

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ІНІТІНІ і.м.акад. Гулого І.С.
Кафедра Мехатроніки та накувальної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту (декан факультету)

(підпис)

(ім'я та прізвище)

«09» лютого 2024р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

(підпис)

(ім'я та прізвище)

«9» лютого 2024р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 131 "Трикларна механіка"
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми "Трикларна механіка"

на тему: "Дослідження і вдосконалення виконавчих механізмів в укладальному пристрої з метою зменшення енергоспоживання"

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗПМ-2-1М

Табрилюк Дмитро Юрійович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник Костин Володимир Ігоревич

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Консультанти

(ім'я та прізвище)

(підпис)

(ім'я та прізвище)

(підпис)

(ім'я та прізвище)

(підпис)

Рецензент

(ім'я та прізвище)

(підпис)

Я як здобувач(ка) Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) незгодуваної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач

(підпис)

Київ - 2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ННУХТ ім. акад. Гуржого С.С.

Кафедра Механіки та паливальної техніки

Освітній ступінь Магістр

Спеціальність 131. Прикладна механіка

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Прикладна механіка

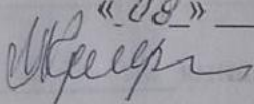
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МПТ

Марина Кривенко-Волгина

«08» листопада 2023 року



ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Гаврилюка Дмитра Юрієвича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження і вдосконалення механізмів укладального пристрою з метою зменшення енерговитрат.

керівник роботи Костян Володимир Юрійович, к.т.н., доцент

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від «08» 11 2023 року № 918-КС

2. Строк подання здобувачем роботи Лютого 2024 року

3. Вихідні дані до роботи технічне завдання, матеріали переробки якої практик. Матеріали по дослідженню укладальних пристроїв.

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

Необхідно провести аналіз поточних конструкцій механізмів для укладання температурних режимів щодо цього питання на енергозберігаючих технологіях. Виконати аналітичне дослідження і зробити висновки.

5. Перелік графічного матеріалу

В пояснювальній записці навести необхідні розрахунки, схеми до проведення аналітичних досліджень, Презентація.

6. Консультанти розділів роботи

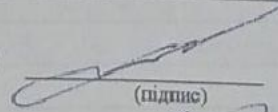
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

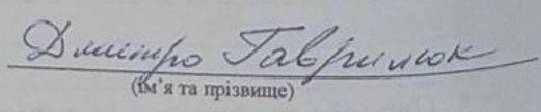
7. Дата видачі завдання 20.11.2023 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

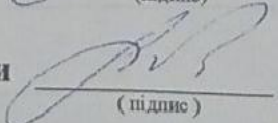
№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Огляд і аналіз існуючих конструкцій механізмів укладальників	24.12.2023	
2.	Огляд і аналіз літературних джерел що до аналітичних досліджень укладальників	06.01.2024	
3.	Технічні характеристики механізмів укладальників відповідно до енерговитрат	16.01.2024	
4.	Для літійові документація та висновки.	22.01.2024	
5.	Оформлення постановки задачі.	27.01.2024	
6.	Оформлення суцільної документації	05.02.2024	

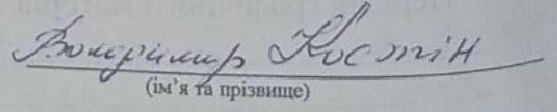
Здобувач освіти


(підпис)


(ім'я та прізвище)

Керівник роботи


(підпис)


(ім'я та прізвище)

« 20 » листопада 2023 р.

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна магістерська робота , 84 стор., 3 табл., рис. 38, граф. 5., позиції літературних джерел 57.

УКЛАДАЛЬНІ ПРИСТРОЇ, МАНІПУЛЯТОРИ, СИСТЕМИ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ЛАНОК, РЕКУПЕРАЦІЯ ЕНЕРГІЇ , ПРУЖНІ СИСТЕМИ РОЗВАНТАЖЕННЯ .

Випускова магістерська робота «Дослідження і вдосконалення виконавчих механізмів укладального пристрою з метою зменшення енерговитрат» складається зі вступу, трьох розділів, висновків переліку літератури та додатків.

В укладальних механізмах, які роблять циклічно на деяких ділянках руху сили корисного опору направлені в ту ж сторону, що і рушійні. Є доцільним енергію, що створюють ці сили на таких ділянках накопичувати, а потім повертати в систему. Найбільш цікавими механізмами рекуперації енергії для даного випадку є поєднані елементів виконавчого механізму з пружинними, а також використання пневмоциліндрів в якості акумуляторів енергії. Використання таких систем дозволяє забезпечити малі габарити і масу механізму переміщення.

Мета дослідження: проведення досліджень з метою виводу аналітичних залежностей для визначення кінематичних і силових параметрів пружинних систем рекуперації енергії у складі механізмів переміщення шару упаковок укладальних автоматів, розробка методик їх розрахунку для створення надійних та ефективних пристроїв.

Об'єктом досліджень були спеціальні пружинні системи , які є складовими механізмів важільних укладальників.

Наукова новизна роботи розроблена конструкція укладального пристрою пружинною системою, яка дозволяє за рахунок деформації пружних елементів на визначених ділянках накопичувати енергію, а в режимах перевантаження повертати її в систему. Це суттєво зменшує енерговитрати, дозволяє створювати мало енергоємні конструкції. Отримані залежності для розрахунку кінематичних і силових параметрів таких пристроїв.

ABSTRACT

Qualifying master's thesis, 84 page, 3 tables, fig. 38, Count 5., positions of literary sources 57.

PLACING DEVICES, MANIPULATORS, LINK WEIGHING SYSTEMS, ENERGY RECOVERY, ELASTIC UNLOADING SYSTEMS.

The graduate master's thesis "Research and improvement of the executive mechanisms of the stacking device in order to reduce energy consumption" consists of an introduction, three sections, conclusions, a list of literature and appendices.

In the folding mechanisms, which make a cyclic movement in some areas, the useful resistance forces are directed in the same direction as the driving forces. It is expedient to accumulate the energy created by these forces in such areas, and then return it to the system. The most interesting energy recovery mechanisms for this case are combined elements of the executive mechanism with spring ones, as well as the use of pneumatic cylinders as energy accumulators. The use of such systems makes it possible to ensure small dimensions and weight of the movement mechanism.

The purpose of the research: conducting research with the aim of deriving analytical dependencies for determining the kinematic and force parameters of spring systems of energy recovery as part of the mechanisms for moving a layer of packages of stacking machines, developing methods of their calculation for the creation of reliable and efficient devices.

The object of research: was special spring systems, which are components of mechanisms of lever stackers.

The scientific novelty of the work: is the developed design of the stacking device with a spring system, which allows energy to be stored in certain areas due to the deformation of elastic elements, and to return it to the system in overload conditions. This significantly reduces energy consumption, allows you to create low-energy structures. The resulting dependencies are used to calculate the kinematic and power parameters of such devices.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	3
ЗМІСТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1	8
АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ УКЛАДАННЯ УПАКОВОК І ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЄМНОСТІ	
1.1 Зрівноваження маніпуляторів	10
1.2 Збалансовані маніпулятори	11
1.3 Вимоги до конструкцій пристроїв маніпуляторів і укладальних пристроїв та їх приводів	26
Висновок до розділу 1	28
РОЗДІЛ 2	29
АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПЛЯШОК	
2.1 Визначення початкових геометричних параметрів та базових характеристик виконавчого механізму	29
2.2 Аналіз впливу на діючі зусилля параметрів підвіски захватної головки	33
2.3 Аналітичне дослідження кінематики руху захватної головки ...	40
Висновки до розділу 2	50
РОЗДІЛ 3	51
ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА В ПЕРІОД РОБОЧОГО ХОДУ	
3.1 Силовий аналіз пристрою без системи часткового розвантаження	53
3.2 Силовий аналіз укладального пристрою при використанні системи розвантаження пружинного типу	59
Висновки до розділу 3	66
ВИСНОВКИ	67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	69
ДОДАТКИ	75

ВСТУП

Пристрої для укладання (виймання) упаковок в транспорту тару є циклічно працюючими машинами, а їх ланки сприймають навантаження з миттєвими змінами. Підприємства на яких експлуатуються укладальники працюють постійно в дві чи три зміни. Як слідство елементи цих машин інтенсивно зношуються, що погіршує подалі їх і без того складну динаміку. Тому до конструкцій робочих органів укладальників висувуються досить жорсткі вимоги за критеріями працездатності, надійності, безпеки (рівні шуму та вібрацій) і експлуатації. На більшість з цих критеріїв безумовно в пряму впливає саме динаміка укладальних машин (величини сил і моментів, зони і інтенсивність їх дії). Особливо великі труднощі виникають при проектуванні машин для укладання екологічних скло упаковок (пляшки, банки), в яких вага шару, який переміщується дорівнює, а часто і перевищує масу робочих органів, що значно погіршує динаміку. Додаткові проблеми пов'язані з тим, що скло банки та пляшки крихкі, а етикетки на їх вологих поверхнях ще слабо тримаються. Додатково погіршує ситуацію те що, останнім часом значно збільшилося кількість нестандартних скляних упаковок, оригінального зовнішнього оформлення та типів транспортної тари. А це вимагає від конструкторів вводити в укладальники додаткові елементи, вузли і механізми, що лише погіршує динаміку.

Суттєво зменшити динамічні навантаження (ту їх частку, що зв'язана з дією сил та моментів інерції) дозволяє статичне та динамічне зрівноваження ланок укладальників. При цьому виконується перерозподіл мас певних ланок таким чином, щоб максимально зменшити їх дію на інші рухомі ланки і опори. Найбільший ефект зрівноваження досягається при умові, коли маси ланок підібрані і розподілені таким чином, щоб при роботі механізмів їх центри мас були нерухомі та відцентрові моменти інерції ланок відносно осей обертання були рівні нулю, а відносно інших осей – постійні. Також значних ефект додають системи розвантаження які частково накопичують енергію за рахунок гідро і пневмосистем, деформації пружних елементів, або підніманням

додаткових мас. В визначений період накопичена енергія повертається в систему і в загальній схемі експлуатації це дозволяє суттєво зменшити енергоємність конструкції. Найбільш ефективними для використання є системи з пружними елементами, які мають незначну масу, добре монтуються в конструкцію, прості при обслуговуванні та експлуатації. Дослідження таких систем, розроблення методик їх розрахунку впровадження в конструкції укладальників є важливою задачею для виробництва.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ УКЛАДАННЯ УПАКОВОК І ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ЇХ ЕНЕРГОЄМНОСТІ

Комплексна автоматизація виробництва – важливий напрям науково-технічного прогресу. На сьогодні автоматизовані виробничі системи широко розповсюджені в різних галузях промисловості. Важливим складником таких систем є машини автомати для укладання продукції в тару в яких використовуються маніпулятори. Постійна проблема в підвищенні технічного рівня виробництва висуває на передній план проблеми вдосконалення існуючих та створення нових зразків укладальних пристроїв, їх виконавчих механізмів (маніпуляторів) із високими функціональними показниками. Серед цих показників чільне місце займають надійність, енергоємність, точність позиціонування робочого органу (захоплювача) маніпулятора та ін., необхідні для ефективного виконання робочих операцій. Очевидно, що зазначені показники залежать від параметрів конструкції приводного та виконавчих механізмів укладальника.

Продуктивним підходом у поліпшенні функціональних характеристик роботів є оптимізація їх конструкцій, введення систем рекуперації енергії, режимів керування. Одним із результативних способів у поліпшенні експлуатаційних характеристик маніпуляторів роботів, зокрема, зменшення витрат енергії на виконання робочих операцій, є побудова оптимальних режимів керування та пошук оптимальних параметрів конструкцій. Поряд з цим ефективним підходом також є введення в конструкцію маніпулятора укладальника системи відповідних пружинно-демпферних пристроїв (пасивних приводів), які на одних етапах руху системи можуть накопичувати енергію, а на других її вивільняти (повертати в систему). Це дає можливість знизити потужності активних приводів і зменшити витрати енергії на переміщення всієї системи. Особливо виправдовує себе такий підхід на циклічних транспортних

операціях, коли маніпулятор переміщує вантаж із початкового положення в кінцеве й повертається назад у початковий стан.

До основних завдань механіки укладальників можна віднести:

- розробку методів синтезу й аналізу виконавчих механізмів (включаючи механізми приводів);
- розрахунки керуючих зусиль і реакцій у кінематичних парах;
- зрівноважування механізмів маніпуляторів.

Ці завдання зважуються на базі загальних методів дослідження структури, геометрії, кінематики й динаміки систем із просторовими механізмами. Кожне з завдань може бути сформульовано як пряме (завдання аналізу) або як зворотне (завдання синтезу). При визначенні функцій положення механізму, у прямому завданні знаходять закон зміни абсолютних координат вихідної ланки за заданими законами зміни відносних або абсолютних координат ланок. У зворотному – за заданим законом руху захвату знаходять закони зміни координат ланок, звичайно, лінійних або кутових переміщень у приводах.

Розв'язок зворотного завдання або завдання синтезу складніший, тому що часто він має безліч припустимих рішень, з яких необхідно вибрати оптимальний. У зворотному завданні кінематики за необхідним законом зміни швидкостей і прискорень вихідної ланки визначаються відповідні закони зміни швидкостей і прискорень у приводах маніпулятора. Зворотне завдання динаміки полягає у визначенні закону зміни керуючих сил і моментів у приводах, що забезпечують заданий закон руху вихідної ланки.

Зрівноваження маніпуляторів

У більшості кінематичних схем маніпуляторів приводи сприймають статичні навантаження від сил ваги ланок. Це вимагає значного збільшення потужностей двигунів приводів і моментів гальмівних пристроїв. Для боротьби з цим використовують три методи:

- Використовують кінематичні схеми маніпуляторів, в яких сили ваги ланок сприймаються підшипниками кінематичних пар. На потужність приводів і гальмівних пристроїв при такому рішенні сили ваги впливають тільки через сили тертя в парах. Як приклад можна привести кінематичну схему робота SCARA. Недоліком цього методу є великі осьові навантаження в підшипниках.

- Зрівноважування ланок маніпулятора за допомогою коригування їх маси. При цьому центр мас ланки за допомогою коригувальних мас зміщується в центр кінематичної пари. Недоліком цього методу є значне збільшення маси маніпулятора і моментів інерції його ланок.

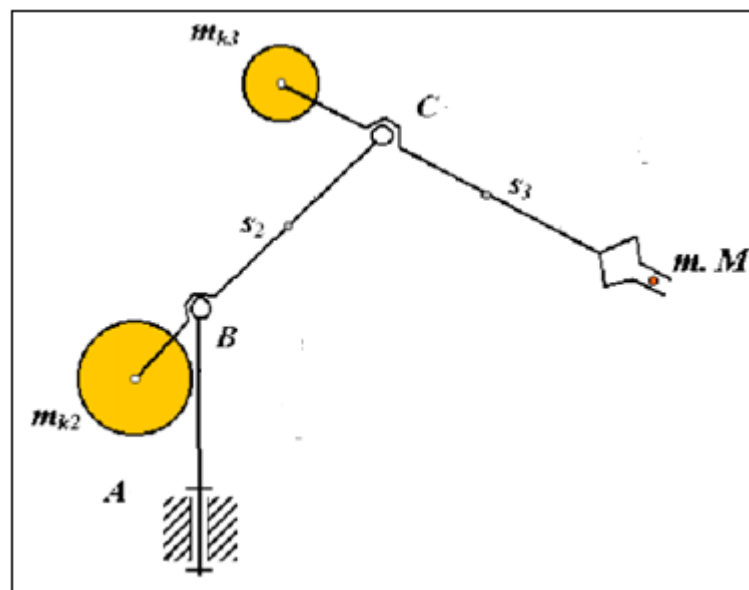


Рис. 1.1

- Зрівноважування сил ваги ланок маніпулятора за допомогою пружних розвантажувачів. Ці пристрої не дозволяють забезпечити повне розвантаження приводів від дії сил ваги на всьому відносному переміщенні ланок. Тому конструкція цих пристроїв включає кулачкові або важільні механізми, які

узгодять пружну характеристику пружини з характеристикою врівноважується сил ваги ланок. Нижче показана схема промислового робота в якому привід вертикального переміщення руки забезпечений механізмом для силової розвантаження, що складається з пружини і кулачкового механізму з профілем, виконаним по спіралі Архімеда.

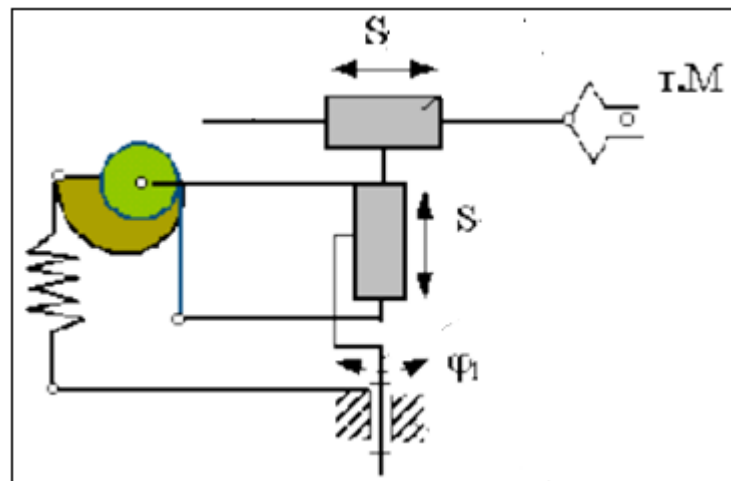


Рис. 1.2

Збалансовані маніпулятори

Принцип роботи збалансованих маніпуляторів заснований на зрівноважуванні вантажу, що перебуває на кінці важеля виконавчого пристрою, силою, що створюється приводним механізмом, і переміщенні вантажу при додатку щодо невеликого зусилля, необхідного для подолання сил тертя в шарнірах і опорах виконавчого пристрою. Відомі конструкції вузько цільового призначення, у яких привод взагалі відсутній, а вантаж урівноважується противагою.

У маніпуляторах із пневмоприводом і деяких моделях маніпуляторів з електроприводом вантажопідйомністю 50...150 кг операції переміщення вантажу в будь-яких напрямках виконується вручну. При цьому в напрямку руху оператор прикладає зусилля не більш 30...80 Н. У ряді моделей з електроприводом вантаж не тільки врівноважується, але й переміщається у вертикальному напрямку за допомогою привода при впливі оператора на органі керування. У цих конструкціях внаслідок більших втрат на тертя в

передавальних механізмах не вдається знизити простими способами зусилля, необхідне для переміщення вантажу у вертикальному напрямку. У подібних маніпуляторах у безпосередній близькості від підвішеного вантажу передбачена рукоятка управління, за допомогою якої регулюється швидкість вертикального переміщення. Інші переміщення оператор виконує вручну.

Ручне керування, вплив оператора безпосередньо на підвішений вантаж, можливість плавного регулювання швидкості переміщення, руху на малих швидкостях дозволяють швидко переміщати вантаж з позиції в позицію, точно зупиняти його в заданій позиції, легко проводити його по бажаній траєкторії, швидко й зручно вводити й виводити великогабаритні вироби і вироби складної конфігурації у вузькі, важкодоступні зони встаткування, практично без можливостей зіткнень й поломки виробів встаткування. Усе це принципово відрізняє збалансовані маніпулятори від традиційних навантажувальних пристроїв, застосовуваних для механізації технологічних процесів.

Збалансований маніпулятор – маніпулятор з ручним керуванням, що містить систему зрівноважування пристрою робочого органу. Збалансованість у горизонтальній площині виконавчого пристрою забезпечується наявністю системи моментного розвантаження, що компенсує зміна потенційної енергії цього органу при зміні його конфігурації, що й не допускає мимовільного зсуву вантажу по горизонталі в межах усієї зони обслуговування.

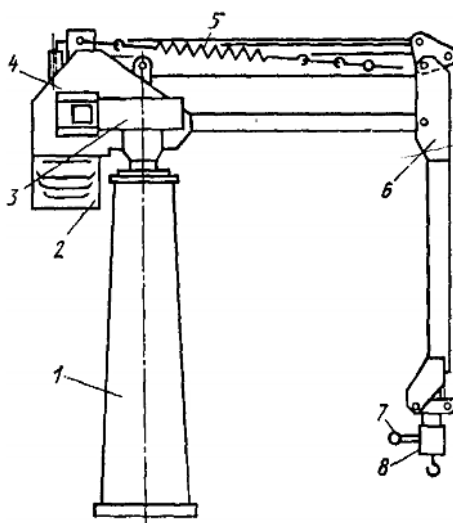


Рис. 1.3 Збалансований маніпулятор.

Збалансований маніпулятор містить підстава 1, установлену на ньому головку 4, яка може повертатися навколо вертикальної осі, виконавчий пристрій 6 з вантажним блоком 8 на кінці, привод 8 вертикального переміщення, пристрій зрівноважування 5 і пристрій керування (рис. 1). У деяких конструкціях, розрахованих на роботу з об'єктом з незмінною масою, привод вертикального переміщення може бути відсутнім. У маніпуляторах з великою вантажопідйомністю можуть бути встановлені ще один – два приводи: горизонтального переміщення й повороту навколо вертикальної осі.

Привод вертикального переміщення монтується на головці, передавальний механізм розміщається усередині головки між її щокми або зовні на одній із щок. На головці монтується також блок 2 пристрою управління приводом вертикального переміщення.

Орган, що задає рух, як правило, у вигляді рукоятки 7 керування приводом вертикального переміщення звичайно розташовується на вантажному блоці, у безпосередній близькості від переміщуваного об'єкта. Це значно підвищує зручність роботи оператора. Вантажний блок, який має можливість обертатися навколо вертикальної осі, несе або гак, або захоплюючий пристрій. Гак підвішений таким чином, що може повертатися навколо вертикальної й поперечної осей. Захоплюючий пристрій може бути самозатискним і не мати приводу або мати механічний, гідравлічний. Електромеханічний або пневматичний привод. Крім того, захоплюючий пристрій може мати додаткові ступені рухливості, які використовуються для зміни орієнтації об'єкта в просторі. Додаткові рухи реалізуються або рукою оператора, або за допомогою додаткових приводів різних типів.

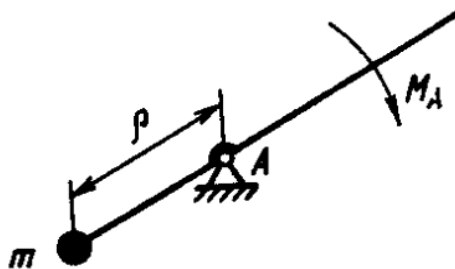


Рис. 1.4 – Пасивний збалансований маніпулятор із противагою

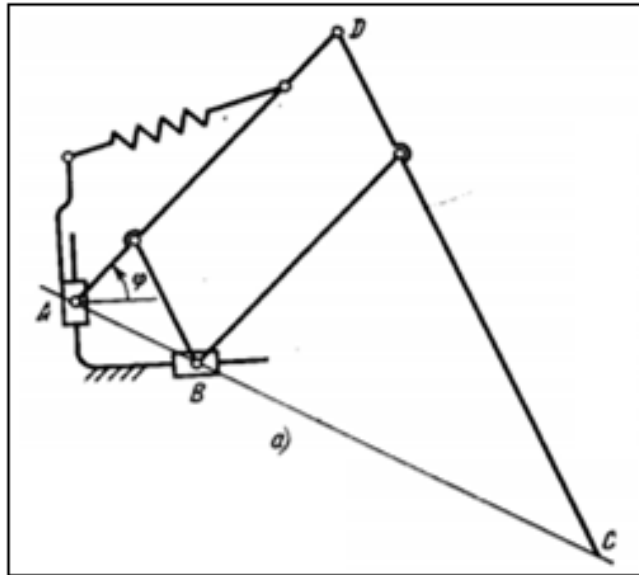


Рис. 1.5 – Пасивний збалансований маніпулятор пружинного типу

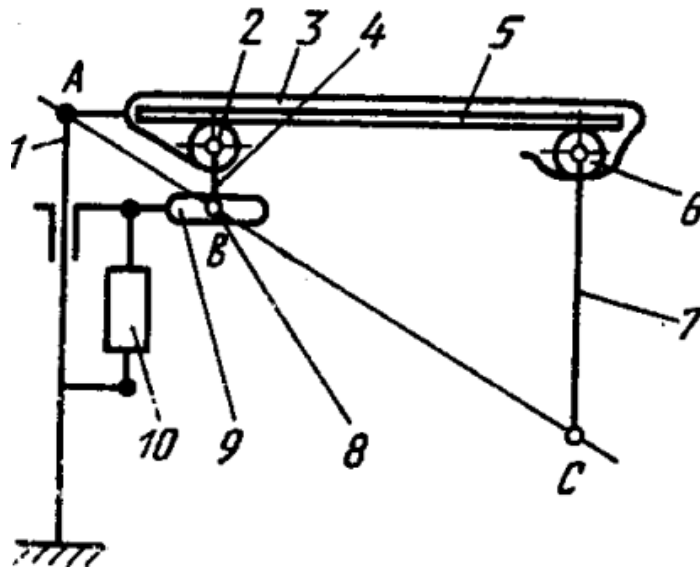


Рис. 1.6 – Схема збалансованого маніпулятора із зубчасто-рейковим механізмом: 1 – стійка; 2 – зубчасте колесо; 3 – порожній важіль; 5 – зубчаста рейка; 6 – зубчасте колесо; 7 – вертикальний важіль; 8 – вісь ролика; 9 – горизонтальна куліса каретки; 10 – привод лінійного переміщення.

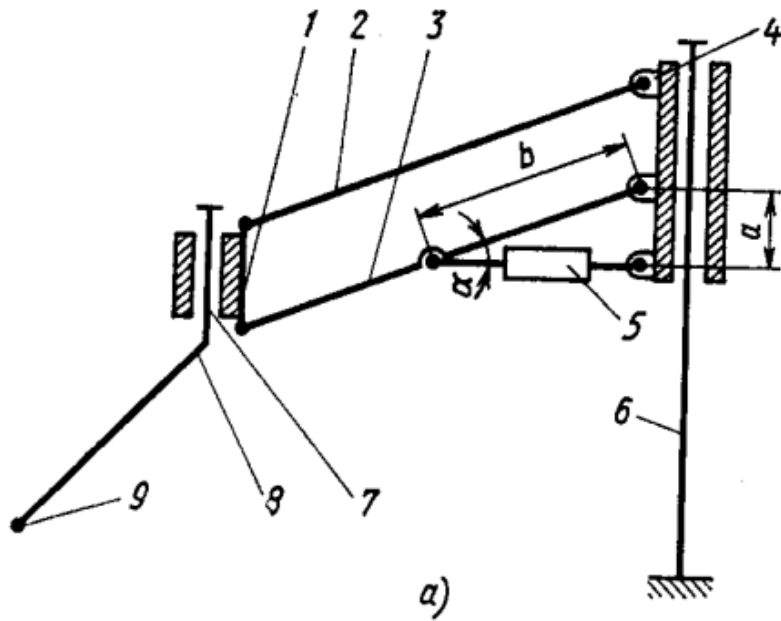


Рис. 1.7 – Схема збалансованого маніпулятора на базі паралелограмного механізму: 1 – несуча ланка; 2, 3, 4 – ланки; 5 – привод лінійного переміщення; 6 – стійка; 7 – вісь; 8 – стріла; 9 – точка кріплення ЗУ.

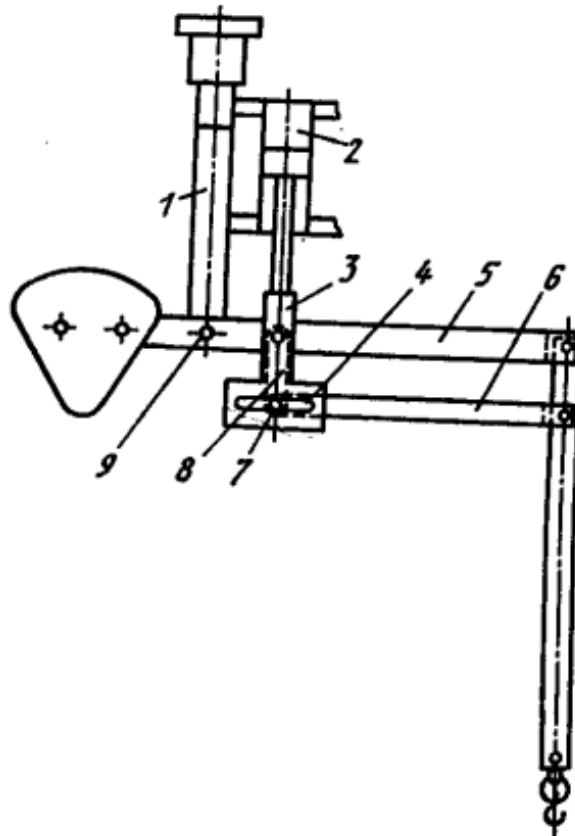


Рис. 1.8 – Схема збалансованого маніпулятора із приводом на поворотній колоні: 1 – поворотна колона; 2 – привод; 3 – Т-образна вилка; 4 – куліса; 5, 6, 8 – важелі; 7 – ролики; 9 – шарнір.

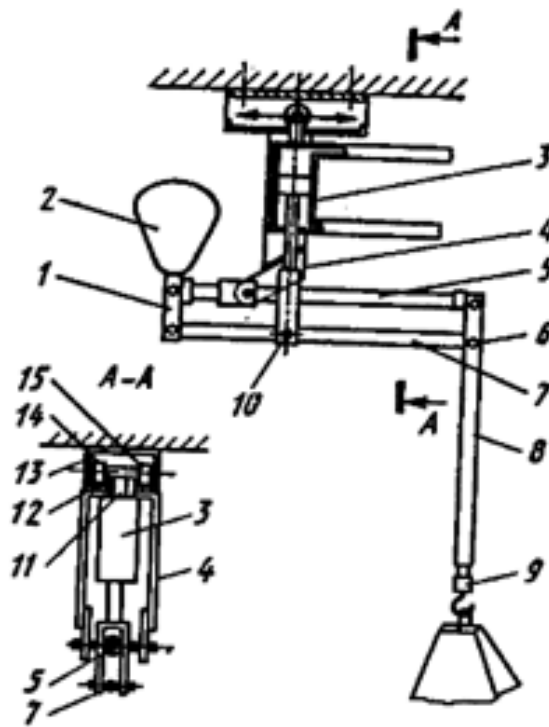


Рис. 1.9 – Збалансований маніпулятор із рухливим приводом вертикального переміщення: 1, 5, 7, 6 – важелі; 2 – противага; 3 – привод; 4 – кронштейн; 6, 10 – шарніри; 9 – вантажний блок; 11 – штанга; 12 – горизонтальна напрямна; 13 – стійка; 14, 15 – ролики.

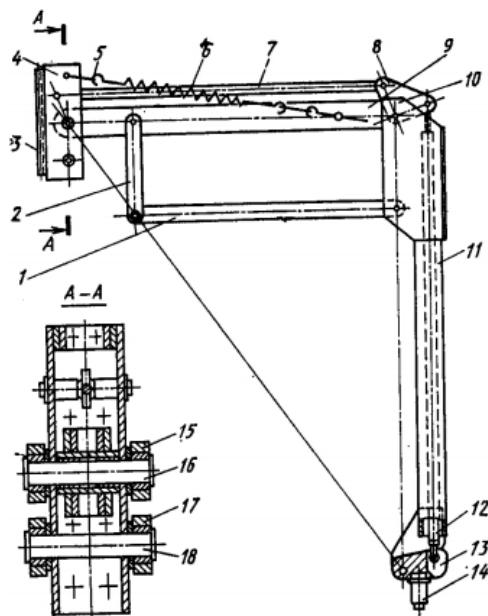


Рис. 1.10 – Збалансований маніпулятор із пружним пантографом: 1, 2, 9, 11 – ланки; 3 – рейка; 4 – каретка вертикального переміщення; 5, 7 – тяга; 8 – щоки; 10, 15, 17 – вісь; 12 – тяга; 13 – корпус; 14 – вертикальна вісь; 16 – ролики

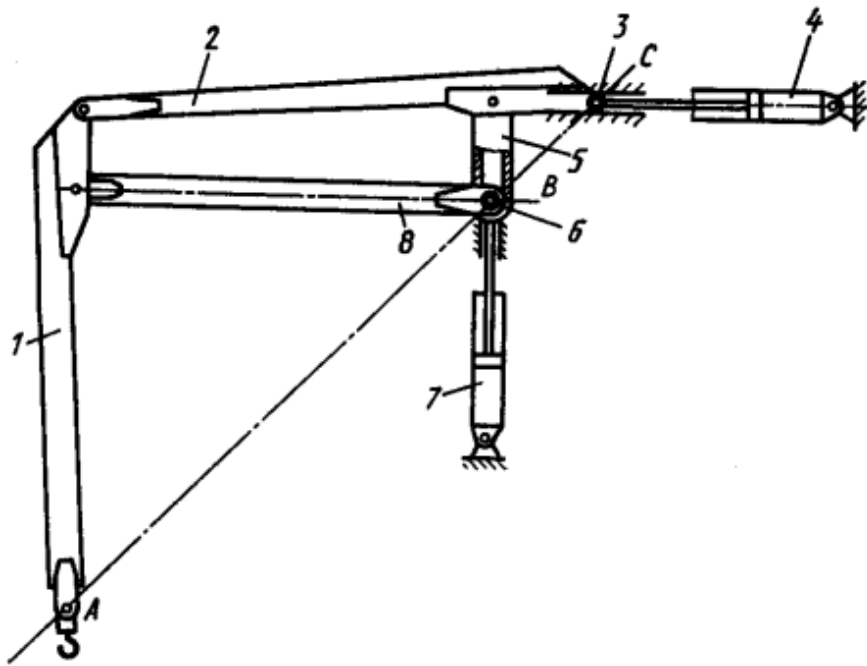


Рис. 1.11 Двох привідний збалансований маніпулятор СМ: 1, 2, 5, 8 – важелі; 3, 6 – вісь; 4, 7 – гідроциліндри.

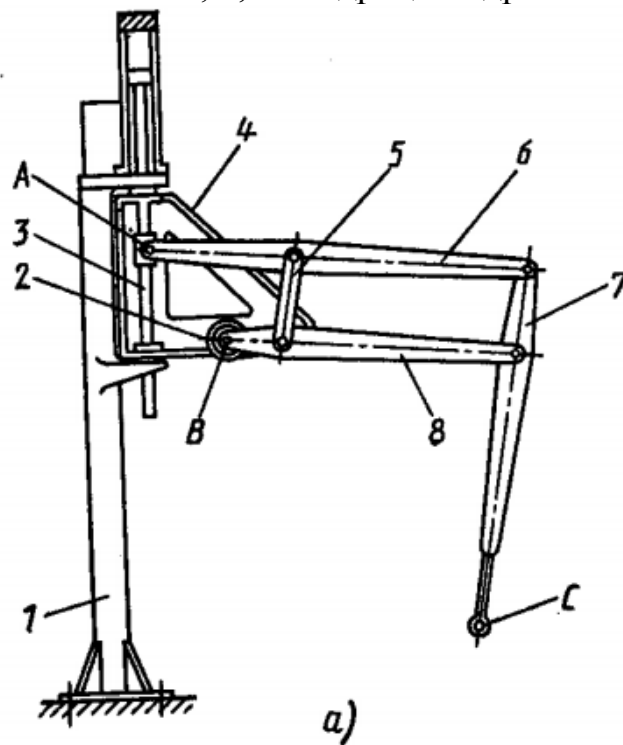


Рис. 1.12 Збалансований маніпулятор на основі пантографа: 1 – колона; 2 – ролик; 3 – шток; 4 – трикутна рама; 5, 6, 7, 8 – ланки

В укладальниках в яких шар пляшок переміщується за допомогою важільних механізмів суттєво зменшити навантаження на елементи привода можна зрівноважуючи приводну ланку. Нижче показані схеми які найбільше застосовуються в інженерній практиці.

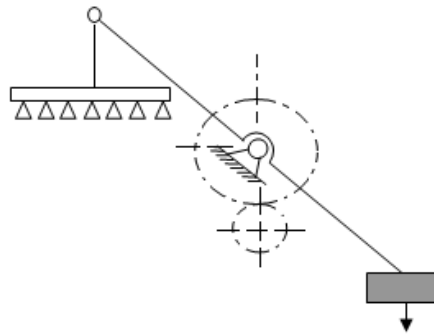


Рис. 1.13 Схема зрівноваження захватної головки з використанням

додаткової маси

Реалізація цієї схеми в реальних конструкціях показана на рисунку, на якому зображено зрівноваження вхідної ланки 12 (коромисла) додатковою масою 14 у механізмі переміщення укладальника М К V -2 (Чехія). Аналогічна конструкція в якій зрівноважено коромисло показана на рисунку Фірмою “ALTA MECCANICHE SRL” з Італії розроблений цілий модельний ряд подібних машин (INCA-1T, INCA-2T, AP-48,AP-64,AP-80).

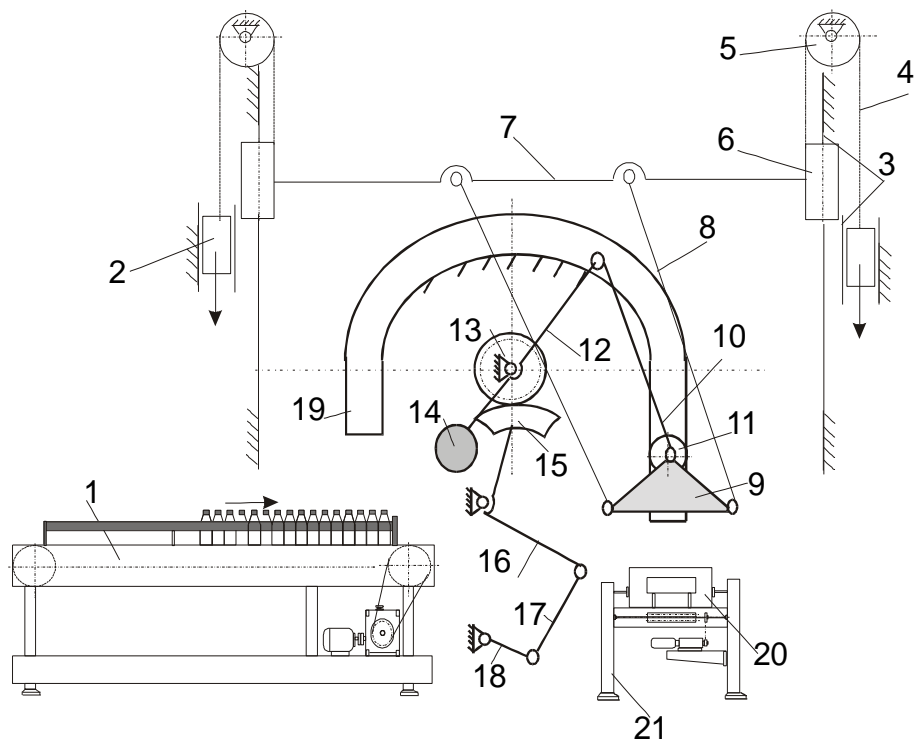


Рис. 1.14 Схема зрівноваження ланок в укладальнику MKV-2 (Чехія).

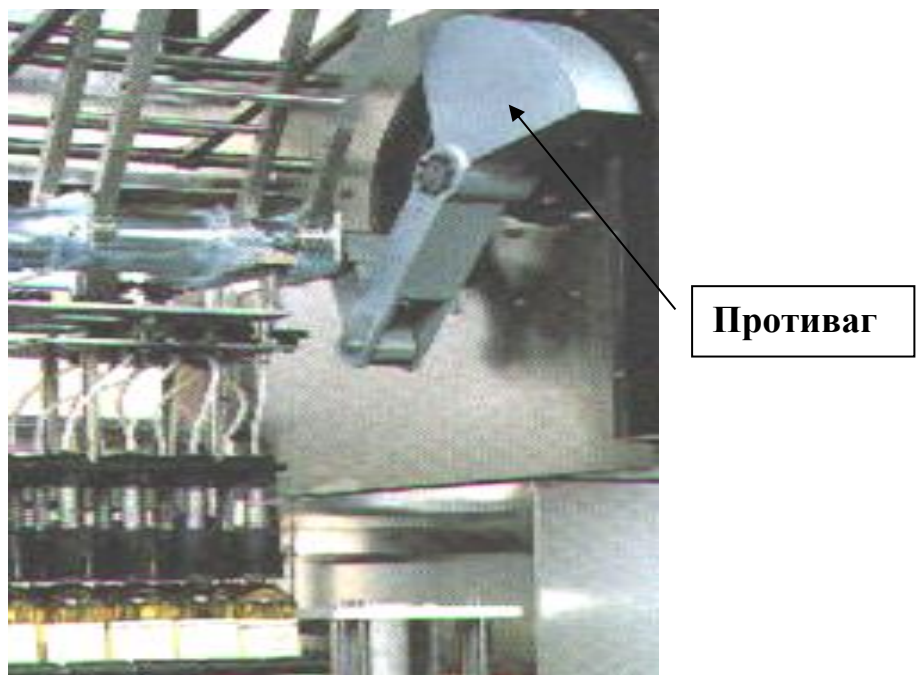


Рис. 1.15 Укладальник фірми "ALTA MECCANICHE SRL" AP-80.

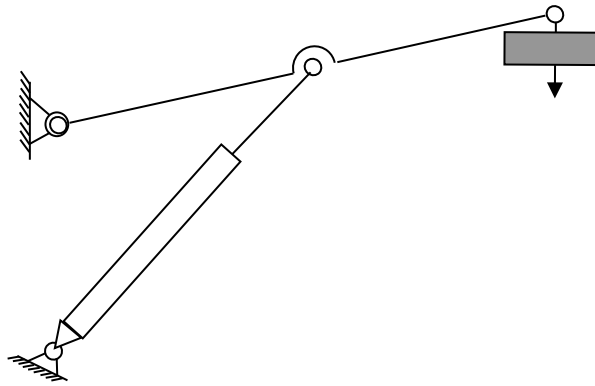


Рис. 1.16 Схема зрівноваження з використанням керованого пневмо циліндра.

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

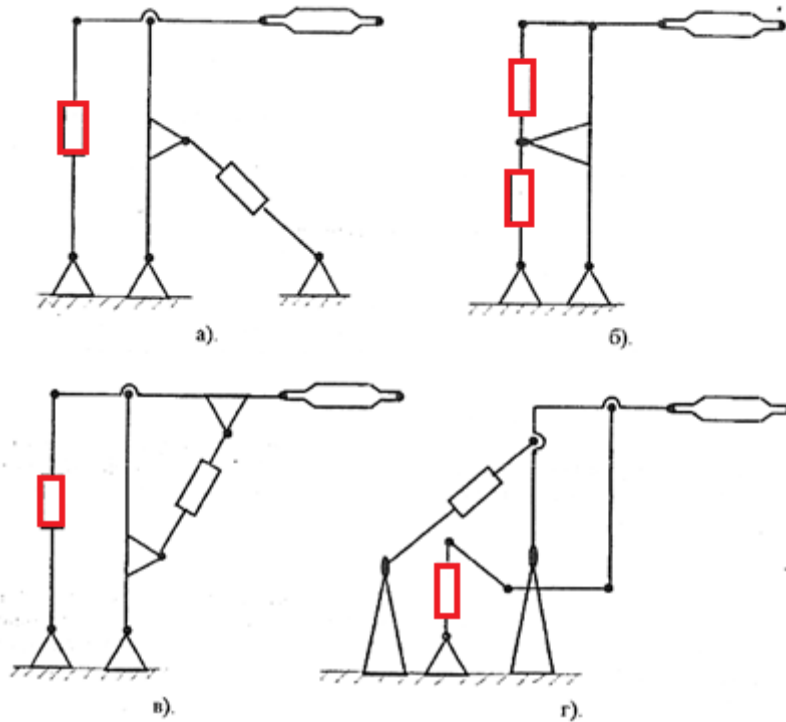


Рис. 1.17 .

На рис. 1.17 а) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим по обидві сторони першого важеля.

На рис. 1.17 б) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим з однієї сторони важеля.

На рис. 1.17 в) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, розташованим по трикутнику.

На рис. 1.17 г) – зображена типова кінематична схема 2-х важільного маніпулятора із приводом, винесеним на одну сторону.

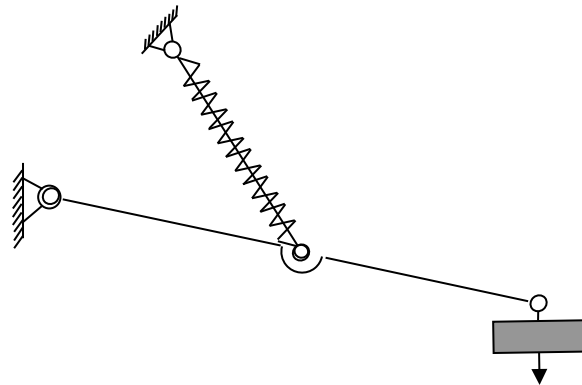


Рис. 1.18 Схема зрівноваження з використанням пружної підвіски.

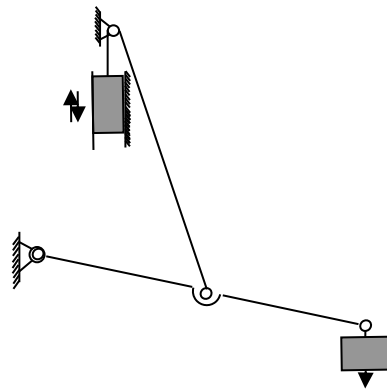


Рис. 1.19 Схема зрівноваження з використанням противаги постійної маси

Одна із схем компоновки укладальників, яка широко застосовується при проектуванні сучасних машин, це схема з однією, або двома колонами по яким вертикально рухається теліжка з горизонтальною балкою - напрямною. По балці, в зонах між вузлом формування шару та транспортною тарою переміщуються захватні головки. Така Г-подібна (П – подібна, з двома колонами) схема використовується також і в сучасних пакетоформуючих машинах. Основним недоліком подібної компоновки модульних вузлів та елементів є значні динамічні навантаження, які виникають в наслідок консольного розташування захватних головок відносно вертикальних колон. Як наслідок значно збільшуються металоємність та енергоємність конструкції, обмежуються кінематичні параметри руху.

З метою поліпшення характеристик укладальників даної групи, спеціалістами кафедри мехатроніки та пакувальної техніки НУХТ, була запропонована нова схема компоновки привода горизонтального переміщення та схема розташування захватних головок (рис. 23.).

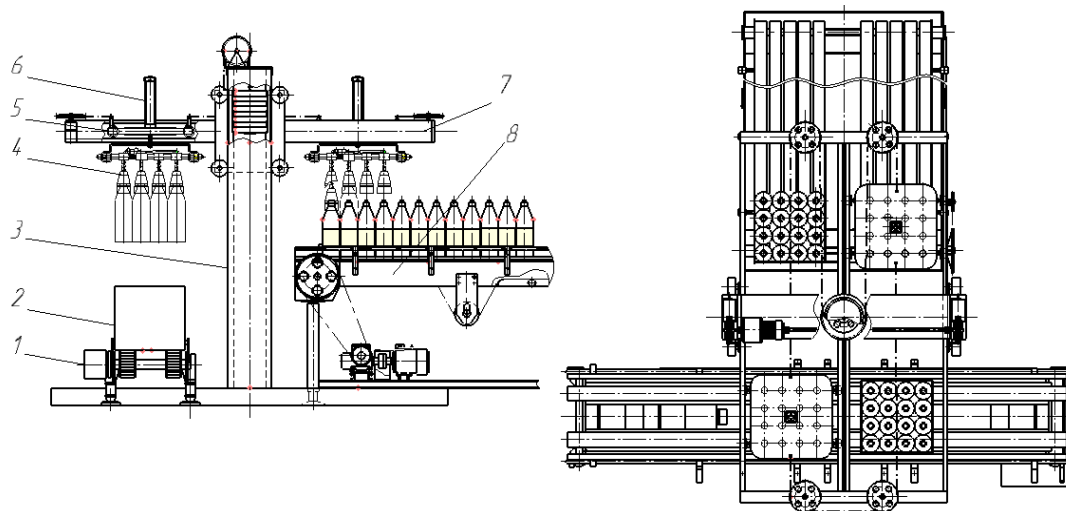


Рис. 1.20 Укладальник з двома захватними головками: 1.- конвеєр тари; 2.- ящик; 3.- вертикальна колона; 4.- захватна головка; 5.- теліжка горизонтального переміщення; 6. – пневмоциліндр; 7.- горизонтальна балка; 8.- вузол формування шару.

В представленій на рисунку 1.20 схемі дві захватні головки рухаються горизонтально в протилежних напрямках за рахунок закріплення їх, на різних гілках приводної ланцюгової передачі. При чому сам мотор – редуктор привода горизонтального переміщення, монтується на балці симетрично по центру колон. При роботі захватні головки захватні головки будуть розташовані весь час на однакових відстанях від вертикальних колон, а не зрівноваженим залишиться тільки шар упаковок.

Запропонована конструкція приводного механізму і схема компоновки дозволяє зрівноважити захватні головки, суттєво зменшити консольну загрузку і як наслідок металоємність машини. Також дана схема дозволяє забезпечити зручність доступу до всіх вузлів укладальника, їх заміну та ремонт, зменшити експлуатаційні витрати.

Також в НУХТ модернізували схему укладальника в якому захватна головка рухається по вертикальним і криволінійним ділянкам при завантаженні пляшок в тару і отримали нову конструкцію (патент №59226 А).

В основу була поставлена задача збільшення продуктивності пристрою для укладання пляшок в тару шляхом удосконалення конструкції, яка забезпечує гарантований рух захватної головки без пляшок при холостому її ході, вдовж іншої, меншої за довжиною траєкторією, а також зменшення ударних динамічних навантажень за рахунок зміни системи керування пневмоприводом машини.

Це досягається тим, що в пристрої для укладання пляшок в тару встановлюється додаткова нерухома напрямна меншого розміру та перемикачі ходу ролика з однієї частки криволінійної ділянки на іншу, які з'єднані з пружинами, а вісь обертання приводного важеля зміщена відносно центрів кривини криволінійних ділянок нерухомих напрямних. Приєднання до нерухомої напрямної додаткової криволінійної ділянки, дозволяє реалізувати рух захватної головки без пляшок вдовж траєкторії меншої за довжиною, а використання перемикачів ходу ролика, які з'єднані з пружинами, дозволяє без додаткових приводних пристроїв забезпечити в визначених місцях перехід ролика з захватною головкою на потрібну ділянку криволінійної нерухомої напрямної. Зміщення вісі обертання приводного важеля механізму переміщення відносно центрів кривини криволінійних ділянок нерухомої напрямної, дозволяє зменшити розміри і масу ланок механізму переміщення шару пляшок. Компактне виконання приводу дозволяє розташувати його в найбільш зручному місці, збільшуючи зону обслуговування та огляду.

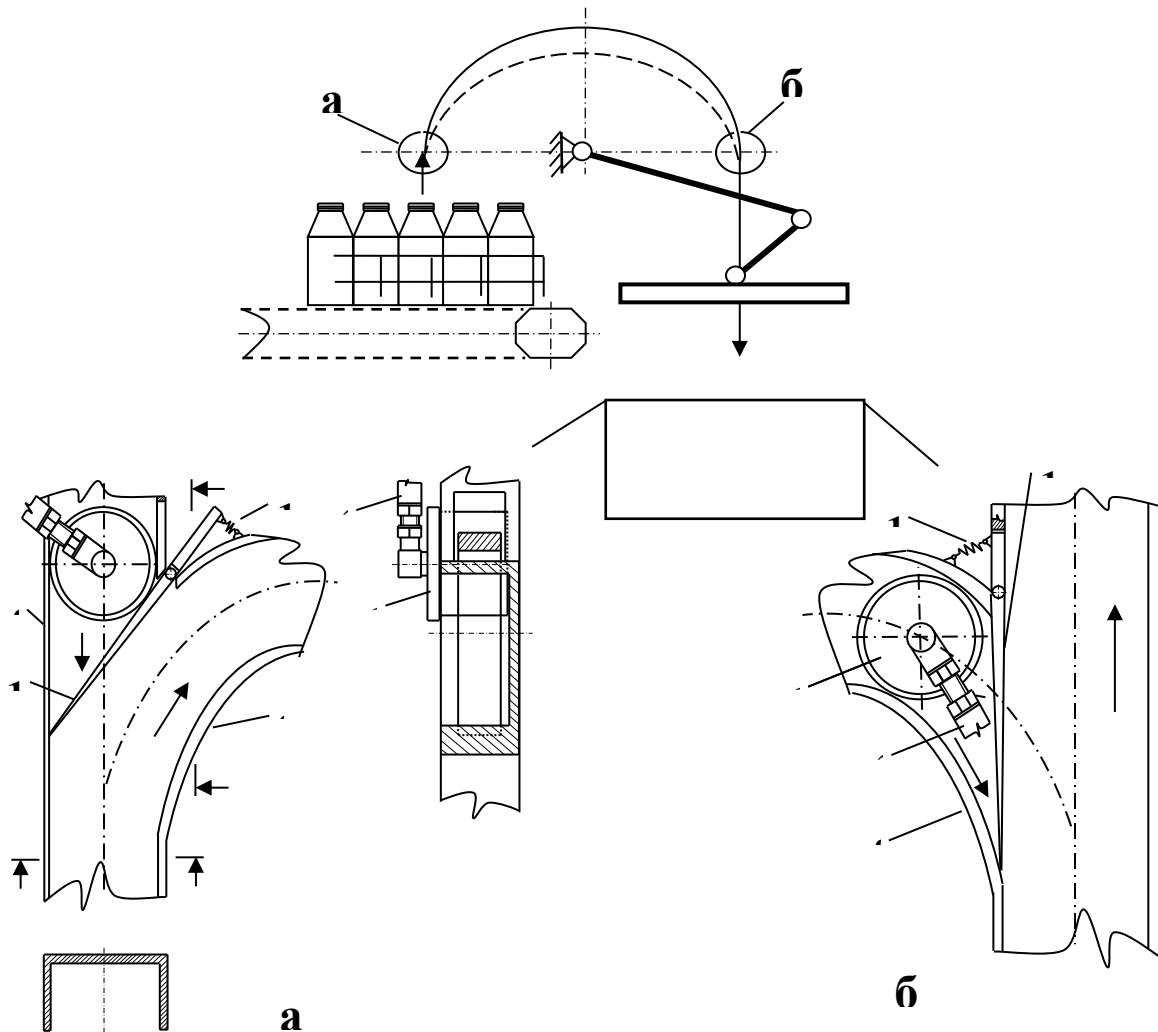


Рис. 1.21 Пристрій для укладання пляшок (патент № 59226)

На рис. 1.21 показана схема пристрою для укладання пляшок в тару. Пристрій для укладання пляшок містить в собі: 1- ролик; 2- захватну головку; 3- шатун механізму переміщення; 4- приводний важіль; 5- додаткову нерухому криволінійну напрямну; 6- робочу криволінійну ділянку нерухомої напрямної; 7- перемикач ходу ролика з вертикальної ділянки руху на додаткову криволінійну ділянку при підйомі; 8- перемикач ходу ролика з додаткової криволінійної ділянки на вертикальну ділянку траєкторії руху, яка розташована над столом-накопичувачем; 9 – пружина розтягу; 10 – пружина стиску. Пристрій працює таким чином: за допомогою конвеєра порожня тара поступає в зону завантаження. В цей же час із пляшок, які подаються від етикетировочного автомата, на рухомому столі-накопичувачі формується шар. Далі

захватна головка 2 переходить в положення над сформованим шаром пляшок і опускається на пляшки. Після захоплення пляшок відбувається підйом захватної головки 2 та перенесення шару пляшок вдовж криволінійної ділянки нерухомої напрямної 9. При робочому ході захватної головки 2 з шаром пляшок до транспортної тари, перемикач 11 з додаткової криволінійної ділянки на вертикальну ділянку траєкторії руху і перемикач 10 з вертикальної ділянки руху на додаткову криволінійну ділянку займають крайні ліві положення, як показано на фіг. 2 та фіг.3. Коли захватна головка 2 проходить зону стикування основної та додаткової криволінійної напрямних (фіг.2) ролик відштовхує перемикач 10, розтягує при цьому пружину 12 і рухається вниз до транспортної тари, а перемикач 10 після проходження роликом зони з'єднання напрямних, пружиною 12 повертається в попереднє положення. Після укладання шару пляшок в транспортну тару захватна головка 2 піднімаючись контактує з перемикачем ходу 10, який направляє її рух вдовж додаткової криволінійної напрямної 8. Коли захватна головка 2 проходить зону стикування додаткової та основної криволінійної напрямних (рис. 24) ролик відштовхує перемикач 11, стискує при цьому пружину 13, та переміщується далі до вже сформованого нового шару пляшок. Перемикач 11 після проходження роликом зони з'єднання напрямних, пружиною 11 повертається в попереднє положення.

З конструкцій закордонних фірм слід виділити машину фірми „ Krone” (Німеччина) яка показані на рисунку 25 . В даній конструкції фірми „ Krone” захватні головки рухаються обертально в вертикальній площині, це суттєво зменшує її габарити . Така компоновка дозволяє також частково зрівноважувати рухомі частини (захватні головки одні з яких піднімаються інші опускаються компенсуючи частково вагу тих які піднімаються.[25,30]

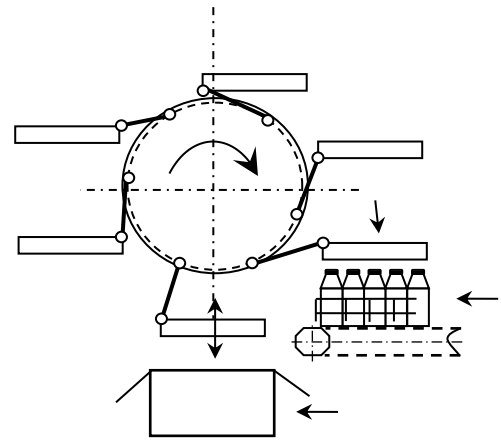


Рис. 1.22 Автомат „Roundpac” фірми „Krones” (Німеччина) та його структурна схема.

Вимоги до конструкцій пристроїв маніпуляторів і укладальних пристроїв та їх приводів

1. Забезпечення заданої точності й швидкодії при підвищенні відносної вантажопідйомності, а саме відношення маси вантажу, що переноситься, до маси .

2. При проектуванні й виборі передавальних механізмів важливим завданням є одержання точності, навантажувальної здатності й малих габаритів. Для взаємодії з об'єктами, маніпулятори забезпечуються захватними пристроями.

3. Найчастіше в укладальниках та маніпуляторах використовують комбінований привод, Тобто найчастіше застосовуваною комбінацією силових приводів є комбінація електричного пневматичного і рідше гідравлічного приводів. Однією із істотних такої комбінації є переваги є можливість регулювання стабільної швидкості в діапазоні менше 0,1 м/с і більше 1 м/с.

Приводи конструктивно можуть компоуватися з маніпулятором напряду різним образом, від чого залежить принцип передачі руху відповідним до ланок маніпулятора. Можна виділити три основні варіанти компоування:

- привод розташований на ланці маніпулятора, забезпечуючи безпосередній вплив на ланку, що рухається;
- привод розташований на нерухливій підставі й зв'язаний з ланками через передавальні механізми;
- комбінований спосіб компоування, коли частина приводних пристроїв розміщують безпосередньо на ланках маніпулятора, а частина – на нерухливій підставі.

Найпоширеніший, завдяки простоті кінематичних зв'язків між ланками й зручності керування системою маніпулятора, перший варіант компоування. Однак його реалізація приводить до збільшення маси і габаритів ланок маніпулятора, зниженню вантажопідйомності й погіршенню динамічних характеристик. У випадку твердих обмежень на масу й габарити ланок маніпулятора кращий другий варіант, хоча він вимагає довгих і складних кінематичних ланцюгів для передачі руху.

Останнім часом усе більше поширення одержує комбінований спосіб; при цьому в основу побудови конструкції маніпулятора укладальника закладається перший варіант компоування, а окремі приводні пристрої системи встановлюють на нерухливій підставі.

Вибір того або іншого виду привода обумовлений функціональним призначенням, пропонованими до нього технологічними вимогами, особливостями виробництва й умовами експлуатації, а також вартістю, складністю обслуговування, експлуатаційними витратами, наявністю тих або інших комплектуючих виробів і їх якістю. Вибір привода повинен здійснюватися разом з визначенням типу й структури системи керування.

Висновки з розділу 1

Якщо проаналізувати переваги і недоліки представлених схем то використання додаткової маси найбільш простий спосіб, тут не вводяться деталі що рухаються окремо. У випадку використання керованого пневмоциліндра крім конструкції ускладняється схема керування. За витратами це найдорожчий варіант зрівноваження. При використанні пружної підвіски, можливо розтягування пружин в процесі експлуатації і зміні величини пружної сили що знищує ефект від зрівноваження. В останньому випадку коли встановлюється противага, в наслідок гнучкої підвіски можливі варіанти заклинювання і повторного удару. Безумовно у всіх розглянутих варіантах зрівноваження приводного важеля, збільшується навантаження на підшипникові опори і ускладняється конструкція машини.

Розділ 2. АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПЛЯШОК

2.1. Визначення початкових геометричних параметрів та базових характеристик виконавчого механізму

В процесі аналітичного дослідження, при виводі формул, потрібно знати додаткові геометричні та кутові характеристики, наприклад кут коливання приводного важеля при русі захватної головки від вузла формування шару упаковок до транспортної тари, його крайні положення, час циклу та ін.

Для визначення повного кута коливання приводного важеля, кута який характеризує робочій хід виконавчого механізму, використовуємо розрахункову схема показану на рис. 2.1 .

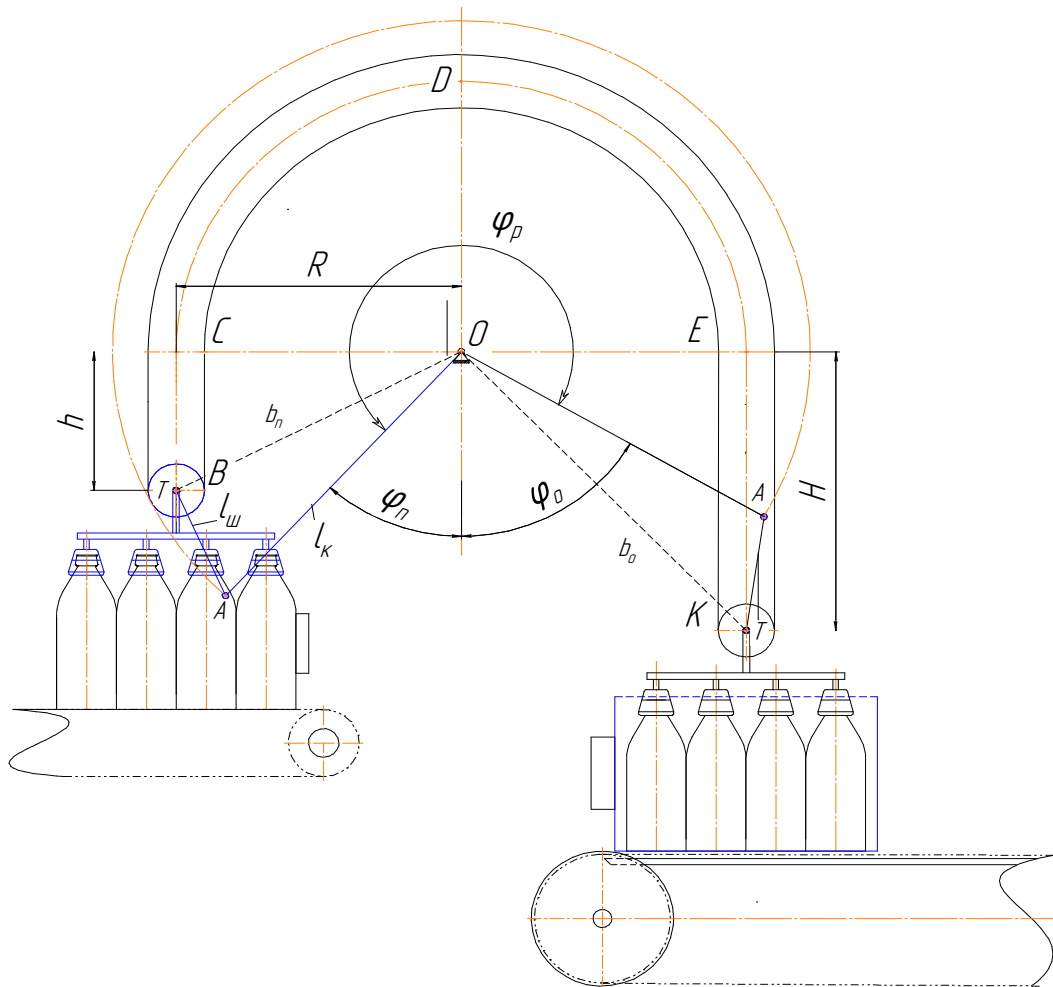


Рис. 2.1. Схема до визначення початкових параметрів руху захватної головки.

На представленій схемі показано: ділянка підйому захватної головки над вузлом формування шару упаковок (BC) довжиною – h; вертикальна ділянка опускання пляшок в транспорту тари (EK) довжиною –H; криволінійна ділянка руху захватної головки (CDE) з радіусом кривини –R; довжина приводного важеля – l_2 ; довжина шатуна – l_3 ; кут визначаючий положення найнижче положення приводного важеля над вузлом формування шару- φ_{Π} ; кут визначаючий найнижче положення приводного важеля над вузлом відведення транспортної тари - φ_0 ; кут який визначає робочий хід виконавчого механізму при переміщенні шару упаковок від вузла формування до транспортної тари - φ_p . Частка приведених параметрів вибирається конструктивно з врахуванням геометричних розмірів споживчої упаковки та транспортної тари, розмірів вузлів формування визначеного шару упаковок та конвеєрів для відведення упакованої продукції і подачі порожньої тари. Інші необхідно розраховувати.

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:

$$\varphi_{\Pi} = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\frac{h}{R} \right) - \cos^{-1} \left(\frac{R^2 + h^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + h^2}} \right) \quad (2.2).$$

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

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\frac{H}{R} \right) + \cos^{-1} \left(\frac{R^2 + H^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + H^2}} \right) \quad (2.3).$$

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

$$\varphi_p = \pi + \left(\tan^{-1}\left(\frac{h}{R}\right) + \tan^{-1}\left(\frac{H}{R}\right) \right) + \left[\cos^{-1}\left(\frac{a_0^2 + h^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + h^2}}\right) - \cos^{-1}\left(\frac{a_0^2 + H^2}{2 \cdot l_2 \cdot \sqrt{R^2 + H^2}}\right) \right] \quad (2.4)$$

де заміна $a_0^2 = R^2 + l_2^2 - l_3^2$ (2.5).

Параметри h, H і R залежать від розмірів споживчої упаковки (пляшок), транспортної тари (ящиків), розмірів вузлів формування і конвєсра відведення тари. Останні дві групи розмірів відповідних вузлів, також проектуються з врахуванням розмірів споживчої упаковки і тари.

Кути які визначають початок і кінець руху захватної головки на той чи іншій ділянці руху можна розрахувати наступним чином (рис. 2.2). Вертикальна прямолінійна ділянка підйому шару упаковок над вузлом формування шару:

- початок руху визначається згідно залежності (2.2);
- кінець руху і початок руху вдовж криволінійної напрямної :

$$\varphi_H = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1}\left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot b_2}\right) \quad (2.6).$$

Криволінійна ділянка переміщення захватних головок:

- початок руху визначається згідно залежності (2.6);
- кінець руху вдовж криволінійної напрямної :

$$\varphi_K = 3 \cdot \frac{\pi}{2} - \cos^{-1}\left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot b_2}\right) \quad (2.7).$$

Вертикальна ділянка руху при завантаженні упаковок в тару:

- початок руху визначається згідно залежності (2.7);
- кінець операції завантаження відповідає куту:

$$\varphi_S = 3 \cdot \frac{\pi}{2} - \tan^{-1}\frac{H}{R} - \cos^{-1}\left(\frac{R^2 \cdot l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2}\right) \quad (2.8).$$

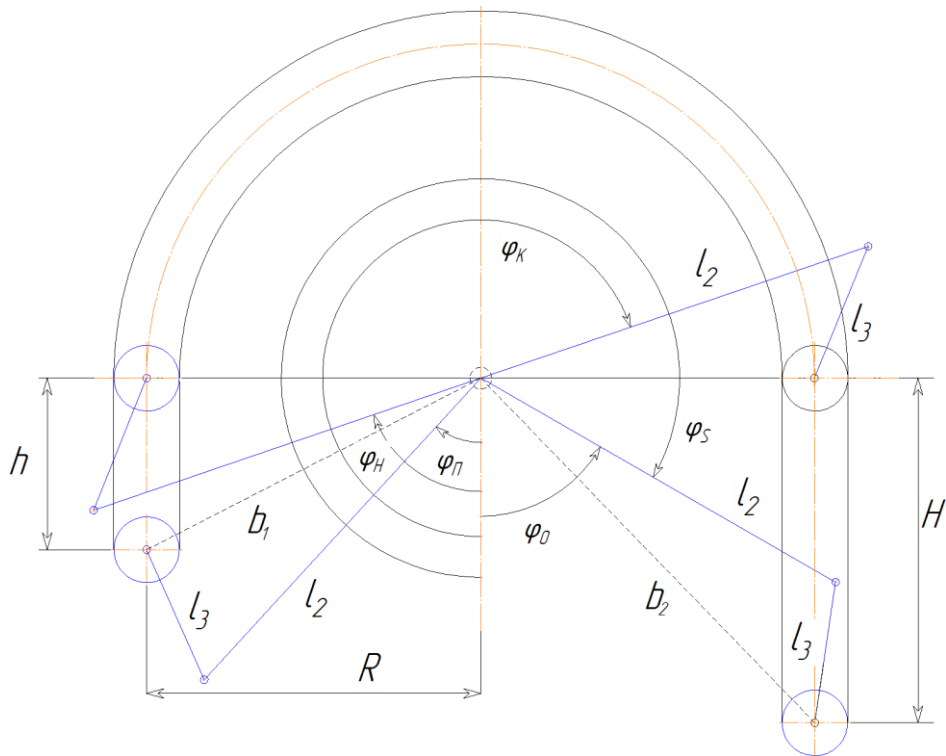


Рис. 2.2

При дослідженні слід зробити ряд зауважень стосовно вибору довжини ланок. Найменша сумарна довжина ланок виконавчого механізму, буде у випадку розташування їх вдовж ліній (CA_1O) , для ділянки підйому вантажу, як показано на схемі (рис. 2.3). Аналогічно для ділянки опускання упаковок в тару це буде лінія OA_1K . Але в даних випадках існування з'єднання в кінематичній парі A , можливо лише в т. A_1 , так як при будь якому русі ланок, відбувається її руйнування (т. A_0).

Для існування кінематичної пари в точці A_1 , де з'єднуються ланки 2 і 3, потрібно щоб виконувалася умова:

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

Більш точні рекомендації по вибору довжин ланок 2 і 3, можна дати аналізуючи вплив нормальної складової реакції ланки 3 на ролик з точки зору можливості його руху, або заклинюванню.

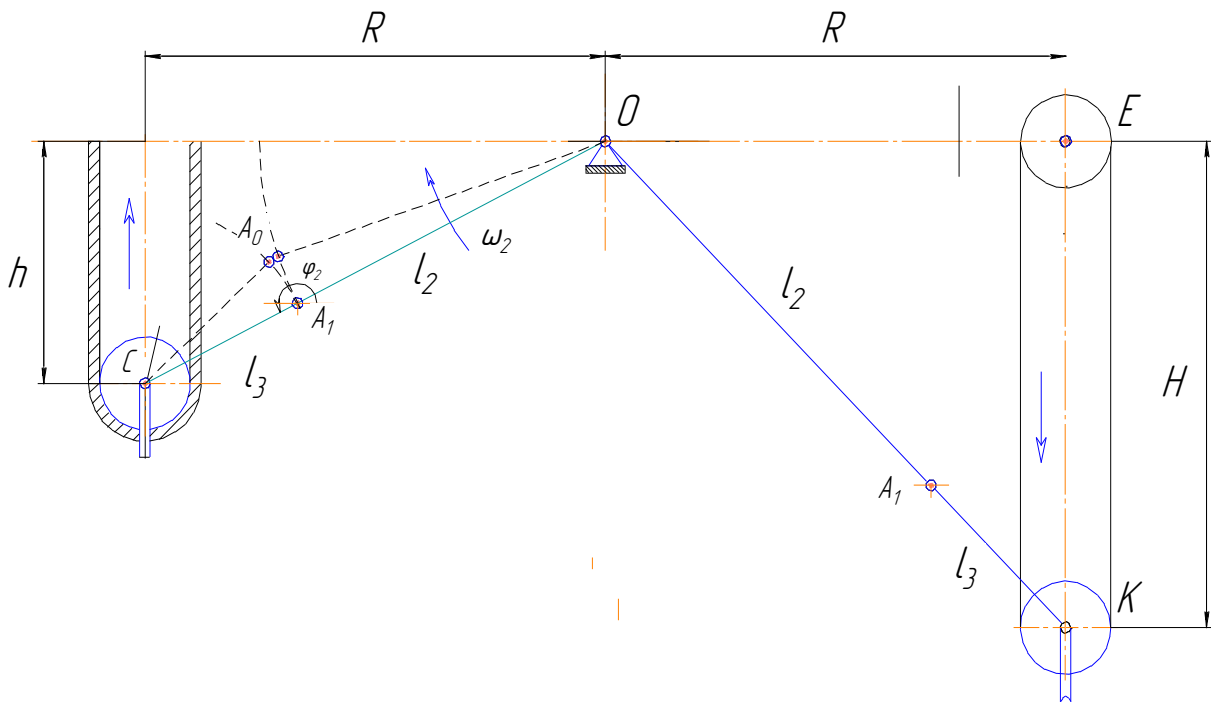


Рис. 2.3

2.2 Аналіз впливу на діючі зусилля параметрів підвіски захватної головки

Якщо розглянути спочатку рівномірний рух захватної головки без врахування сил інерції на етапі підйому захватної головки, то спрощену схему навантаження в такому випадку можна представити на рис. 2.4. На схемі позначено: 2.- шатун; 3.- ролик; 4.- прямолінійна нерухома вертикальна напрямна; F_{px} – сила, яка навантажує виконавчий механізм укладальника на ділянці робочого ходу; R_{43} – реакція на ролик з боку нерухомої напрямної 4; R_{23} – реакція на ролик з боку шатуна; $F_{\text{тер}}$ – сила тертя ковзання між роликом та цапфою на шатуні; N – нормальна складова реакції R_{23} ; φ_2 – кут повороту шатуна; ω_3 – кутова швидкість шатуна; ω_p – кутова швидкість обертання ролика; r_p – радіус ролика; $r_{\text{ц}}$ – радіус цапфи в точці монтажу ролика; h_1 – найкоротша відстань до лінії дії нормальної складової реакції; h_2 – найкоротша відстань до лінії дії сили тертя; k – коефіцієнт тертя кочення в точці контакту ролика з нерухомою напрямною.

Повна реакція R_{23} - на ролик з боку шатуна, буде направлена вдовж дотичній до кола тертя. Якщо врахувати мікро зазори між цапфою і внутрішнім отвором ролика, то нормальна складова реакції R_{23} буде направлена вдовж осі шатуна і прикладена в точці дотикання цапфи і ролика D. Точка дотикання ролика з нерухомою напрямною в процесі підйому вантажу буде змінюватися, і діяти на ліву, або праву сторону вертикальної напрямної. Це залежить від співвідношенні довжин ланок, а також від кута повороту шатуна, що добре видно на рис. 2.4.

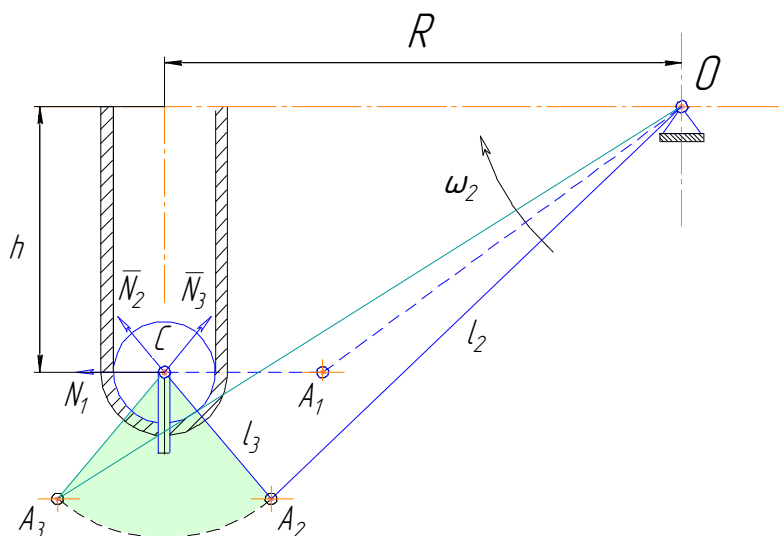


Рис. 2.4 . Напрямок дії нормальної складової реакції N : N_1 – рух відсутній (заклинювання); N_2 – тиск на лівий бік напрямної ; N_3 – тиск на праву сторону вертикальної напрямної; $(A_2 \text{ С } A_3)$ – зона де енерговитрати найменші.

При підйомі вантажу можливі варіанти: заклинювання, ковзання ролика вдовж напрямної та його чисте кочення. Для того щоб ролик перекочувався вдовж вертикальної напрямної, а не ковзався, потрібно щоб виконувалася умова (2.10), сума моментів діючих сил відносно т. К (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:

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

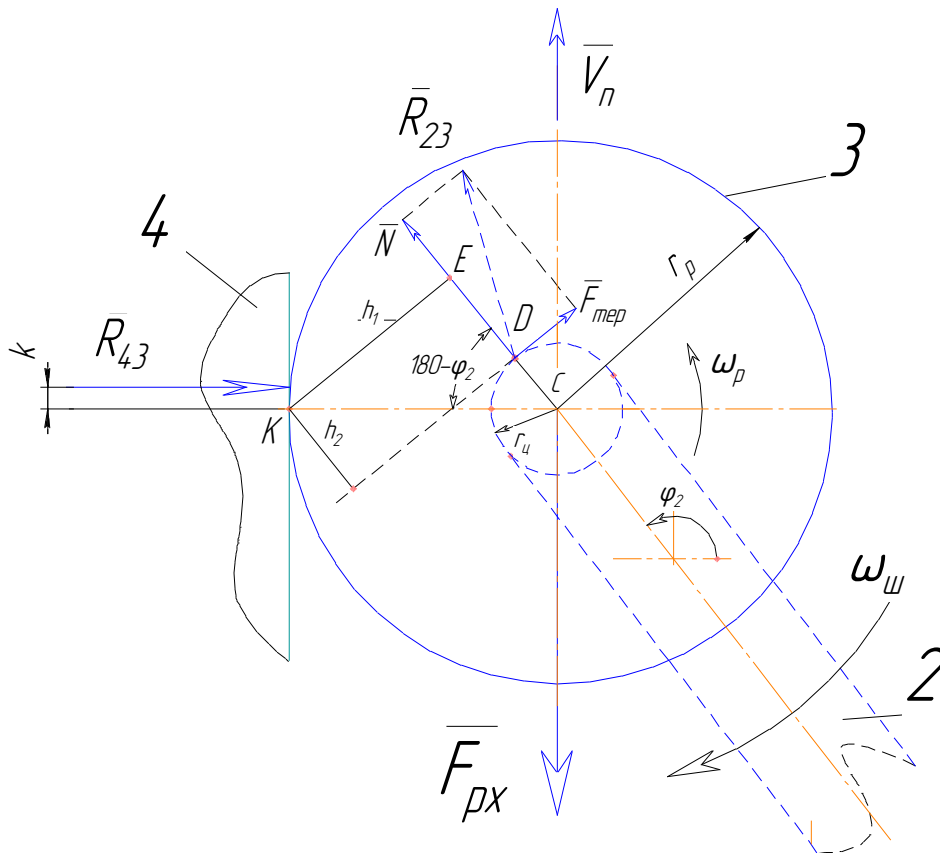


Рис. 2.5.

Відстані h_1 і h_2 можна визначити з трикутника КЕС:

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

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

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

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

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

Висновки. Аналізуючи залежність, яка отримана з відповідними припущеннями (рівномірний рух і відповідно без врахування сил інерції), то можна зробити наступні висновки:

- величина нормальної складової реакції, не залежить від довжин ланок механізму переміщення шару упаковок;

- параметри які впливають на нормальну складову це величина навантаження (F_{px}), розміри ролика, коефіцієнти тертя, і кут під яким направлена нормальна сила по відношенню до нерухомої напрямної.

Для більш детального аналізу отриманих залежностей виконаємо відповідні розрахунки із узагальненням результатів для наочності у вигляді графічної залежності. Розрахунки виконаємо в системі для наукових та інженерних розрахунків «MathCAD».

Програма 1.

В якості вхідних даних для розрахунку використаємо типові параметри машин серії «NPA / NPE» виробництва Німеччини (рис. 2.6) та аналогів 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 : $\varphi := 30, 40.. 160$

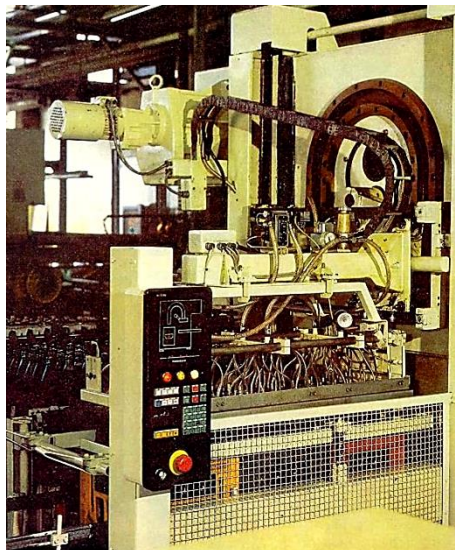


Рис. 2.6 Машин серії «NPA / NPE» виробництва Німеччини

Діапазон зміни зовнішнього навантаження на виконавчий механізм укладальника (збільшення ваги шару упаковок, або кількості захватних головок): $F_{1px} = 150, 200, 250, 300, 350 \text{ Н}$.

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

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

Зміна величини нормальної складової реакції в точці фіксації захватної головки в залежності від кута повороту шатуна показана на рисунку 2.7, результати розрахунків в таблиці 1.

Графік зміни функції N від кута повороту

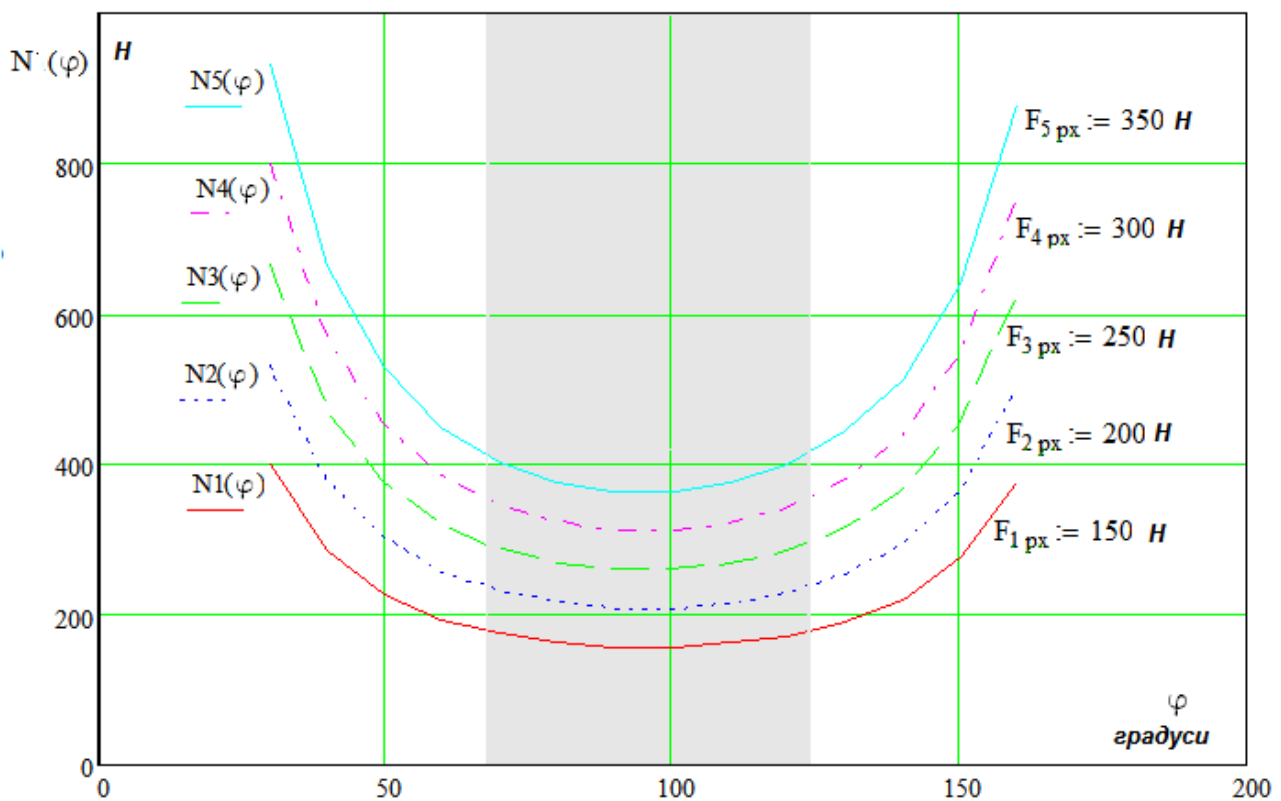


Рис. 2.7

На величину мінімального значення нормальної складової реакції в діапазоні навантаження, що розглядається не суттєво впливають геометричні параметри ролика (зовнішній і внутрішній діаметри), це видно з додаткового графіка (рис. 2.8).

Результати розрахунків представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

$\varphi =$	$F_{1\text{px}} := 150$ $N1(\varphi) =$	$F_{2\text{px}} := 200$ $N2(\varphi) =$	$F_{3\text{px}} := 250$ $N3(\varphi) =$	$F_{4\text{px}} := 300$ $N4(\varphi) =$	$F_{5\text{px}} := 350$ $N5(\varphi) =$
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.

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

Варіант 1:

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

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

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

Варіант 2:

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

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

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

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

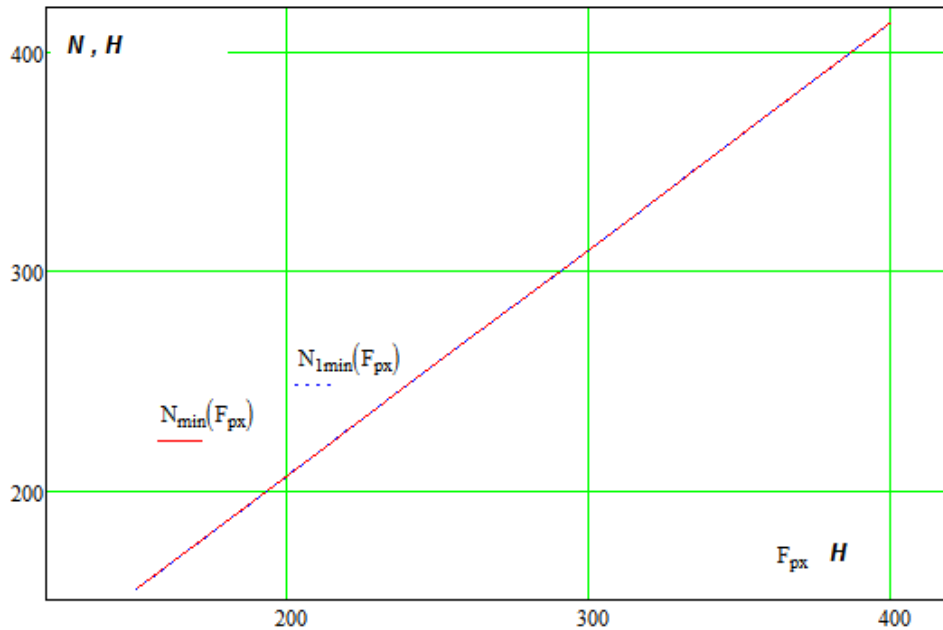


Рис. 2.8

Висновки

Як видно за результатами розрахунків:

- при збільшенні параметрів ролика в тричі, лінії навантаження на графіку майже співпадають;
- мінімальні значення нормальної складової реакції в шарнірі відповідають значенню кута φ_2 в межах 90 градусів, тобто паралельно вертикальній напрямної (рис. 2.7).

Кут під яким з врахуванням конструкторських міркувань (габарити, металоємність, динамічні властивості, енергоємність та ін.) доцільно розташовувати лінію дії реакції N , знаходиться в зоні від 70° до 120° (рис. 2.4) з врахуванням умови (2.9). Цей діапазон і потрібно використовувати для підбору співвідношень довжин приводного важеля і ланки 2.

2.3 Аналітичне дослідження кінематики руху захватної головки

1. Ділянка підйому упаковок над вузлом формування шару.

Для визначення залежності положення точки підвіски захватної головки від переміщення від кута повороту приводного важеля використаємо розрахункову схему показану на рис. 2.9.

Величина переміщення точки В, якщо спроектувати відповідні відрізки на вісь ОХ буде рівнятися:

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

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

Для виключення кута ψ з рівняння (2.15) опустимо перпендикуляр з точки А на вісь ОD. 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:

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

Для спрощення подальших перетворень зробимо заміни:

$$k = \frac{l_3}{l_2} \quad \text{і} \quad q = \frac{l_2}{R} \quad (2.19).$$

Підставивши значення (2.19) в (2.20) отримаємо:

$$\cos \psi = \left[1 - \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} - \sin \varphi \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.20).$$

Розкладемо вираз (2.20) в ряд за формулою бінома Ньютона та отримаємо:

$$\cos \psi = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} - \sin \varphi \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} - \sin \varphi \right)^8 \dots \quad (2.21).$$

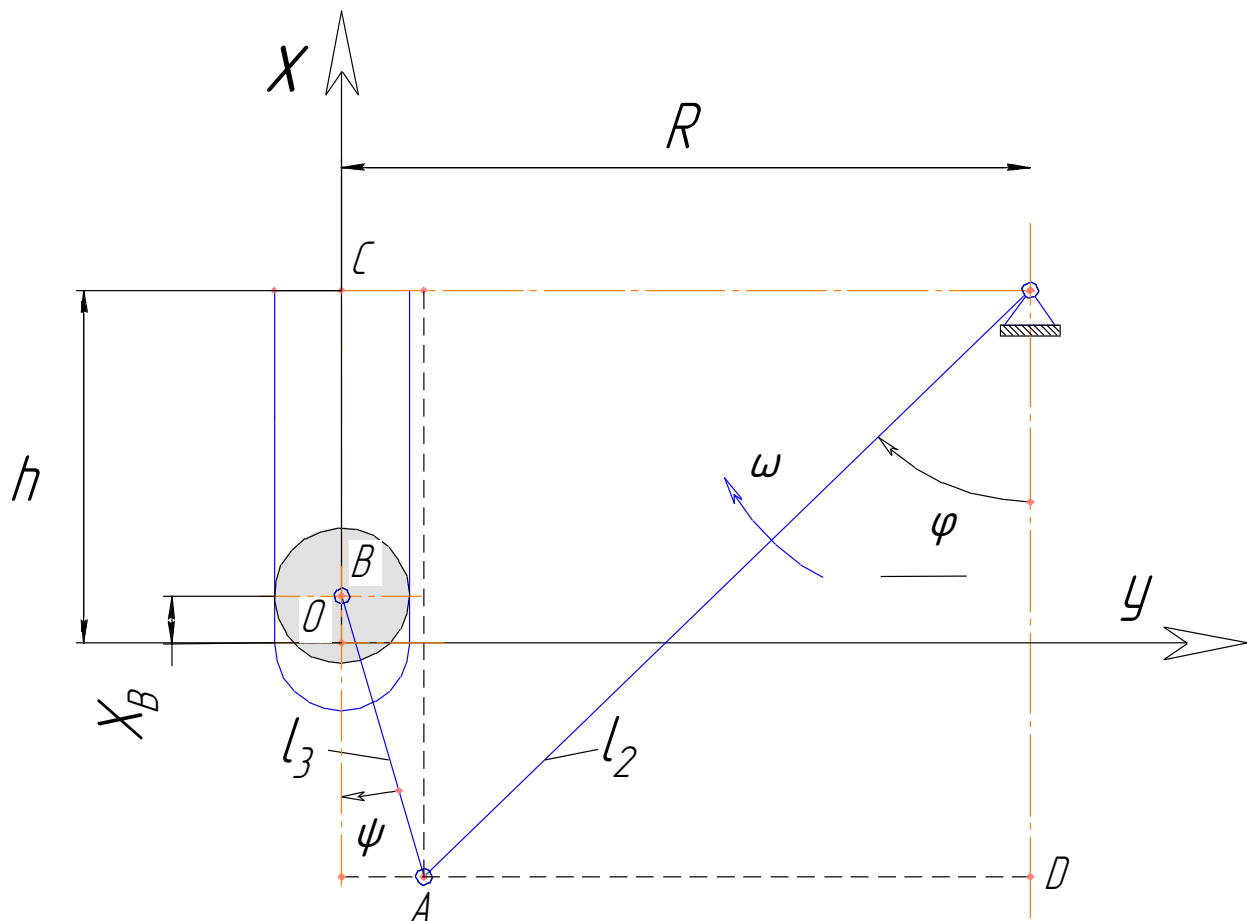


Рис. 2.9

Даний ряд якщо використовувати параметри, які частіше зустрічаються в конструкція сучасних укладальників, швидко сходиться. Дане припущення підтверджується при відповідних розрахунках.

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 за результатами розрахунків припущення було вірним, так як складова В на декілька порядків менш за складову А, тобто нею можна нехтувати і не враховувати при виводі аналітичних залежностей і подальших розрахунках.

Як наслідок з ряду (2.21), можна використовувати лише перших дві складові. Трете та інші будуть мати дуже малі значення і не впливати на кінцевий результат. Підставивши спрощений варіант (2.21) в рівняння (2.15), отримаємо:

$$x_B = h - l_2 \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot k^2} \cdot \left(\sin \varphi - \frac{1}{q} \right)^2 \right] \quad (2.22).$$

Отримане рівняння можна використати для визначення величини переміщення захватної головки з упаковками на ділянці підйому в залежності від кута повороту приводного важеля.

Наближене значення швидкості руху захватної головки отримаємо диференціюванням залежності (2.22), при цьому використаємо наступні перетворення та припущення.

Так для швидкості можна записати :

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

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

Якщо вважати, що приводний важіль буде рухатися з постійною швидкістю. Це буде перший варіант дослідження, і він можливий в залежності від виду приводного механізму укладального пристрою, наприклад забезпечити постійних рух приводного важеля можна за допомогою привода показаного на рис. 2.10 (укладальник типу Б2-ОУБ для скляних пляшок).

Кінцева залежність після диференціювання та відповідних перетворень для визначення швидкості буде мати вигляд:

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

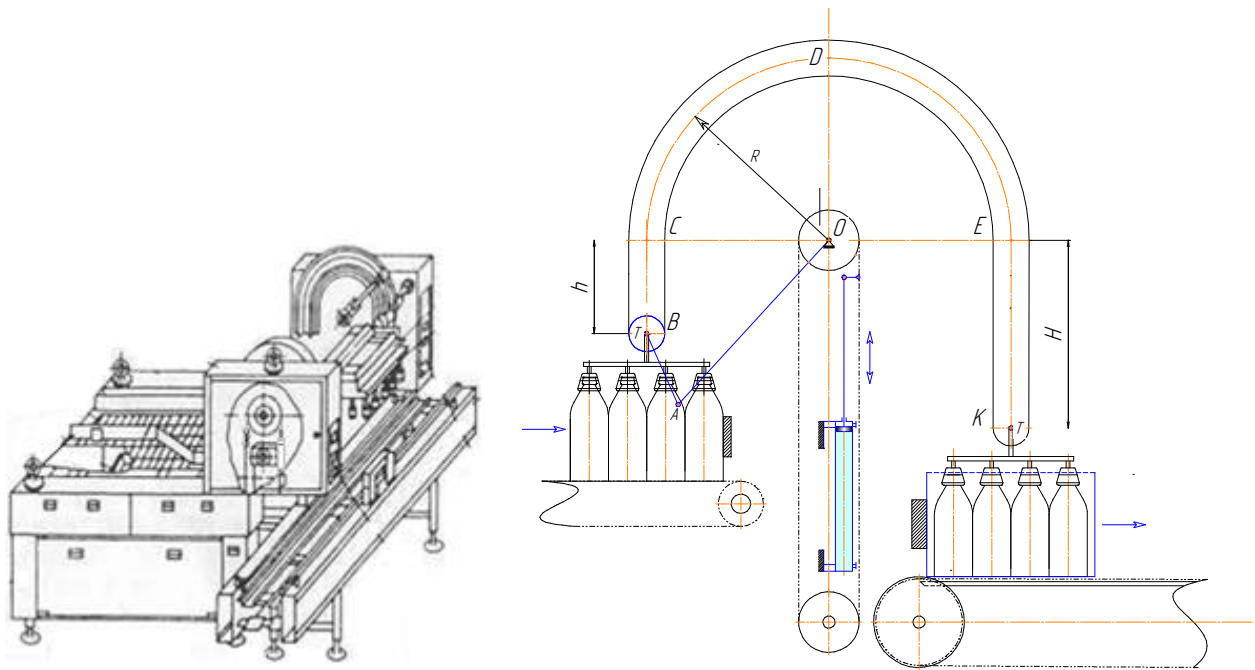


Рис. 2.10. Укладальник з приводом (гідроциліндр та ланцюгова передача).

Аналогічно наближену з достатньою точністю для інженерних розрахунків залежність прискорення, можна отримати якщо взяти першу похідну від швидкості (2.25), а саме:

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

Після підстановки та відповідних перетворень і диференціювання, залежність для визначення прискорення буде такий вид:

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

Отримані залежності (2.22), (2.24) і (2.26) можна використати для визначення кінематичних параметрів та силового розрахунку укладальних пристроїв.

Для перевірки і аналізу отриманих залежностей виконаємо відповідні розрахунки та побудуємо 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 : $l_2 := 578.8 \text{ мм}$
- довжина шатуна : $l_3 := 201.2 \text{ мм}$
- 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:

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

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

початковий кут на ділянці опускання упаковок в тару:

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

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

2. Кут коливання коромисла на ділянці робочого ходу:

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

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

3. Час робочого ходу виконавчих механізмів укладальника:

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

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

-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 $\varphi := 42,45..72 \quad \text{град}$

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

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

3. Визначення кінематичних параметрів руху даного етапу.

величина переміщення точки підвіски захватної головки

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

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

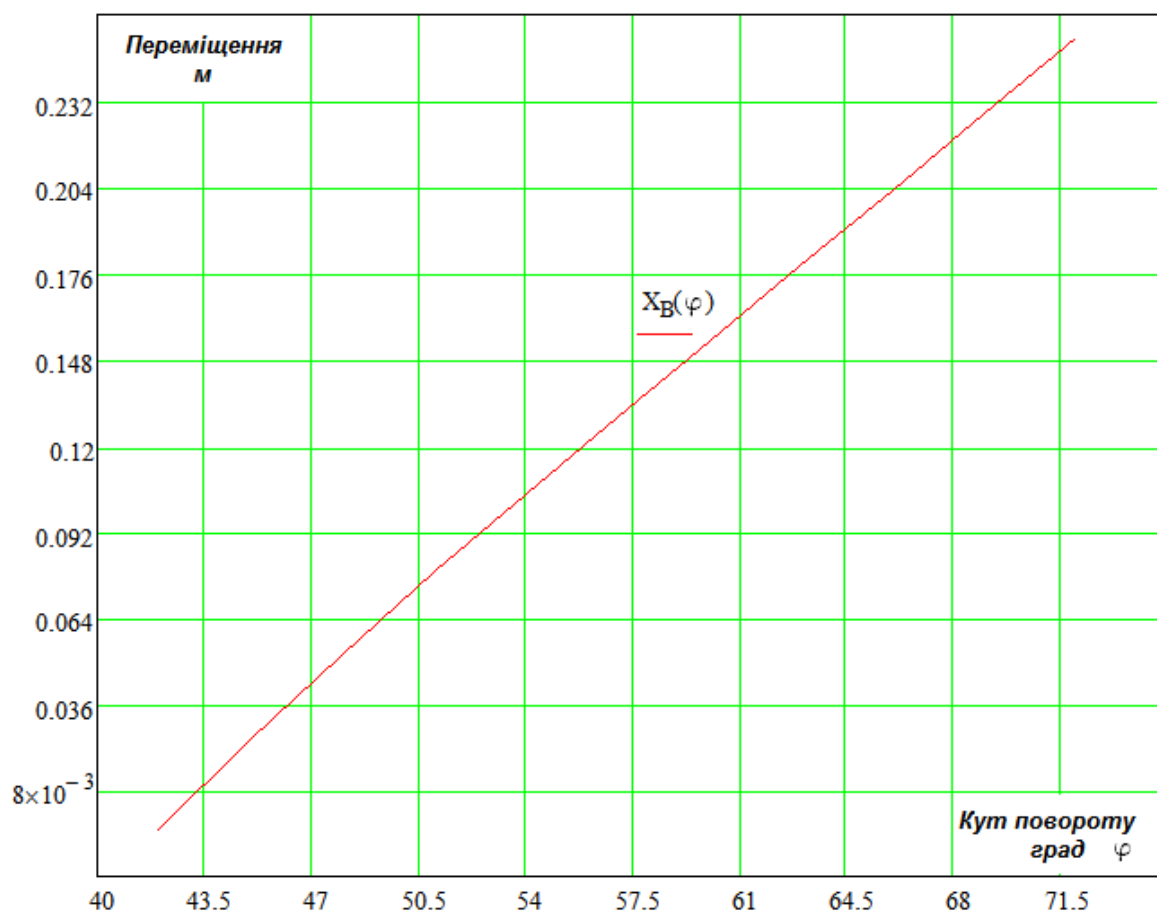


Рис. 2.11. Графік переміщення захватної головки.

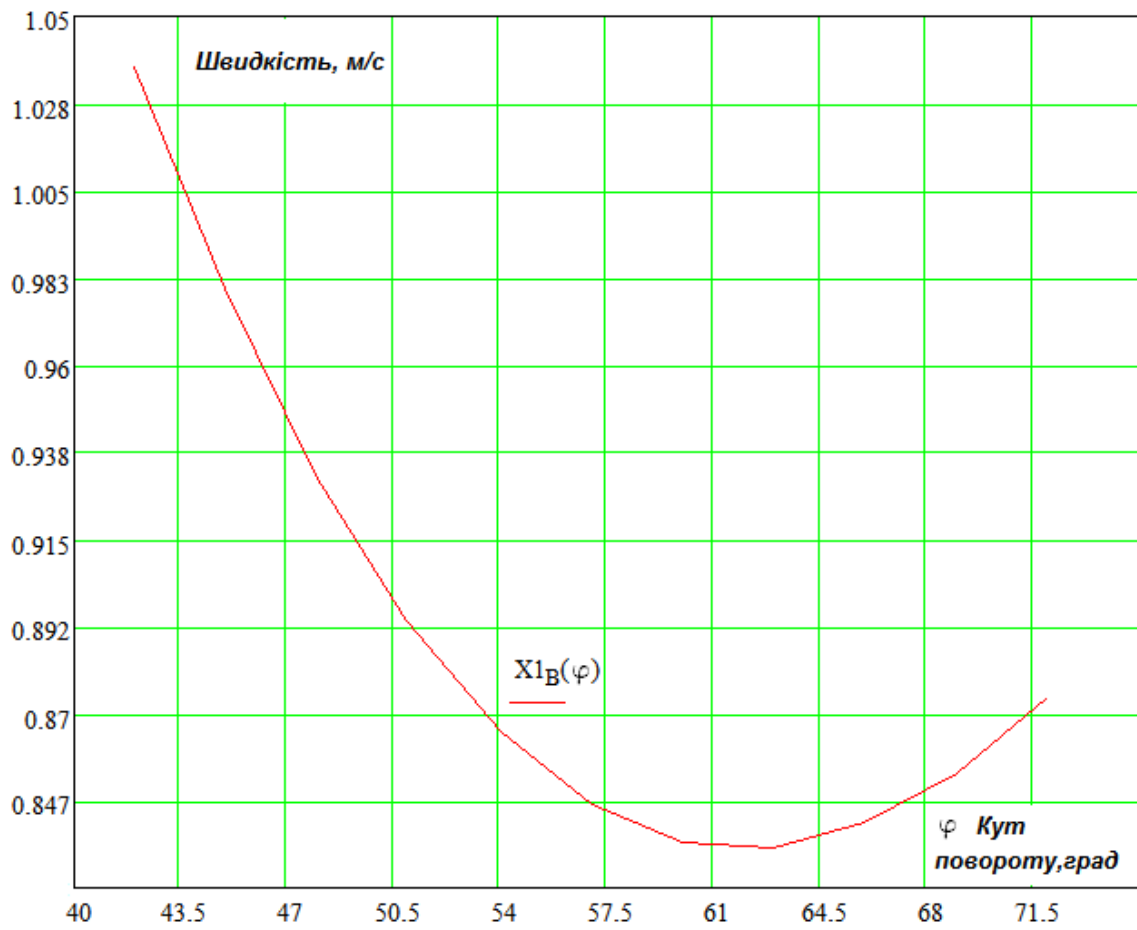


Рис. 2.12 Графік швидкості

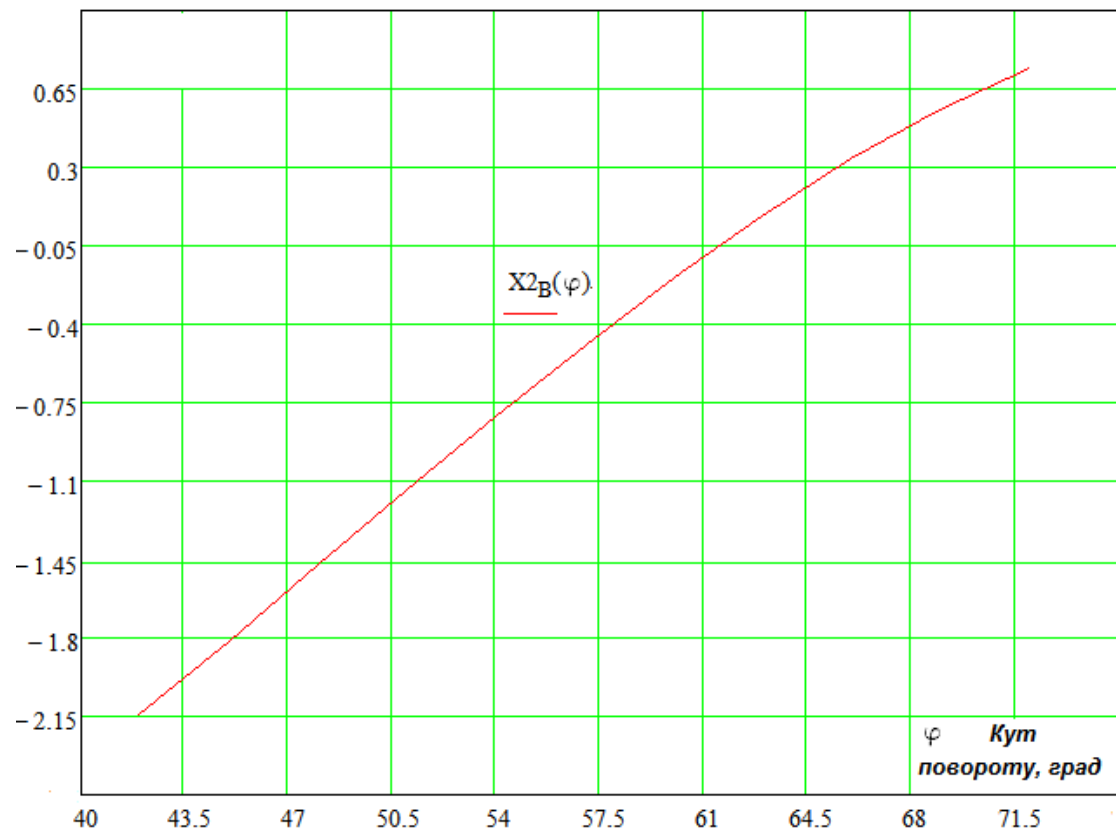


Рис. 2.13 Графік прискорення захватної головки на ділянці підйому

2. Ділянка руху захватної головки вдовж криволінійної напрямної

На криволінійній ділянці руху в наслідок того, що напрямна має постійний радіус кривини, відстань між характерними точками В і О залишається сталою і дорівнює - R. Тому групу ланок, а саме приводний важіль, шатун і ролик між якими в процесі переміщення вдовж криволінійної напрямної руху не буде відносного руху (будуть рухатись як одне ціле), можна умовно замінити однією жорсткою ланкою у формі трикутника ОАВ. Це суттєво спрощує дослідження кінематики на даному етапі.

При переміщенні вдовж криволінійної напрямної з врахуванням раніше прийнятої умови (перший етап дослідження – кутова швидкість приводного важеля незмінна), буде виникати лише нормальне прискорення, яке направлено до центру обертання т. О .

При русі вдовж криволінійної напрямної кінематичні параметри будуть наступними:

- 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).

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

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

Для аналітичного дослідження і визначення положення точки В підвіски захватної головки в залежності від кута повороту приводного важеля використаємо розрахункову схему показану на рис. 2.15.

Величина переміщення точки В , якщо спроектувати відповідні відрізки на вісь ОХ буде рівнятися:

$$X_B = -l_2 \cdot \sin(270 - \varphi) + l_3 \cdot \cos \psi \quad (2.30),$$

де ψ – кут між миттєвим напрямком лінії шатуна АВ та лінією ЕК.

$$\text{Після спрощення : } X_B = l_2 \cdot \cos \varphi + l_3 \cdot \cos \psi \quad (2.31),$$

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

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

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

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

Визначивши косинус через синус маємо додаткову залежність:

$$\cos \psi = \sqrt{(1 - \sin^2 \psi)} = \sqrt{1 - \left(\frac{-R - l_2 \cdot \sin \varphi}{l_3}\right)^2} \quad (2.33).$$

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

$$\cos \psi = \left[1 - \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \varphi \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.34).$$

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

$$\cos \psi = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \varphi \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \frac{1}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{q} + \sin \varphi \right)^8 \dots \quad (2.35).$$

Даний ряд швидко сходиться, тому для подальших аналітичних досліджень використаємо лише першу складову.

Після підстановки в (2.35) і відповідних перетворень отримаємо залежність для розрахунку величини переміщення точки підвіски захватної головки на ділянці вкладання шару упаковок в транспортну тару:

$$x_B = \left(l_3 - \frac{l_3}{2 \cdot k^2 \cdot q^2} \right) + l_2 \cdot \cos \varphi - \frac{l_3}{2 \cdot k^2} \cdot (\sin \varphi)^2 - \frac{l_3}{k^2 \cdot q} \cdot \sin \varphi \quad (2.36).$$

Наближене значення швидкості руху захватної головки отримаємо диференціюванням залежності (2.36), при цьому використаємо наступні перетворення та припущення. Так для швидкості можна записати :

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

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

Кінцева залежність після диференціювання та відповідних перетворень для визначення швидкості буде мати вигляд:

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

Аналогічно наближену з достатньою точністю для інженерних розрахунків залежність прискорення, можна отримати якщо взяти першу похідну від швидкості (2.21), а саме:

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

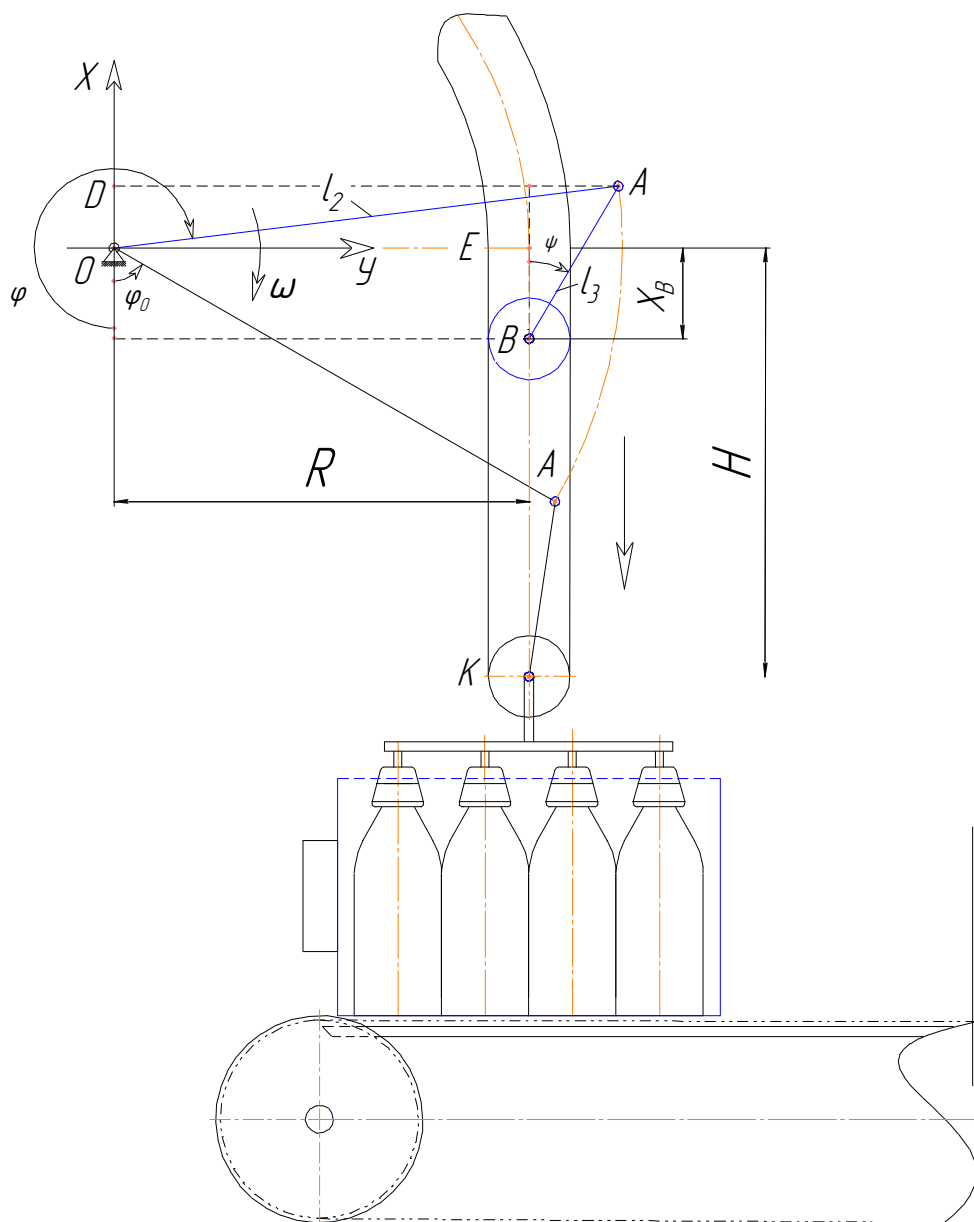


Рис. 2.14

Після підстановки та відповідних перетворень і диференціювання, залежність для визначення прискорення буде такий вид:

$$\ddot{x}_B = -\omega_2^2 \cdot l_3 \cdot \left[\frac{\cos \varphi}{k} + \frac{\cos 2\varphi}{k^2} - \frac{\sin \varphi}{k^2 \cdot q} \right] \quad (2.40).$$

Отримані залежності (2.36), (2.38) і (2.40) можна використати для визначення кінематичних параметрів і силового розрахунку укладальних пристроїв подібної конструкції.

Для перевірки і аналізу отриманих залежностей виконаємо відповідні розрахунки та побудуємо узагальнені графічні залежності в системі «MathCad» (додаток 1.) .

Висновки по розділу.

Визначені залежності для розрахунку початкових параметрів виконавчого механізму, які потрібні для проектування та знаходження кінематичних характеристик укладального пристрою .

Проведений аналіз впливу різних параметрів на діючі зусилля в шарнірах підвіски захватної головки. Він показав, що величина нормальної складової реакції, яка є рушійною на відповідних ділянках руху, в основному залежить від ваги захватної головки та сумарної ваги упаковок, а також від кута під яким реакція направлена по відношенню до нерухомої напрямної. В меншій степені на неї впливають розміри ролика, коефіцієнти тертя .

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

Розділ 3.

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА В ПЕРІОД РОБОЧОГО ХОДУ

Як відомо укладальні пристрої відносяться до машин з циклічно працюючими виконавчими механізмами, в яких навантаження змінюється за один цикл у визначених межах. Це дозволяє використовувати в їх конструкціях більш прості вузли та механізми, зменшувати кількість приводів. В процесі захоплення, підйому, перенесення та укладання упаковок, навантаження на виконавчі механізми зростає від нуля до максимуму, а потім поступово зменшується знову до нуля. При чому часто, на визначених ділянках траєкторії, при русі вниз, вантаж, що переноситься, навпаки розвантажує привод, так як напрямок дії основної сили опору (ваги вантажу) співпадає з напрямком руху.

Тому розробникам подібної техніки приходиться навпаки додавати в приводні механізми гальмівні пристрої, демпфера, та т. п., що ускладнює конструкцію, збільшує вагу, вібрації та зменшує довговічність і надійність. Доцільно було б на етапі опускання, енергію сил ваги накопичувати, а потім повертати в систему при підйомі. Це дозволить зменшити потужність приводу та динамічну складову навантаження, створити енергоємну, малогабаритну машину. Розглянемо варіанти силового аналізу пристрою для укладання пляшок без та з системою часткового розвантаження механізму переміщення шару пляшок на ділянці опускання їх в тару і подальше повернення енергії на ділянці підйому захватної головки.

3.1 Силовий аналіз пристрою без системи часткового розвантаження

Аналізуючи конструкцію укладальника можна виділити три характерні ділянки руху: вертикальну ділянку підйому вантажу над вузлом формування шару упаковок, криволінійну ділянку з постійним радіусом кривини та вертикальну, більш довгу ділянку вдовж якої захватна головка з упаковками опускається і завантажується в транспортну тару.

На першому етапі дослідження, якщо вважати що ланки виготовлені з легкого профілю не будемо враховувати їх вагу. Це суттєво простить процес виводу аналітичних залежностей. Тому будемо вважати, що вага захватної головки та шару упаковок значно перевищує вагу ланок. При переміщенні упаковок від вузла формування шару до транспортної тари на виконавчий механізм будуть діяти сили ваги захватної головки та шару упаковок, рушійна сила яку створює приводний механізм та сили інерції. Розрахункова схема навантаження ланок механізму переміщення показана на рисунку 3.1. На рис. 3-1, позначено: $F_{рх}$ - сумарна сила яка враховує вагу захватної головки та шару упаковок, якій переноситься для укладання в тару; $F_{ін}$ – відповідно сила інерції; $F_{руш}$ – рушійна сила, яку треба прикласти до приводного важеля для реалізації руху захватної головки з потрібними кінематичними характеристиками. На схемі також зображені швидкості точки В (підвіски захватної головки), швидкість шарніра А, міста з'єднання двох ланок 2 і 3, а також відповідні кути. При побудові плану швидкостей враховувалося, що вектор швидкості т. А перпендикулярний ланці 2, і направлений за напрямком кутової швидкості ω_2 . Також вектор швидкості т. В паралельний вертикальній напрямній ОС, а вектор відносної швидкості $V_{ВА}$ перпендикулярний ланці 3.

Вектор сил ваги захватної головки та шару упаковок направлений до низу, а сила інерції протилежна за напрямком лінійному прискоренню т. В.

Використовуючи теорему Жуковського про «жорсткій важіль», можна для діючих сил (повернутих на 90 градусів) і прикладених у відповідних точках плану швидкостей, записати рівняння рівноваги:

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

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:

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

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:

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

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

Швидкість та прискорення точки підвіски захватної головки для першого етапу руху (підйом упаковок) можна визначити згідно раніше отриманих залежностей, а саме (2.24) і (2.26).

$$F_{\text{руш}} = (m_{\text{зг}} + m_{\text{уп}}) \cdot \left(\omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \left[\cos \varphi - \frac{R}{l_3} \cdot \sin \varphi - \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos(2 \cdot \varphi) \right] + g \right) \cdot \left[\sin \varphi + \frac{R}{l_3} \cdot \cos \varphi - \frac{l_2}{2 \cdot l_3} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right] \quad (3.4).$$

На другому етапі руху захватної головки вдовж криволінійної траєкторії залежність для розрахунку рушійної сили буде значно простіше, так як швидкості точок А і В однакові і постійні за значенням, а прискорення т. В буде дорівнювати нормальній складовій :

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

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

Розрахункова схема для даного випадку представлена на рисунку 3.2 . Використовуючи теорему Жуковського про «жорсткій важіль», можна для діючих сил (повернутих на 90 градусів) і прикладених у відповідних точках плану швидкостей, записати рівняння рівноваги:

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

З рисунка видно, що сила інерції після повороту на 90⁰ буде направлена вдовж вектора \vec{V}_B , до полюса р. Момент в цьому випадку від даної сили дорівнює нулю. Плече h_1 для сумарного навантаження на робочому ході приводного важеля можна визначити як:

$$h_1 = pb \cdot \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right] \quad \text{і} \quad V_A = \omega_2 \cdot l_2 \quad (3.8),$$

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

$$F_{руш} = \frac{R \cdot g \cdot (m_{зг} + m_{уп}) \cdot \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{l_2} \quad (3.9).$$

Також на криволінійній ділянці сила ваги від захватної головки та упаковок буде змінювати свій напрям і діяти спочатку як сили опору, потім як додаткова рушійна сила.

На третьому етапі руху вдовж прямолінійної вертикальної напрямної, при опусканні упаковок в тару, вектор сили ваги захватної головки і упаковок, буде співпадати з напрямком руху і діяти як додаткова рушійна сила. Розрахункова схема для даного випадку представлена на рисунку 3.3.

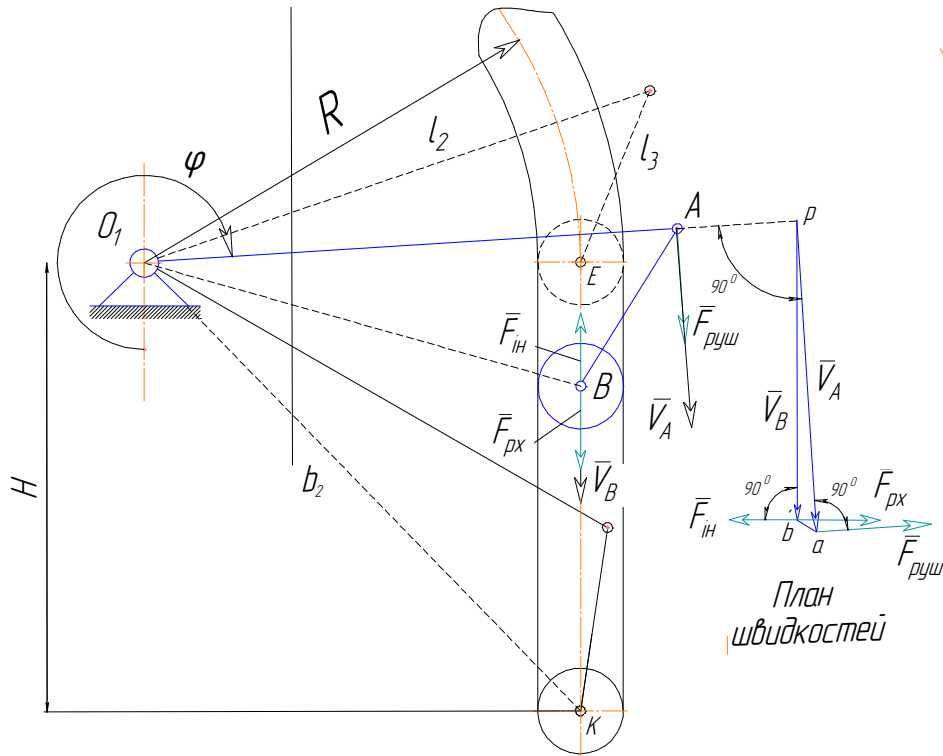


Рис. 3.3

Умова рівноваги згідно теореми Жуковського має вигляд:

$$F_{руш} \cdot pa + F_{рх} \cdot pb - F_{ін} \cdot pb = 0 \quad , \quad (3.10)$$

звідки значення рушійної сили:
$$F_{руш} = \frac{(m_{зг} + m_{уп}) \cdot (\ddot{x}_B - g) \cdot \dot{x}_B}{\omega_2 \cdot l_2} \quad (3.11).$$

Підставляючи в (3.10) значення прискорення та швидкості захватної головки згідно раніше отриманих залежностей (2.38) і (2.40) після відповідних перетворень і спрощень отримаємо рівняння для визначення рушійної сили на відрізку траєкторії завантаження упаковок в транспортну тару:

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

В результаті аналітичного дослідження отримані залежності які дозволяють визначити значення рушійної сили на всіх етапах руху захватної головки з шаром упаковок від вузла формування шару до його вкладання в транспортну тару (3.4, 3.9, 3.11). Це дозволяє ефективно проаналізувати режими навантаження виконавчого механізму, визначити параметри приводу, зробити висновки стосовно можливості подальшої модернізації, зрівноваження, зменшення енергоємності та ін.

3.2 Силовий аналіз укладального пристрою при використанні системи розвантаження пружинного типу.

Розглянемо варіант конструкції укладальника з пружиним пристроєм розвантаження, який дозволяє частково зменшувати навантаження на приводний механізм, має малу вагу, простий конструктивно (рис. 3.4). Він деформується (розтягується) при опусканні приводного важеля накопичуючи енергію і повертається в нормальний стан при підйомі відаючи накопичену енергію. Шарнірна підвіска пружинного розвантажувача дозволяє зменшити втрати на тертя і забезпечити майже лінійну діаграму навантаження цього пристрою. Подібною за результатами системою розвантаження є конструкція з противагою і системою направляючих блоків, але в цьому випадку збільшується загальна вага конструкції.

Виконаємо дослідження подібної системи розвантаження з метою аналізу діапазону використання та створення методів розрахунку. При цьому використаємо раніше визначені кінематичні та силові характеристики. Процес навантаження та розвантаження системи буде проходити також в три етапу в залежності від ділянки руху захватної головки.

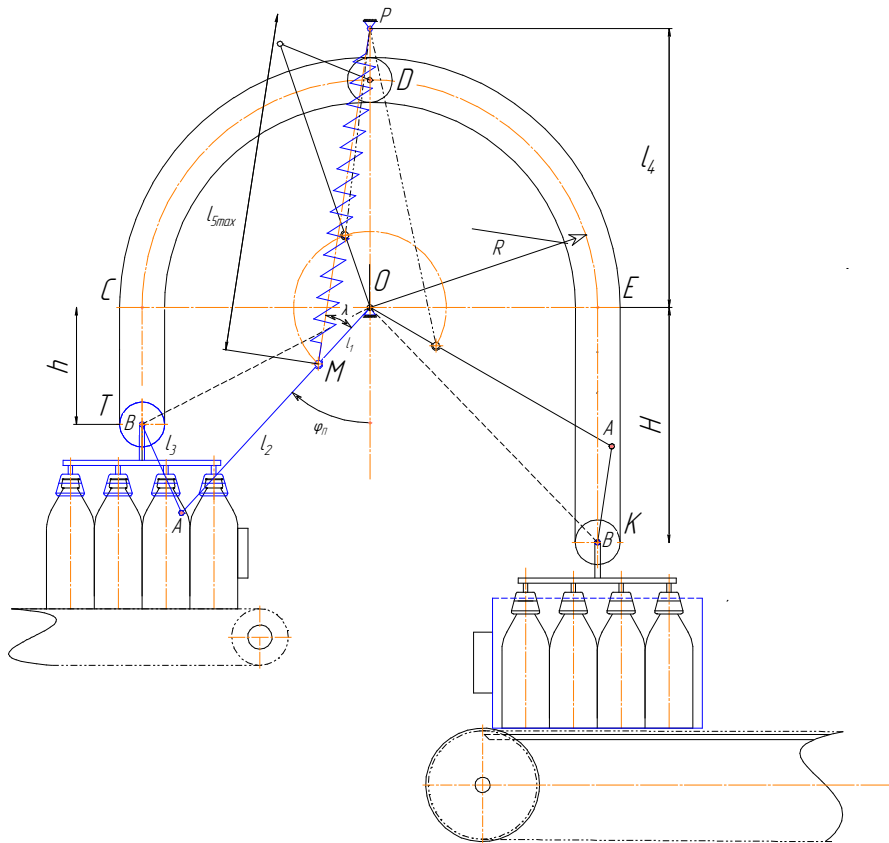


Рис. 3.4 Схема укладальника пляшок з пружинною системою розвантаження приводного механізму

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

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

$$l_{5max} = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 + 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi_{\Pi})} \quad (3.13)$$

Кут λ , який визначає нахил осі пружної підвіски дорівнює:

$$\lambda = \cos^{-1} \left(\frac{l_5^2 + l_1^2 - l_4^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_1} \right), \quad (3.14)$$

довжина між точками фіксації підвіски:

$$l_5 = \sqrt{l_4^2 + l_1^2 + 2 \cdot l_4 \cdot l_1 \cdot \cos(\varphi)}, \quad (3.15)$$

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:

$$F_{\Pi} = \delta \cdot F_{руш} \quad (3.16).$$

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

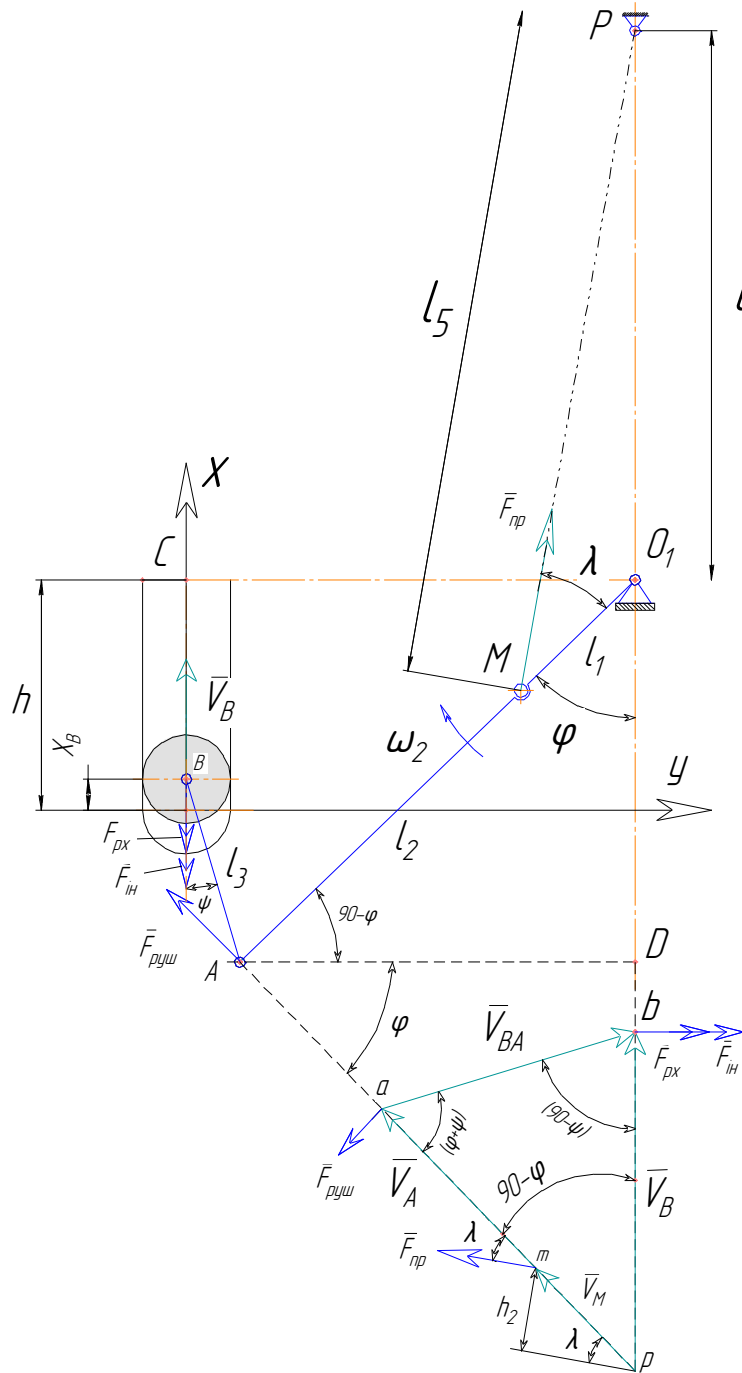


Рис. 3.5 Схема до визначення рушійної сили з врахуванням розвантажувача

Як видно з схеми (рис. 3.5) значення відстані h_2 можна визначити з співвідношення: $\frac{V_A}{V_M} = \frac{pa \cdot \mu_V}{pm \cdot \mu_V} = \frac{l_2}{l_1}$, тоді $h_2 = pm \cdot \sin \lambda$ (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:

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

де – $m_{зг}$ і $m_{уп}$ – 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:

$$F_{руш} = \frac{\left[l_2 \cdot \sin \varphi + R \cdot \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos \varphi - \frac{l_2^2}{2 \cdot l_3} \cdot \sin(2 \cdot \varphi) \right] \cdot (m_{зг} + m_{уп}) \cdot \left[\omega_2^2 \cdot l_2 \cdot \left(\cos \varphi - \frac{R}{l_3} \cdot \sin \varphi - \frac{l_2}{l_3} \cdot \cos(2 \cdot \varphi) \right) - q \right]}{l_2 + \delta \cdot l_1 \cdot \sin \left(\cos^{-1} \frac{l_5^2 + l_1^2 - l_4^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_1} \right)} \quad (3.20)$$

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 $\ddot{X}_B = a_B = a_B^n = \omega_B^2 \cdot R$.

Напрямок швидкості руху буде вдовж дотичній до кола з радіусом R , напрямок прискорення буде вдовж лінії BO до центра обертання (т. O).

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

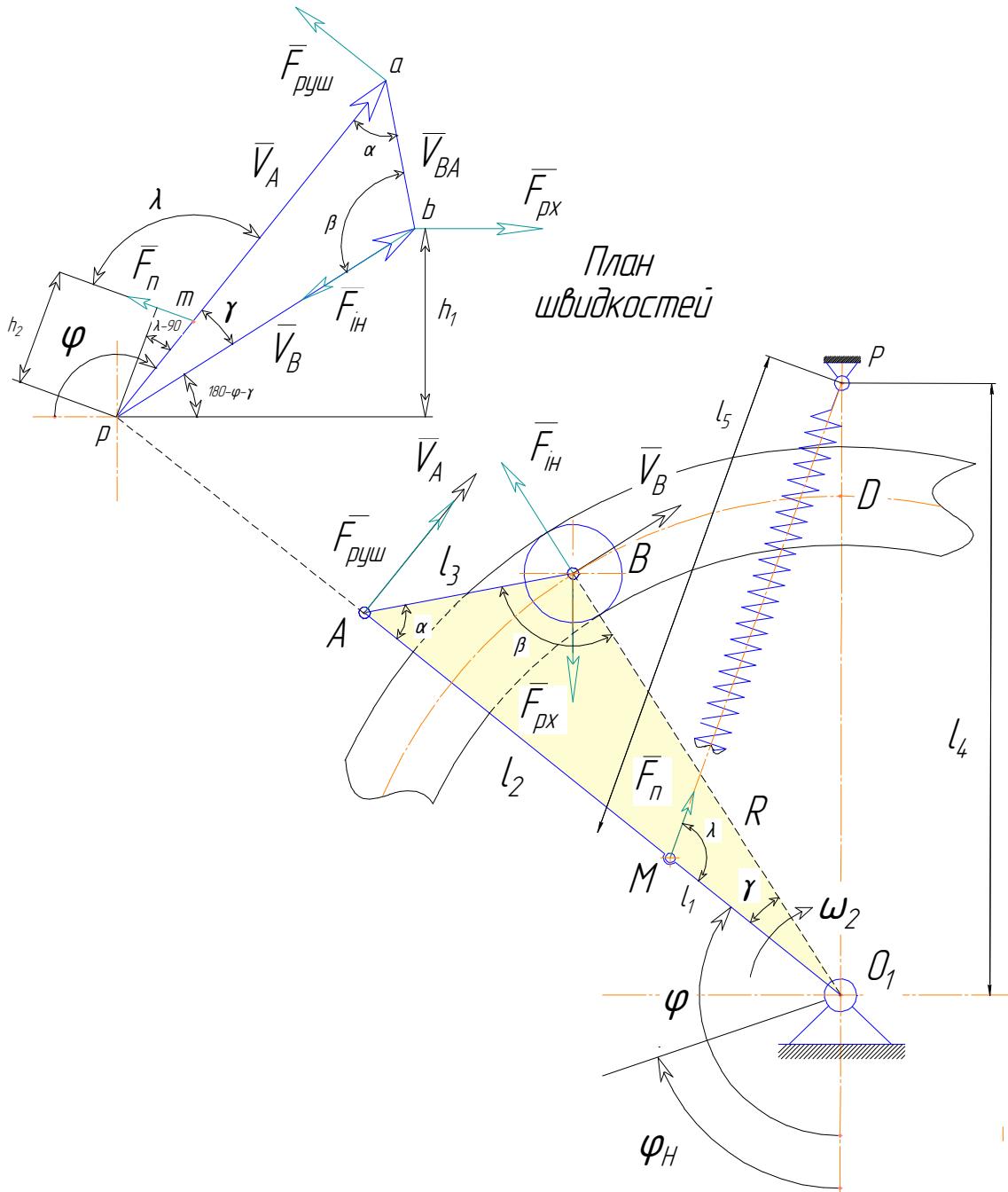


Рис. 3.6

Умова рівновагі діючих сил для даного випадку буде мати вид:

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

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

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

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

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

відносно сили $F_{руш}$:

$$F_{руш} = \frac{F_{px} \cdot h_1}{pa + \delta \cdot h_2} = \frac{(m_{зг} + m_{уп}) \cdot q \cdot pb \cdot \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{pa + \delta \cdot (pm \cdot \cos(\lambda - 90))} \quad (3.23),$$

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

$$F_{руш} = \frac{(m_{зг} + m_{уп}) \cdot q \cdot R \cdot \sin \left[\cos^{-1} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot R \cdot l_2} \right) + \varphi \right]}{l_2 + \delta \cdot l_1 \cdot \cos(\lambda - 90)} \quad (3.22).$$

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

На третьому етапі руху вдовж прямолінійної вертикальної напрямної, при опусканні упаковок в тару, вектор сили ваги захватної головки і упаковок, буде співпадати з напрямком руху і діяти як додаткова рушійна сила, а сила з боку розвантажувача, навпаки буде розтягувати пружний елемент (таким чином буде накопичуватися енергія при деформації). Розрахункова схема для даного випадку представлена на рисунку 3.7.

Висновки по розділу 3

Аналізуючи отримані аналітичні залежності та графічні матеріали можна зробити наступні висновки:

- на вертикальній ділянці підйому упаковок над вузлом формування шару, навантаження буде найбільшим, зменшення рушійної сили буде в зоні коли кут тиску найменший (вісь шатуна співпадає з віссю вертикальної напрямної) і коли реакція з боку ролика на напрямну змінює свій напрямок і дію з лівої на праву бокову поверхню напрямної;
- сила інерції в процесі руху вдовж криволінійної траєкторії не впливає на величину рушійної сили. Це пов'язано з тим що рух відбувається з постійною кутовою швидкістю і радіус кривини також сталий;
- максимальне значення рушійної сили буде на початку, в точці переходу захватної головки з вертикальної на криволінійною траєкторії ;
- після проходження точки підвіски B , вертикальної осі, сила ваги (захватної головки і упаковок) буде співпадати з напрямком руху і діяти як додаткова рушійна сила.

ВИСНОВКИ

В укладальних механізмах, які роблять циклічно на деяких ділянках руху сили корисного опору направлені в ту ж сторону, що і рушійні. Є доцільним енергію, що створюють ці сили на таких ділянках накопичувати, а потім повертати в систему.

Найбільш цікавими механізмами рекуперації енергії для даного випадку є поєднані елементів виконавчого механізму з пружинними, а також використання пневмоциліндрів в якості акумуляторів енергії. Використання таких систем дозволяє забезпечити малі габарити і масу механізму переміщення. Значні динамічні навантаження в ланках укладальних машин потребують застосування спеціальних методик розрахунків та проведення додаткових теоретичних і експериментальних досліджень.

Приведений аналіз конструкцій пристроїв для рекуперації енергії в укладальниках та наукових праць дозволив зробити наступні висновки:

- не достатньо повно розроблені методи розрахунку динаміки укладальних пристроїв з врахуванням параметрів ланок, їх жорстко-інерційних, масових і геометричних характеристик;
- - дуже мало наукових робіт, які присвячені задачам синтезу параметрів механізмів переміщення з врахуванням пружних систем компенсації енергії;
- - існуючі методики розрахунку не можуть повністю задовольнити розробників техніки для укладання (виймання) пляшок з напоями в транспортну тару, а це затримує розробку сучасних високопродуктивних і надійних машин.

Виконане дослідження одного з типів подібних механізмів, показує, що за їх допомогою можна суттєво зменшити використання енергії та покращити динамічні властивості конструкції.

В роботі проведено кінематичне та силове дослідження укладальника для склотари з важільним механізмом переміщення упаковок. Досліджувалося два варіанти конструкції без, та із встановленою системою пружинного

демпфування та накопичення енергії на ділянках підйому та опускання захватної головки. Аналітично отримані відповідні залежності для визначення кінематичних (переміщень, швидкостей та прискорень захватних елементів) та силових характеристик таких конструкцій. Доказана доцільність використання таких систем рекуперації енергії в укладальниках. Отримані залежності можна використати для розробки методик розрахунків, удосконалення конструкції існуючих та розробки нових низько енергоємних машин.

.

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. Васильківський // 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. Сбалансированные манипуляторы / И.Л.Владов, В.Н.Данилевский, П.Б.Ионов и др.; Под ред. П.Н.Белянина. – М.: Машиностроение, 1988. – 264 с.
9. 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.
10. 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

11. Костюк В. И. и др. Промышленные роботы. Киев: Вища школа, 1985. – 360 с.
12. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н., Градецкий В.Г. Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация. М.: Наука, 1989. 386 с.
13. 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.
14. Спину Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение. Киев: Вища школа, 1985. – 176 с.
15. Детали и механизмы роботов. Основы расчета, конструирование и технология производства. Под ред. Б.Б.Сомотокина. – Киев: Вища школа, 1990. – 343 с.
16. 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.
17. Валиулин Г. Р. Совершенствование методов расчета и конструкций перегрузочных и формирующих устройств линий укладывания стеклотары с пищевыми продуктами в тару-оборудование..-Дис. канд. техн. наук. - Киев, 1984.
18. 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.
19. Бурляй Ю.В., Сухой Л.А. "Оборудование для укладки и упаковки штучных изделий в тару". – М.: Пищевая промышленность, 1978, - 238с.
20. Бурляй Ю.В. Научное обоснование и совершенствование завершающих процессов в технологии производства штучных пищевых продуктов.-Дис. канд. техн. наук. - Киев, 1982.
21. Захаревич В.Б. Разработка методов расчета и оценки параметров машин для укладки пачек с пищевыми продуктами в тару-оборудование. - Дис. канд. техн. наук. -Киев, 1989.

22. Исполнительные механизмы машин-автоматов для упаковки изделий: Справочник /В. А. Благодарский, М. С. Зиновьева, Н. С. Хатунцева. – М.: Машиностроение, 1980- 302 с.
23. *Уравновешенное рабочее оборудование как средство повышения эффективности погрузочно-транспортных машин . / журнал «Строительные и дорожные машины», № 12, 2007, С. 41-43.*
24. Савченко В.В. Разработка методик расчета исполнительных механизмов машин для укладки фасованных пищевых продуктов в тару.-Дис. канд. техн. наук. -Киев, 1992.
25. Соколенко А.И., Юхно М.И., Валиулин Г.Р., Седой Н.И. ”Погрузочно-разгрузочные и транспортные операции на линиях розлива пищевых продуктов”.- М.: Агропромиздат,1986.
26. Цейтлин Г.Е. Харкота А.Г. "Применение роботов в пищевой промышленности. – К.: Урожай ,1988. – 184с.
27. Ярьсько В.П. Разработка методов расчета и совершенствование оборудования для механизации ПРТС-работ со стеклотарной продукцией пищевых производств.-Дис. канд. техн. наук. -Киев, 1987.
- 28.Бройдо Ю.В., Сухой Л.А. "Оборудование для укладки и упаковки штучных изделий в тару". – М.: Машиностроение, 1975. – 280с.
- 29.Новиков Б.М. ”Автоматы для извлечения бутылок из ящиков и укладки их в ящики “. - М.: Пищевая промышленность,1977.
30. Москвичов А.А. Захватные устройства промышленных роботов и манипуляторов /Москвичов А.А. Учебное пособие – К: форум, 2017.- 176 с.
31. Юхно М.И. Определение параметров машинной укладки в тару-оборудование пищевых продуктов в стеклянной таре.-Дис. канд. техн. наук. -Киев, 1985
32. Гавва О.М. Пакувальне обладнання. Обладнання для групового пакування / Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. – К.: ІАЦ “Упаковка”, 2007. – 136 с.

33. Губарев О. П. Мехатроніка: циклічно-методичний підхід до вирішення практичних задач автоматизації/ О. П. Губарев, О. С. Ганпанцурова . – Київ : КПІ, 2016. – 160 с.
34. 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.
35. 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.
36. Пашков Е.В. Промышленные механотронные системы на основе пневмопривода: учебн. / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинський. - Сев.: СевНТУ, 2007. – 401 с.
37. 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.
38. Проектування пакувального обладнання із мехатронних модулів./ М.В. Якимчук, О.М. Гавва, А.П.Беспалько та ін. – К: Видавництво «Сталь», 2017. – 515 с.
39. Методичні рекомендації до виконання магістерської кваліфікаційної роботи для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» освітніх програм «Машини і технології пакування», «Машини і ресурсозберігаючі технології переробки упаковки», «Мехатроніка» ден. та заоч.форм.навч./уклад.: М.В. Якимчук, А.П. Беспалько, С.В. Токарчук та ін. – К.: НУХТ, 2018. – 26 с.
40. Пальчевський Б.О. Дослідження технологічних систем (модернізація, проектування, оптимізація): навч. посібник / Пальчевський Б.О. – Львів: Світ, 2009. – 232 с.
41. 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>.
42. 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>
43. 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>.
44. <http://journals.iapmm.lviv.ua/ojs/index.php/APMM/issue/view/137>.

Патенти

1. Патент №331726 Австрія, МКИ В 65 В 5/10, 25.08.1976. Устройство для укладки бутылок в ящики
2. Декларацийний патент №59226 А Україна, В65В21/18, 15.08.2003, Пристрій для вкладання пляшок в тару.
3. Декларацийний 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 вкладання 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 вкладання 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 вкладання 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 вкладання пляшок в тару /Валіулін Г.Р, Кривопляс-Володіна Л. О. Кашенко В. С.
8. Патент №119111 С2 В65В 21/08, Україна. 25.04.2019. Бюл. 8. Пристрій для вкладання 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/robot-filter-page/seria-m-10](https://www.fanuc.eu/ua/uk/robot-filter-page/seria-m-10) .
2. Роботи FANUC серії M-10 - FANUC. FANUC | The Factory Automation Company - Fanuc. URL: [https:// www.fanuc.eu/ua/uk/robot-filter-page/seria-m-10](https://www.fanuc.eu/ua/uk/robot-filter-page/seria-m-10) .
3. [Сайт научної и 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

Додаток 1.

Розрахунок кінематичних параметрів руху захватної головки з пляшками при укладанні їх в транспортну тару.

Вхідні параметри для визначення кінематичних параметрів

- висота підйому над вузлом формування шару упаковок (над упорною планкою):

$$h := 0.245 \quad \text{м}$$

- довжина вертикальної ділянки при завантаженні пляшок в тару:

$$\underline{H} := 0.492 \quad \text{м}$$

- радіус криволінійної траєкторії:

$$\underline{R} := 0.478 \quad \text{м}$$

- довжина коромисла :

$$l_2 := 0.584 \quad \text{м}$$

- довжина шатуна :

$$l_3 := 0.203 \quad \text{м}$$

- продуктивність укладальника , пляшок за годину:

$$Q := 18000 \quad \frac{\text{шт}}{\text{год}}$$

- час спрацювання захоплюючих пристроїв:

$$t_{\text{зах}} := 0.5 \quad \text{сек}$$

- кількість пляшок в ящику:

$$n_{\text{я}} := 30 \quad \text{шт}$$

1. Визначення початкових кутів положення коромисла:

$$b_1 := \sqrt{(R^2 + h^2)} \quad b_1 = 0.537 \quad \text{м} \quad b_2 := \sqrt{(R^2 + H^2)} \quad b_2 = 0.686 \quad \text{м}$$

- початковий кут на ділянці підйому упаковок:

$$\varphi_{\text{п}} := \frac{\pi}{2} - \text{atan}\left(\frac{h}{R}\right) - \text{acos}\left[\frac{(b_1^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot b_1 \cdot l_2}\right] \quad \varphi_{\text{п}} = 0.743 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{\text{пград}} := 180 \cdot \frac{\varphi_{\text{п}}}{\pi} \quad \varphi_{\text{пград}} = 42.55 \quad \text{град}$$

- початковий кут на ділянці опускання упаковок в тару:

$$\varphi_0 := \left(\frac{\pi}{2} - \text{atan}\left(\frac{H}{R}\right)\right) + \text{acos}\left[\frac{(b_2^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot b_2 \cdot l_2}\right] \quad \varphi_0 = 1.049 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{0\text{град}} := 180 \cdot \frac{\varphi_0}{\pi} \quad \varphi_{0\text{град}} = 60.115 \quad \text{град}$$

2. Кут коливання коромисла на ділянці робочого ходу:

$$\varphi_{\text{р}} := 2 \cdot \pi - \varphi_{\text{п}} - \varphi_0 \quad \varphi_{\text{р}} = 4.491 \quad \text{рад}$$

$$\varphi_{\text{рград}} := 360 - \varphi_{\text{пград}} - \varphi_{0\text{град}} \quad \varphi_{\text{рград}} = 257.335 \quad \text{град}$$

3. Час робочого ходу виконавчих механізмів укладальника:

-час повного циклу: $T_{ц} := 3600 \cdot \frac{n_{я}}{Q}$ $T_{ц} = 6$ сек

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

-середня кутова швидкість коромисла на ділянці робочого ходу:
 $\omega_2 := \frac{\varphi_p}{t_p}$ $\omega_2 = 1.797$ $\frac{1}{сек}$

заміна параметрів:

$$k := \frac{l_3}{l_2} \quad k = 0.348 \quad q := \frac{l_2}{R} \quad q = 1.222$$

Кінематичні параметри руху захватної головки на ділянці робочого ходу:

Етап I. Ділянка підйому упаковок над вузлом формування.

початок руху $\varphi_{пград} = 42.55$ град

закінчення руху

$$\varphi_H := \frac{\pi}{2} - \arccos \left[\frac{(R^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot R \cdot l_2} \right] \quad \varphi_H = 1.242 \text{ рад}$$

$$\varphi_{Hград} := 180 \cdot \frac{\varphi_H}{\pi} \quad \varphi_{Hград} = 71.141 \text{ град}$$

діапазон зміни кута повороту $\varphi := 42,45..72$ град

1. Величина переміщення точки підвіски захватної головки:

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

2. величина швидкості переміщення точки підвіски захватної головки:

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

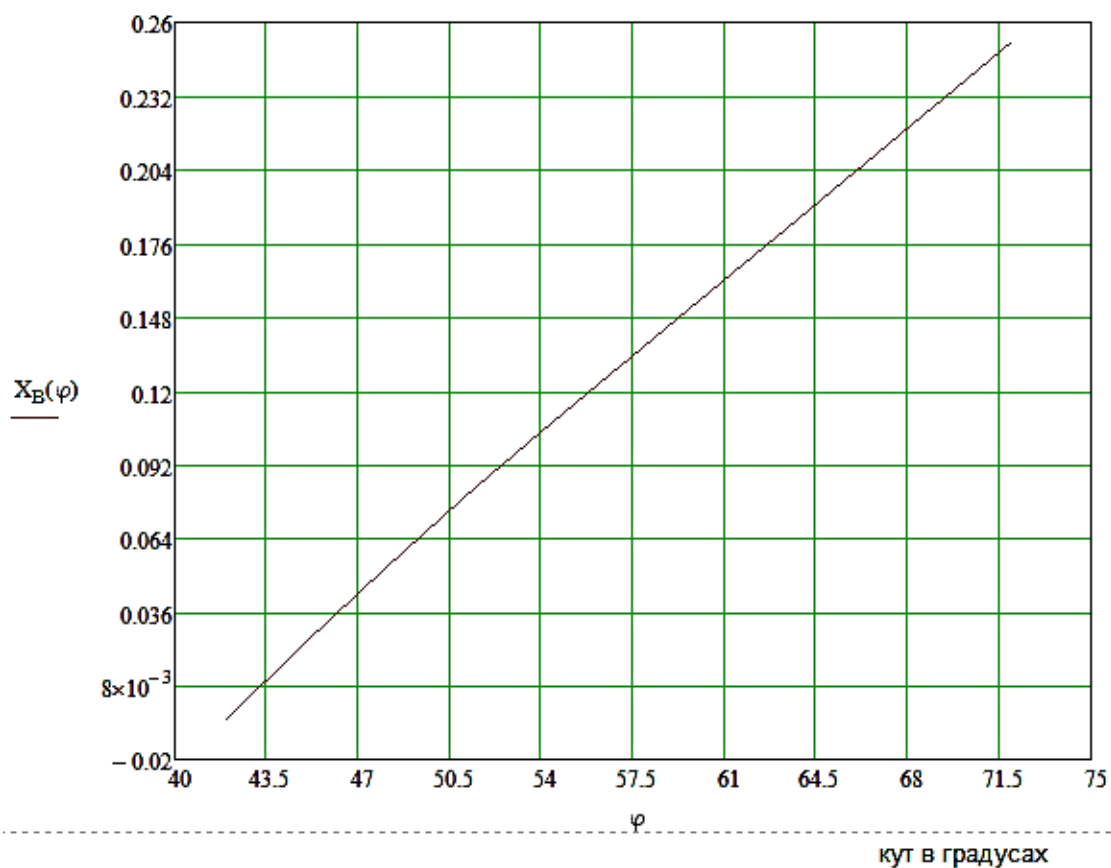
3. Величина прискорення точки підвіски захватної головки:

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

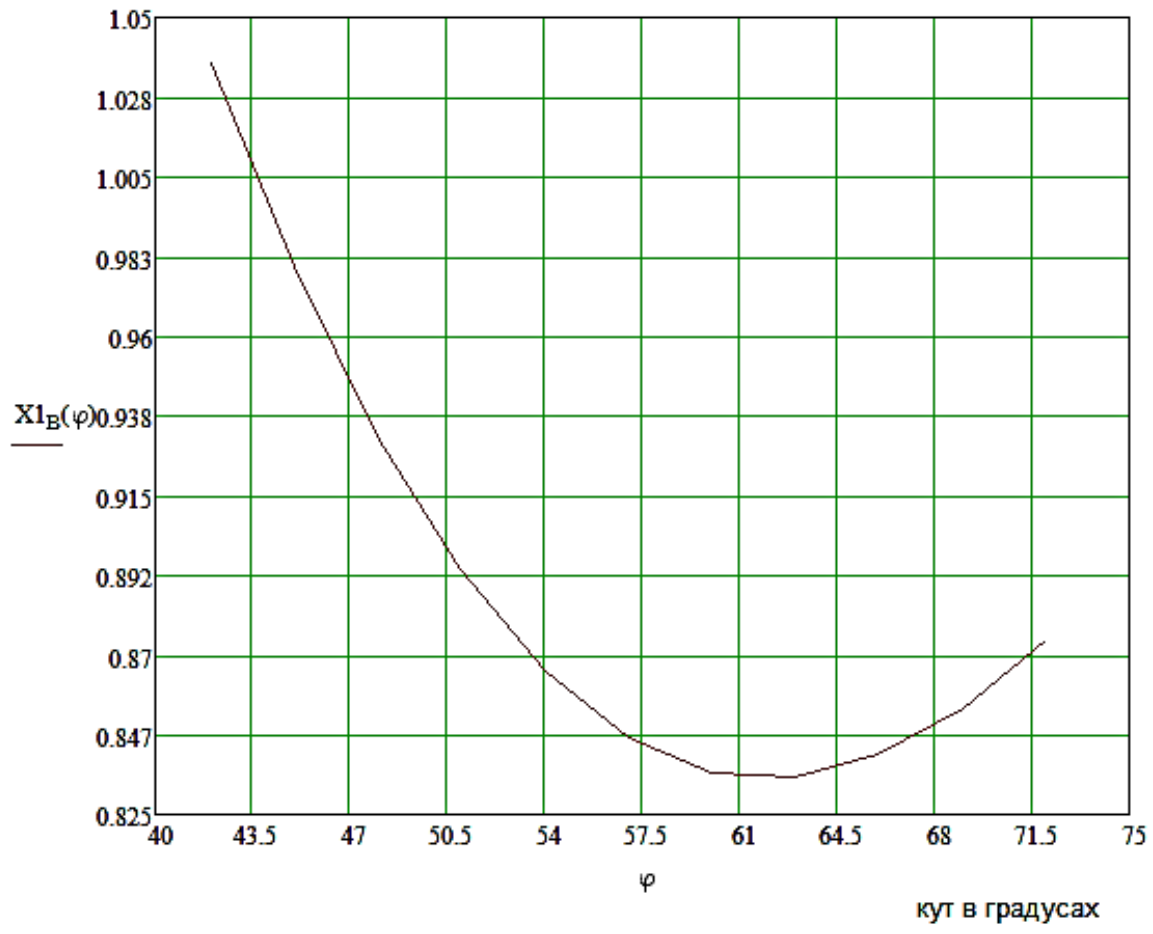
Результати розрахунку

$\varphi =$	$X_B(\varphi) =$	$X1_B(\varphi) =$	$X2_B(\varphi) =$
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

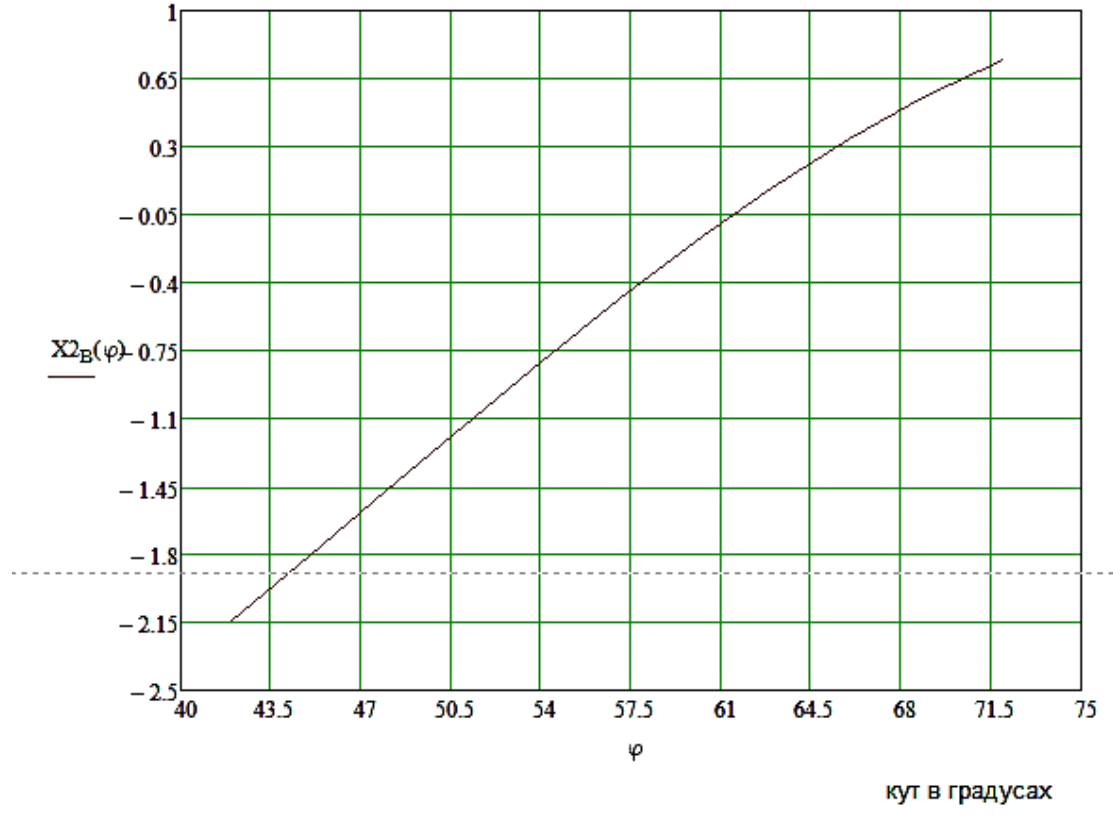
Графік переміщення точки підвіски захватної головки



Графік швидкості



Графік прискорення



Етап II. Кінематичні параметри руху захватної головки на криволінійній ділянці траєкторії:

Кут визначаючий початок руху на криволінійній ділянці:

$$\varphi_{НН} := \left(\frac{\pi}{2} \right) - \arccos \left[\frac{(R^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot R \cdot l_2} \right] \quad \varphi_{Н} = 1.242 \text{ рад}$$

$$\varphi_{Нград} := 180 \cdot \frac{\varphi_{Н}}{\pi} \quad \varphi_{Нград} = 71.141 \text{ град}$$

закінчення руху вдовж криволінійної ділянки

$$\varphi_{К} := \left(\frac{3\pi}{2} \right) - \arccos \left[\frac{(R^2 + l_2^2 - l_3^2)}{2 \cdot R \cdot l_2} \right] \quad \varphi_{К} = 4.383 \text{ рад}$$

$$\varphi_{Кград} := 180 \cdot \frac{\varphi_{К}}{\pi} \quad \varphi_{Кград} = 251.141 \text{ град}$$

параметри на переході з вертикального руху на криволінійну ділянку:

$$X_{В}(\varphi_{Нград}) := h - l_2 \cdot \cos \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) + l_3 \cdot \left[1 - \frac{1}{2 \cdot k^2} \left(\sin \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) - \frac{1}{q} \right)^2 \right] \quad X_{В}(\varphi_{Нград}) = 0.245 \text{ м}$$

величина швидкості переміщення точки підвіски захватної головки:

$$X1_{В}(\varphi_{Нград}) := \omega_2 \cdot \left[l_2 \cdot \sin \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) + R \cdot \frac{l_2}{l_3} \cos \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) - \left(\frac{l_2^2}{2 \cdot l_3} \right) \cdot \sin \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) \right] \quad X1_{В}(\varphi_{Нград}) = 0.868 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

величина прискорення точки підвіски захватної головки:

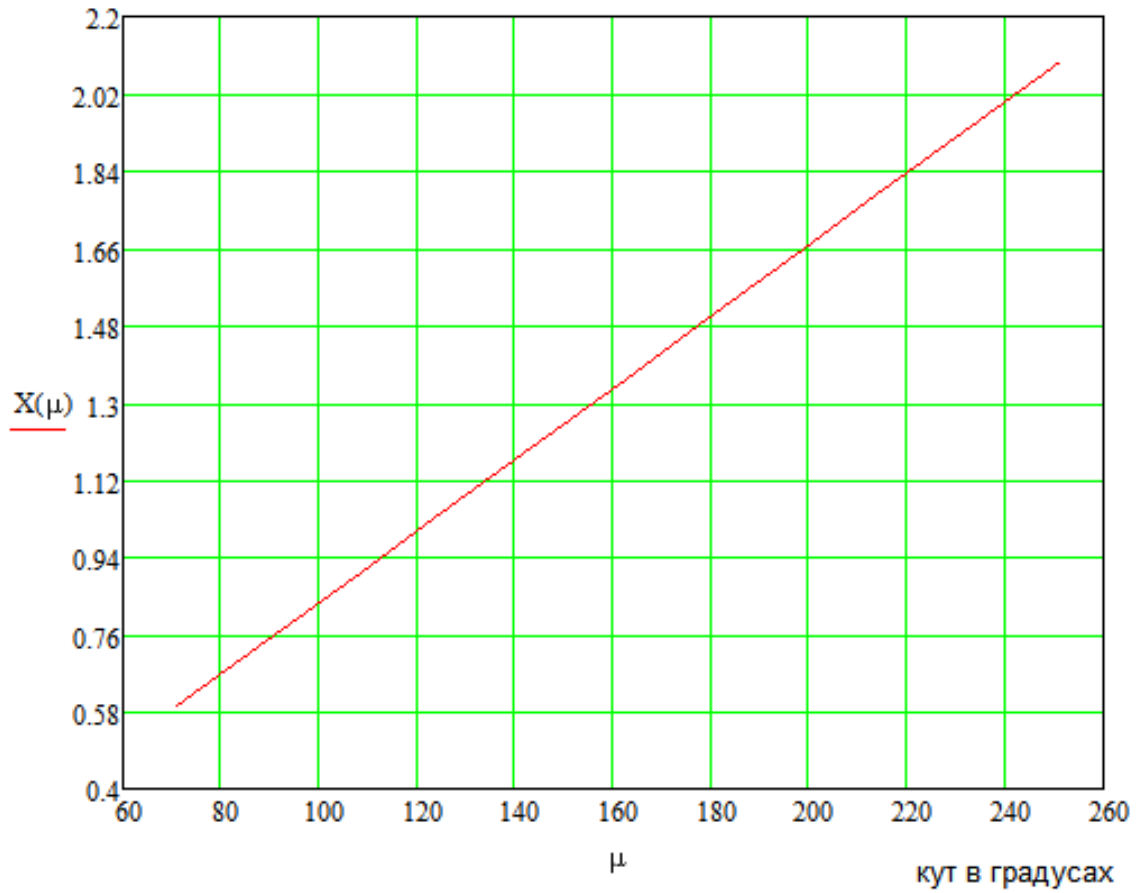
$$X2_{В}(\varphi_{Нград}) := \omega_2^2 \cdot \left[l_2 \cdot \cos \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) - \left(R \cdot \frac{l_2}{l_3} \right) \cdot \sin \left(\pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) - \left(\frac{l_2^2}{l_3} \right) \cdot \cos \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{\varphi_{Нград}}{180} \right) \right] \quad X2_{В}(\varphi_{Нград}) = 0.699 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

переміщення вдовж криволінійної ділянки (довжина траєкторії:

$$X(\mu) := \pi \cdot R \cdot \frac{\mu}{180} \quad \omega_2 = 1.797 \frac{1}{c} \quad R = 0.478 \text{ м}$$

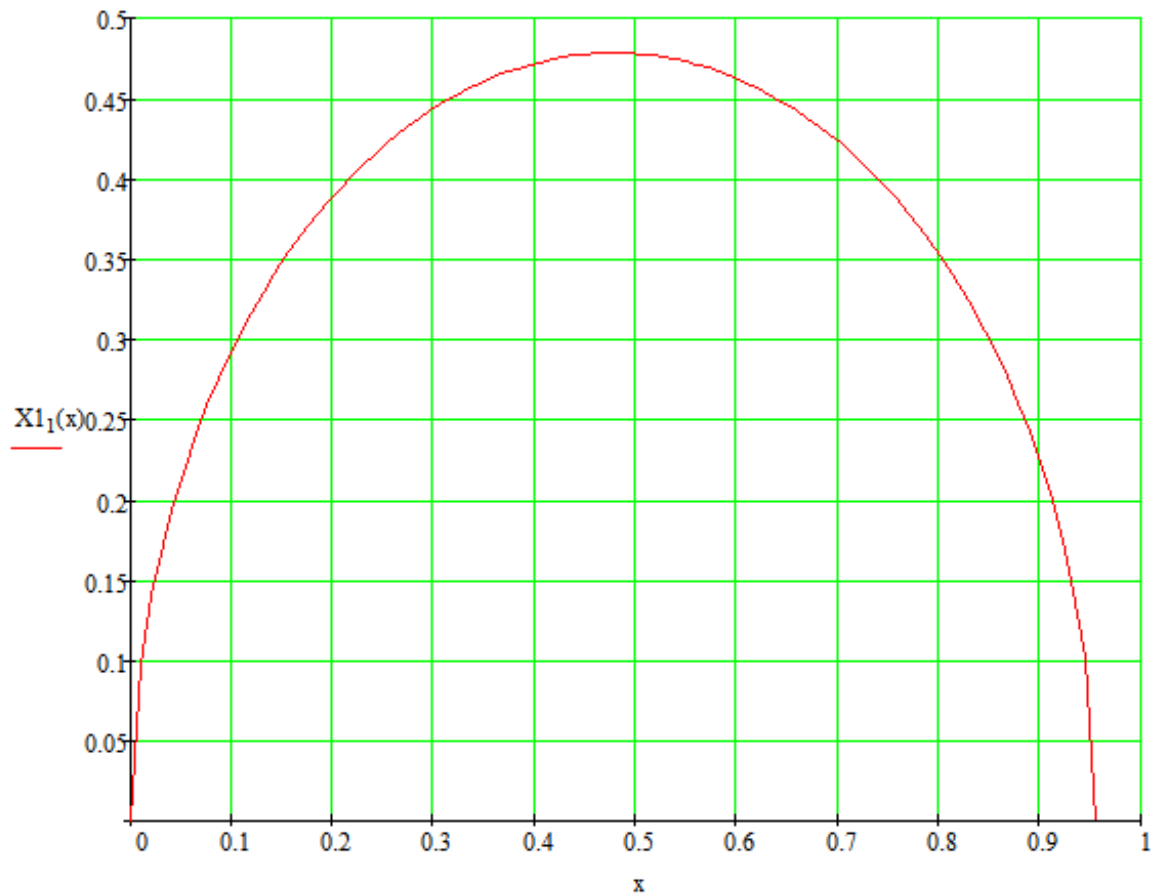
$X(\mu) =$

0.594
0.744
0.894
1.044
1.194
1.344
1.495
1.645
1.795
1.945
2.095



Вид траекторії $R := 0.478$ $X_{10} := 0$ $x_0 := R$

$$X_{11}(x) := X_{10} + \sqrt{R^2 - (x - x_0)^2}$$



загальна довжина траекторії руху на криволінійній ділянці

$$\mu := 251.141 \quad X(\mu) = 2.095 \text{ м}$$

Лінійна швидкість переміщення

$$V_B := \omega_2 \cdot R \quad V_B = 0.859 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Нормальне лінійне прискорення (повне прискорення)

$$a_{Bn} := \omega_2^2 \cdot R \quad a_{Bn} = 1.543 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$$

Етап III Ділянка завантаження упаковок в тару

Кут визначаючий перехід з криволінійної на вертикальну прямолінійну ділянку:

початок руху $\varphi_{K\text{град}} = 251.141$ град

закінчення руху $\varphi_S := 2 \cdot \pi - \varphi_0$ $\varphi_S = 5.234$ рад

$$\varphi_{S\text{град}} := \varphi_S \cdot \frac{180}{\pi} \quad \varphi_{S\text{град}} = 299.885 \text{ град}$$

Діапазон зміни кута: $\varphi := 251,255.8 \dots 300$

переміщення захватної головки

$$z_0(\varphi) := \left(l_3 - \frac{l_3}{2 \cdot k^2 \cdot q^2} \right) + \left(l_2 \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) \right) - \left[\frac{l_3 \cdot \left(\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right)\right)^2}{2 \cdot k^2} \right] - \left[l_3 \cdot \frac{\left(\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right)\right)}{k^2 \cdot q} \right]$$

швидкість захватної головки

$$x1_{BO}(\varphi) := \omega_2 \cdot \left[-\left(l_2 \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) \right) - \left(l_3 \cdot \frac{\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{90}\right)}{2 \cdot k^2} \right) - \left(l_3 \cdot \frac{\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right)}{k^2 \cdot q} \right) \right] +$$

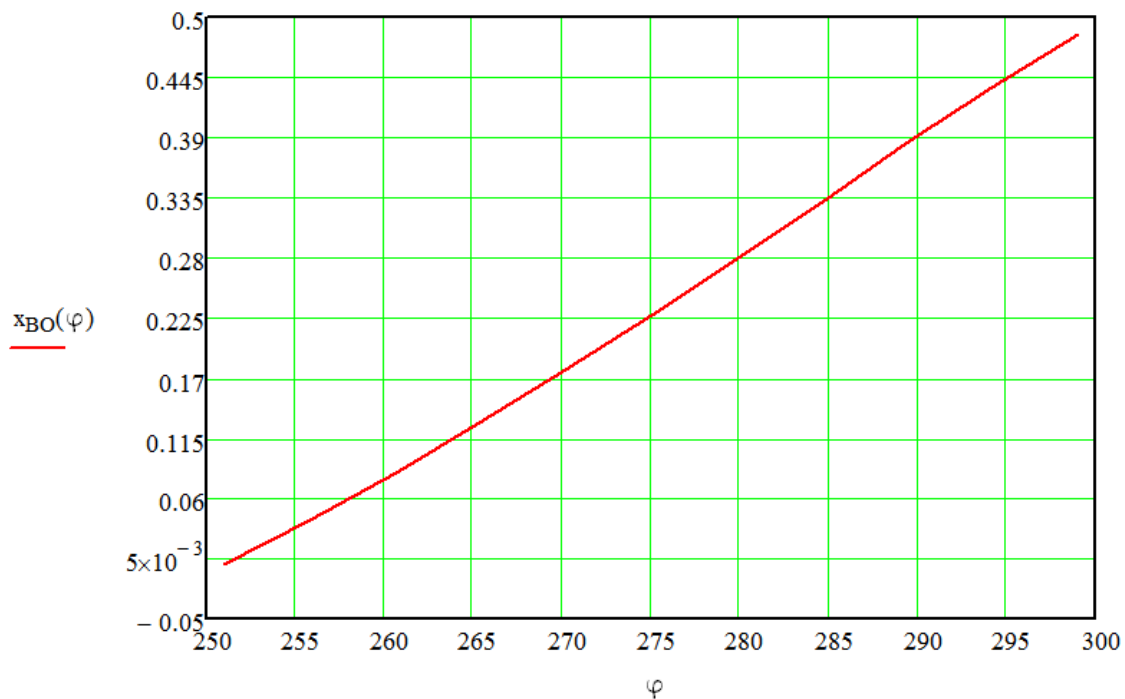
прискорення захватної головки

$$x2_{BO}(\varphi) := -\omega_2^2 \cdot \left[\left(l_2 \cdot \cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right) \right) + \left(l_3 \cdot \frac{\cos\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{90}\right)}{k^2} \right) - \left(l_3 \cdot \frac{\sin\left(\pi \cdot \frac{\varphi}{180}\right)}{k^2 \cdot q} \right) \right]$$

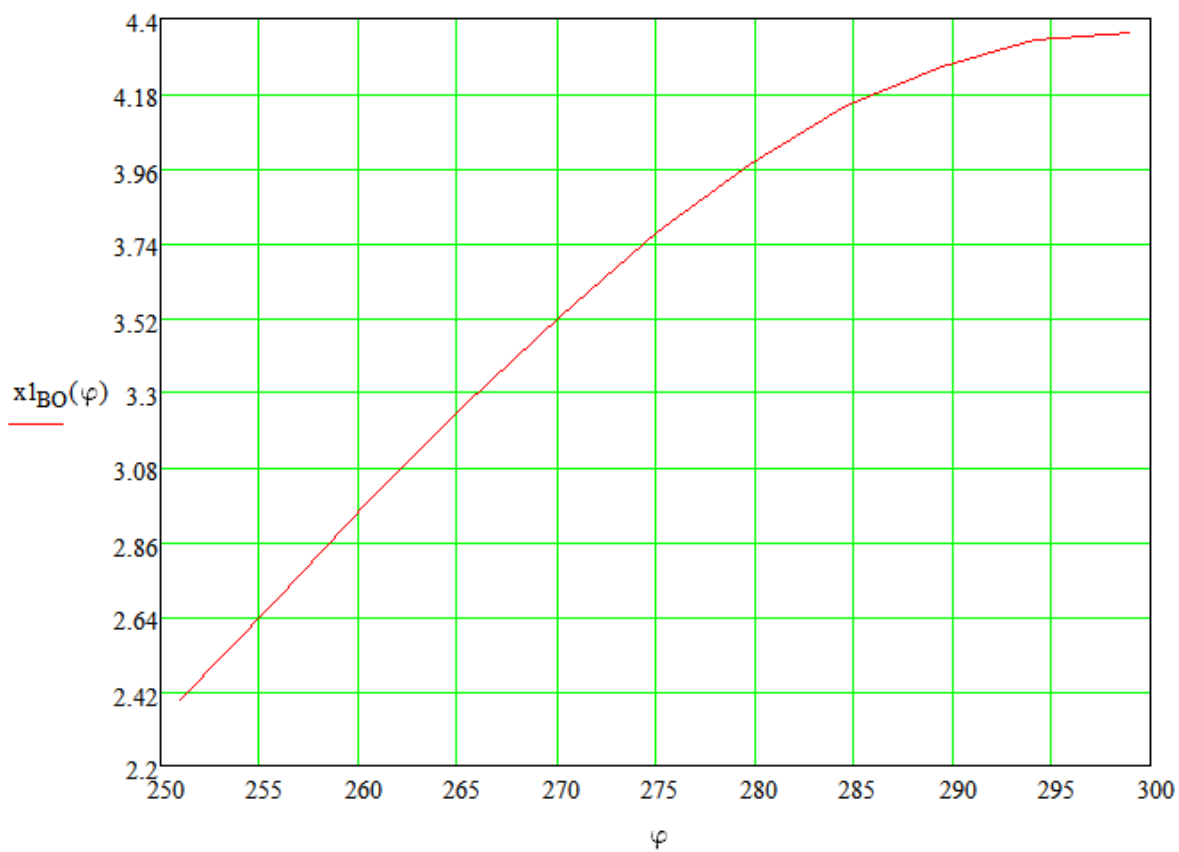
Результати розрахунків Таблиця

$\varphi =$	$x_{BO}(\varphi) =$	$x1_{BO}(\varphi) =$	$x2_{BO}(\varphi) =$
251	$-6.862 \cdot 10^{-4}$	2.399	0.69
255.8	0.041	2.694	0.93
260.6	0.084	2.986	1.062
265.4	0.129	3.267	1.08
270.2	0.177	3.53	0.978
275	0.227	3.768	0.754
279.8	0.279	3.975	0.414
284.6	0.332	4.142	-0.037
289.4	0.384	4.265	-0.586
294.2	0.435	4.339	-1.221
299	0.483	4.358	-1.922

Графік переміщення точки підвіски захватної головки.



Графік зміни швидкості точки підвіски захватної головки.



Графік зміни прискорення точки підвіски захватної головки.

