

а рівняння (2.88) приймає вигляд

$$x_1 = R \sin \frac{\pi}{z} - R \sin\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right). \quad (2.91)$$

Якщо ведучу масу привести до шарніру A ланцюга, то закон руху маси m_1 буде відповідати закону вертикального переміщення шарніра Початку I етапу відповідає положення A_1 шарніру, а його закінченню – положення A_3 . Координата x_1 переміщення маси m_1 на першому етапі визначається рівнянням (2.91). Закінченню першого етапу відповідає умова

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega z}. \quad (2.92)$$

Тоді

$$x_{1(\kappa)}^I = R \sin \frac{\pi}{Z} - R \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega T_1 \right) = R \sin \frac{\pi}{Z} - R \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \frac{2\pi}{Z} \right) = 2R \sin \frac{\pi}{Z}. \quad (2.93)$$

Другий етап переміщення для ведучої маси m_1 характеризується рівнянням (2.91). Таким чином, умови руху мас досліджуваної системи на I етапі представляються системою рівнянь

$$x_1 = R \sin \frac{\pi}{Z} - R \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega t \right); \quad (2.94)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12} (x_2 - x_1). \quad (2.95)$$

Підстановка x_1 в рівняння (2.95) приводить до вигляду

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12} \left(x_2 - R \sin \frac{\pi}{Z} + R \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega t \right) \right). \quad (2.96)$$

Перетворивши рівняння (2.96), запишемо

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_{12} x_2 = m_2 g + c_{12} R \sin \frac{\pi}{Z} - c_{12} R \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega t \right). \quad (2.97)$$

Позначимо

$$k_0 = m_2 g + c_{12} R \sin \frac{\pi}{Z}. \quad (2.98)$$

Тоді

$$\ddot{x}_2 + \frac{c_{12}}{m_2} x_2 = \frac{k_0}{m_2} - \frac{c_{12} R}{m_2} \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega t \right). \quad (2.99)$$

Початкові умови I етапу

$$t_{(\Pi)}^I = 0; \quad x_{1(\Pi)}^I = 0; \quad \dot{x}_{1(\Pi)}^I = \omega R \cos \frac{\pi}{Z}; \quad x_{2(\Pi)}^I = \frac{m_2 g}{c_{12}}; \quad \dot{x}_{2(\Pi)}^I = 0. \quad (2.100)$$

Розв'язання рівняння (2.99) запишемо у вигляді

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) + \frac{k_0}{c_{12}}. \quad (2.101)$$

Знаходимо сталі інтегрування А і В

$$\frac{m_2 g}{c_{12}} = B - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \frac{\pi}{z} + \frac{k_0}{c_{12}}, \quad (2.102)$$

тоді

$$B = \frac{m_2 g}{c_{12}} + \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \frac{\pi}{z} - \frac{k_0}{c_{12}}. \quad (2.103)$$

Диференціюючи (2.101), запишемо

$$\dot{x}_2 = A \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - B \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right). \quad (2.104)$$

$$0 = A \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} + \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \cos \frac{\pi}{z}; \quad A = - \frac{c_{12} R \cos \frac{\pi}{z}}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}}. \quad (2.105)$$

Якщо $\delta < x_{2(k)}^I$, то вибору зазору відповідає умова

$$\delta = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(k)}^I + B \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(k)}^I - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t_{(k)}^I \right) + \frac{k_0}{c_{12}}. \quad (2.106)$$

Із рівняння (2.106) ітераціями знаходиться величина $t_{(k)}^I$.

Значення швидкості контактування виробів з опорною площиною знайдемо по формулі

$$\dot{x}_{2(k)} = A \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(k)} - B \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(k)}. \quad (2.107)$$

У випадку, коли умова $\delta < x_{2(k)}^I$ не виконується, настає другий етап,

який можна представити рівняннями

$$x_1 = x_{1(k)}^I + R \sin \frac{\pi}{z} - R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right); \quad (2.108)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12} (x_2 - x_1). \quad (2.109)$$

Підстановка величини x_1 в останнє рівняння дає

$$m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g - c_{12} \left(x_2 - x_{1(k)}^I - R \sin \frac{\pi}{z} + R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) \right). \quad (2.110)$$

або

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_{12} x_2 = m_2 g + c_{12} x_{1(k)}^I + c_{12} R \sin \frac{\pi}{z} - c_{12} R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right). \quad (2.111)$$

Позначимо

$$k_1 = m_2 g + c_{12} x_{1(k)}^I + c_{12} R \sin \frac{\pi}{z}, \quad (2.112)$$

Тоді

$$\ddot{x}_2 + \frac{c_{12}}{m_2} x_2 = \frac{k_1}{m_2} - \frac{c_{12} R}{m_2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right). \quad (2.113)$$

Рішення рівняння (2.113) приводиться до виразу (2.101), а саме

$$x_2 = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) + \frac{k_1}{c_{12}}. \quad (2.114)$$

Початкові умови другого етапу

$$t_{(II)}^I = 0; \quad x_{2(II)}^I = x_{2(k)}^I; \quad \dot{x}_{2(II)}^I = \dot{x}_{2(k)}^I. \quad (2.115)$$

З врахуванням (2.115) знаходимо сталі інтегрування A і B :

$$x_{2(k)}^I = B - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \frac{\pi}{z} + \frac{k_1}{c_{12}} \quad \text{і}$$

$$B = x_{2(\kappa)}^I + \frac{c_{12}R}{c_{12} - m_2\omega^2} \sin \frac{\pi}{z} - \frac{k_1}{c_{12}}; \quad (2.116)$$

$$\dot{x}_2 = A\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}t - B\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}t + \frac{c_{12}R\omega}{c_{12} - m_2\omega^2} \cos\left(\frac{\pi}{z} - \omega t\right). \quad (2.117)$$

$$\dot{x}_{2(\kappa)}^I = A\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} + \frac{c_{12}R\omega}{c_{12} - m_2\omega^2} \cos \frac{\pi}{z} \quad i$$

$$A = \left(\dot{x}_{2(\kappa)}^I - \frac{c_{12}R\omega}{c_{12} - m_2\omega^2} \cos \frac{\pi}{z} \right) \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}}. \quad (2.118)$$

Протікання другого етапу в часі обмежується умовою

$$\begin{aligned} x_{1(\kappa)}^{II} \leq x_{1(\kappa)}^I + R \sin \frac{\pi}{z} - R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \frac{2\pi}{z} \right) &\leq x_{1(\kappa)}^I + R \sin \frac{\pi}{z} + R \sin \frac{\pi}{z} \leq \\ &\leq x_{1(\kappa)}^I + 2R \sin \frac{\pi}{z}. \end{aligned} \quad (2.119)$$

Знак "=" в рівнянні (2.119) відповідає значенню

$$T_2 = \frac{2\pi}{\omega z}. \quad (2.120)$$

За час T_2 другого етапу руху маса m_2 отримає переміщення

$$\begin{aligned} x_{2(\kappa)}^{II} &= A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 - \frac{c_{12}R}{c_{12} - m_2\omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega T_2 \right) + \frac{k_1}{c_{12}} = \\ &= A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 + \frac{c_{12}R}{c_{12} - m_2\omega^2} \sin \frac{\pi}{z} + \frac{k_1}{c_{12}}. \end{aligned} \quad (2.121)$$

Аналогічно підстановкою в рівняння (2.117) приходимо до вигляду

$$\dot{x}_{2(\kappa)}^{II} = A\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 - B\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}T_2 - \frac{c_{12}R\omega}{c_{12} - m_2\omega^2} \cos \left(-\frac{\pi}{z} \right). \quad (2.122)$$

Якщо за два етапа зазор δ залишається невібраним, то на третьому етапі закон руху ведучої маси може бути представлений наступним рівнянням

$$x_1 = 3R \sin \frac{\pi}{z} - R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right), \quad (2.123)$$

для n -ного етапа запишемо

$$x_1 = nR \sin \frac{\pi}{z} - R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right), \quad (2.124)$$

а рівняння руху веденої маси представлятиметься залежностями, які мають вигляд (2.114)...(2.118).

Знайдемо навантаження, які виникають в підвісі вкладальної головки.

Для першого етапу маємо

$$P_{\text{пр}}^I = c_{12}(x_2 - x_1) = c_{12} \left(A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) + \frac{k_0}{c_{12}} - R \sin \frac{\pi}{z} + R \sin \left(\frac{\pi}{z} - \omega t \right) \right). \quad (2.125)$$

Виконаємо розрахунки по визначенню P_n при значеннях величин:

$$z = 10;$$

$$m = 200 \text{ кг};$$

$$R = 0,054 \text{ м};$$

$$C = 10000; 40000; 80000; 120000; 200000 \text{ Н/м};$$

$$\omega = 5,2 \text{ с}^{-1}.$$

Час закінчення 1-го етапу знайдемо з умови

$$T_{(к)}^I = \frac{2\pi}{\omega_я} = \frac{2 \cdot 3,14}{10 \cdot 5,2} = 0,12 \text{ с.}$$

Для оцінки впливу нерівномірності руху ланцюга підвіски головки при вказаних значеннях параметрів можна порівняти з результатами розрахунків по першому випадку, коли рух ведучої маси визначається рівнянням $x_1 = V_1 t$. Тоді з урахуванням рівняння (2.27) маємо

$$P_{пр}^* = m_2 g - V \sqrt{c_{12} m_2} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t. \quad (2.126)$$

Значення параметрів, які прийняті для розрахунків:

$$m = 200 \text{ кг};$$

$$V_1 = 0,26 \text{ м/с};$$

$$C = 10000; 40000; 80000; 120000; 200000 \text{ Н/м};$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Результати розрахунків наведені на рис. 2.9. З нього видно, що від початку руху вкладальної головки спостерігається зниження навантаження $P_{п}$ робочого органу, при цьому воно в значній мірі визначається жорсткістю C_{12} і із збільшенням останньої темп зниження навантаження збільшується.

З точки зору інтересів обмеження навантажень в підвісці вкладальної головки вирішальне значення грає жорсткість системи, яка є керуючим параметром. Відмітимо, що наявність методик визначення навантажень для таких умов є актуальною і в зв'язку з проектуванням захоплювальних елементів вкладальних головок (вакуумних, магнітних, механічних і ін.). Врахування в моделях нерівномірності руху ланцюга підвіски головки

показує, що вплив останньої збільшується із зменшенням жорсткості (рис. .9) і значно збільшується різниця навантажень ΔP для порівнюваних випадків із збільшенням кутової швидкості зірочки ω (рис. 2.10, 2.11). Так при $\omega = 2,6 \text{ c}^{-1}$ значення ΔP близько до нуля, а при $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$ вже досягає

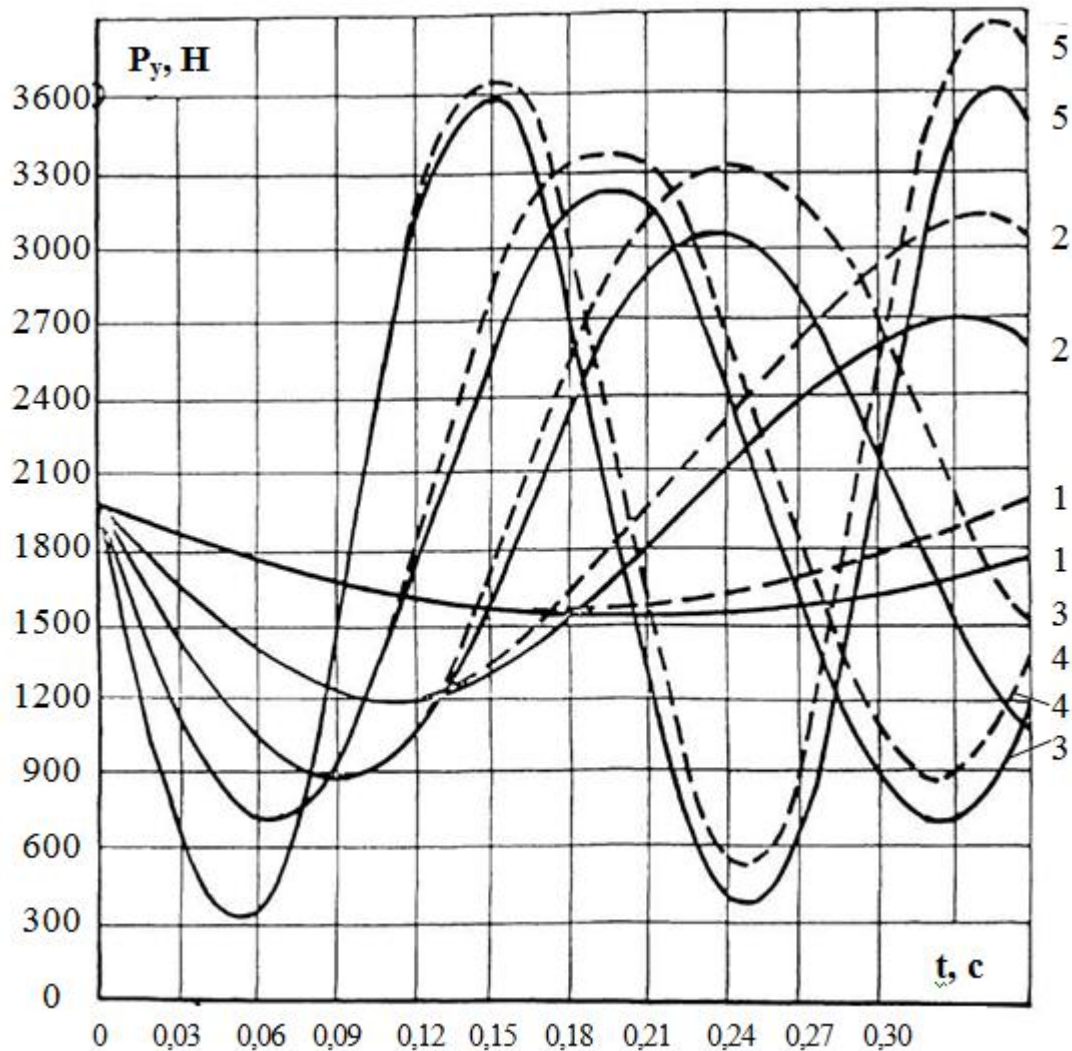


Рис. 2.9. Графік визначення впливу нерівномірності руху ланцюга підвіски захоплювальної головки при значеннях c_{12} : 1 – 10000; 2 – 40000; 3 – 80000; 4 – 120000; 5 – 200000 Н/м; — — — $-P_{np}^I$ (2.125); — — — P_{np}^* (2.126)

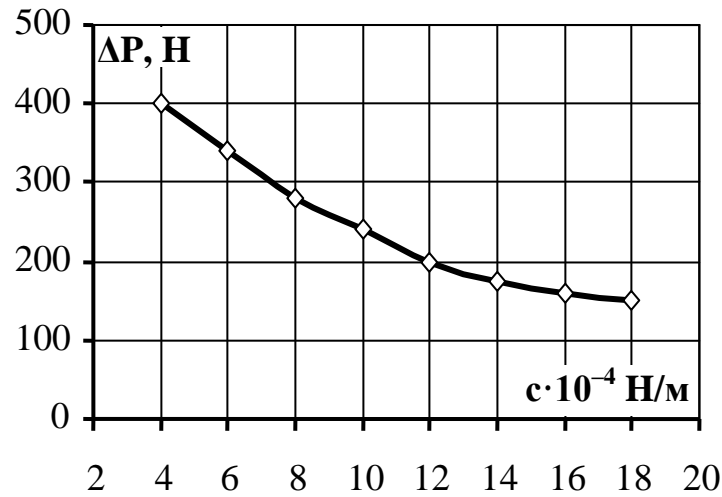


Рис. 2.10. Залежність зниження максимальних різниць навантажень підвіски від жорсткості для випадку врахування нерівномірності руху ланцюга і при рівномірному руху m_1

величини 1600 Н. Вказані цифри відповідають випадку, коли приведена жорсткість системи $C_{12} = 80000$ Н/м. А з рис. 2.9 видно, що при менших

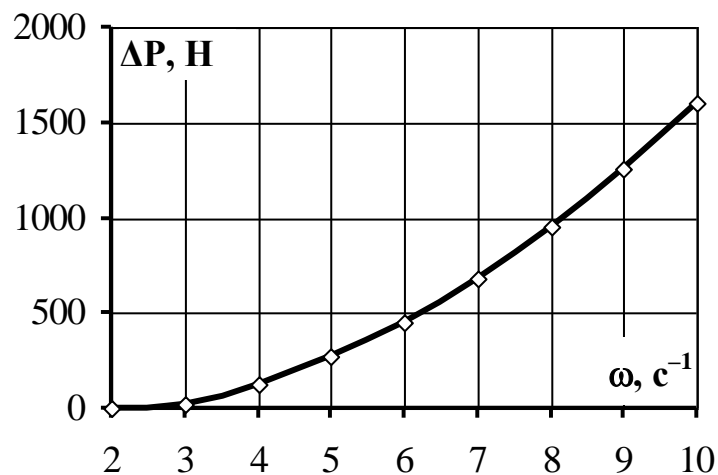


Рис. 2.11. Залежність, яка висвітлює збільшення динамічної складової навантаження підвіски вкладальної головки, викликане нерівномірністю руху ланцюга від кутової швидкості зірочки

значеннях параметра c_{12} врахування в моделі нерівномірності руху ланцюга буде необхідним і при малих величинах кутової швидкості.

Таким чином, отримані аналітичні моделі дозволяють цілеспрямованим вибором параметрів досягати обмеження величин таких параметрів, як прискорення веденої маси і навантаження пружних елементів. Разом з тим, такі розрахункові залежності дозволяють конструювати системи, для яких заздалегідь визначаються початкові умови наступного етапу роботи, коли масив виробів контактує з приймальною площиною і має місце м'який удар.

З точки зору Інтересу обмеження навантажень ударної взаємодії в цьому випадку треба прагнути до того, щоб виконувалась умова

$$A\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}\cos\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}t_{(к)} - B\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}\sin\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}t_{(к)} - \frac{c_{12}R\omega}{c_{12} - m_2\omega^2}\cos\left(\frac{\pi}{z} - \omega t_{(к)}\right) = 0. \quad (2.127)$$

Рішення рівняння (2.127) відносно величини $t_{(к)}$ досягається з використанням метода ітерації. В зв'язку з періодичністю функцій синуса і косинуса із отриманих рішень треба вибирати найменше значення величини $t_{(к)}$.

З рисунка 2.9 видно, що періоди власних коливань системи в моделях, враховуючих нерівномірність руху ланцюга підвіски, і в моделях, отриманих без врахування такої нерівномірності, дуже близькі. Тоді при відносно невеликих похибках розрахунку $t_{(к)}$ можна рекомендувати залежність

$$t_{(к)} = \frac{\pi m_2}{c_{12}}. \quad (2.128)$$

При відомій величині $t_{(к)}$ можна знайти величину зазора δ , яка буде

відповідати розглянутим умовам і

$$\delta = A \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(к)} + B \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t_{(к)} - \frac{c_{12} R}{c_{12} - m_2 \omega^2} \sin \left(\frac{\pi}{Z} - \omega t_{(к)} \right) + \frac{k_0}{c_{12}}. \quad (2.129)$$

У випадку, коли величина δ з конструктивних міркувань набагато перевищує переміщення маси m_2 за час, який відповідає одному періоду коливального процесу, то з урахуванням демпферних властивостей системи можна передбачити, що контактування вантажів відбудеться при швидкості \dot{x}_2 , близької до швидкості переміщення ведучої маси.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ І ВИСНОВКИ

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки.

Вкладання пляшок на приймальну площину в пристроях для виймання із тари-обладнання або для розформування пакет-піддонів здійснюється на фіксованому рівні. Це означає, що фіксованим може бути і переміщення захоплювальної головки від початку руху до контактування вантажів з приймальною площиною. Останнє є дійсним і для вкладальників пляшок в ящики і для виймальників з ящиків. В зв'язку з цим є можливість за рахунок вибору динамічних, кінематичних і геометричних параметрів реалізувати установку вантажів на приймальну площину в режимі близькому до безударного.

Включення в підвіску захоплювальної головки пружного елемента викликає в період перехідного процесу коливання останньої, при цьому швидкість її складається із швидкостей в переносному і відносному рухах. Так як амплітуда коливань швидкості близька до швидкості усталеного руху, то в момент, коли відносна і переносна швидкість різнонаправлені і відносна має по модулю максимальне значення, сумарна швидкість дорівнює нулю. Якщо вибір технологічного зазору завершується на цей момент, то контактування вантажів з приймальною площиною буде практично безударним.

Частота і період коливань визначається співвідношенням мас і

жорскостей, тому або по фіксованій величині технологічного зазору визначається відповідне значення жорскості, або по вибраним значенням жорскості і маси визначається зазор, який оптимізує систему.

Збільшення жорскості пружного елемента приводить до зменшення величини технологічного зазору також, як і збільшення швидкості руху ведучої маси.

Введення пружного елемента в підвіску захоплювальної головки правильним вибором параметрів системи забезпечує позитивний ефект при різних законах руху ведучої маси. Останнє підтверджується розробленими аналітичними моделями для випадків руху ведучої маси з постійною швидкістю і з косинусоїдальним законом.

Установка допоміжних пружних елементів в систему підвіски захоплювальної головки приводить до зменшення динамічних складових навантажень.

Значні резерви в підвищенні пропускної спроможності виймальників приховані в організації процесу, коли режим захоплювальних елементів системи здійснюється до контакту вантажів з приймальною площиною і з наступної силової взаємодії на виробі виключається маса захоплювальної головки. Розроблені аналітичні моделі дозволяють встановлювати всі параметри наступних процесів з урахуванням маси приймальної площини на базі використання класичної теорії пружного удару.

Аналітичні моделі і результати розрахунків для систем з підвіскою

захоплювальної головки на ланцюгу показує необхідність урахування нерівномірності руху ланцюга. Врахування нерівномірності руху ланцюга показує, що вплив останньої збільшується із зменшенням жорсткості і значно зростає різниця навантажень (в порівнянні з тросовою підвіскою) із збільшенням кутової швидкості зірочки. Так при масі захоплювальної головки 200 кг, кутової швидкості зірочки $\omega = 10 \text{ c}^{-1}$ і жорсткості пружного елемента 80000 Н/м збільшення динамічного навантаження в співставлених випадках відповідає 1600 Н. При малих значеннях жорсткості пружного елемента ($< 20000 \text{ Н/м}$) урахування нерівномірності руху ланцюга потрібно і при малих швидкостях підвіски.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пітра М.М., Ковальов О.І. Виконавчі механізми в укладальних машинах. // Упаковка. – 2003. № 4. – С. 24-27.
2. Полудов А.Н., Петриашвили Г.Г., Черненко А.Д. Виброрезание и исследование возможности применения его для резания бумаги. Львов, 1981. – С.9.
3. Кривопляс А.П., Кукибный А.А., Беспалько А.П. и др. Пакетоформирующие машины. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
4. Піддубний В.А. Розробка методів розрахунку і удосконалення обладнання ситем виробництва солоду. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.18.12. – Київ. – 2003. – 17 с.
5. Мартиненко М.А., Лебедева І.В. Збурення напруженого стану просторового тіла конічною тріщиною. // Вісник Київ. ун-ту: серія фіз.-мат. науки. – 2003. – № 5. – С. 73-82.
6. Мартиненко М.А., Лебедева І.В. Кручення пружного простору з циклічною тріщиною. // Вісник Київ. ун-ту: серія фіз.-мат. науки. – 2004. – № 4. – С. 116-120.
7. Бирюков А.Ф. Гавва О.М., Масло М.А., Волчко А.І., Шевченко М.Я. Автомат для пакування солі // Упаковка. – 2003. – № 2. – С. 36-38.
8. Бурляй Ю.В., Сухой Л.А. Оборудование для укладки и упаковки штучных изделий в тару. – М.: Пищевая пром-ть, 1978. – 238 с.

9. Новиков Б.М. Автоматы для извлечения бутылок из ящиков и укладки их в ящики. – М.: Пищевая пром-ть, 1977.

10. Жбанков Б.В. Технологическое оборудование ликеро-водочного производства. – М.: Легкая и пищевая пром-ть, 1983. – 152 с.

11. Костюк В.С. Оптимизация параметров рабочих процессов и совершенствование конструкций автоматов для загрузки и разгрузки транспортной тары в пищевой промышленности. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд.техн.наук. Киев: 1989. – 23 с.

12. Зайчик Ц.Р. Технологическое оборудование винодельческих предприятий. – М.: Агропромиздат, 1988. – 351 с.

13. Мартиненко М.А., Лебедева І.В. Метод розв'язання систем інтегродиференціальних рівнянь Фредгольма другого роду. // Наукові праці НУХТ. – 2005. – № 16. – С. 157-159.

14. Голоперов І.В., Мусійчук В.М., Гавва О.М. Наукове обґрунтування вибору раціональних параметрів дозаторів поршневого типу з пневматичним приводом. // Харчова промисловість. – 2005. – № 4. – С. 143-146.

15. Полатайло Д.М., Соколенко А.І. Динаміка пружних систем у машинах для створення упаковок. // Харчова промисловість. – 2005. – № 4. – С. 173-175.

16. Гавва О.О., Волотківський О.М., Дембовський Л.О. Пристрої для фасування пластичних харчових продуктів // Упаковка. – 2003. – № 4. – С.32-34.

17. Ковалев А.И. Разработка конструкций и методов расчета устройств для укладывания пищевых упаковок в тару-оборудование. Автореферат канд. диссертации. – Киев: 1988. – 25 с.
18. Полюдов О., Топольницький П., Черненко О. Вібровізання в поліграфії та пакуванні // Упаковка. – 2002. – № 1. – С. 18-19.
19. Розрахунки перевантажувальних пристроїв ліній фасування / А.І.Соколенко, К.В.Васильківський, О.І. Степанець та ін. – К.: УДУХТ, 1998. – 19 с.
20. Рудь В.Д., Семенюк Г.А. Обладнання для картонної упаковки // Упаковка. – 2000. № 4. – С.46-49.
21. Свідерський А.Т. Створення навісної гідравлічної трамбовки із керованими параметрами коливань. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.04. – Київ. – 1999. – 16 с.
22. Chantraine L. A quantum leap in OPP barrier packaging for foil replacement, Flex-Pack-99, 199,9 p. 121-142.
23. Гавва О.М. Наукові основи розрахунку параметрів потоково-транспортних систем харчових виробництв. Дис. д-ра техн. наук: 05.18.18. – К., 1996. – 562 с.
24. Гуць В.С., Прип'юк О.С., Коваль О.А. Комп'ютерні програми аналітичних розрахунків процесів харчових виробництв. // Наук. праці УДУХТ. – 2001. – № 10. – Ч. 2. – С.135.
25. Башта А.В. Методика визначення амплітудних напружень при

складному повторно-змінному навантаженні. // Харчова промисловість. – 2005. – № 4. – С. 93-95.

26. Легеза В.П. Моделі і метод віброзахисту динамічних систем на основі катково-демпферувальних пристроїв: дис. д-ра техн. наук. / НТТУ "КПІ" – Київ, 2004. – 38 с.

27. Лапкин Ю.П., Малкович А.Р. Перегрузочные устройства: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1984. – 224 с.

28. Костюк В.С. Оптимизация параметров рабочих процессов и совершенствование конструкций автоматов для загрузки и розгрузки транспортной тары в пищевой промышленности. Дисс. на стиск. уч. степени канд.техн.наук. – Киев: 1989. – 277 с.