


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**


Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого
Кафедра мехатроніки та пакувальної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту(декан факультету)

(підпис) Блаженко С.І.
(прізвище та ініціали)

« 09 » 12 20__ р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

(підпис) Кривопляс-Володіна Л.О.
(прізвище та ініціали)

« 09 » 12 20__ р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 131 Прикладна механіка
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми Прикладна механіка

на тему: «Оптимізація енергоефективних укладальних операцій для виконавчих механізмів.»

Виконав: здобувач 2 курсу, групи 2

Розгон Роман Леонідович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

Керівник Володін Сергій Олексійович
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Консультанти _____
(прізвище та ініціали)

_____ (прізвище та ініціали)

_____ (прізвище та ініціали)

Рецензент Ю.І. Вересучин
(прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

_____ (підпис)

_____ (підпис)

_____ (підпис)

_____ (підпис)

_____ (підпис)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній роботі немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.


Здобувач _____ (підпис)

Київ – 2024 р.

Інститут (факультет)
Кафедри
Освітній ступінь
Спеціальність
Освітньо-професійна програма

ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого
мехатроніки та пакувальної техніки
магістр
131 Прикладна механіка
(код і назва)
Прикладна механіка
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

 Завідувач кафедри МІТТ
Кривопляс-Володіна Л.О.
"01" 10 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Розгон Роман Леонідович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Оптимізація енергоефективних укладальних операцій для виконавчих механізмів.»

керівник роботи Володін Сергій Олексійович, к.т.н, доц.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від "01" 10 2024 року № 859-КС

2. Строк подання здобувачем роботи 02.12.2024

3. Вихідні дані до

роботи Матеріали отримані під час навчання

по зібрані з зберіг бібліотеки по інтернет ресурсів

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Реферат українською. Реферат англійською. Вступ. Розділ 1. Розділ 2.
Розділ 3. Розділ 4. Висновок. Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу

Ілюстрації до розрахунків

Слайди для презентації роботи

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	5
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РЕАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПАКУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗМІЩЕННЯ ТАРИ ТА ОБЛАДНАННЯ, ЯКЕ ВИКОРИСТОВУЄТЬСЯ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЄМНОСТІ	9
1.1. Балансування маніпуляторів	11
1.2. Зрівноважені маніпулятори	12
1.3. Вимоги до конструкцій роботів-маніпуляторів, систем укладання, а також їх приводів	27
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНИЙ АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ УКЛАДАЛЬНИКІВ ПЛЯШОК	31
1.1. Розрахунок початкових геометричних параметрів і основних характеристик виконавчого механізму	31
2.2 Оцінка впливу параметрів підвіски захватної головки на прикладені зусилля	36
2.3 Аналітичний аналіз кінематики руху захватної головки	43
РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПІД ЧАС РОБОЧОГО ХОДУ	57
3.1 Силовий аналіз обладнання без систем часткового розвантаження.	58
3.2 Синтез пристрою укладання з використанням пружинної системи розвантаження.	64
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	73
4.1. Вимоги безпеки перед початком роботи на харчовому виробництві	73
4.2. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях при роботі з гідравлічним або пневматичним тиском	74
ВИСНОВКИ	78
ЛІТЕРАТУРА	80
ДОДАТКИ	86

АНОТАЦІЯ

Дипломна робота магістра "Оптимізація енергоефективних укладальних операцій для виконавчих механізмів." складається з вступу, 3 розділів, висновків, списку літератури і додатків.

У механізмі укладання, який регулярно виконується в декількох зонах переміщення, сила корисного опору спрямована в тому ж напрямку, що і в 1 з приводів. Енергію, що створює ці зусилля, краще накопичувати в таких зонах і повертати її в систему. Найбільш цікавим механізмом рекуперації енергії в даному випадку є поєднання приводних і пружинних елементів, а також використання пневмоциліндрів в якості акумуляторів енергії. Використання такої системи дозволяє домогтися невеликих габаритів і ваги рухомого механізму.

Метою даного дослідження є висновок аналітичної залежності для визначення кінематичних і силових параметрів пружинної системи рекуперації енергії як частини механізму переміщення шару зворотної засипки укладальної машини, а також розробка розрахункового методу для створення надійного і ефективного пристрою.

Об'єктом дослідження стала спеціальна пружинна система, яка є невід'ємною частиною важільного механізму укладальника.

Науковою новизною дослідження є конструкція укладального пристрою з пружинною системою, за рахунок деформації пружних елементів на певних ділянках воно накопичує енергію і працює в режимі перевантаження, що значно знижує енергоспоживання і створює низькоенергетичну конструкцію. Отримано залежність для розрахунку кінематичних і силових параметрів таких пристроїв.

Ключові слова: Штабелюючий пристрій, маніпулятор, система балансування ланок, рекуперація енергії, система пружного розвантаження.

ABSTRACT

Master's thesis "Optimization of energy-efficient assembly operations for executive mechanisms." consists of an introduction, 3 sections, conclusions, a list of references and appendices.

In the stacking mechanism, which is regularly performed in several movement zones, the useful resistance force is directed in the same direction as in 1 of the drives. The energy that creates these efforts is better stored in such areas and returned to the system. The most interesting energy recovery mechanism in this case is the combination of drive and spring elements, as well as the use of pneumatic cylinders as energy accumulators. Using such a system allows you to achieve small dimensions and weight of the moving mechanism.

The purpose of this study is to derive an analytical dependence for determining the kinematic and force parameters of the spring energy recovery system as part of the backfill layer movement mechanism of the stacking machine, as well as the development of a calculation method for creating a reliable and efficient device.

The object of the study was a special spring system, which is an integral part of the stacker's lever mechanism.

The scientific novelty of the study is the construction of a stacking device with a spring system, due to the deformation of elastic elements in certain areas, it accumulates energy and works in overload mode, which significantly reduces energy consumption and creates a low-energy structure. A dependence was obtained for calculating the kinematic and power parameters of such devices.

Keywords: Stacking device, manipulator, link balancing system, energy recovery, elastic unloading system.

ВСТУП

Пристрій для зберігання (вилучення) упаковки в транспортному контейнері являє собою періодично працюючу машину, ланка якої сприймає навантаження з миттєвими змінами. Компанії, на яких працюють штабелери, постійно працюють в 2 або 3 зміни. В результаті елементи цих машин інтенсивно зношуються і погіршують і без того складну динаміку. Тому до конструкції робочого органу штабелера пред'являються досить жорсткі вимоги відповідно до стандартів працездатності, надійності, безпеки (рівень шуму і вібрації) і експлуатації. Більшість з цих критеріїв, безумовно, безпосередньо залежать від динаміки укладальної машини (величини сили і моменту, зони і інтенсивності її впливу). Зокрема, спроектувати машину для укладання екологічно чистої скляної тари (пляшок, банок), де вага переміщуваного шару дорівнює масі робочого органу і часто перевищує її. Додаткові проблеми пов'язані з тим, що скло банок і пляшок крихке, а етикетка на вологій поверхні все ще слабо тримається. Крім того, ситуація ускладнюється тим, що останнім часом спостерігається значне зростання кількості нестандартної склотари, оригінальних дизайнів екстер'єру і видів транспортної тари. А це вимагає від конструктора впровадження в штабелер додаткових елементів, вузлів і механізмів, що тільки погіршить динаміку.

Статичний і динамічний баланс ланок штабелера дозволяє значно знизити динамічні навантаження (їх процентне співвідношення, пов'язане з дією сил і моментів інерції), в той же час більшість певних ланок перерозподіляються для мінімізації впливу на інші рухомі ланки і опори. Максимальний ефект врівноваження досягається за умови, що маса ланки підібрана і розподілена таким чином, щоб під час роботи механізму їх центр мас був нерухомий, а відцентровий момент інерції ланки щодо осі обертання дорівнював нулю і постійний щодо іншої осі. Розвантаження гідравлічних і пневматичних систем, деформація пружних елементів або систем, які частково накопичують енергію за рахунок підйому додаткових мас, також створюють значні ефекти. Протягом

певного проміжку часу накопичена енергія повертається в систему, і загальний режим роботи дозволяє значно знизити енергоспоживання конструкції. Найбільш ефективними системами для використання є ті, які мають малу масу, добре монтуються в конструкцію і мають еластичні елементи, які прості в обслуговуванні і експлуатації. Вивчення таких систем, розробка методів розрахунку їх впровадження в конструкцію штабелерів є важливим завданням для виробництва.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РЕАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПАКУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗМІЩЕННЯ ТАРИ ТА ОБЛАДНАННЯ, ЯКЕ ВИКОРИСТОВУЄТЬСЯ З МЕТОЮ ЗНИЖЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЄМНОСТІ

Комплексна автоматизація виробництва-важлива область науково-технічного прогресу. Автоматизовані виробничі системи зараз популярні в різних галузях промисловості. Важливою складовою такої системи є автоматична машина для упаковки продуктів в тару, в якій використовується маніпулятор. Постійне завдання підвищення технічного рівня виробництва удосконалює існуючі і нові зразки укладального обладнання, їх виконавчі механізми (маніпулятори), що володіють високою функціональністю за такими показниками, як надійність, енергетична міцність, точність позиціонування робочих органів маніпулятора (загарбників) і т.д. він займає щільне місце, необхідне для ефективного виконання робіт. Очевидно, що ці показники залежать від конструктивних параметрів приводу і робочих механізмів штабелера.

Продуктивним підходом до поліпшення функціональних характеристик робота є оптимізація конструкції, впровадження системи рекуперації енергії та режиму управління. Одним з ефективних способів поліпшення експлуатаційних характеристик робота-маніпулятора і зниження енерговитрат, особливо на виконання робіт, є побудова оптимального режиму управління і пошук оптимальних конструктивних параметрів. На додаток до цього ефективним підходом також є впровадження в конструкцію маніпулятора-штабелера відповідного пружинного амортизатора (пасивного приводу), який може накопичувати енергію на декількох етапах переміщення системи і вивільняти її на 2-му (назад в систему). Це дозволяє знизити потужність активного приводу і знизити енерговитрати на переміщення всієї системи. Такий підхід особливо

виправданий при циклічних транспортних операціях, коли маніпулятор переміщує вантаж з вихідного положення в кінцеве і повертає в початковий стан.

Основними завданнями механіків штабелерів є:

Розробка методів синтезу та аналізу виконавчих механізмів (у тому числі приводних механізмів);

Розрахунок керуючих зусиль і реакцій в кінематичних парах;

Балансування механізму маніпулятора.

Ці завдання розглядаються на основі популярних методів вивчення структури, геометрії, кінематики і динаміки систем з просторовими механізмами. Кожна із задач може бути сформульована як пряма (аналітична задача) або зворотна (задача синтезу). При визначенні позиційної функції механізму знаходять закон зміни абсолютних координат вихідної ланки, зрозуміло, закон зміни координат ланки, відповідно до заданого закону зміни відносних або абсолютних координат ланки, в разі прямого ділення, протилежне закону зміни координат ланки, відповідно до заданого закону руху захоплення, лінійному або кутовому переміщенню в приводі.

Рішення зворотних або синтетичних задач складніше, оскільки вони часто мають безліч ефективних рішень і з них необхідно вибрати оптимальне. При дослідженні зворотного руху відповідний закон зміни швидкості і прискорення в приводі маніпулятора визначається відповідно до необхідного закону зміни швидкості і прискорення вихідної ланки. Зворотна задача динаміки полягає у визначенні закону зміни керуючих сил і моментів всередині приводу, який забезпечує заданий закон руху вихідної ланки.

1.1. Балансування маніпуляторів

У більшості кінематичних схем маніпуляторів привід сприймає статичне навантаження від сили ваги ланки. Це вимагає значного збільшення потужності приводного двигуна і гальмівного моменту. Для вирішення цієї проблеми використовуються 3 методи:

- Використовується кінематична схема маніпулятора, і зусилля ваги ланки сприймається підшипниками кінематичної пари. У цьому рішенні на потужність приводу і гальмівного пристрою впливає тільки сила тертя в парі. Прикладом може служити кінематична схема робота Scala. Недоліком цього методу є те, що підшипник має велике осьове навантаження.

- Регулювання маси маніпулятора, щоб збалансувати ланки маніпулятора. У цьому випадку центр мас ланки зміщується до центру кінематичної пари за допомогою скоригованої маси. Недоліком цього способу є значне збільшення маси маніпулятора і моменту інерції його ланок.

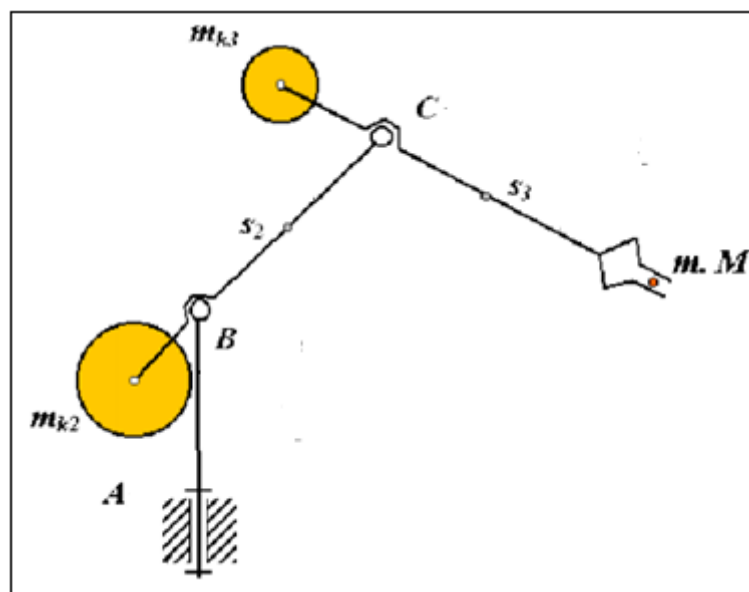


Рис. 1.1

- Врівноваження сили тяжіння ланки маніпулятора за допомогою еластичного розвантажувача. Ці пристрої не дозволяють повністю розвантажити привід від дії сили тяжіння за рахунок відносного переміщення ланки. Основна конструкція цих пристроїв включає в себе кулачковий або важільний механізм, який регулює пружні властивості пружини з урахуванням характеристик врівноваженою сили ваги ланки. Нижче наведена схема промислового робота, в якому привід для вертикального переміщення руки забезпечений механізмом силового розвантаження, що складається з пружини і кулачкового механізму з профілем, виконаним по спіралі Архімеда.

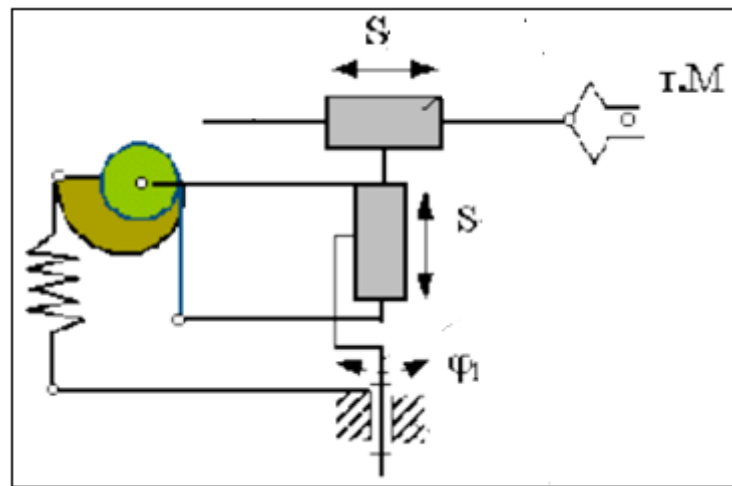


Рис. 1.2

1.2. Зрівноважені маніпулятори

Принцип дії збалансованого маніпулятора заснований на врівноваженні вантажу, розташованого на кінці важеля виконавчого механізму, зусиллям, створюваним приводним механізмом, і переміщенні вантажу з відносно невеликим зусиллям, необхідним для подолання сили тертя шарніра і опори виконавчого механізму. Відомі конструкції вузьконаправленого призначення, де привід взагалі відсутній, а навантаження врівноважується противагами.

У деяких моделях пневмоманіпуляторів і електроманіпуляторів вантажопідйомністю 50...150 кг. операції з переміщення вантажу у всіх напрямках виконуються вручну. При цьому в напрямку руху оператор

прикладає зусилля в межах 30 ... 80 Н. У багатьох моделях з електроприводом вантаж не тільки врівноважується, але і переміщається вертикально за допомогою приводу, коли оператор впливає на орган управління. У цих конструкціях через високі втрати на тертя в передавальному механізмі неможливо простим способом зменшити зусилля, необхідне для вертикального переміщення вантажу. У такому маніпуляторі в безпосередній близькості від підвішеного вантажу передбачена рукоятка управління, яка регулює швидкість вертикального переміщення. Решта переміщення оператор виконує вручну.

Ручне управління, вплив оператора на підвішений вантаж, можливість плавного регулювання швидкості переміщення і переміщення на низьких швидкостях дозволяють вантажу швидко переміщатися з положення в положення, точно зупинятися на місці, легко переміщатися по бажаній траєкторії, а також швидко і без праці вставляти і виймати великі і складні конфігурації виробів у вузьких і важкодоступних місцях. Імовірність зіткнення або поломки виробів обладнання мінімальна. Все це принципово відрізняє збалансований маніпулятор від звичайних навантажувальних пристроїв, використовуваних для механізації технічних процесів.

Збалансований маніпулятор - це маніпулятор з ручним керуванням, який включає в себе систему балансування пристрою робочого органу. Балансування в горизонтальній площині приводу забезпечується наявністю системи миттєвого розвантаження, яка компенсує зміни позиційної енергії цього органу при зміні його конфігурації, що запобігає мимовільне горизонтальне зміщення вантажу у всій зоні обслуговування.

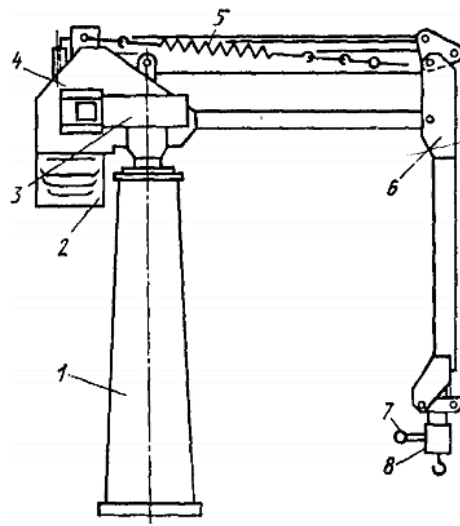


Рис. 1.3 Збалансований маніпулятор.

Балансувальний маніпулятор включає в себе підставу 1, голівку 4, яка може повертатися навколо вертикальної осі, виконавчий механізм 6, що має вантажний блок 8 на кінцевій частині, привід 8 вертикального переміщення, а також балансувальний пристрій 5 і пристрій управління (рис 1). У деяких конструкціях, призначених для роботи з об'єктами певної маси, привід може не мати вертикального переміщення. Для маніпуляторів з великою вантажопідйомністю можуть бути встановлені 1, 2 або більше приводів, наприклад, для горизонтального переміщення і обертання навколо вертикальної осі.

Привід вертикального переміщення прикріплений до голівки, а передавальний механізм розташований між щокми голівки або 1 зовні щік. Блок 2 пристрої управління приводом вертикального переміщення також встановлений на голівці.

Орган, що задає рух, як правило, зазвичай розташований на вантажному блоці в безпосередній близькості від об'єкта, що підлягає переміщенню, у вигляді рукоятки 7 для управління приводом вертикального переміщення, що значно підвищує зручність оператора. Вантажні блоки, які можуть обертатися навколо вертикальної осі, забезпечені гаками або захватними пристроями. Гачок підвішений таким чином, що він може обертатися навколо вертикальної та горизонтальної осей. Захватний пристрій самоблокується і може не мати

приводу або мати механічний, гідравлічний 1. Електромеханічний або пневматичний привід. Крім того, захватне пристрій може володіти додатковою рухливістю, яка використовується для зміни орієнтації об'єктів в просторі. Додаткові переміщення здійснюються або руками оператора, або за допомогою додаткових приводів різних типів.

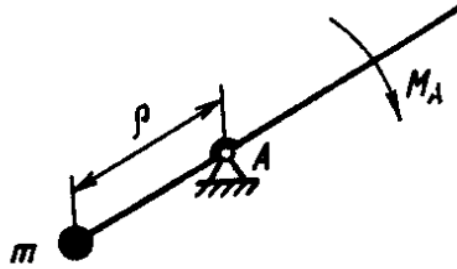


Рис. 1.4 – Пасивний збалансований маніпулятор із противагою

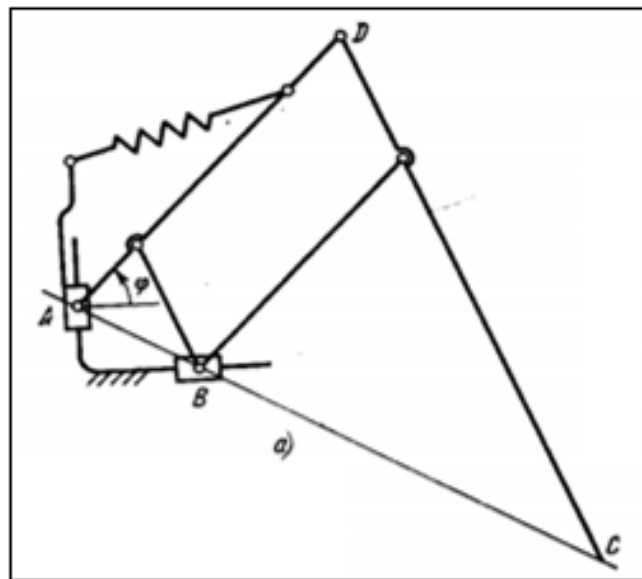


Рис. 1.5 – Пасивний збалансований маніпулятор пружинного типу

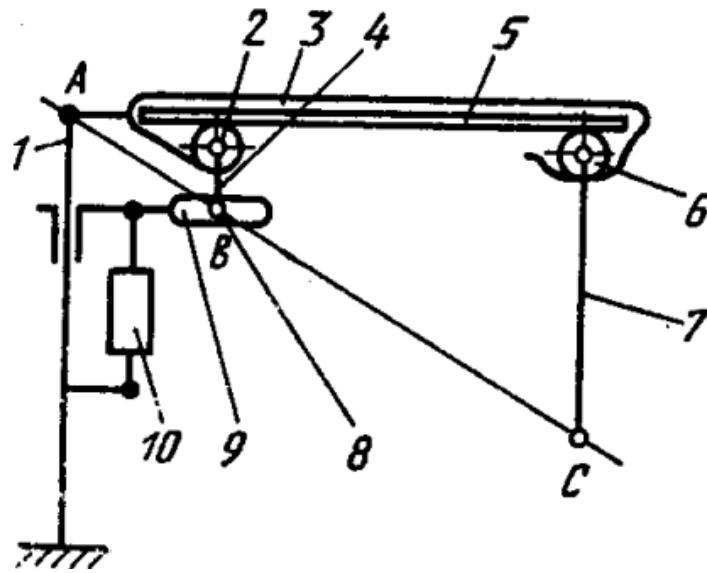


Рис. 1.6 – Схема збалансованого маніпулятора із зубчато-рейковим механізмом: 1 – стійка; 2 – зубчасте колесо; 3 – порожній важіль; 5 – зубчаста рейка; 6 – зубчасте колесо; 7 – вертикальний важіль; 8 – вісь ролика; 9 – горизонтальна куліса каретки; 10 – привод лінійного переміщення.

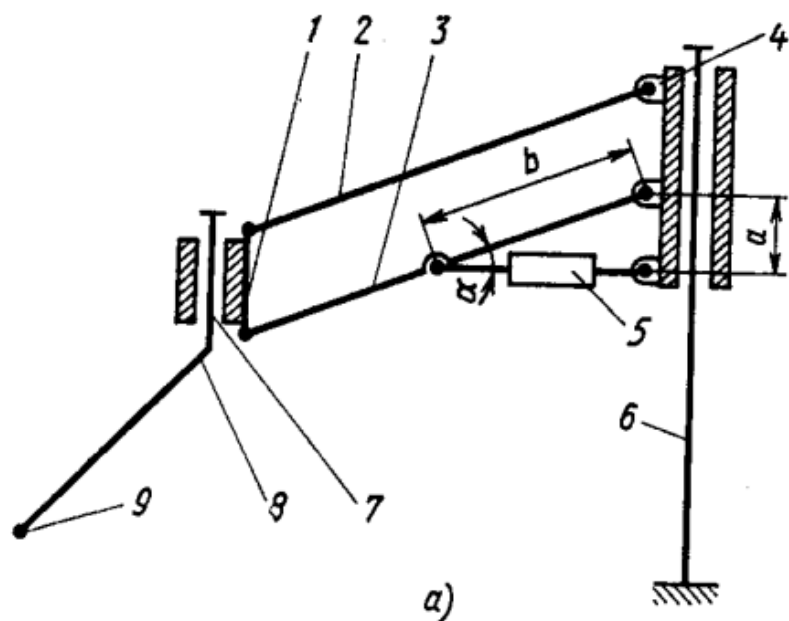


Рис. 1.7 – Схема збалансованого маніпулятора на базі паралелограмного механізму: 1 – несуча ланка; 2, 3, 4 – ланки; 5 – привод лінійного переміщення; 6 – стійка; 7 – вісь; 8 – стріла; 9 – точка кріплення ЗУ.

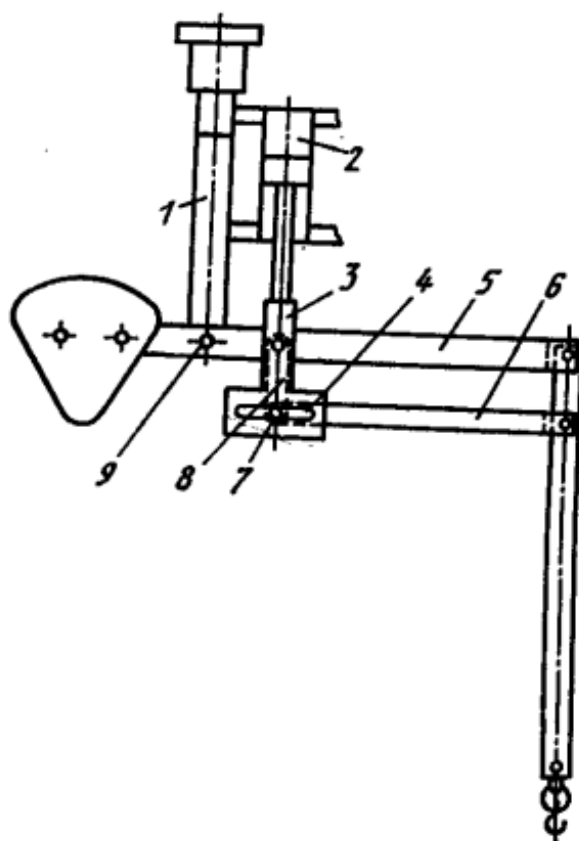


Рис. 1.8 – Схема збалансованого маніпулятора із приводом на поворотній колоні: 1 – поворотна колона; 2 – привод; 3 – Т-образна вилка; 4 – куліса; 5, 6, 8 – важелі; 7 – ролики; 9 – шарнір.

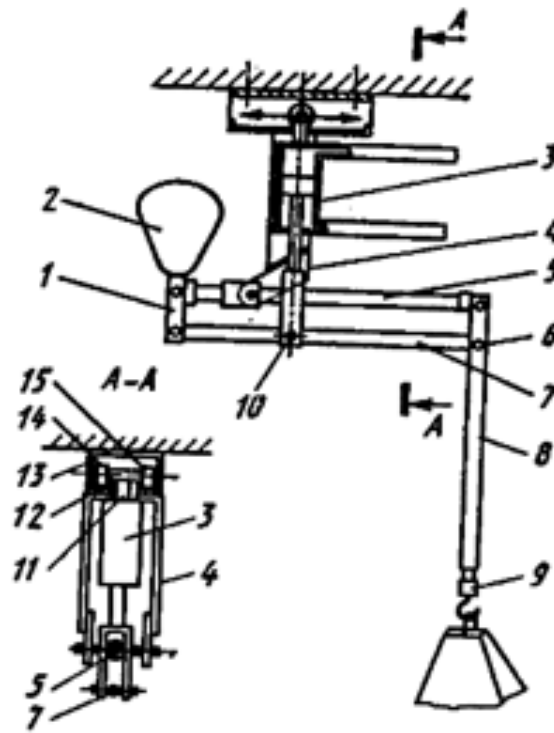


Рис. 1.9 – Збалансований маніпулятор із рухливим приводом вертикального переміщення: 1, 5, 7, 6 – важелі; 2 – противага; 3 – привод; 4 – кронштейн; 6, 10 – шарніри; 9 – вантажний блок; 11 – штанга; 12 – горизонтальна напрямна; 13 – стійка; 14, 15 – ролики.

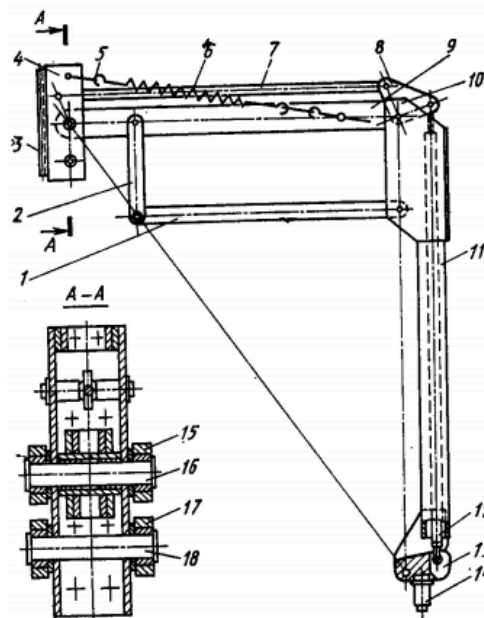


Рис. 1.10 – Збалансований маніпулятор із пружним пантографом: 1, 2, 9, 11 – ланки; 3 – рейка; 4 – каретка вертикального переміщення; 5, 7 – тяга; 8 – шок; 10, 15, 17 – вісь; 12 – тяга; 13 – корпус; 14 – вертикальна вісь; 16 – ролики

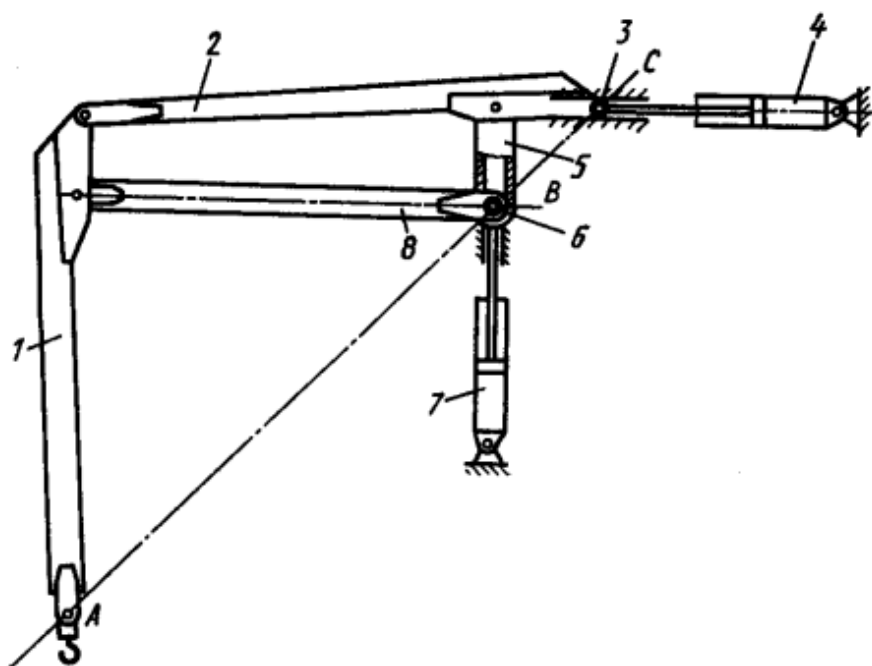


Рис. 1.11 Двох привідний збалансований маніпулятор СМ: 1, 2, 5, 8 – важелі; 3, 6 – вісь; 4, 7 – гідроциліндри.

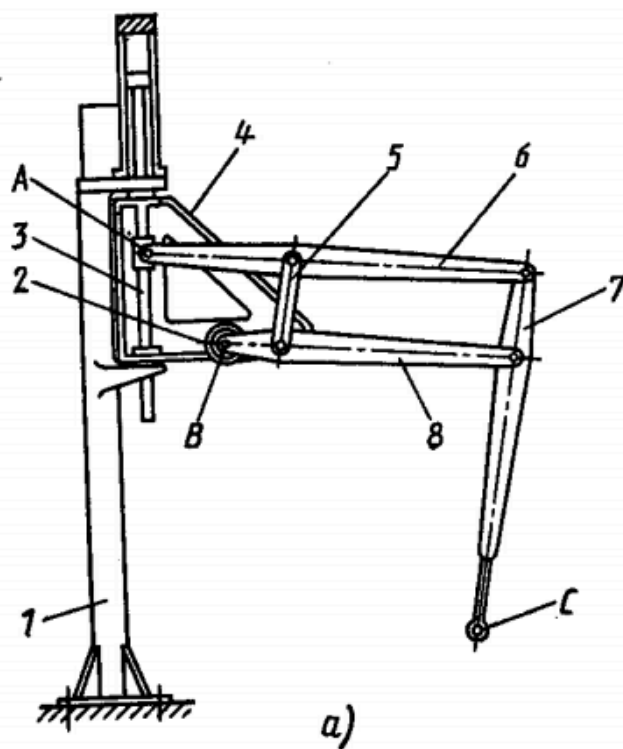


Рис. 1.12 Збалансований маніпулятор на основі пантографа: 1 – колона; 2 – ролик; 3 – шток; 4 – трикутна рама; 5, 6, 7, 8 – ланки

Укладальник, який використовує важільний механізм для переміщення шару пляшок, є найбільш часто використовуваною конструкцією в інженерній практиці, що дозволяє значно знизити навантаження на приводні елементи за рахунок балансування приводних ланок.

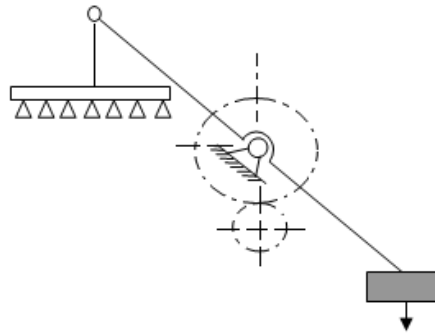


Рис. 1.13 Схема зрівноваження захватної головки з використанням додаткової маси

Реалізація даної схеми в реальній конструкції показана на малюнку, на якому показана прокладка М-2 (чеського виробництва) для внутрішнього укладки 12 (коромисла) додаткової кладки 14 механізмами переміщення. Аналогічна конструкція з 1 коромислом показана на схемі фірми "ALTA meccaniche srl" вперше у всій лінійці транспортних засобів (INCA-1t, INCA-2t, AP-48, AP-64, AP-80).

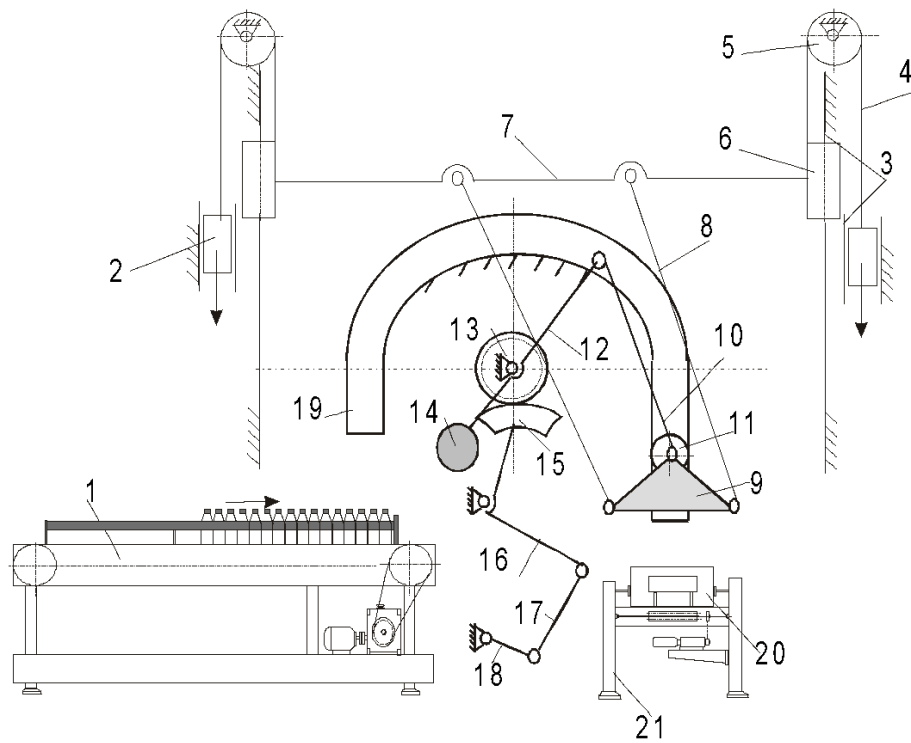


Рис. 1.14 Схема зрівноваження ланок в укладальнику МКВ-2 (Чехія).

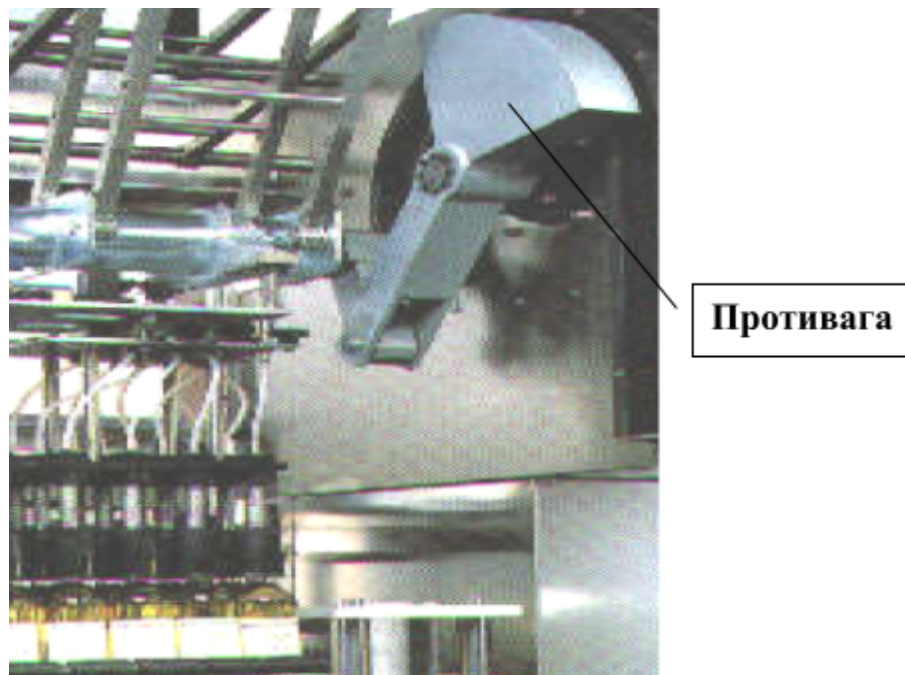
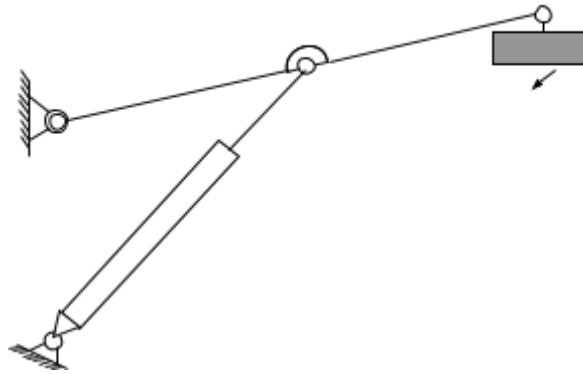


Рис. 1.15 Укладальник фірми "ALTA MECCANICHE SRL" AP-80.

Рис. 1.16 Схема зрівноваження з використанням керованого пневмоциліндра.



Схеми з пневмо- та гідроциліндрами які використовуються в маніпуляторах і укладальниках показані на рисунку 18.

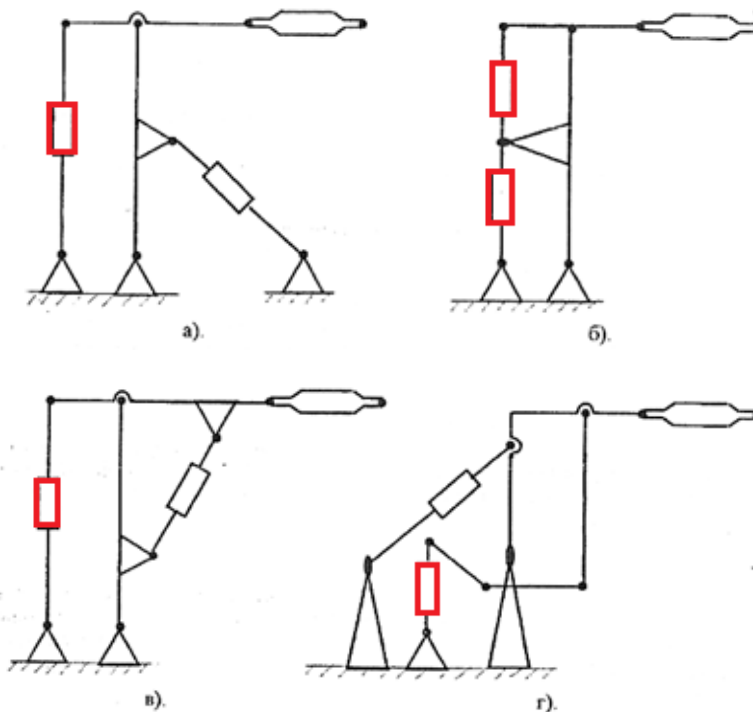


Рис. 1.17 .

На рис. 1.17 а) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим по обидві сторони першого важеля. б) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим з однієї сторони важеля. в) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим по трикутнику. г) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, винесеним на одну сторону.

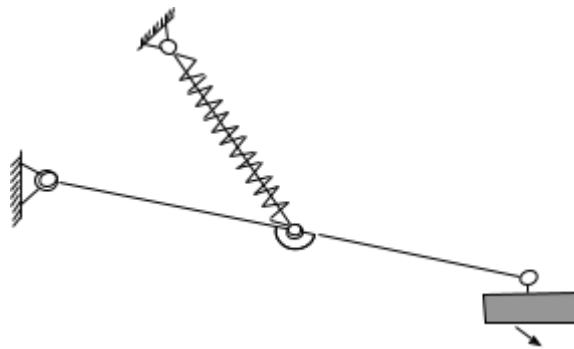


Рис. 1.18 Схема зрівноваження з використанням пружної підвіски

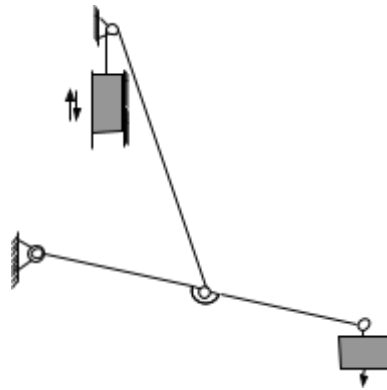


Рис. 1.19 Схема зрівноваження з використанням протизваги постійної маси

1. Однією з схем складання штабелерів, широко використовуваних при проектуванні сучасних машин, є те, що візок з горизонтальною направляючою балкою рухається вертикально, 1 або 2 головки захоплення рухаються вздовж балки в зоні між вузлом, що утворює шар, і транспортним контейнером. Така L-подібна (U-подібна, з 2 колонами) схема також використовується в сучасних машинах для формування порцій. Основним недоліком розташування таких модульних вузлів і елементів є значне динамічне навантаження, що виникає в результаті консольного розташування хватної головки щодо вертикальної колони, що призводить до значного збільшення металоємності і енергоємності конструкції, обмежуючи кінематичні параметри переміщення.

Щоб поліпшити характеристики штабелерів цієї групи, фахівці з підрозділу мехатроніки і пакувальних технологій НУХТ запропонували нову

схему розташування приводу горизонтального переміщення і захватної головки (рис. 1). 23.).

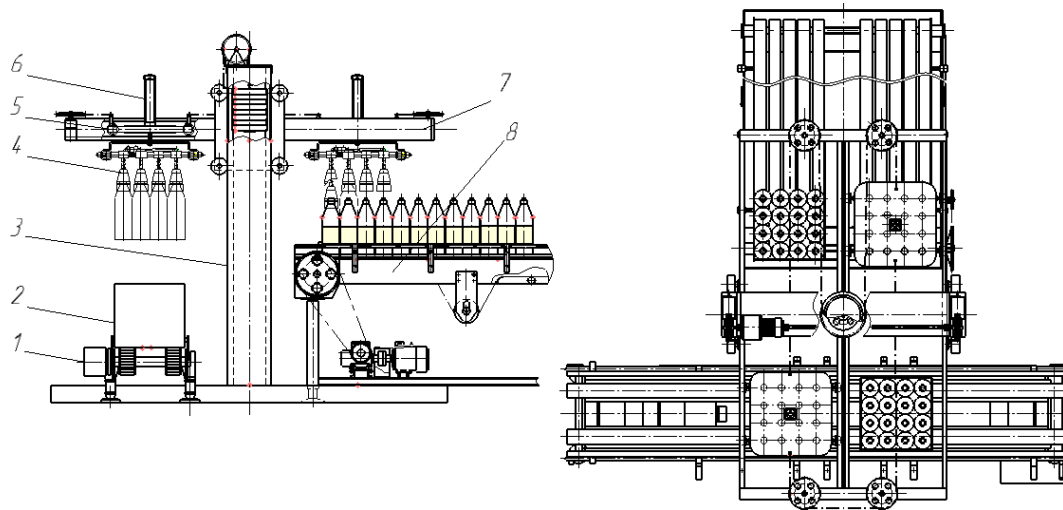


Рис. 1.20 Укладальник з двома захватними головками: 1.- конвеєр тари; 2.- ящик; 3.- вертикальна колона; 4.- захватна головка; 5.- теліжка горизонтального переміщення ; 6. – пневматичний циліндр; 7.- горизонтальна балка ; 8.- вузол формування шару.

На малюнку, показаному на рис. 1.20, дві захоплювальні головки закріплені на різних гілках приводної ланцюгової передачі, тому вони переміщуються горизонтально в протилежному напрямку. Крім того, сам редукторний двигун приводу горизонтального переміщення симетрично прикріплений до балки в центрі колони. Коли головка захвату знаходиться в робочому стані, вона завжди знаходиться на однаковій відстані від вертикальної колони, і лише шар кожуха залишається незбалансованим.

Пропонована конструкція приводного механізму і компоновальна схема дозволяють збалансувати захватную головку, що значно знижує навантаження на консоль і, як наслідок, може значно знизити металоємність верстата. Також така схема дозволяє забезпечити зручний доступ до всіх компонентів штабелера, їх заміну і ремонт, знижуючи експлуатаційні витрати.

Крім того, схема укладальника, в якій захватная головка переміщається по вертикальному і криволінійному ділянках при завантаженні пляшки в

контейнер, була модернізована і отримала нову конструкцію (патент № 59226 А).

Це завдання було поставлено для поліпшення конструкції, щоб забезпечити надійне переміщення захоплювальної головки по іншій короткій траєкторії без використання пляшки на холостому ході, і для підвищення продуктивності пристрою для приміщення пляшки в контейнер за рахунок зниження ударної динамічного навантаження шляхом зміни системи управління пневмоприводом машини.

Це досягається установкою додаткової фіксує направляючої меншого розміру, перемиканням ходу ролика з однієї частини вигину, з'єднаної з пружиною, на іншу, а також зміщенням осі обертання приводного важеля щодо центру вигину фіксує направляючої. Установка додаткового вигнутого ділянки на фіксує направляючої дозволяє реалізувати переміщення захватної головки без пляшок по траєкторії малої довжини, а перемикач ходу ролика, з'єднаний з пружиною, дозволяє переміщати потрібну частину зігнутої фіксує направляючої ролика за допомогою захватної головки в певних місцях, без додаткового приводу. Ви можете забезпечити перехід на нову версію сервісу. За рахунок зміщення осі обертання приводного важеля механізму переміщення щодо центру кривизни зігнутої частини нерухомої направляючої розмір ланки механізму переміщення пляшкового шару і компактна конструкція важкого приводу дозволяють розміщувати його в найбільш зручних місцях. зручне місто, що покращує зону обслуговування та видимість.

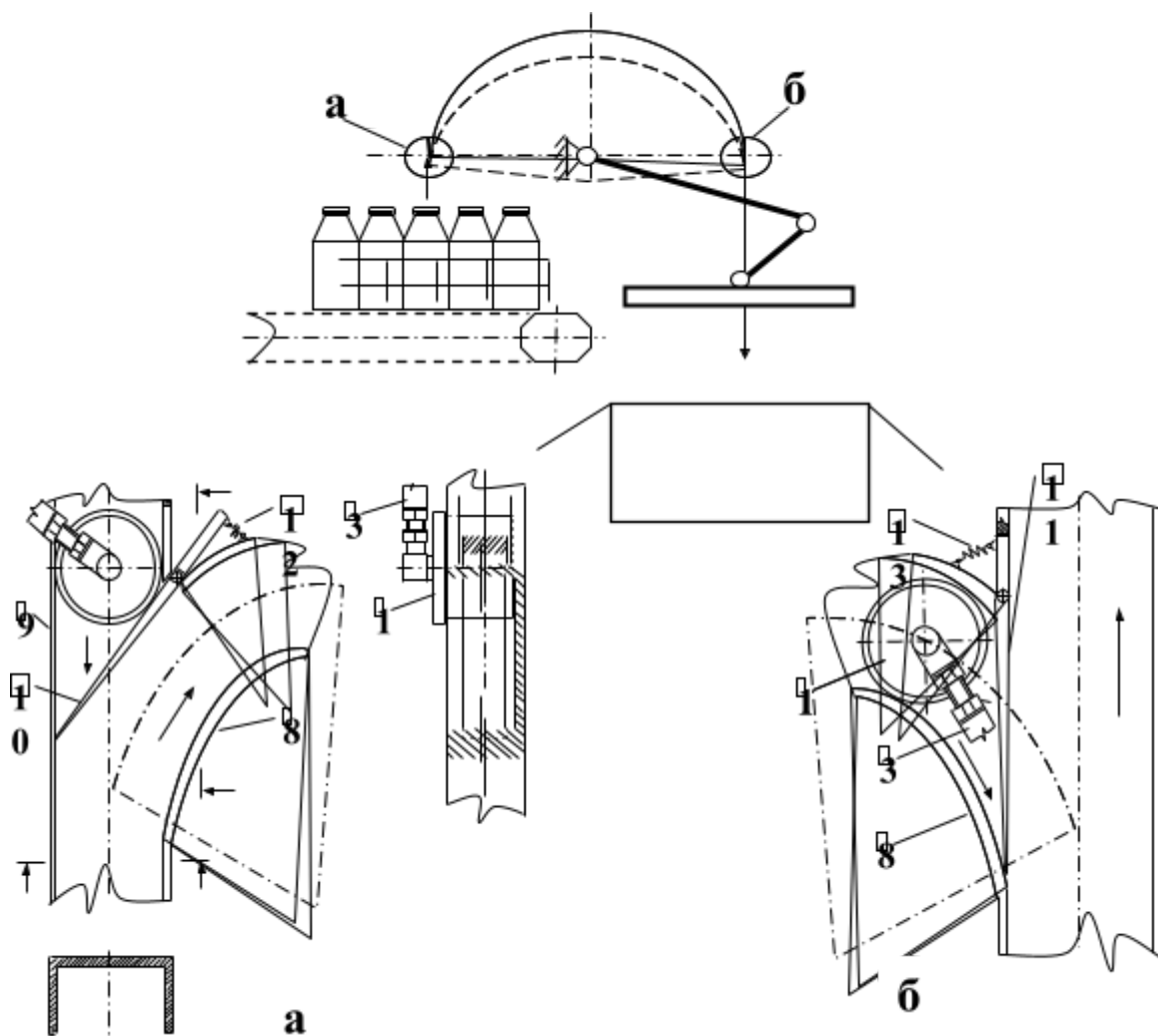


Рис. 1.21 Пристрій для укладання пляшок (патент № 59226)

На рисунку 1.21 показана схема пристрою для розміщення пляшки в контейнері. Пристрій для укладання пляшок в штабель включає в себе: 1 - ролик; 2 - захватную головку; 3 - шатун механізму переміщення; 4 - приводний важіль; 5 - додаткову нерухому криволінійну направляючу; 6 - робочу криволінійну частину нерухомої направляючої; 7 - Перемикач ходу ролика від вертикальної рухомої частини на час підйому до додаткового вигнутому ділянці; 8 - Перемикач ходу стрічки з додаткового вигнутого ділянки ролика на вертикальну ділянку траєкторії переміщення, розташований у верхній частині ролика; 9 - пружина розтягування; 10-пружина стиснення. Пристрій працює

наступним чином: за допомогою конвеєра порожня тара надходить в зону завантаження. Одночасно на рухомому столі для зберігання формується шар з пляшок, що подаються з етикетувальної машини. Потім захоплювальна головка 2 переміщається в положення над шаром формованої пляшки і опускається над пляшкою. Після захоплення пляшки захоплювальна головка 2 піднімається, і шар пляшки переміщається вздовж вигину фіксуєючої направляючої 9. Під час робочого ходу захватної головки 2 з шаром пляшок в транспортувальний контейнер перемикач 11 займає крайнє ліве положення від вертикального ділянки переміщення до додаткового вигнутому ділянці, перемикач 10 займає крайнє ліве положення від вертикального ділянки переміщення до додаткового вигнутому ділянці, оскільки показано на малюнку. Це може бути.3. Коли захватная головка 2 проходить через зону з'єднання основної направляючої і додаткової зігнутої направляючої (рис. 1.21), ролик відсуває перемикач 10 і розтискає пружину 12 для переміщення до транспортувального контейнера, і після того, як ролик проходить через зону з'єднання направляючої, ролик переміщається до транспортувального контейнера. перемикач 10 повертає пружину 12 в колишнє положення. Після укладання шару пляшок в транспортувальний контейнер захватная головка 2 піднімається і входить в контакт з перемикачем ходу 10, а перемикач ходу 10 передає своє переміщення на додаткову вигнуту направляючу, коли захватная головка 2 проходить через зону стикування додаткової зігнутої направляючої і основний зігнутої направляючої (рис. 1.21), і направляюча 2 проходить через зону стикування додаткової зігнутої направляючої і основний зігнутої направляючої. Ролик відсуває перемикач 11 і одночасно стискає пружину 13 для переміщення далі до вже сформованого шару нової пляшки. Після того, як ролик пройде через сполучну зону направляючої, перемикач 11 повертається в своє попереднє положення, а пружина 11 повертається в своє попереднє положення.

З конструкцій зарубіжних фірм необхідно вибрати машину фірми "Krones" (Німеччина), яка показана на рисунку 1.22. У даній конструкції Krones захватная головка приводиться в обертання у вертикальній площині, що значно

зменшує її габарити. Таке розташування дозволяє відрегулювати баланс рухомих частин (захватних головок, деякі з яких піднімаються, інші опускаються і частково компенсують вагу піднімаються) на [25,30].

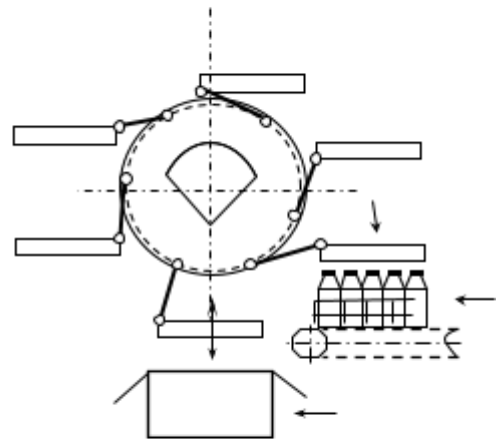


Рис. 1.22 Автомат „Roundpac” фірми „Krones” (Німеччина) та його структурна схема.

1.3. Вимоги до конструкцій роботів-маніпуляторів, систем укладання, а також їх приводів

Забезпечте задану точність і швидкість при одночасному збільшенні відносної вантажопідйомності, тобто відношення маси до маси вантажу, що перевозиться.

Забезпечення точності, вантажопідйомності і невеликих габаритів є важливим завданням при проектуванні і виборі передавальних механізмів. Для взаємодії з об'єктом маніпулятор оснащений захватним пристроєм.

3. Найчастіше в штабелерах і маніпуляторах використовуються комбіновані приводи. Тобто найбільш часто використовуваною комбінацією силових приводів є електропневматичний привід і рідше гідравлічний привід. Одним з ключових переваг цієї комбінації є можливість регулювання стабільної швидкості в діапазоні від менш 0,1 м/сек до більш 1 м/с.

Привід може бути конструктивно з'єднаний безпосередньо з маніпулятором різними способами, від яких залежить принцип передачі руху на відповідну ланку маніпулятора. Існує 3 основних варіанти компоновання:

Привід знаходиться на ланці маніпулятора і безпосередньо впливає на рухому ланку;

Привід розташований на нерухомому підставі і з'єднаний з ланкою через передавальний механізм;

Спосіб компоновання складовим способом, коли частина приводу розташована безпосередньо на ланці маніпулятора, а частина розташована на нерухомому підставі.

Найбільш поширеними є перші варіанти компоновання через простоту кінематичного зв'язку між ланками і зручності управління маніпуляторною системою. Однак їх реалізація призводить до збільшення маси і габаритів маніпуляторної ланки, зниження вантажопідйомності і зниження динамічних характеристик. Якщо існують жорсткі обмеження на вагу і габарити ланки маніпулятора, для передачі руху потрібно довга і складна кінематична ланцюг, але краще другий варіант.

При цьому перший варіант компоновання закладається в основу побудови маніпулятора-штабелера, а окремі приводи системи встановлюються на нерухоме підставу.

Вибір того чи іншого типу приводу визначається функціональним призначенням, що пред'являються до нього технічними вимогами, особливостями виробництва і умов експлуатації, а також вартістю, складністю технічного обслуговування, експлуатаційними витратами, доступністю певних

компонентів і їх якістю. Вибір приводу повинен здійснюватися одночасно з визначенням типу і структури системи управління.

Висновки з розділу 1

Якщо проаналізувати плюси і мінуси представленої схеми, то найпростіше використовувати додаткову масу, а рухомі частини окремо не вводяться. При використанні циліндра управління букси, крім конструкції, ускладнюється схема управління. З точки зору вартості, це найдорожчий варіант балансування. При використанні еластичної підвіски пружина може розтягуватися під час роботи і при змінних значеннях сили пружності, що руйнує ефект балансування. В останньому випадку, в результаті гнучкої підвіски, можливі заклинювання і повторні удари, якщо встановлено противагу. Звичайно, у всіх розглянутих варіантах балансування приводного важеля навантаження на підшипникову опору збільшується, що ускладнює механічну конструкцію.

Рис. 2.1. Схема до визначення початкових параметрів руху захватної головки.

Секція, яка піднімає захватную головку над вузлом для формування шару упаковки (ВС) довжиною h ; вузол вертикального знімання контейнера для опускання пляшки в транспортувальний контейнер (ЕК) довжиною H ; визначення робочого ходу приводу при переміщенні шару упаковки з кріпильний елемент до транспортного контейнера-під потрібним кутом. Співвідношення перерахованих вище параметрів конструктивно підбирається з урахуванням геометричних розмірів споживчої упаковки і транспортної тари, розмірів вузлів для вилучення упакованої продукції і формування певного шару упаковок і конвеєрів для подачі порожньої тари. Решта необхідно розрахувати.

Визначення кутів які обмежують крайні положення приводного важеля

Відстані між точками ВО і КО в крайніх положеннях приводного важеля (рис. 2.1) позначимо як – b_1 і b_2 . Величини b_1 і b_2 можна визначити згідно залежностей:

$$b_1 = \sqrt{R^2 + h^2}, \quad b_2 = \sqrt{R^2 + H^2} \quad (2.1).$$

Початковий кут положення приводного важеля над вузлом формування шару упаковок згідно теореми косинусів буде рівнятися:

$$\varphi_{\Pi} = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{R^2 + h^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + h^2}} \right) \quad (2.2).$$

Відповідно кут положення приводного важеля над конвеєром для транспортної тари за аналогією буде рівнятися :

$$\varphi_o = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{R^2 + H^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + H^2}} \right) \quad (2.3).$$

Кут який визначає робочий хід захватної головки з пляшками від вузла формування до транспортної тари визначиться як різниця (2.4) :

$$\varphi_p = \pi + \left(\frac{h}{R}\right) + \left(\frac{H}{R}\right) + \left[\left(\frac{a_o^2 + h^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + h^2}} \right) - \left(\frac{a_o^2 + H^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + H^2}} \right) \right] \quad (2.4)$$

де заміна
$$a_o^2 = R^2 + l_2^2 - l_3^2 \quad (2.5).$$

Параметри h , H і R залежать від розміру споживчої упаковки (пляшки), транспортної тари (коробки), розміру формувального вузла і розміру конвеєра для вивантаження тари. Останні 2 групи розмірів відповідних вузлів також розроблені з урахуванням упаковки споживача і розміру контейнера.

Кути, що визначають початок і кінець переміщення захватної головки в конкретній зоні переміщення, можуть бути розраховані наступним чином (рис.2.2). Ділянка вертикального вирівнювання для підйому пакувального шару над вузлом формування шару:

- Початок переміщення визначається залежно від залежності (2.2);

- Закінчення переміщення і початок переміщення по криволінійній направляючої :

$$\varphi_H = \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot b_2} \right) \quad (2.6).$$

Криволінійна ділянка переміщення захватних головок:

- початок руху визначається згідно залежності (2.6);

- кінець руху вдовж криволінійної напрямної :

$$\varphi_K = 3 \cdot \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot b_2} \right) \quad (2.7).$$

Вертикальна ділянка руху при завантаженні упаковок в тару:

- початок руху визначається згідно залежності (2.7);

- кінець операції завантаження відповідає куту:

$$\varphi_S = 3 \cdot \frac{\pi}{2} - \frac{H}{R} - \left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) \quad (2.8).$$

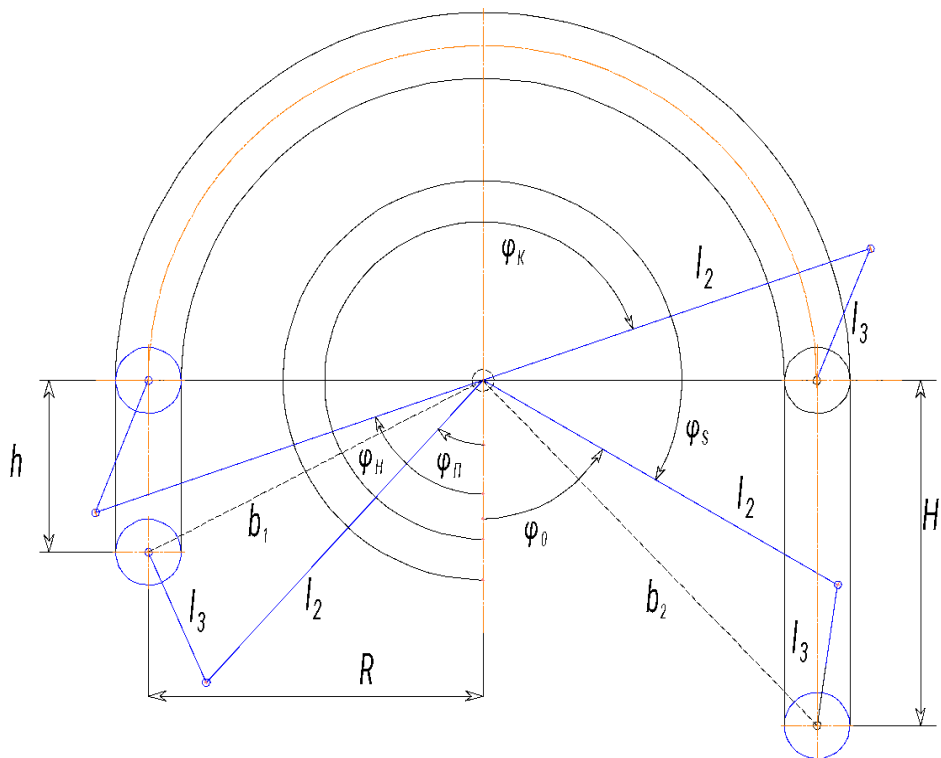


Рис. 2.2

В ході дослідження необхідно зробити безліч зауважень щодо вибору довжини тяги. Мінімальна загальна довжина тяги приводу визначається в тому випадку, якщо вона розташована уздовж лінії вантажопідйомної секції (CA_1O), як показано на рисунку 2.3. Мінімальна загальна довжина приводного ланки визначається в тому випадку, якщо воно розташоване уздовж лінії вантажопідйомної секції (CA_1O). Аналогічно, в розділі "вивантаження упаковки в контейнер" це буде рядок OA_1K . але в цих випадках, якщо відбувається переміщення ланки, то відбувається його руйнування (тобто т. A_0), тому наявність з'єднання в кінематичній парі а можливо тільки в обсязі A_1 .

Для існування кінематичної пари в точці A_1 , до якої приєднуються ланки 2 і 3, повинні бути виконані умови:

$$l_2 + l_3 > \sqrt{R^2 + H^2} \cdot \quad (2.9).$$

Більш точні рекомендації щодо вибору довжини ланок 2 і 3 можуть бути надані шляхом аналізу впливу звичайних компонентів реакції на ролики ланок 3 з точки зору їх переміщення або можливої взаємодії.

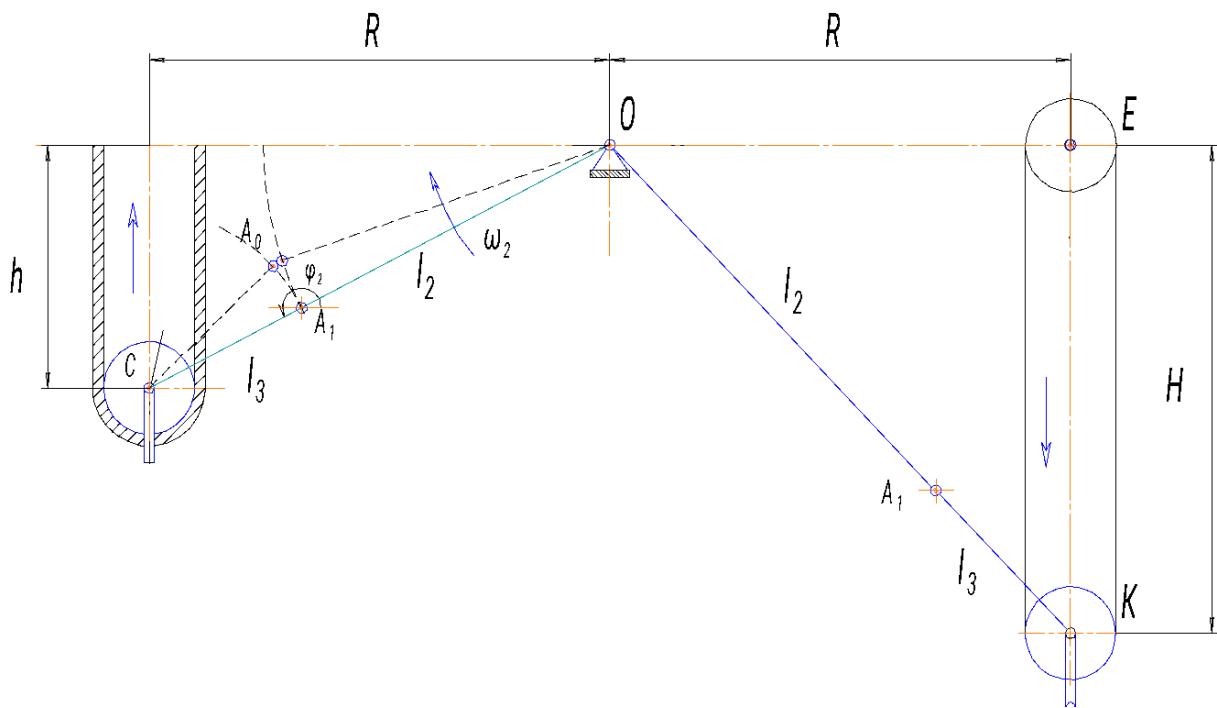


Рис. 2.3

2.2 Оцінка впливу параметрів підвіски захватної головки на прикладені зусилля

Спрощена схема навантаження в даному випадку, якщо спочатку розглянути рівномірне переміщення захватної головки без урахування сили інерції на етапі підйому захватної головки 2.4. На малюнку показано наступне: - Шатун; 3. - Ролики; 4. R43 - реакція на ролик збоку нерухомої направляючої 4; R23-реакція шатуна на ролик; F-сила тертя ковзання між роликом і цапфою на шатуні; N - нормальна складова реакції R23; 2-Кут повороту шатуна; 3-кутова швидкість шатуна; р-кутова швидкість обертання ролика; гр-радіус ролика; hz-установчий радіус осі ролика в точці контакту; h1-найкоротша відстань до лінії дії нормальної складової реакції; h2 - найкоротша відстань до лінії дії нормальної складової реакції. дія сили тертя; k-коефіцієнт тертя кочення в точці контакту ролика з нерухомою направляючою.

Ідеальна реакція R23 з боку шатуна на ролик спрямована по дотичній до кола тертя. Беручи до уваги мікрозазор між віссю і внутрішнім отвором ролика, нормальна складова реакції R23 спрямована вздовж осі шатуна і прикладається

до точки контакту між віссю і роликом D. Точка контакту ролика з нерухомою направляючою під час обертання ролика спрямована уздовж осі шатуна. підйом вантажу здійснюється по-різному і здійснюється з лівого або правого боку вертикальної направляючої. Це залежить від співвідношення довжини ланки і кута повороту шатуна, що добре видно на рисунку 2.4.

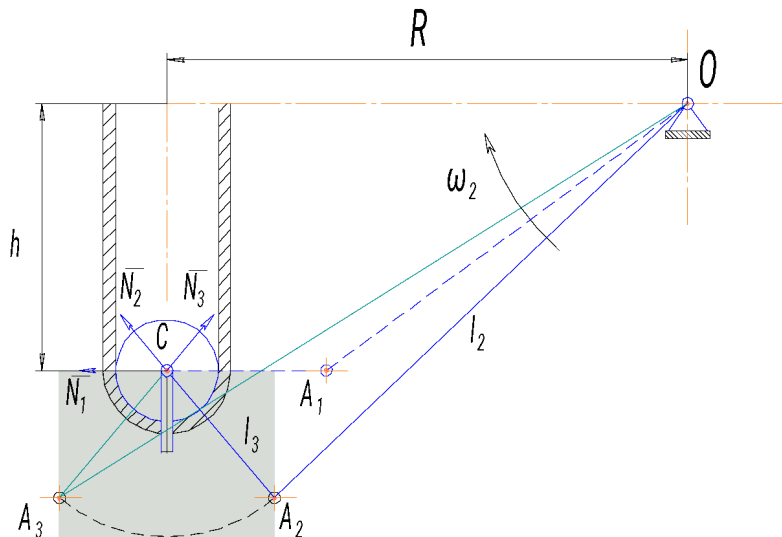


Рис. 2.4 . Напрямок дії нормальної складової реакції N : N_1 – рух відсутній (заклинювання); N_2 – тиск на лівий бік направляючої ; N_3 – тиск на праву сторону вертикальної направляючої; $(A_2 \text{ C } A_3)$ – зона де енерговитрати найменші.

При підйомі вантажу можливі наступні варіанти: заклинювання, ковзання ролика по направляючій, його чисте перекочування. Для того щоб ролик вільно котився по вертикальній направляючій і не ковзав, необхідно, щоб було виконано умову (2.10), і була розрахована сума моментів робочої сили (рис. 2.5).:

$$N \cdot h_1 + F_{\text{тер}} \cdot h_2 \geq R_{43} \cdot k + F_{px} \cdot r_p \quad (2.10).$$

Якщо врахувати, що $F_{\text{тер}} = f \cdot N$ і зробити перетворення нерівності відносно сили N , яка є діючою силою (з боку шатуна), то отримаємо:

$$N \geq \frac{R_{43} \cdot k + F_{px} \cdot r_p}{h_1 + f \cdot h_2} \quad (2.11) .$$

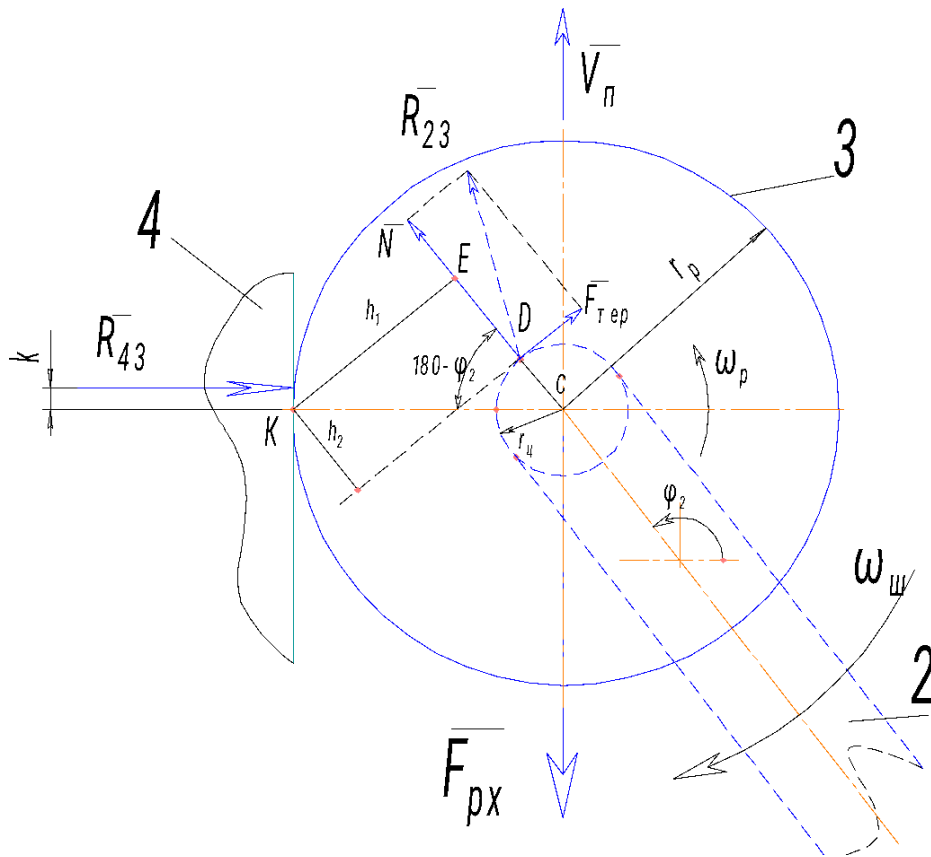


Рис. 2.5.

Відстані h_1 і h_2 можна визначити з трикутника KEC:

$$h_1 = r_p \cdot \sin \sin (180 - \varphi_2) \quad \text{і} \quad h_2 = r_p \cdot \cos \cos (180 - \varphi_2) - r_u \quad (2.12).$$

Залежність для визначення реакції R_{43} можна знайти спроектувавши діючі сили на горизонтальну вісь OX:

$$R_{43} = - N \cdot (\cos \cos \varphi_2 + f \cdot \sin \sin \varphi_2) \quad (2.13).$$

Після підстановки та відповідних перетворень отримаємо рівняння для визначення нормальної складової реакції R_{23} :

$$N \geq \frac{F_{px}}{\sin \sin \varphi_2 \cdot \left(1 + f \cdot \frac{k}{r_p}\right) - \cos \cos \varphi_2 \cdot \left(f - \frac{k}{r_p}\right) - f \cdot \frac{r_u}{r_p}} \quad (2.14).$$

Висновок. Якщо проаналізувати залежність, отриману при відповідних припущеннях (рівномірний рух, а отже, без урахування сили інерції), то можна зробити наступні висновки:

Величина нормальних складових реакції не залежить від довжини ланки механізму транспортування пакувального шару;

Параметрами, що впливають на нормальну складову, є величина навантаження (F_{px}), розміри ролика, коефіцієнт тертя і кут, під яким нормальна сила прикладена до нерухомої направляючої.

Для більш детального аналізу отриманих залежностей ми виконуємо узагальнення результатів і відповідні розрахунки для уточнення у вигляді графічних залежностей. Розрахунки виконуються в системі MathCAD для наукових та інженерних розрахунків.

Програма 1.

В якості вихідних даних для розрахунку використовуються типові параметри серії NPA / NPE німецького виробництва (рис. 2.6) і аналоги вітчизняного виробництва :

- коефіцієнт тертя ковзання цапфи відносно втулки ролика: $f := 0.1$
- коефіцієнт тертя кочення ролика відносно вертикальної напрямної : $k := 0.007 \text{ мм}$
- радіус ролика : $r_p := 80 \text{ мм}$
- радіус цапфи в точці контакту шатуна і ролика: $r_{ц} := 30 \text{ мм}$

Кут зміни положення шатуна : $\varphi := 30, 40.. 160$

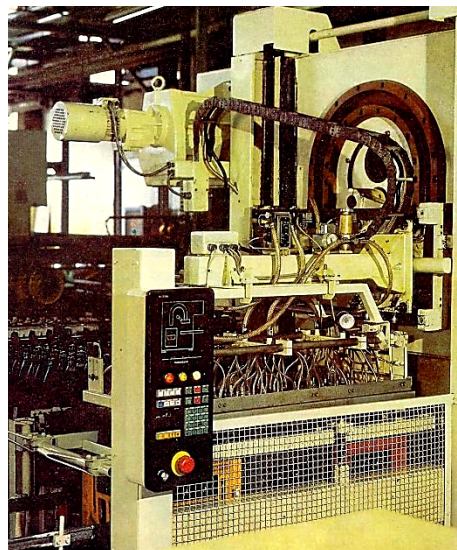


Рис. 2.6 Машин серії «NPA / NPE» виробництва Німеччини

Діапазон зміни зовнішнього навантаження на привід укладальника (збільшення ваги пакувального шару або кількості захватних головок): $F_{1Px} = 150, 200, 250, 300, 350$ ч.

Залежність для визначення величини нормальної складової реакції на ролик з боку шатуна при поступовому збільшенні зовнішнього навантаження:

$$N1(\varphi) := \frac{F_{1,px}}{\left(1 + f \cdot \frac{k}{r_p}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \left(f - \frac{k}{r_p}\right) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - f \cdot \frac{r_{ц}}{r_p}}$$

Зміна величини нормальної реактивної складової у фіксованій точці Головки захоплення показано на малюнку 2.7 в залежності від кута повороту шатуна, а результати розрахунку наведені в таблиці 1.

Графік зміни функції N від кута повороту

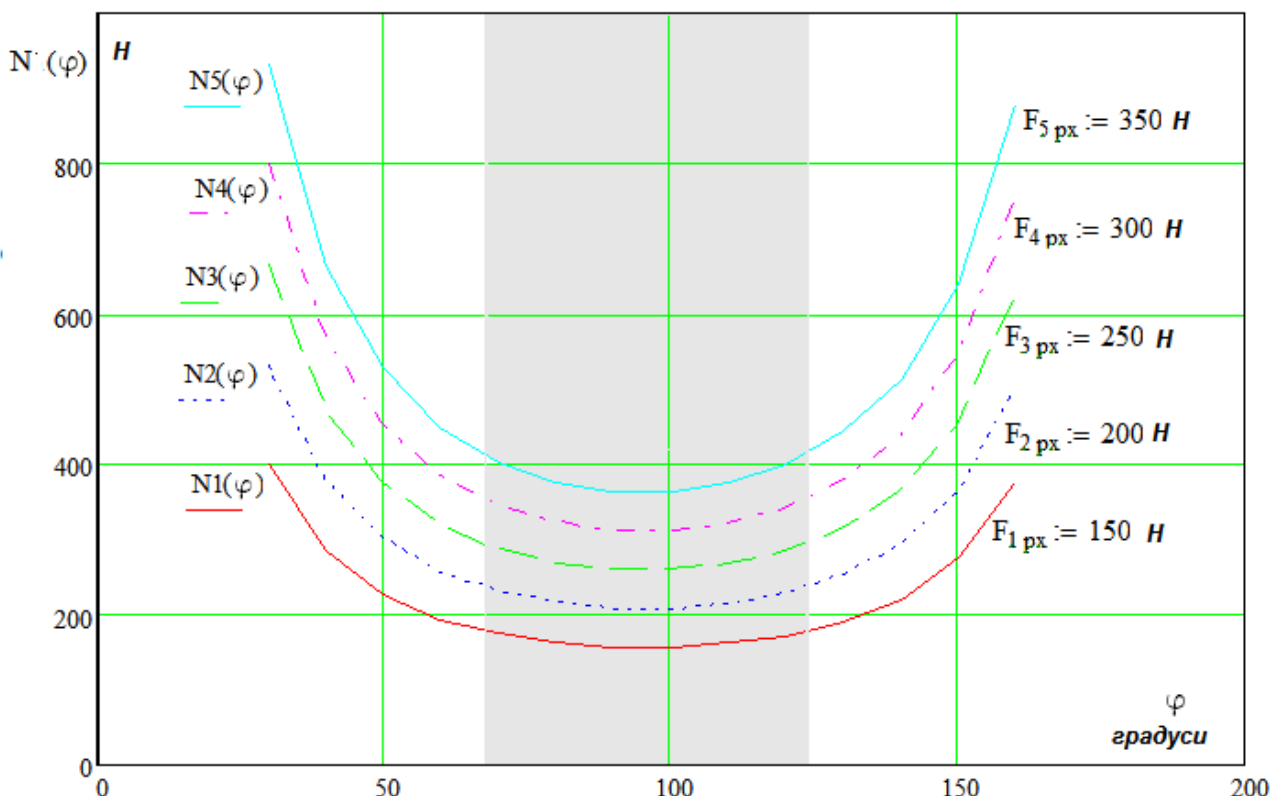


Рис. 2.7

Як видно з додаткового графіка, геометричні параметри ролика (зовнішній і внутрішній діаметри) істотно не впливають на величину мінімального

значення нормальної реактивної складової в розглянутому діапазоні навантажень (рис.2.8.).

Результати розрахунків представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

$\varphi =$	$F_{1\text{ рх}} := 150$ $N1(\varphi) =$	$F_{2\text{ рх}} := 200$ $N2(\varphi) =$	$F_{3\text{ рх}} := 250$ $N3(\varphi) =$	$F_{4\text{ рх}} := 300$ $N4(\varphi) =$	$F_{5\text{ рх}} := 350$ $N5(\varphi) =$
30	398.96	531.947	664.933	797.92	930.906
40	283.685	378.246	472.808	567.37	661.931
50	225.792	301.056	376.32	451.584	526.848
60	192.659	256.879	321.099	385.318	449.538
70	172.805	230.407	288.009	345.611	403.212
80	161.296	215.061	268.827	322.592	376.358
90	155.843	207.79	259.738	311.685	363.633
100	155.494	207.326	259.157	310.988	362.82
110	160.193	213.59	266.988	320.385	373.783
120	170.748	227.664	284.579	341.495	398.411
130	189.209	252.279	315.349	378.418	441.488
140	219.996	293.328	366.66	439.992	513.324
150	273.209	364.278	455.348	546.417	637.487
160	376.496	501.995	627.494	752.993	878.492

Програма 2. Аналіз впливу на мінімальні значення нормальної складової реакції в шарнірі при збільшенні зовнішнього навантаження.

$F_{px} := 150, 200.. 400 \text{ Н}$ та куті $\varphi := 95 \text{ град}$

Варіант 1:

- радіус ролика : $r_{\text{ролика}} := 80 \text{ мм}$

- радіус цапфи в точці контакту шатуна і ролика: $r_{\text{цапфи}} := 30 \text{ мм}$

$$N_{\min}(F_{px}) := \frac{F_{px}}{\left(1 + f \cdot \frac{k}{r_p}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \left(f - \frac{k}{r_p}\right) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - f \cdot \frac{r_{\text{цапфи}}}{r_p}}$$

Варіант 2:

- радіус ролика : $r_{\text{ролика}} := 240 \text{ мм}$

- радіус цапфи в точці контакту шатуна і ролика: $r_{\text{цапфи}} := 90 \text{ мм}$

$$N_{1\min}(F_{px}) := \frac{F_{px}}{\left(1 + f \cdot \frac{k}{r_p}\right) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - \left(f - \frac{k}{r_p}\right) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) - f \cdot \frac{r_{\text{цапфи}}}{r_p}}$$

Графік зміни функції N_{\min} від навантаження F_{px} :

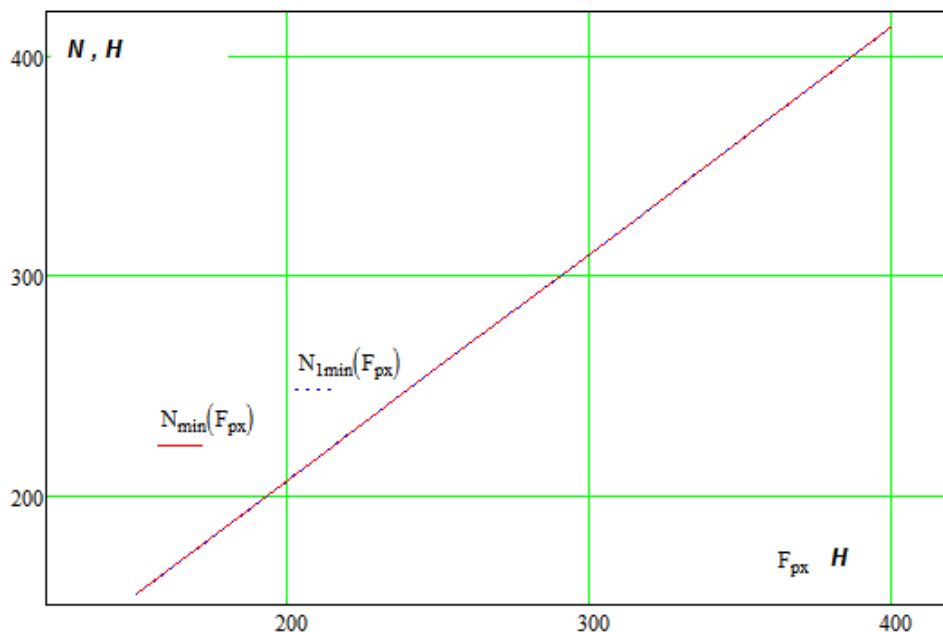


Рис. 2.8

Висновки

Як ви можете бачити з розрахунків:

- Якщо помножити параметри ролика на 3, то лінії навантаження на графіку майже співпадуть;
- Мінімальне значення нормальної реактивної складової в шарнірі відповідає значенню кута φ в межах 90 градусів 2, тобто паралельному вертикальній напрямлюючої (рис.2.7).

Кути, що враховують Конструктивні особливості (розміри, металоємність, динамічні властивості, енергетичну міцність і т.д.) рекомендується розміщувати лінію реакції N, розташовану в зоні від 700 до 1200 (рис. 2.4), беручи до уваги умови (2.9). Цей діапазон слід використовувати для вибору співвідношення довжини приводного важеля і тяги 2.

2.3 Аналітичний аналіз кінематики руху захватної головки

1. Ділянка підйому упаковок над вузлом формування шару.

Для визначення залежності положення точки підвісу головки захоплення при переміщенні від кута повороту приводного важеля використовується метод розрахунку, показаний на рисунку 2.9.

Величина переміщення точки B виглядає наступним чином, коли ми будемо відповідний сегмент на осі OX:

$$X_B = h - l_2 \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \cos \psi \quad (2.15),$$

де ψ – кут між миттєвим напрямком лінії шатуна АВ та віссю OX.

Для виключення кута ψ з рівняння (2.15) опустимо перпендикуляр з точки А на вісь OD. Тоді відстань AD можна визначити двома способами:

$$L_{AD} = l_2 \cdot \sin \varphi \quad \text{або} \quad L_{AD} = R - l_3 \cdot \sin \psi \quad (2.16),$$

звідки
$$\sin \psi = \frac{R - l_2 \cdot \sin \varphi}{l_3} \quad (2.17).$$

Визначивши косинус через синус маємо додаткову залежність:

$$\cos \psi = \sqrt{1 - \left(\frac{R - l_2 \cdot \sin \varphi}{l_3} \right)^2} \quad (2.18).$$

Для спрощення подальших перетворень зробимо заміни:

Цей ряд швидко сходиться, якщо використовувати більш поширені параметри при проектуванні сучасних штабелерів. Це припущення підтверджується відповідними розрахунками.

Визначення складових бінома Ньютона.

Таблиця 2.

$\varphi =$	$A(\varphi) =$	$B(\varphi) =$
42	0.091	$2.369 \cdot 10^{-7}$
45	0.05	$2.206 \cdot 10^{-8}$
48	0.023	$9.192 \cdot 10^{-10}$
51	$6.584 \cdot 10^{-3}$	$6.631 \cdot 10^{-12}$
54	$2.66 \cdot 10^{-4}$	$1.6777e - 17$
57	$1.937 \cdot 10^{-3}$	$4.966 \cdot 10^{-14}$
60	$9.931 \cdot 10^{-3}$	$3.432 \cdot 10^{-11}$
63	0.023	$9.273 \cdot 10^{-10}$
66	0.039	$7.786 \cdot 10^{-9}$
69	0.056	$3.521 \cdot 10^{-8}$
72	0.074	$1.077 \cdot 10^{-7}$

$$A(\varphi) := \left(\frac{1}{2 \cdot k^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} - \sin \left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)^2$$

$$B(\varphi) := \left(\frac{1}{8 \cdot k^2} \right) \cdot \left(\frac{1}{n} - \sin \left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} \right) \right)^8$$

Як видно з результатів розрахунків, припущення вірно, оскільки компонент В на кілька порядків менше компонента а, що ігнорується і не враховується при виведенні аналітичних залежностей і подальших розрахунках.

В результаті виконання ряду (2.21) ви можете використовувати тільки перші 2 компонента. Третій та інші компоненти мають дуже малі значення і не впливають на кінцевий результат. Коли я підставляю спрощену версію (2.21) у вираз (2.15), це виглядає так:

$$x_B = h - l_2 \cdot \cos \cos \varphi + l_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot k^2} \cdot \left(\sin \sin \varphi - \frac{1}{q} \right)^2 \right]$$

(2.22).

Отримана формула може бути використана для визначення величини переміщення захватної головки з упаковкою в підйомній частині в залежності від кута повороту приводного важеля.

Приблизне значення швидкості переміщення захватної головки виходить шляхом диференціювання залежності (2.22) з використанням наступних перетворень і припущень:

Так, ви можете записати це для швидкості :

$$\dot{x}_B = \frac{dx_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{dx_B}{d\varphi} \quad (2.23),$$

де $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$, це задана кутова швидкість приводного важеля.

Припустимо, що приводний важіль рухається з постійною швидкістю. Це стало першою версією дослідження, і це можливо в залежності від типу приводного механізму укладального пристрою, наприклад, можна забезпечити постійне переміщення приводного важеля за допомогою приводу, показаного на рис. 2.10 (укладальник типу Б2-ОУБ для скляних пляшок).

Відповідне перетворення для визначення кінцевої залежності і швидкості після диференціювання має вигляд:

$$\dot{x}_B = \omega \cdot \left[l_2 \cdot \sin \sin \varphi + R \cdot \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos \cos \varphi - \frac{l_2^2}{2 \cdot l_3} \cdot \sin \sin (2 \cdot \varphi) \right] \quad (2.24).$$

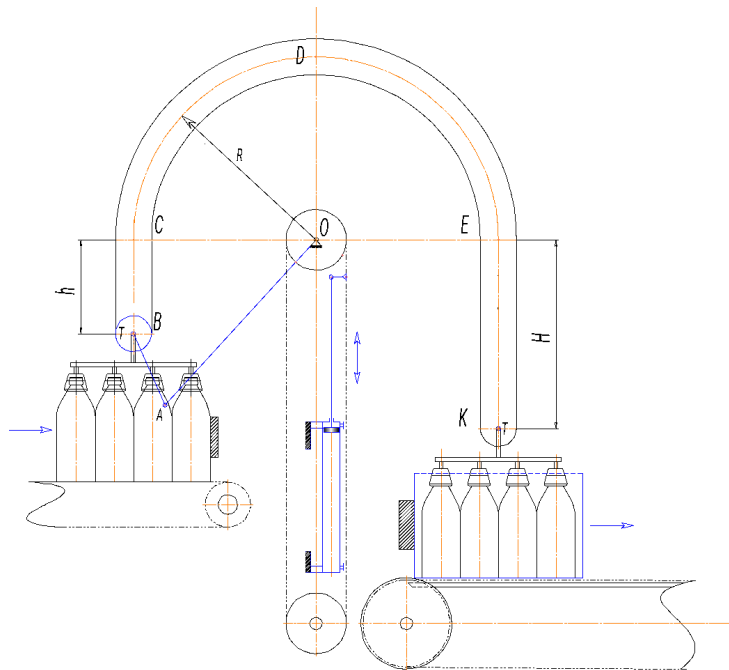
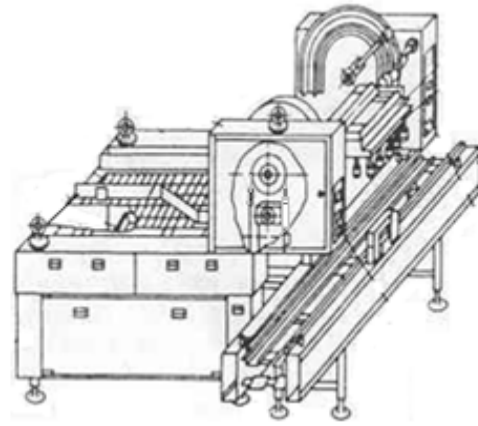


Рис. 2.10. Укладальник з приводом (гідроциліндр та ланцюгова передача).

Аналогічно, якщо ми візьмемо першу похідну від швидкості (2.25), то отримаємо залежність прискорення, яка апроксимується з достатньою точністю для інженерних розрахунків:

$$\ddot{x}_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{dx_B}{d\varphi} \quad (2.25).$$

Після підстановки і відповідних перетворень і похідних залежність для визначення прискорення є:

$$\ddot{x}_B = \omega^2 \cdot \left[l_2 \cdot \cos \cos \varphi - R \cdot \frac{l_2}{l_3} \cdot \sin \sin \varphi - \frac{l_2^2}{l_3} \cdot \cos \cos (2 \cdot \varphi) \right] \quad (2.26).$$

Отримання залежностей (2.22), (2.24) і (2.26) може бути використано для визначення кінематичних параметрів і розрахунку зусилля укладального обладнання.

Виконайте відповідні дії для перевірки та аналізу отриманих залежностей. Будуйте розрахунки і узагальнені графічні залежності в системі MathCad.

Програма 3.

1. Параметри для визначення кінематичних характеристик

- висота підйому над вузлом формування шару упаковок (над упорною планкою): $h := 245.5 \text{ мм}$
- довжина вертикальної ділянки при завантаженні пляшок в тару: $H := 487.3 \text{ мм}$
- радіус криволінійної траєкторії: $R := 472.9 \text{ мм}$
- довжина коромисла : $b_2 := 578.8 \text{ мм}$
- довжина шатуна : $b_1 := 201.2 \text{ мм}$
- продуктивність укладальника , пляшок за годину: $Q := 18000 \frac{\text{пл}}{\text{год}}$
- час спрацювання захоплюючих пристроїв: $t_{\text{зах}} := 0.5 \text{ сек}$
- кількість пляшок в ящику: $n_{\text{я}} := 30 \text{ шт}$

1. Визначення початкових кутів положення коромисла:

$$b_1 := \sqrt{(R^2 + h^2)} \quad b_1 = 532.827 \text{ мм} \quad b_2 := \sqrt{(R^2 + H^2)} \quad b_2 = 679.04 \text{ мм}$$

-початковий кут на ділянці підйому упаковок:

$$\varphi_{\Pi} := \frac{\pi}{2} - \operatorname{atan}\left(\frac{h}{R}\right) - \operatorname{acos}\left[\frac{(b_1^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot b_1 \cdot l_2}\right] \quad \varphi_{\Pi} = 0.737 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{\Pi\text{град}} := 180 \cdot \frac{\varphi_{\Pi}}{\pi} \quad \varphi_{\Pi\text{град}} = 42.249 \quad \text{град}$$

початковий кут на ділянці опускання упаковок в тару:

$$\varphi_0 := \left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{atan}\left(\frac{H}{R}\right)\right) + \operatorname{acos}\left[\frac{(b_2^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot b_2 \cdot l_2}\right] \quad \varphi_0 = 1.05 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{0\text{град}} := 180 \cdot \frac{\varphi_0}{\pi} \quad \varphi_{0\text{град}} = 60.136 \quad \text{град}$$

2. Кут коливання коромисла на ділянці робочого ходу:

$$\varphi_p := 2 \cdot \pi - \varphi_{\Pi} - \varphi_0 \quad \varphi_p = 4.496 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{p\text{град}} := 360 - \varphi_{\Pi\text{град}} - \varphi_{0\text{град}} \quad \varphi_{p\text{град}} = 257.615 \quad \text{град}$$

3. Час робочого ходу виконавчих механізмів укладальника:

-час повного циклу: $T_{\text{ц}} := 3600 \cdot \frac{n_x}{Q} \quad T_{\text{ц}} = 6 \quad \text{сек}$

-час робочого ходу: $t_p := \frac{(T_{\text{ц}} - 2 \cdot t_{\text{зах}})}{2} \quad t_p = 2.5 \quad \text{сек}$

-середня кутова швидкість коромисла на ділянці робочого ходу:

$$\omega_2 := \frac{\varphi_p}{t_p} \quad \omega_2 = 1.798 \quad \frac{1}{\text{сек}}$$

Кінематичні параметри руху захватної головки на ділянці робочого ходу:

діапазон зміни кута повороту $\varphi := 42,45 \dots 72 \quad \text{град}$

$$k := \frac{l_3}{l_2} \quad k = 0.348 \quad n := \frac{l_2}{R} \quad n = 1.224$$

При розрахунках кут переводимо в радіани : $\varphi_{\text{рад}} = \pi \cdot \varphi / 180$.

1. Визначення кінематичних параметрів руху даного етапу.

величина переміщення точки підвіски захватної головки

$$X_B(\varphi) := h - l_2 \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) + l_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot k^2} \left(\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) - \frac{1}{q}\right)^2\right]$$

величина швидкості переміщення точки підвіски захватної головки

$$X1_B(\varphi) := \omega_2 \cdot \left[l_2 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) + R \cdot \frac{l_2}{(l_3)} \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) - \left(\frac{l_2^2}{2 \cdot l_3}\right) \cdot \sin\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) \right]$$

величина прискорення точки підвіски захватної головки:

$$X2_B(\varphi) := \omega_2^2 \cdot \left[l_2 \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) - \left(R \cdot \frac{l_2}{l_3}\right) \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) - \left(\frac{l_2^2}{l_3}\right) \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) \right]$$

Таблиця 3

$\varphi =$	$X_B(\varphi) =$	$X1_B(\varphi) =$	$X2_B(\varphi) =$
42	$-4.737 \cdot 10^{-3}$	1.037	-2.136
45	0.025	0.98	-1.806
48	0.052	0.932	-1.47
51	0.079	0.894	-1.136
54	0.105	0.866	-0.807
57	0.13	0.847	-0.49
60	0.154	0.837	-0.19
63	0.178	0.835	0.088
66	0.203	0.842	0.34
69	0.228	0.855	0.562
72	0.253	0.874	0.748

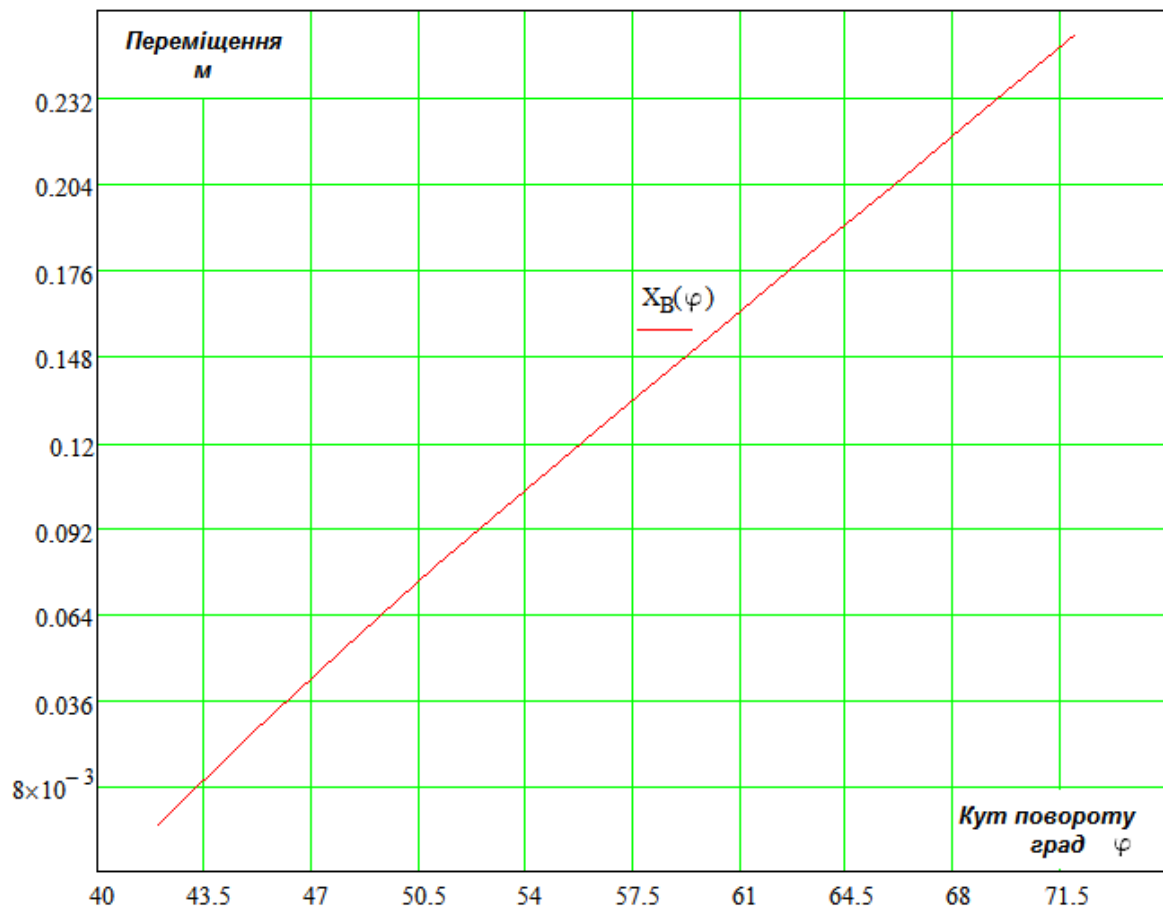


Рис. 2.11. Графік переміщення захватної головки.

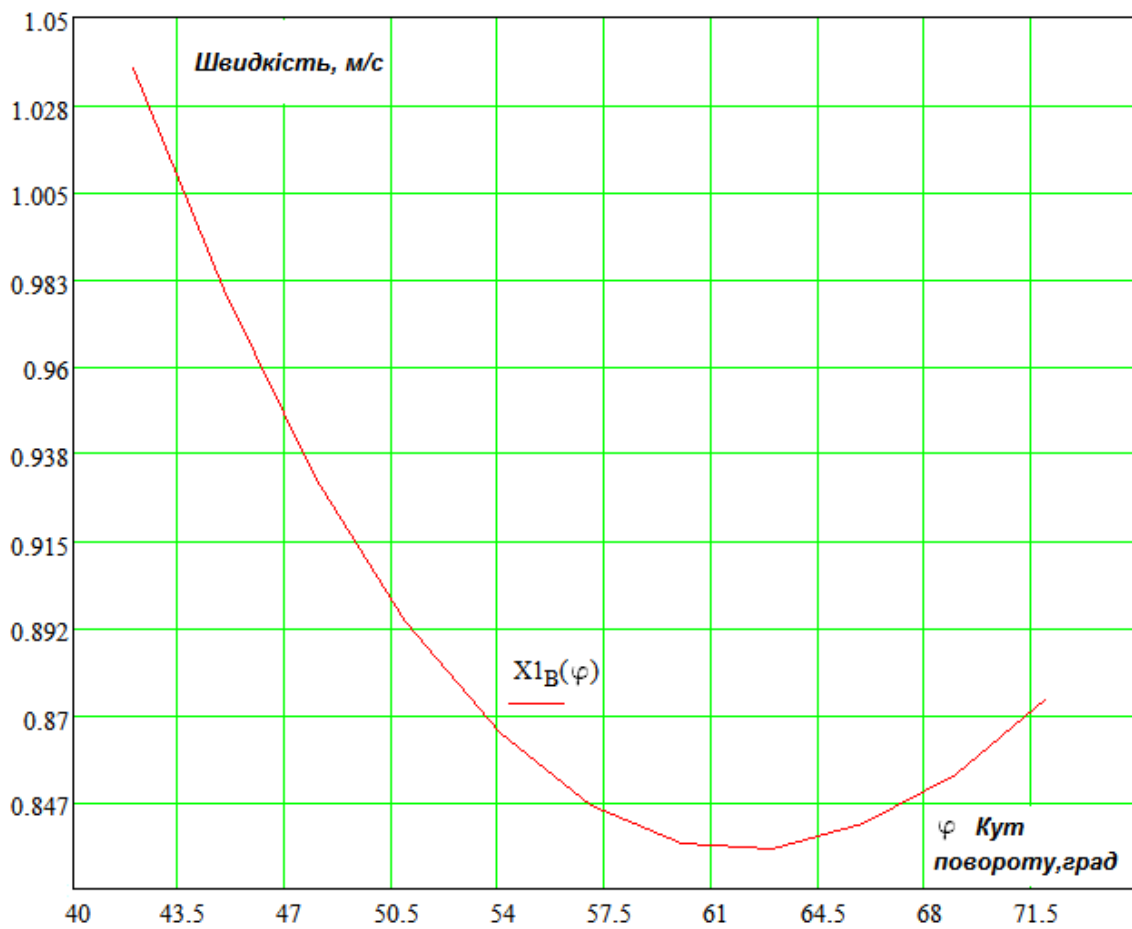


Рис. 2.12 Графік швидкості

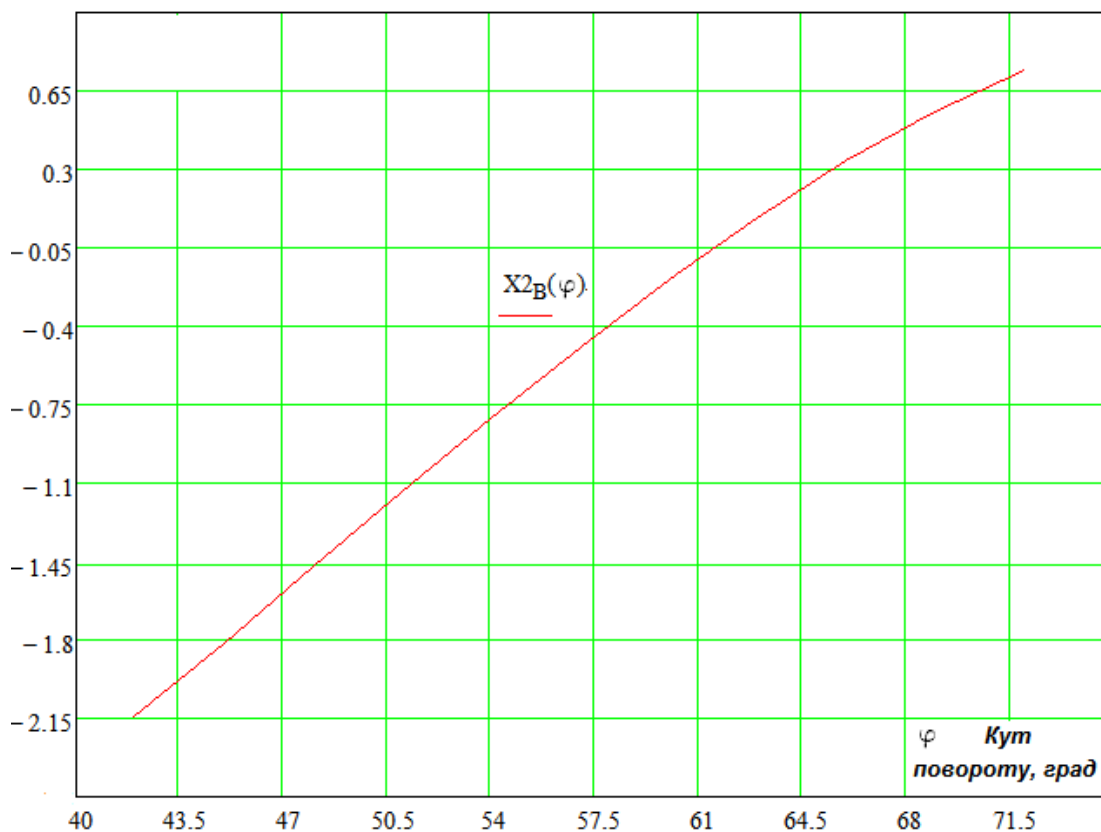


Рис. 2.13 Графік прискорення захватної головки на ділянці підйому

2. Ділянка руху захватної головки вдовж криволінійної напрямної

У зігнутої рухомої частини, в результаті того, що напрямна має певний радіус кривизни, відстань між характерними точками В і О залишається постійним і дорівнює $-R$. Таким чином, група ланок, тобто приводний важіль, шатун і ролик, може бути умовно замінена на жорстку ланку у формі трикутної зовнішньої адресної книги, що не має відносного переміщення при переміщенні по зігнутої рухомий направляючої (вони переміщуються як 1 деталь). Це значно спрощує вивчення кінематики на даному етапі.

При русі по криволінійній направляючої виникає тільки нормальне прискорення, спрямоване до центру обертання, з урахуванням раніше прийнятого стану (1-й етап дослідження полягає в тому, що кутова швидкість приводного важеля не змінюється).

При переміщенні по криволінійній направляючої кінематичні параметри рівні:

- величина переміщення $X_B = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{360} \cdot \varphi$ (2.27);

- швидкість руху $\dot{X}_B = V_B = \omega_2 \cdot R$ (2.28);

- прискорення руху $\ddot{X}_B = a_B = a_B^n = \omega_2^2 \cdot R$ (2.29).

Напрямок швидкості руху в достатній мірі відповідає дотичній до кола радіуса R, а напрямок прискорення - прямий до центру обертання (тобто).

2. Визначення параметрів руху захватної головки на ділянці завантаження пляшок в тару

Для аналітичного дослідження і визначення положення точки в підвіски головки захоплення в залежності від кута повороту приводного важеля використовується розрахунковий метод, показаний на малюнку. 2.15.

Величина зміщення в точці B при побудові відповідного сегмента на осі OX визначається наступним чином:

$$X_B = -l_2 \cdot \sin \sin (270 - \varphi) + l_3 \cdot \cos \cos \psi$$

(2.30),

де ψ – кут між миттєвим напрямком лінії шатуна AB та лінією EK.

Після спрощення :

$$X_B = l_2 \cdot \cos \cos \varphi + l_3 \cdot \cos \cos \psi$$

(2.31),

Для виключення кута ψ з рівняння (2.30) опустимо перпендикуляр з точки A на вісь OX. Тоді відстань AD можна визначити двома способами:

$$L_{AD} = l_2 \cdot \cos \cos (270 - \varphi) = -l_2 \cdot \sin \sin \varphi, \text{ або}$$

$$L_{AD} = R + l_3 \cdot \sin \sin \psi$$

звідки $\sin \sin \psi = \frac{-R - l_2 \cdot \sin \sin \varphi}{l_3}$ (2.32).

Визначивши косинус через синус маємо додаткову залежність:

$$\cos \cos \psi = \sqrt{(1 - \sin \sin \psi^2)} = \sqrt{1 - \left(\frac{R+l_2 \cdot \sin \sin \varphi}{l_3}\right)^2}$$

(2.33).

Для спрощення подальших перетворень зробимо заміни згідно раніше прийнятих позначень (2.19). Підставивши значення (2.19) в (2.33) отримаємо:

$$\cos \cos \psi = \left[1 - \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \sin \varphi\right)^2\right]^{1/2}$$

(2.34).

Розкладемо вираз (2.17) в ряд за формулою бінома Ньютона та отримаємо:

$$\cos \cos \psi = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \sin \varphi\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \sin \varphi\right)^8 \dots$$

(2.35).

Оскільки цей ряд швидко сходиться, ми використовуємо лише перший компонент для подальших аналітичних досліджень.

(2.35) і залежність для розрахунку величини переміщення точки підвісу захватної головки в місці укладання шару упаковки в транспортний контейнер після виконання відповідного перетворення.:

$$x_B = \left(l_3 - \frac{l_3}{2 \cdot k^2 \cdot q^2}\right) + l_2 \cdot \cos \cos \varphi - \frac{l_3}{2 \cdot k^2} \cdot \varphi^2 - \frac{l_3}{k^2 \cdot q} \cdot \sin \sin \varphi$$

(2.36).

Наближення швидкості переміщення головки захоплення отримується шляхом диференціювання залежності (2.36) за допомогою наступних перетворень та припущень: так, ви можете записати це для швидкості :

$$\dot{x}_B = \frac{dx_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega_2 \cdot \frac{dx_B}{d\varphi} \quad (2.37),$$

де $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_2$, це задана кутова швидкість приводного важеля.

Відповідне перетворення для визначення кінцевої залежності і швидкості після диференціювання має вигляд:

$$\dot{x}_B = -\omega_2 \cdot l_3 \left[\frac{\sin \sin \varphi}{k} + \frac{\cos \cos \varphi}{k^2 \cdot q} \right] \quad (2.38).$$

Аналогічно, взяття першої похідної від швидкості (2.21) дає залежність прискорення, яка апроксимується з достатньою точністю для інженерних розрахунків.:

$$\ddot{x}_B = \frac{dV_B}{dt} = \frac{dx_B}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega_2 \cdot \frac{dx_B}{d\varphi} \quad (2.39).$$

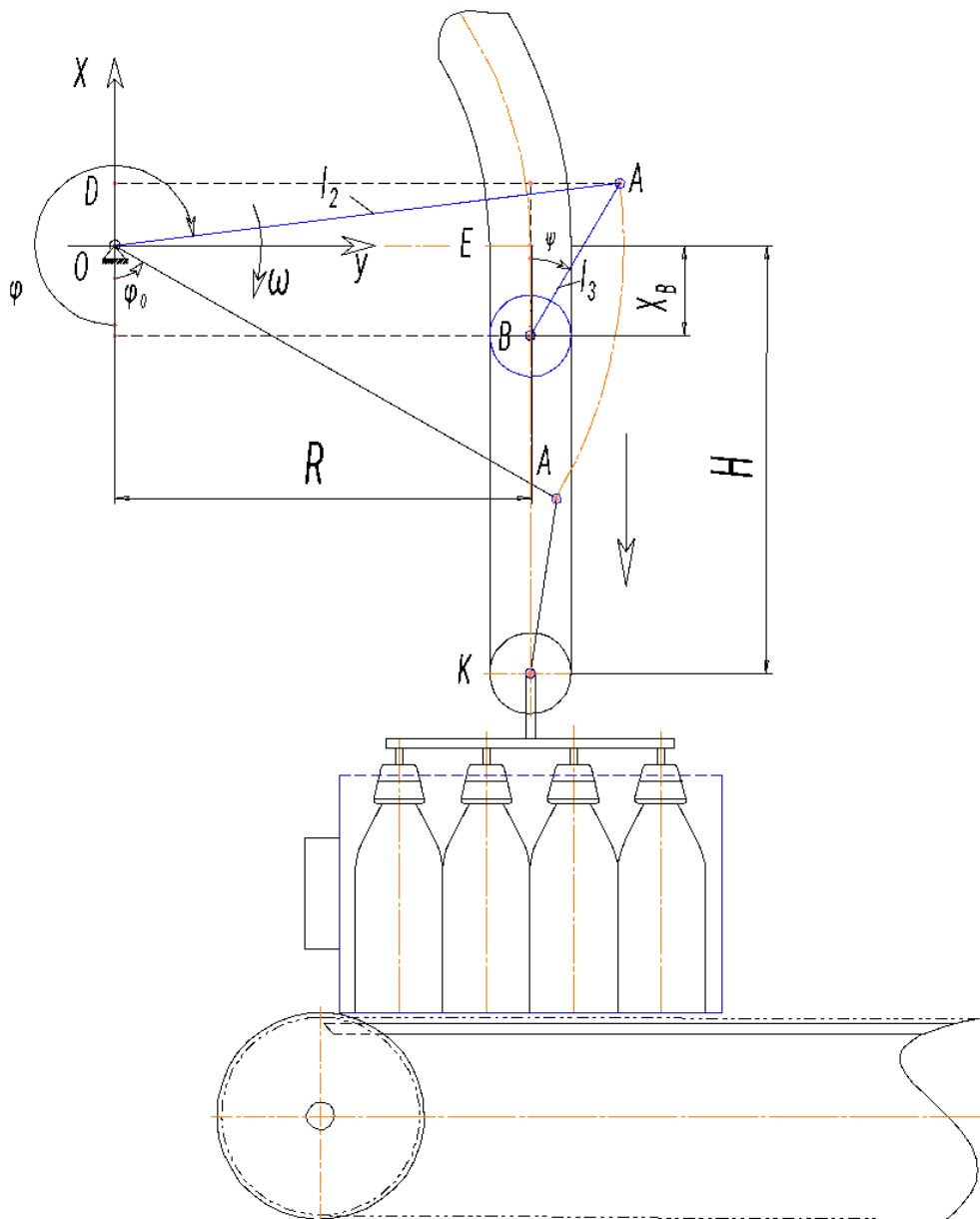


Рис. 2.14

Після підстановки і відповідних перетворень і похідних залежність для визначення прискорення є:

$$\ddot{x}_B = -\omega_2^2 \cdot l_3 \cdot \left[\frac{\cos\cos\varphi}{k} + \frac{\cos\cos 2\varphi}{k^2} - \frac{\sin\sin\varphi}{k^2 \cdot q} \right]$$

(2.40).

Отримання залежностей (2.36), (2.38) і (2.40) може бути використано для визначення кінематичних параметрів і силових розрахунків укладальних пристроїв аналогічної конструкції.

Виконайте відповідні дії для перевірки та аналізу отриманих залежностей Розрахунок і побудова узагальнених графічних залежностей в системі MathCad (Додаток 1.).

Висновки по розділу.

Визначені залежності для проведення розрахунку початкових параметрів механізму виконання задачі, які потрібні для проектування та пошуку кінематичних характеристик укладального пристрою .

Зроблений аналіз впливу різноманітних параметрів на діючі зусилля в шарнірах підвіски головки захвачення. Він показав, що величина нормальної складової реакції, яка є рушійною на відповідних ділянках руху, в основному має залежність від ваги захватної головки та сумарної ваги упаковок і від кута під яким напрям реакції спрямований по відношенню до нерухомої напрямної. В меншій мірі на неї впливають розміри ролика та коефіцієнти тертя .

Отримані аналітичні залежності для розрахунку кінематичних характеристик руху захватної головки вдовж різних ділянок траєкторії .

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПІД ЧАС РОБОЧОГО ХОДУ

Як відомо, штабелирующее пристрій відноситься до машини з періодично працюючим приводом, в якому навантаження змінюється за 1 цикл в певних межах. Це дозволяє використовувати в конструкції більш прості компоненти і механізми і скоротити кількість приводів. В процесі захоплення, підйому, переміщення і укладання упаковки навантаження на привід збільшується від нуля до максимальної, а потім поступово знову знижується до нуля. Крім того, у багатьох випадках на певних ділянках шляху при русі вниз, навпаки, напрямку дії основного опору (вага вантажу) збігається з напрямком руху, так що транспортується вантаж не потрапляє в опір.

Тому розробникам такого обладнання доведеться додати гальмівні пристрої, демпфери і т.д. приводний механізм, який ускладнює конструкцію, збільшує вагу, вібрацію і знижує довговічність і надійність. Рекомендується накопичувати енергію сили тяжіння на етапі опускання і повертати її в систему при підйомі. Це знижує динамічні складові потужності приводу і навантаження, створюючи невелику енергоємну машину. Давайте розглянемо варіант силового аналізу пристрою для укладання пляшок в штабель, без використання системи, яка переміщує шар пляшки в місці вивантаження пляшки в контейнер і частково розвантажує механізм повернення енергії в місці підйому захватної головки.

3.1 Силовий аналіз обладнання без систем часткового розвантаження.

Аналізуючи конструкцію штабелера, можна виділити 3 характерних ділянки переміщення. Вертикальна ділянка, яка піднімає вантаж над вузлом, утворюючи шар упаковки, вигнутий ділянку з певним радіусом кривизни і вертикальний довгий ділянку, в якому захватна головка з упаковкою опускається і завантажується в транспортний контейнер.

На першому етапі дослідження, якщо вважати що ланки виготовлені з легкого профілю не будемо враховувати їх вагу. Це значно спрощує процес отримання аналітичних залежностей. Тому припустимо, що вага захватної головки і пакувального шару буде значно перевищувати вагу з'єднувального елемента. Коли упаковка переміщується з пристрою для формування шару в транспортувальний контейнер, на привід впливає сила тяжіння захоплювальної головки і пакувального шару, а також рушійна сила і сила інерції, створювані приводним механізмом. На малюнку 3.1 показана Розрахункова схема навантаження на Ланку механізму переміщення. F_{rx} , з урахуванням ваги захватної головки, являє собою сумарну силу, що враховує шар упаковки, що передається для укладання в контейнер; f_{in} , відповідно, являє собою силу інерції; для забезпечення переміщення захватної головки з необхідними кінематичними характеристиками необхідно докласти зусилля F_{rush} до важеля приводу. Він також показує швидкість (підвіски), швидкість обертання шарніра a , точки з'єднання двох ланок 2 і 3 і відповідні кути. При побудові спідометра вектор швидкості t . ми врахували, що A перпендикулярна ланці 2 і спрямована в напрямку кутової швидкості ω_2 . Крім того, вектор швидкості T . він паралельний вертикальній напрямній осі, а вектор відносної швидкості V_{BA} перпендикулярний ланці 3.

Вектор сили тяжіння Головки захвату та шару наповнювача спрямований на дно, а сила інерції дорівнює лінійному прискоренню $T \cdot V$ напрямом протилежний.

Використовуючи теорему Жуковського про "жорсткий важіль", можна впливати силами (поворот на 90 градусів), які правильно застосовуються з точки зору швидкісного планування, і записати рівняння рівноваги:

$$(F_{\text{ін}} + F_{\text{рх}}) \cdot pb = F_{\text{руш}} \cdot pa \quad (3.1).$$

Співвідношення векторів швидкостей для даного випадку буде відповідати співвідношенню відрізків на плані: $\frac{\vec{V}_B}{\vec{V}_A} = \frac{pb \cdot \mu_V}{pa \cdot \mu_V} = \frac{pb}{pa}$.

Або враховуючи раніше отримані залежності рівняння (3.1) можна переписати у вигляді:

$$\left((m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot \ddot{x}_B + (m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot g \right) \cdot \dot{x}_B = F_{\text{руш}} \cdot \dot{x}_A, \quad (3.2)$$

де g - прискорення вільного падіння, а $(\ddot{x}_B, \dot{x}_B, \dot{x}_A)$ – кінематичні характеристики характерних точок на етапі підйому шару упаковок над вузлом формування.

Так як приводний важіль рухається з постійною кутовою швидкістю, то лінійна швидкість точки А буде визначатися як:

$$\dot{x}_A = V_A = \omega_2 \cdot l_2.$$

З (3.2) зрівноважуюча сила яка необхідна для переміщення захватної головки з заданими кінематичними параметрами буде рівнятися:

$$F_{\text{руш}} = \frac{(m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot (\ddot{x}_B + g) \cdot \dot{x}_B}{\omega_2 \cdot l_2}, \quad (3.3)$$

де $m_{\text{зг}}$ і $m_{\text{уп}}$ – відповідно маси захватної головки та шару упаковок, що переноситься за цикл (кг).

Залежність (3.4) можна використовувати для визначення рушійної сили на етапі підйому упаковок над вузлом формування.

На 2-му етапі переміщення захоплювальної головки залежність для розрахунку рушійної сили значно спрощується, оскільки швидкість в точках А і в є однаковою і постійною величиною, а прискорення дорівнює Г. :

$$\text{- швидкість} \quad \dot{X}_B = V_B = \omega_2 \cdot R \quad (3.5);$$

$$\text{- прискорення руху} \quad \ddot{X}_B = a_B = a_B^n = \omega_2^2 \cdot R \quad (3.6).$$

На рисунку 3.2 показаний метод розрахунку в даному випадку.

Використовуючи теорему Жуковського про "жорсткий важіль", можна описати рівняння рівноваги сили впливу (поворот на 90 градусів) і застосувати його до відповідних точок спідометра:

$$F_{px} \cdot \vec{h}_1 = F_{руш} \cdot pa . \quad (3.7)$$

З рисунка видно, що сила інерції після повороту на 90° спрямована до полюса R в достатньому напрямку вектора V. плече h1 для загального навантаження робочого ходу приводного важеля може бути визначено як:

$$h_1 = \left[\left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right] \quad \text{і} \quad V_A = \omega_2 \cdot l_2 \quad (3.8),$$

Враховуючи раніше отримані залежності (2.45-2.46), а також (2.48), умову (3.8) можна переписати у вигляді:

$$F_{руш} = \frac{R \cdot g \cdot (m_{зр} + m_{уп}) \cdot \sin \sin \left[\left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{l_2} \quad (3.9).$$

Крім того, на вигнутій ділянці сила ваги від головки захоплення та упаковки перенаправляється і діє спочатку як сила опору, а потім як додаткова рушійна сила.

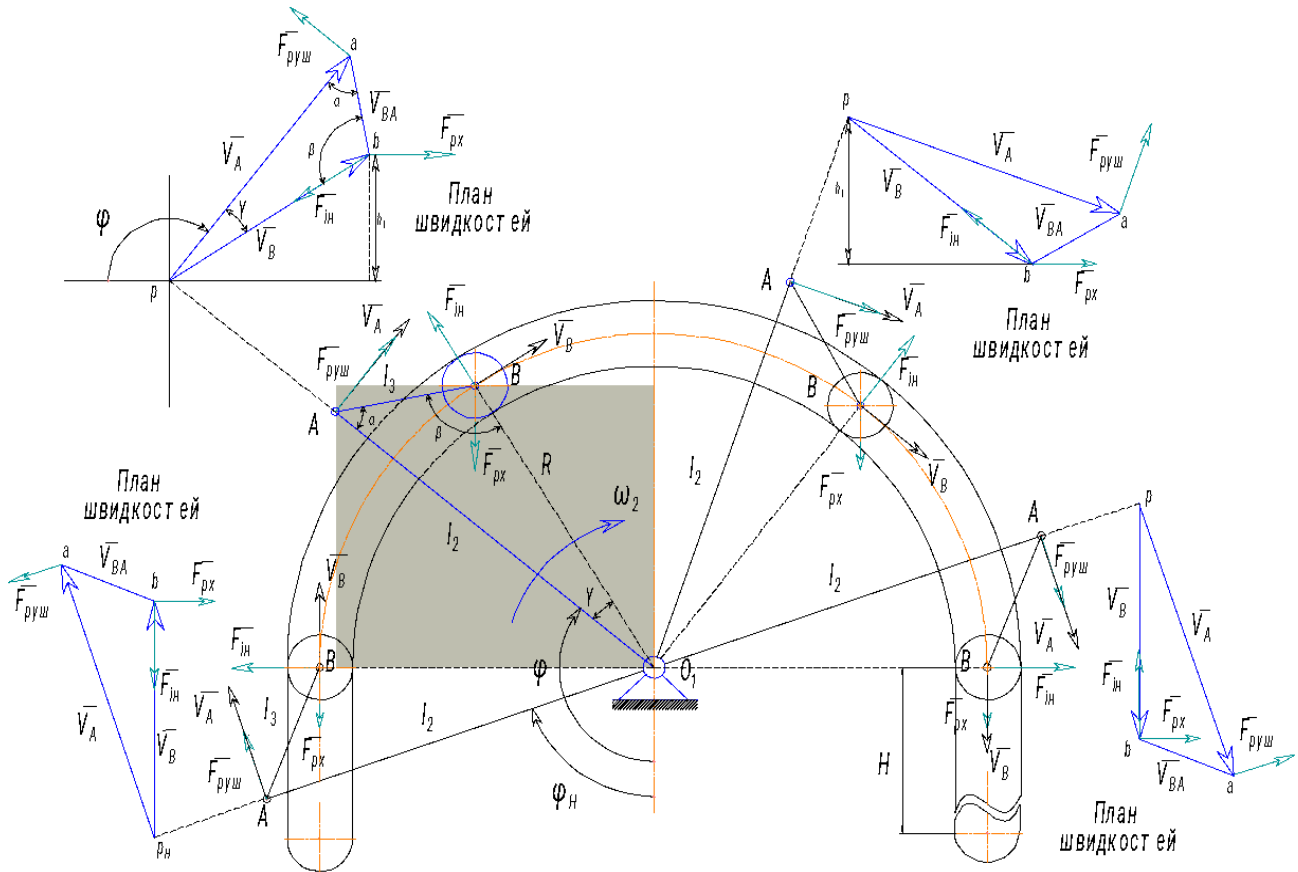


Рис. 3.2

Аналізуючи отримані залежності і графічний матеріал, можна зробити наступні висновки:

- Сила інерції при русі по криволінійній траєкторії не впливає на величину рушійної сили. Це пов'язано з тим, що рух відбувається з постійною кутовою швидкістю, а радіус кривизни також стабільний;
- Максимальне значення рушійної сили буде першим, в той момент, коли хватна головка перейде з вертикальної траєкторії на криволінійну;
- Після переміщення точки підвішування до вертикальної осі зусилля, прикладене вантажем (захопної головою і упаковкою), збігається з напрямком руху і діє як додаткова рушійна сила.

$$F_{\text{руш}} = (m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot \left[g + \omega_2^2 l_3 \cdot \left(\frac{\cos \cos \varphi}{k} - \frac{\sin \sin \varphi}{k^2 \cdot q} + \frac{\cos \cos 2\varphi}{k^2} \right) \right] \cdot \left(\sin \sin \varphi + \frac{\cos \cos \varphi}{k \cdot q} \right) \quad (3.12).$$

В результаті аналітичних досліджень була отримана залежність, що дозволила визначити величину рушійної сили на всіх етапах переміщення захватної головки з шаром упаковок від вузла формування шару до розміщення в транспортувальній ємності (3.4, 3.9, 3.11). Це дозволяє ефективно аналізувати режим навантаження приводу, визначити параметри приводу і робити висновки про можливість подальшої модернізації, коригування балансу, зниження енергоспоживання і т. д.

3.2 Синтез пристрою укладання з використанням пружинної системи розвантаження.

Розглянемо варіант конструкції штабелера з пружинним розвантажувальним пристроєм, який дозволяє частково знизити навантаження на приводний механізм і відрізняється малою вагою і конструктивною простотою (рис.3.4). Якщо ви опустите приводний важіль, він буде деформуватися (розтягуватися) і накопичувати енергію, а якщо ви піднімете його, він повернеться в нормальний стан, і ви дізнаєтеся про накопиченої енергії. Шарнірна Підвіска пружинного розвантажувача знижує втрати на тертя і забезпечує практично лінійну діаграму навантаження цього пристрою. У конструкції з системою противаг і напрямних блоків результат аналогічний розвантажувальній системі, але в цьому випадку збільшується загальна вага конструкції.

Ми розглянемо таку розвантажувальну систему, проаналізуємо область застосування і розробимо методику розрахунку. При цьому ми використовуємо заздалегідь визначені кінематичні і силові характеристики.

Процес завантаження і вивантаження системи також здійснюється в 3 етапи в залежності від зони переміщення захватної головки.

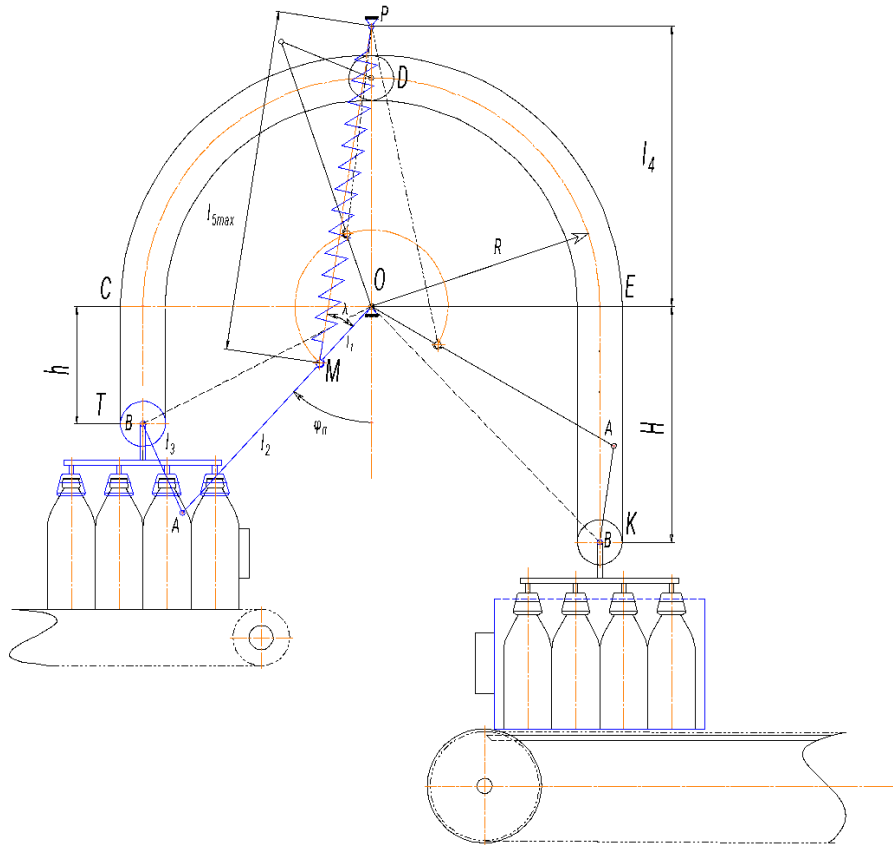


Рис. 3.4 Схема укладальника пляшок з пружинною системою розвантаження приводного механізму

Максимальна довжина пружного розвантажувача з трикутника (OMP) буде рівнятися (рис. 3.4):

$$l_{5max} = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos \cos (180 - \varphi_{\Pi})} , \text{ або}$$

$$l_{5max} = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 + 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos \cos (\varphi_{\Pi})}$$

(3.13)

Кут λ , який визначає нахил осі пружної підвіски дорівнює:

$$\lambda = \left(\frac{l_5^2 + l_1^2 - l_4^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_1} \right) , \quad (3.14)$$

довжина між точками фіксації підвіски:

$$l_5 = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 + 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos \cos(\varphi)} ,$$

(3.15)

при чому $\varphi > \varphi_{\Pi}$.

Відстані l_4 і l_1 на першому етапі до оптимізації приймаємо конструктивно.

Визначення параметрів навантаження приводного механізму на етапі підйому упаковок.

Діючі сили в цьому випадку показані на схемі (рис. 3.5). Так як величина і характер змінення рушійної сили при русі механізму на початку дослідження невідомий введемо співвідношення: $F_{\Pi} = \delta \cdot F_{\text{руш}}$ (3.16).

Де коефіцієнт δ буде змінюватися в межах від 0 до 1.

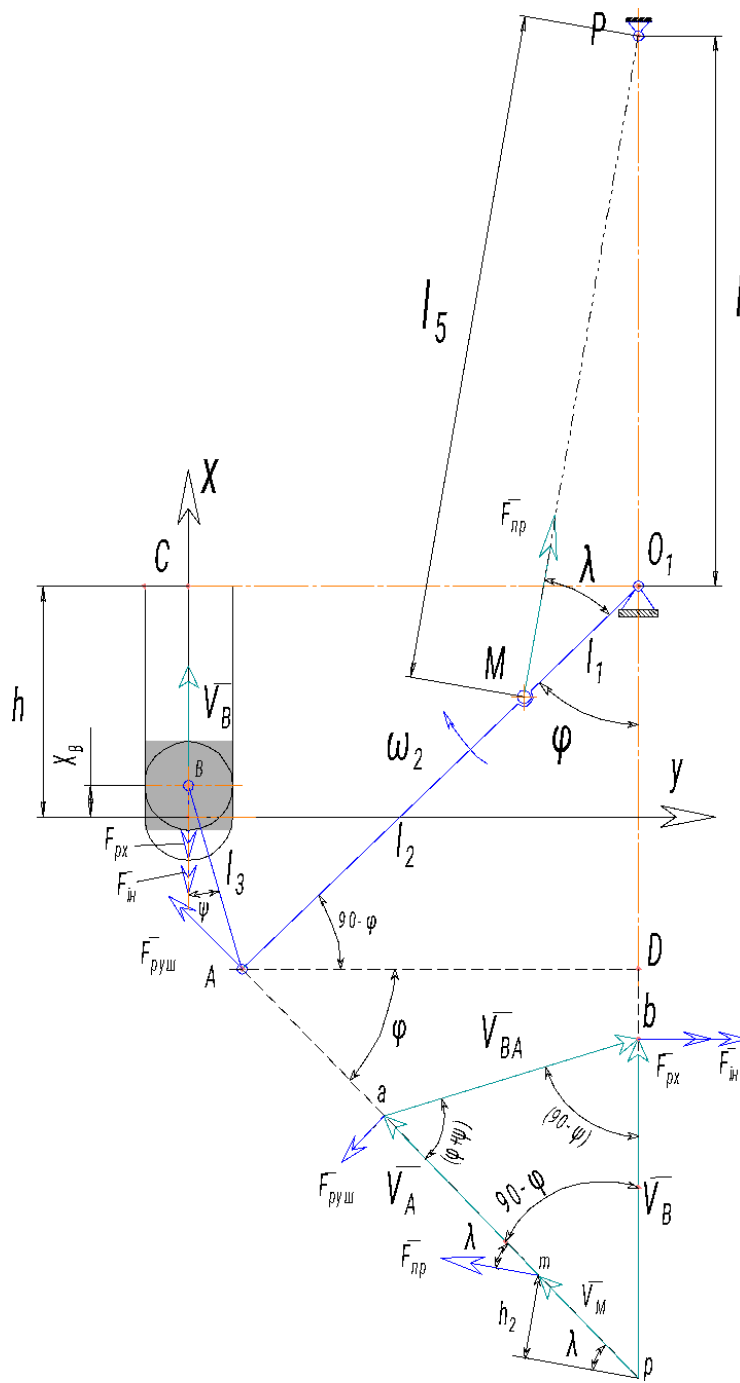


Рис. 3.5 Схема до визначення рушійної сили з урахуванням розвантажувача

Як видно з схеми (рис. 3.5) значення відстані h_2 можна визначити з

співвідношення:
$$\frac{V_A}{V_M} = \frac{pa \cdot \mu_V}{pm \cdot \mu_V} = \frac{l_2}{l_1}, \quad \text{тоді} \quad h_2 = pm \cdot \sin \lambda \quad (3.17).$$

Використовуючи теорему про «жорсткій важіль» можна записати умову:

$$F_{руш} \cdot (pa) + F_{п} \cdot h_2 - F_{рх} \cdot pb - F_{ін} \cdot pb = 0, \quad (3.18)$$

звідки значення рушійної сили буде рівнятися:

$$F_{\text{руш}} = \frac{(m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot (\ddot{x}_B + q) \cdot \dot{x}_B}{\omega_2 \cdot (l_2 + l_1 \cdot \lambda)}, \quad (3.19)$$

де $-m_{\text{зг}}$ і $m_{\text{уп}}$ – відповідно маси захватної головки та шару упаковок, що переноситься за цикл (кг);

q - прискорення вільного падіння, м/с²;

δ – коефіцієнт якій враховує ту частку навантаження яка врівноважується.

Якщо підставити значення швидкості та прискорення для руху точки підвіски згідно (2.24 і 2.26), то після спрощень отримаємо:

$$F_{\text{руш}} = \frac{\left[l_2 \cdot \sin \sin \varphi + R \cdot \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos \cos \varphi - \frac{l_2^2}{2 \cdot l_3} \cdot \sin \sin (2 \cdot \varphi) \right] \cdot (m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot \left[\omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \left(\cos \cos \varphi - \frac{R}{l_3} \cdot \sin \sin \varphi - \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos \cos (2 \cdot \varphi) \right) - q \right]}{l_2 + \delta \cdot l_1 \cdot \sin \sin \left(\frac{l_5^2 + l_1^2 - l_4^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_1} \right)} \quad (3.20)$$

Залежність (3.20) можна використовувати для визначення рушійної сили на етапі підйому упаковок над вузлом формування для механізму з розвантажувачем де відсоток частки навантаження, яке врівноважується враховується коефіцієнтом δ .

Визначення параметрів навантаження приводного механізму на етапі руху вдовж криволінійної траєкторії.

Як раніше було визначено при русі вдовж криволінійної напрямної кінематичні параметри будуть руху точки підвіски захватної головки будуть сталими, а саме: величина переміщення $X_B = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{360} \cdot \varphi$;

- швидкість руху $\dot{X}_B = V_B = \omega_2 \cdot R$;

- прискорення руху $\ddot{X}_B = a_B = a_B^n = \omega_2^2 \cdot R$.

Направлення швидкості руху буде вдовж дотичній до кола з радіусом R , напрямком прискорення буде вдовж лінії ВО до центра обертання (т. О).

При силовому дослідженні даного випадку використаємо розрахункову схему представлену на рисунку 3.6.

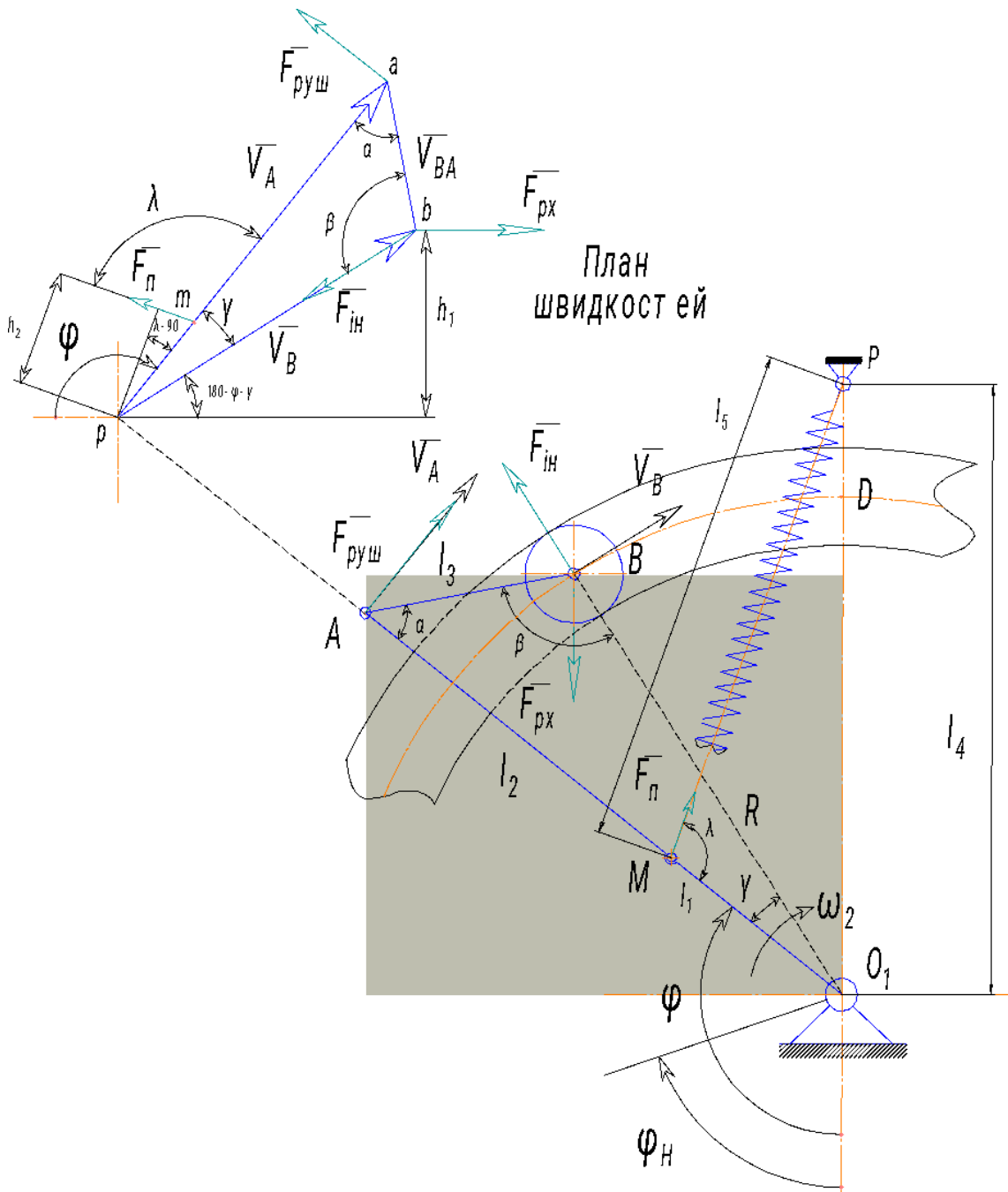


Рис. 3.6

Умова рівноваги діючих сил для даного випадку буде мати вид:

$$F_{руш} \cdot pa + F_{п} \cdot h_2 - F_{px} \cdot h_1 = 0 \quad , \quad (3.21)$$

де плече для сили $F_{п}$, буде дорівнювати добутку:

$$h_2 = pm \cdot \cos \cos (\lambda - 90) \quad (3.22),$$

подібний параметр h_1 , для сили F_{px} був визначений раніше (3.8).

Враховуючи визначені параметри згідно (3.8, 3.22) розв'яжемо (3.21)

відносно сили $F_{\text{руш}}$:

$$F_{\text{руш}} = \frac{F_{\text{рх}} \cdot h_1}{pa + \delta \cdot h_2} = \frac{(m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot q \cdot \left[\left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{pa + \delta \cdot (pm \cdot \cos \cos (\lambda - 90))} \quad (3.23),$$

після заміни векторів з плану швидкостей отримаємо кінцеву залежність для визначення рушійної сили при русі захватної головки вдовж криволінійної напрямної:

$$F_{\text{руш}} = \frac{(m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot q \cdot \left[\left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{l_2 + \delta \cdot l_1 \cdot \cos \cos (\lambda - 90)} \quad (3.22).$$

Визначення параметрів навантаження приводного механізму на етапі укладання упаковок в транспортну тару

На 3-му етапі переміщення, при опусканні упаковки в контейнер, вектор сили тяжіння головки захоплення і упаковки збігається з напрямком переміщення і діє як додаткова рушійна сила, а зусилля від розвантажувача, навпаки, розтягує пружний елемент (таким чином, енергія накопичується під час переміщення). деформація). Метод розрахунку в цьому випадку показаний на рис. 3.7.

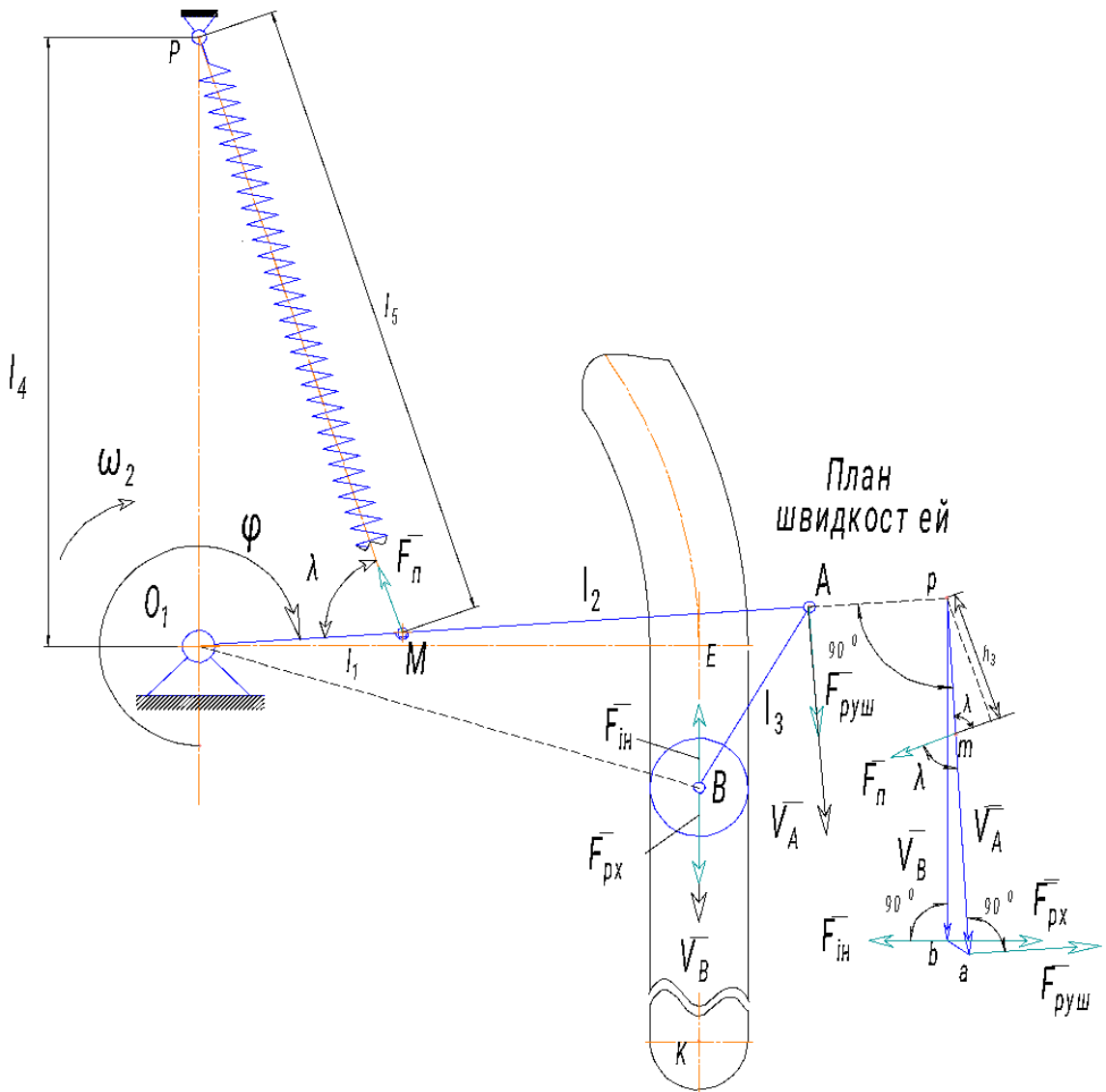


Рис. 3.7 Схема навантаження пружного елемента на етапі завантаження упаковок в тару

Рівняння рівноваги діючих сил для даного випадку буде наступним:

$$F_{руш} \cdot pa + F_{рх} \cdot pb - F_{ін} \cdot pb - F_{п} \cdot h_3 = 0 \quad (3.23)$$

Замінімо відомі параметри та розв'яжемо залежність (3.23) відносно рушійної сили :

$$F_{руш} = \frac{(m_{зг} + m_{уп}) \cdot l_3 \cdot \left(\frac{\sin \sin \varphi}{k} + \frac{\cos \cos \varphi}{k^2 \cdot g} \right) \cdot \left[g + \omega_2^2 \cdot l_3 \cdot \left(\frac{\cos \cos \varphi}{k} + \frac{\cos \cos 2\varphi}{k^2} - \frac{\sin \sin \varphi}{k^2 \cdot g} \right) \right]}{l_2 - \delta \cdot l_1 \cdot \sin \sin \left[\left(\frac{l_5^2 + l_1^2 - l_4^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_1} \right) \right]} \quad (3.24)$$

Отримайте залежності для визначення силових і кінематичних параметрів пристрою без системи, з розвантажувальним пристроєм або без нього.

Виконайте відповідні дії для перевірки та порівняння отриманих залежностей

Побудуйте розрахунки і узагальнені графічні залежності в системі MathCad.

Висновки по розділу 3

Аналізуючи отриману аналітичну залежність і графічний матеріал, можна зробити наступні висновки:

- У вертикальному перерізі підйомного пристрою над вузлом формування шару, коли навантаження максимальна, а кут притиску найменший (вісь сполучної тяги збігається з віссю вертикальної направляючої), коли реакція ролика на направляючу змінює свій напрямок і дію з боку направляючої зліва від правого боку направляючої знаходиться зона зменшення рушійної сили;
- Сила інерції при русі по криволінійній траєкторії не впливає на величину рушійної сили. Це пов'язано з тим, що рух відбувається з постійною кутовою швидкістю, а радіус кривизни також стабільний;
- Максимальне значення рушійної сили буде першим, в той момент, коли захватная головка перейде з вертикальної траєкторії на криволінійну;
- Після переміщення точки підвішування до вертикальної осі зусилля, прикладене вантажем (захопної головкою і упаковкою), збігається з напрямком руху і діє як додаткова рушійна сила.

ВИСНОВКИ

У механізмі укладання, який періодично проводиться в зоні деякого переміщення, сила корисного опору спрямована в тому ж напрямку, що і один з приводів. Енергію, що створює ці сили, краще накопичувати в таких зонах і повертати її в систему.

Найбільш цікавим механізмом рекуперації енергії в даному випадку є поєднання елементів приводу і елементів пружини, а також використання пневмоциліндра в якості акумулятора енергії. Використання такої системи дозволяє забезпечити невеликі габарити і вага механізму переміщення. Значні динамічні навантаження в ланках штабелеукладачів вимагають застосування спеціальних методів розрахунку і додаткових теоретичних і експериментальних досліджень.

Наведений вище аналіз конструкції пристрою для рекуперації енергії в штабелеукладчиках і наукових робіт дозволив зробити наступні висновки:

- Не до кінця розроблені методи розрахунку динаміки підйомно-транспортного обладнання, що враховують параметри ланок, їх жорстку інерцію, масу і геометричні характеристики.;
- Існує мало наукових робіт, присвячених проблемі синтезу параметрів механізму переміщення з урахуванням системи компенсації пружної енергії;
- Існуючі методи розрахунку не можуть повною мірою задовольнити розробників пристроїв для укладання (вилучення) пляшок з напоями в транспортні контейнери, що є сучасним високопродуктивним і надійним методом.

Проведені дослідження типу таких механізмів показують, що з їх допомогою можна значно скоротити використання енергії і поліпшити динамічні характеристики конструкції.

Проведено кінематичні та кінетичні дослідження укладальника склотари з важільним механізмом переміщення упаковки. У даній статті розглядаються два варіанти конструкції: без установки пружинного демпфірування і систем накопичення енергії в зоні підйому захватної головки і без неї. Аналітично

отримані відповідні залежності для визначення кінематичних (переміщення, швидкість і прискорення захватного елемента) і силових характеристик таких конструкцій. Доведено доцільність використання такої системи рекуперації енергії в штабелері. Отримані залежності можуть бути використані для розробки методів розрахунку, вдосконалення існуючих конструкцій і розробки нових машин з низьким енергоспоживанням.

ЛІТЕРАТУРА

1. Михайлов Є. П. Навчальний посібник з дисципліни «Маніпулятори та промислові роботи» : для студ. бакалаврів / Є. П. Михайлов , В. М. Лінгур: Одес. нац. політех. ун-т. – Одеса, 2019.- 233 с.
2. Павленко І. І. Промислові роботи та РТК: монографія /.- Кропивницький: Лисенко В.Ф. [вид.] 2016. -490 с. – ISBN 978-617-7197-49-1/ .
3. Кривопляс-Володіна Л.О. Основи наукових досліджень у прикладних задачах: навч. посіб. для студ. вищ.навч.зак./Кривопляс-Володіна Л.О., Гавва О.М., Яровий В.Л., Токарчук С.В. – К.: Сталь, 2016. – 271 с.
4. Соколенко, А. І. Енергетика піднімання вантажів у пакувальному обладнанні / А. І. Соколенко, М. М. Хваста, І. Ф. Максименко, К. В. Василь-ківський // Упаковка. – 2010. – № 5. – С. 44–45.
5. Соколенко, А.І. Кінематика і динаміка пакувального обладнання із системами пасивних елементів / А.І. Соколенко, С.А. Бут, М.М. Хваста, К.В. Васильківський // Упаковка. – 2010. – № 3. – С. 38–41.
6. Невлюдов І.Ш., Андрусевич А.О, Євсєєв В.В., Новоселов С.П., Демська Н.П. Проектування мобільних маніпуляційних роботів: Монографія. – Х.: 2022. – 427 с.
7. Цвіркун Л.І. Робототехніка та мехатроніка: навч. посіб. / Л.І.Цвіркун, Г.Грулер; під заг.ред. Л.І.Цвіркуна; М-во освіти і науки України, Нац. гірн.ун-т. – 3-тє вид., переробл. і доповн. – Дніпро: НГУ, 2017. – 224 с.
8. Теорія механізмів і машин. Синтез і аналіз механізму приводу. Навчальний посібник з кредитного модуля/ Укладач Кірієнко О.А. – К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2022. – 88 с.
9. Функціонально-модульне проектування пакувальних машин : монографія / О. М. Гавва, , Л. О. Кривопляс-Володіна, , С. В. Токарчук та ін. ; за ред. О. М. Гавви ; Нац. ун-т харч. технол. – Київ : Сталь, 2015. С. 157-158
10. Костюк В. І. та ін. Промислові роботи. Київ: Вища школа, 1985. - 360 с.

11. Демидюк М.В., Ширко М.І. Оптимізація режимів руху та параметрів дволанкового маніпулятора з активними й пасивними приводами. Мат. методи та фізико-математичні поля. 2007. Том 50. № 2. С. 183-190.
12. Спіну Г.А. Промислові роботи. Конструювання та застосування. Київ: Вища школа, 1985. - 176 с.
13. Деталі та механізми роботів. Основи розрахунку, конструювання та технологія виробництва. За ред. Б.Б.Сомотокіна. - Київ: Вища школа, 1990. - 343 с.
14. Демидюк М.В., Гошовська Н.В. Параметрична оптимізація руху дволанкового маніпулятора з використанням ортогональних поліномів. Прикладні проблеми механіки і математики. 2016. Вип. 14. С. 168-175.
15. Валіулін Г. Р. Удосконалення методів розрахунку та конструкцій перевантажувальних та формуючих пристроїв ліній укладання склотари з харчовими продуктами в тару-обладнання.-Дис. канд. техн. наук. -Київ, 1984.
16. Демидюк М.В. Параметрична оптимізація чотириланкового замкнутого маніпулятора з активними й пасивними приводами. Мат. методи та фізико-математичні поля. 2009. Том 52. № 1. С. 193-202.
17. Бурляй Ю.В., Сухий Л.А. "Обладнання для укладання та пакування штучних виробів у тару". - М.: Харчова промисловість, 1978 - 238с.
18. Бурляй Ю.В. Наукове обґрунтування та вдосконалення завершальних процесів у технології виробництва штучних харчових продуктів.-Дис. канд. техн. наук. – Київ, 1982.
19. Захаревич В.Б. Розробка методів розрахунку та оцінки параметрів машин для укладання пачок з харчовими продуктами в тару-обладнання. -Дис. канд. техн. наук. -Київ, 1989.
20. Виконавчі механізми машин-автоматів для пакування виробів: Довідник/Ст. А. Подяський, М. З. Зінов'єва, Н. З. Хатунцева. - М.: Машинобудування, 1980-302 с.

21. Савченко В.В. Розробка методик розрахунку виконавчих механізмів машин для укладання фасованих харчових продуктів у тару.-Дис. канд. техн. наук. -Київ, 1992.
22. Соколенко А.І., Юхно М.І., Валіулін Г.Р., Сивий Н.І. "Навантажувально-розвантажувальні та транспортні операції в лініях розливу харчових продуктів".- М.: Агропромиздат,1986.
23. Цейтлін Г.Є. Харкота О.Г. " Застосування роботів у харчовій промисловості. - К.: Урожай, 1988. - 184с.
24. Яресько В.П. Розробка методів розрахунку та вдосконалення обладнання для механізації ПРТС-робіт зі склотарною продукцією харчових виробництв.-Дис. канд. техн. наук. -Київ, 1987.
- 25.Бройдо Ю.В., Сухий Л.А. "Обладнання для укладання та пакування штучних виробів у тару". - М.: Машинобудування, 1975. - 280с.
- 26.Новіков Б.М. "Автомати для вилучення пляшок із ящиків та укладання їх у ящики". - М: Харчова промисловість,1977.
- 27.Юхно М.І. Визначення параметрів машинного укладання в тару-обладнання харчових продуктів у скляній тарі.-Дис. канд. техн. наук. -Київ, 1985
28. Гавва О.М. Пакувальне обладнання. Обладнання для групового пакування / Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. – К.: ІАЦ “Упаковка”, 2007. – 136 с.
29. Губарев О. П. Мехатроніка: циклічно-методичний підхід до вирішення практичних задач автоматизації/ О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова . – Київ : КПІ, 2016. – 160 с.
30. Енергетичні трансформації і енергозбереження в харчових технологіях: монографія / А. І. Соколенко, А.А. Мазаракі, В. А. Піддубний та ін. ; НУХТ. — К. : Фенікс, 2012. — 484 с.
31. Мехатроніка: конспект лекцій для студ. спец. 7.05050206 «Машини і технологія пакування» та 7.05050207 «Машини і ресурсозберігаючі технології переробки упаковки» денної форми навч. / Л. О. Кривопляс-Володіна, М. В. Якимчук. – К. : НУХТ, 2015. – 114 с.

32. Пашков Є.В. Промислові механотронні системи на основі пневмоприводу: навч. / Є.В. Пашков, Ю.А. Осинський. - Пн.: СевНТУ, 2007. - 401 с.
33. Функціонально-модульне проектування пакувальних машин: монографія / О.М. Гавва, Л.О. Кривопляс-Володіна, С.В. Токарчук та ін. ; за ред. О. М. Гавви ; Нац. ун-т харч. технол. — К. : Сталь, 2015. — 547 с.
34. Проектування пакувального обладнання із мехатронних модулів./ М.В. Якимчук, О.М. Гавва, А.П.Беспалько та ін. – К: Видавництво «Сталь», 2017. – 515 с.
35. Пальчевський Б.О. Дослідження технологічних систем (модернізація, проектування, оптимізація): навч. посібник / Пальчевський Б.О. – Львів: Світ, 2009. – 232 с.
36. Polishchuk O. Control Process Optimization for Mechanical Systems with Active, Semi-Passive and Passive Actuators. Applied Mathematics and Physics. 2013. Vol. 1, No. 4 P. 147-150. URL: <https://www.sciepub.com/AMP/abstract/932>.
37. Demydyuk M.V., Hoshovs'ka N.V. Parametric optimization of the transport operations of a two-link manipulator. Journal of Mathematical Sciences. 2019. Vol. 238, Is. 2 P. 174-188. URL: <https://doi.org/10.1007/s10958-019-04227-8>
38. Ghafil H.N. Jarmai K. Optimization for Robot Modelling with MATLAB. 2020, Springer. 220 p. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-030-40410-9>.
39. <http://journals.iapmm.lviv.ua/ojs/index.php/APMM/issue/view/137>.

Патенти

1. Патент №331726 Австрія, МКІ В 65 В 5/10, 25.08.1976. Пристрій для укладання пляшок у ящики
2. Деклараційний патент №59226 А Україна, В65В21/18, 15.08.2003, Пристрій для вкладання пляшок в тару.
3. Деклараційний патент № 63218 А Україна, В65В21/18, 15.01.2004, Пристрій для вкладання пляшок в тару.

4. Патент № 115392 С2 Бюл. №20 25.10.17 Україна Пристрій для укладання пляшок в тару в горизонтальному положенні / Костюк В.С., Кривопляс-Володіна Л.О.
5. Патент № 107276 С2 Бюл. №23 10.12.14 Україна. Пристрій для укладання пляшок в тару /Валіулін Г.Р, Бепалько АП. Кривопляс-Володіна Л.О.
6. Патент на корисну модель № 85675 U В65В 21/00. Україна. 25.11.13. Бюл. №22. Пристрій для укладання пляшок в тару /Валіулін Г.Р, Бепалько АП. Кривопляс-Володіна Л.О.
7. Патент на корисну модель №80254 В65В Україна. 21/00.27.05.13. Бюл. №10. Пристрій для укладання пляшок в тару /Валіулін Г.Р, Кривопляс-Володіна Л. О. Кащенко В. С.
8. Патент №119111 С2 В65В 21/08, Україна. 25.04.2019. Бюл. 8. Пристрій для укладання склопосуду в тару./ Валіулін Г. Р, Костюк В. С., Деренівська А. В., Бойко О. О.
9. Патент №119375 UA . В65В 21/08. Україна. 10.06.2019. Бюл. №11 Пристрій для виймання горизонтально укладених пляшок з транспортної тари. / Валіулін Г. Р, Кривопляс-Володіна Л. О., Костюк В. С.

Інтернет ресурси

1. Роботи FANUC серії M-10 - FANUC. FANUC | The Factory Automation Company - Fanuc. URL: <https://www.fanuc.eu/ua/uk/роботН/robot-filter-page/серія-m-10> .
2. Роботи FANUC серії M-10 - FANUC. FANUC | The Factory Automation Company - Fanuc. URL: <https://www.fanuc.eu/ua/uk/роботН/robot-filter-page/серія-m-10> .
3. Сайт наукової та технічної літератури. [/www.abercade/research/analysis/3661.html](http://www.abercade/research/analysis/3661.html)
4. Репозиторій Харківського політехнічного інституту. // repository.kpi.kharkov.ua –
5. База патентів України. //uapatents.com –

6. Навчальні посібники та наукові видання Вінницького національного технічного університету. //web.posibnyky.vntu.edu.ua –
7. <https://studbooks.net> - Підручники для конструкторської частини.
-«Студенческая библиотека онлайн»
8. www.benjeu.com –сайт фірми «Benjeu» США
9. <https://www.krones.com>- сайт фірми Krones