

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва**

«На правах рукопису»
УДК 686.12

До захисту допущено:
В.о. завідувача кафедри
_____ Микола ЗЕНКІН
«___» _____ 2024 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

за освітньо-професійною програмою

«Комп'ютеризовані поліграфічні системи»

зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

**на тему: «Удосконалення механізму привода ножа для безупинного
обрізування аркушевого матеріалу»**

Виконала:

студентка VI курсу, групи ВМ-31мп
Кукуєва Катерина Ігорівна

Консультант з розробки стартап проєкту:

Професор, д.т.н., професор
Зенкін Микола Анатолійович

Науковий керівник:

Доцент, к.т.н.,
Макатьора Дмитро Анатолійович

Рецензент:

Доцент каф. ТПВ, к. т. н., доцент
Олійник Володимир Григорович

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць
інших авторів без відповідних посилань.
Студентка _____

Київ – 2024 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут
Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва
Рівень вищої освіти – другий (магістерський)
Спеціальність – 133 «Галузеве машинобудування»
Освітньо-професійна програма «Комп'ютеризовані поліграфічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Микола ЗЕНКІН

«___» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту Кукуєвій Катерині Ігорівні

1. Тема дисертації **«Удосконалення механізму привода ножа для безупинного обрізування аркушевого матеріалу»**, науковий керівник дисертації **Макатьора Дмитро Анатолійович**, к.т.н., доцент, затверджені наказом по університету від «05» листопада 2024 за № 4971-с
2. Термін подання студентом дисертації 10 грудня 2024 року
3. Об'єкт дослідження: удосконалення технологічного обладнання для обрізування аркушевого матеріалу.
4. Вихідні дані: літературні дані, дані з переддипломної практики.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: аналіз існуючих методів, пристроїв в поліграфічній галузі, а саме обрізування стосу корінців; теоретичне визначення можливості безперебійного різання стосу корінців ножами, що мають рух по замкнутій траєкторії; визначення швидкості подачі плоского матеріалу машини обрізування корінців; визначення моменту тертя кочення при подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками; аналітичне дослідження пливу ножа, що містить на своїй поверхні з рифлями на силу просування стосу корінців в процесі обрізування корінців; провести розрахунок привода безвистійного обрізування блоків брі за коловою траєкторією; розробка стартап проєкту.
6. Орієнтовний перелік публікацій: підготовка тез на міжнародно практично-наукову конференцію.
7. Консультанти розділів дисертації

8.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Розділ з розробки стартап проєкту	Професор, д.т.н., Зенкін Микола Анатолійович		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Перспективні конструкції робочих органів	лютий 2024 р.	
2	Конструкції механізмів приводу ножа	березень 2024 р.	
3	Дослідження кінематики процесів різання книжкових блоків ножами	квітень 2024 р.	
4	Визначення швидкості подачі плоского матеріалу машини обрізування корінців	травень 2024 р.	
5	Визначення моменту тертя кочення при подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками	травень 2024 р.	
6	Аналітичне дослідження пливу ножа, що містить на своїй поверхні з рифлями на силу просування стосу корінців в процесі обрізування корінців	вересень 2024 р.	
7	Розрахунок приводу безвистійного обрізування блоків БРІ за коловою траєкторією	жовтень 2024 р.	
8	Розробка стартап проєкту	листопад 2024 р.	
9	Оформлення роботи	грудень 2024 р.	

Студент

Катерина КУКУЄВА

Науковий керівник

Дмитро МАКАТЬОРА

РЕФЕРАТ

**Катерина КУКУЄВА. УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА
НОЖА ДЛЯ БЕЗУПИННОГО ОБРІЗУВАННЯ АРКУШЕВОГО МАТЕРІАЛУ.**

НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» НН ВПІ, кафедра МАПВ, 2024

ПЗ: 96 с., 39 рис., 22 табл., бібл. назв 70.

У сучасному виробництві книг, періодичних видань, журналів з метою підвищення продуктивності впроваджують паралельно встановлені машини обрізування корінців, які мають механізми приводу ножів, де стоси корінців розрізають автоматично. Однак різання на таких машинах пов'язане зі значними енергетичними затратами, технічними та динамічними навантаженнями, які обмежують швидкісні параметри лінії.

Відомими методами безперервного різання стосу корінців є, наприклад, використання багато ножових інструментів або різання плоскими ножами з різноманітними рухами. Однак данні пристрої, засновані на застарілих принципах, мають громіздкі розміри і мають значні енергозатрати.

Метою роботи є розробка нового способу устаткування для обрізування корінців на основі ножів, що мають безперервне ковзаюче різання та оснащені приводом, що дозволить досягти якісних поверхонь різі при умові зниження енергетичних витрат, та збільшити продуктивність машин даного типу.

Об'єктом досліджень удосконалення технологічного обладнання для обрізування аркушевого матеріалу.

Предметом досліджень є механіка процесу безупинного обрізування стосу корінців рухомими ножами з замкнутою траєкторією руху.

Методи дослідження для дослідження процесу рухомого різання запропонованим методом використовуються елементи фізико-математичного комп'ютерного моделювання. Оцінка якості рухомого різання стосу корінців шляхом вимірювання та візуального огляду.

ABSTRACT

Kateryna KUKUIEVA. IMPROVEMENT OF THE KNIFE DRIVE MECHANISM FOR NON-SPOT CUTTING OF SHEET MATERIAL.

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Educational-scientific PPI, Department of printing machines and automated complexes, 2022.

EN: 96 pages., 39 drawings, 22 tables, list of references 70.

In the modern production of books, periodicals, and magazines, in order to increase productivity, parallel spine trimming machines are being introduced that have knife drive mechanisms where stacks of spines are cut automatically. However, cutting on such machines is associated with significant energy costs, technical and dynamic loads that limit the line's speed parameters.

Known methods of continuous cutting of a stack of spines include, for example, the use of multiple knife tools or cutting with flat knives with various movements. However, these devices, based on outdated principles, are bulky and have significant energy consumption.

The aim of the work is to develop a new method of equipment for cutting roots based on knives with continuous sliding cutting and equipped with a drive, which will allow to achieve high-quality cutting surfaces while reducing energy consumption and increase the productivity of machines of this type.

The object of research improvement of technological equipment for cutting sheet material.

The subject of research is the mechanics of the process of continuous trimming of a stack of roots by moving knives with a closed trajectory.

Research methods to study the process of moving cutting by the proposed method, elements of physical and mathematical computer modeling are used. Evaluation of the quality of moving cutting of a stack of spines by measuring and visual inspection.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ	10
1.1. Конструкції механізмів приводу ножа	10
1.1.1. Конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, з парою дискових ножів	11
1.1.2. Конструкція механізму переміщення пари дискових ножів машини обрізування корінців	12
1.2. Конструкції механізмів переміщення ножів обрізування корінців, що отримують зворотно-поступальні, зворотно-поворотні та плоско-паралельні рухи	12
1.2.1. Конструкція механізму переміщення ножа обрізування корінців, що здійснює зворотно-поворотні рухи	13
1.2.2. Конструкція механізму переміщення ножа машини обрізування корінців, що здійснює плоско-паралельні рухи	14
1.2.3. Конструкція механізму переміщення пари ножів машини обрізування корінців, що здійснюють зворотно-поступальні рухи	15
1.2.4. Конструкції механізмів переміщення ножа машини обрізування корінців, що здійснює зворотно-поступальний рух	18
1.2.5. Конструкції механізмів переміщення ножа машини обрізування корінців, що здійснює плоско-паралельний рух	19
Висновки до розділу 1	35
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ПРОЦЕСІВ РІЗАННЯ КНИЖКОВИХ БЛОКІВ НОЖАМИ	36
2.1 Визначення швидкості подачі плоского матеріалу машини обрізування корінців	36
2.2. Визначення моменту тертя кочення при подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками	40
2.3. Аналітичне дослідження впливу ножа, що містить на своїй поверхні з рифлями на силу просування стосу корінців в процесі обрізування корінців	47

Висновки до розділу 2	51
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ БЕЗВИСТІЙНОГО ОБРІЗУВАННЯ БЛОКІВ БРІ ЗА КОЛОВОЮ ТРАЄКТОРІЄЮ	52
3.1. Вибір електродвигуна і кінематичний розрахунок привода	52
3.2. Розрахунок клинопасової передачі	54
3.3. Розрахунок конічної передачі	57
3.4. Попередній розрахунок валів привода	61
3.5. Уточнений розрахунок швидкохідного валу	63
3.6 Уточнений розрахунок тихохідного валу	67
3.7. Розрахунок конічних радіально-упорних підшипників	70
3.8. Вибір та розрахунок шпонкових з'єднань	72
3.9. Вибір муфти	74
Висновки до розділу 3	74
РОЗДІЛ 4. СТАРТАП ПРОЄКТ	75
4.1. Створення пристрою для транспортування книжково-журнальних блоків з використанням сервоприводів	75
Висновки до розділу 4	87
ВИСНОВКИ	88
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	89

ВСТУП

Актуальність теми. У сучасному виробництві книг, періодичних видань, журналів з метою підвищення продуктивності впроваджують паралельно встановлені машини обрізування корінців, які мають механізми приводу ножів, де стоси корінців розрізають автоматично. Однак різання на таких машинах пов'язане зі значними енергетичними затратами, технічними та динамічними навантаженнями, які обмежують швидкісні параметри лінії.

Відомими методами безперервного різання стосу корінців є, наприклад, використання багато ножових інструментів або різання плоскими ножами з різноманітними рухами. Однак данні пристрої, засновані на застарілих принципах, мають громіздкі розміри і мають значні енергозатрати.

Науково-прикладне завдання полягає в аналізі та синтезі механіко-технічних параметрів способу різання стосів корінців ножами, що мають механізми руху та розроблення рекомендацій щодо конструкції різальної ділянки лінії. Дослідницькі завдання стосуються практичних питань підвищення продуктивності та зниження енерговитрат на процес обробки стосу корінців.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка нового способу устаткування для обрізування корінців на основі ножів, що мають безперервне ковзаюче різання та оснащені приводом, що дозволить досягти якісних поверхонь різі при умові зниження енергетичних витрат, та збільшити продуктивність машин даного типу.

Для досягнення вказаної мети в роботі необхідно вирішити наступні **задачі**:

- аналіз існуючих методів, пристроїв в поліграфічній галузі, а саме обрізування стосу корінців;
- теоретичне визначення можливості безперебійного різання стосу корінців ножами, що мають рух по замкнутій траєкторії;
- визначення швидкості подачі плоского матеріалу машини обрізування корінців;

- визначення моменту тертя кочення при подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками;
- аналітичне дослідження пливу ножа, що містить на своїй поверхні з рифлями на силу просування стосу корінців в процесі обрізування корінців;
- провести розрахунок приводу безвистійного обрізування блоків БРІ за коловою траєкторією;
- розробка стартап проекту.

Об'єктом досліджень є удосконалення технологічного обладнання для обрізування аркушевого матеріалу.

Предметом досліджень є механіка процесу безупинного обрізування стосу корінців рухомими ножами з замкнутою траєкторією руху.

Методи дослідження для дослідження процесу рухомого різання запропонованим методом використовуються елементи фізико-математичного комп'ютерного моделювання. Оцінка якості рухомого різання стосу корінців шляхом вимірювання та візуального огляду.

Обсяг і структура дисертації. Кваліфікаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Повний обсяг кваліфікаційної роботи – 96 с., вона містить 22 таблиць і 39 рисунків. Список використаних джерел – 70 найменувань.

РОЗДІЛ 1 ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

Процес виробництва поліграфічної продукції, а саме книжок, періодичних видань, журналів і рекламної продукції потребує використання великої кількості обладнання, особливо такого, як обрізування корінців, швейна клейка палітурка [7-8, 17-27, 67-70].

Розділ присвячений розробці нових конструкцій робочих органів (механізм подачі та пристрій транспортування матеріалу, механізмам та пристроям ножа), здатних підвищити ефективність роботи машин для повздовжнього різання матеріалу.

1.1. КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖА.

удосконалення приводів машин обрізування корінців в поліграфічній промисловості

Для реалізації процесу обрізування корінців використовується, як рухоме різання, так і різання за допомогою нерухомого ріжучого інструмента. Як показали аналітичні та експериментальні дослідження [1-6, 9-16, 64-70] процес обрізування корінців нерухомим ножом супроводжується високими значеннями втрат, які досягають 60-70% енергетичних витрат на виконання технологічної операції обрізування корінців. Разом з тим, в роботах [26-33] було показано, що енергетичні витрати на виконання технологічної операції виконання обрізування корінців за допомогою рухомого ножа значно більш доцільний, оскільки для руйнування стосу корінців в повздовжній площині не потрібно значного стиснення матеріалу при її подачі на ніж, а отже, втрати на тертя між стосом корінців, що обробляється і ножом значно більш низькі.

У результаті проведеного аналізу існуючих конструкцій можна рекомендувати в якості перспективних напрямів удосконалення конструкція машини обрізування корінців.

1.1.1. КОНСТРУКЦІЯ МЕХАНІЗМУ НОЖА МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРІНЦІВ, З ПАРОЮ ДИСКОВИХ НОЖІВ

У роботі [12] розглянуто запропоновану конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить пару транспортуючих валиків, встановлених на верхніх і нижніх важелях, привід, пару дискових ножів, встановлених між транспортуючими валиками, на нерухомий ніж, з можливістю регулювання зазору між ними і додатковий привід (на рисунку не показано), кінематично пов'язаний з парою дискових ножів. В даній конструкції ефект ковзаючого різання повністю не досягається, оскільки використовується ріжучий інструмент – пара дискових ножів між твірними лез яких постійно буде мати місце технологічний зазор Δ (рис. 1.1), спричинений неможливістю виконання технологічної операції обрізування корінців, коли твірні дискових ножів стикаються між собою.

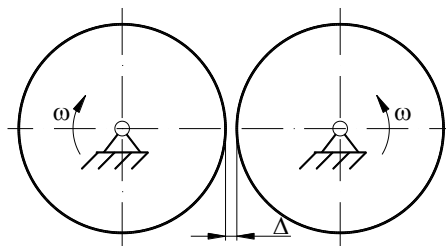


Рисунок 1.1 Схема технологічного зазору дискових ножів машини обрізування корінців

Це приводить до використання нерухомого ножа для до різання матеріалу стосу корінців, що розташовується в процесі транспортування на ріжучий інструмент в зоні технологічного зазору Δ (див. рис. 1.1), що приводить до деякого зростання енергетичних витрат на процес різання і до погіршення поверхні зрізу виробу в зоні технологічного зазору Δ . Це пов'язано з тим, що стос корінців руйнується (розрізається в повздовжній площині) за допомогою нерухомого ріжучого інструмента. Використання даної конструкції дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання, крім зони технологічного зазору (відстань між твірними); використання пари дискових ножів, що обертаються

на зустріч один одному, сприяють процесу транспортування стосу корінців; зменшити енергетичні втрати на процес обрізування корінців.

1.1.2. КОНСТРУКЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПАРИ ДИСКОВИХ НОЖІВ МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ

Кінематична схема машини обрізування корінців з парою дискових ножів представлена на рис. 1.2. Авторами роботи [14] було усунено проблему попередньої конструкції машини обрізування корінців. Було запропоновано застосувати дискові ножі у вигляді зірочок, що дозволило уникнути нерухомого різання стосу корінців, оскільки використання ножів у формі зірочок дозволяє уникнути технологічного зазору в зоні різання стосу корінців, тобто повністю виключити нерухоме різання (рис. 1.2).

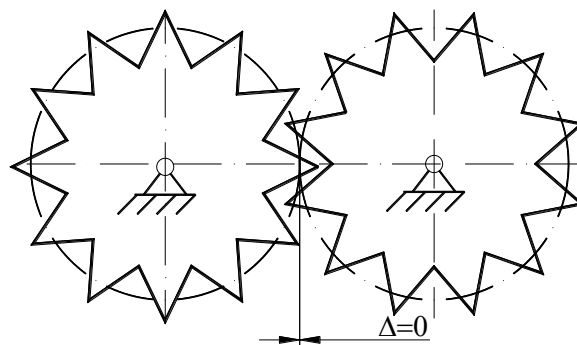


Рисунок 1.2. Схема взаємодії ріжучого інструмента машини обрізування корінців.

Використання запропонованої конструкції машин обрізування корінців дозволяє: отримати постійний ефект рухомого різання; використання пари дискових ножів, що обертаються на зустріч один одному, сприяють процесу транспортування стосу корінців; зменшити енергетичні втрати на процес обрізування корінців.

1.2. КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ НОЖІВ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ, ЩО ОТРИМУЮТЬ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНІ, ЗВОРОТНО-ПОВОРОТНІ ТА ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНІ РУХИ

1.2.1. КОНСТРУКЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ НОЖА ОБРІЗУВАННЯ КОРІНЦІВ, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ЗВОРОТНО-ПОВОРОТНІ РУХИ

Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців з ножом, який здійснює зворотно-поворотні рухи представлена на рис. 1.3. В роботі [9] була запропонована конструкція машини обрізування корінців, де механізм ножа містить встановлену в напрямних **1** раму **2**, призначену для зворотно-поворотного руху леза ножа **3** в напрямі, перпендикулярному напрямку подачі стосу корінців. Рама **2** встановлена на вісі **4** і забезпечена парою гвинтів **5**, призначених для установки кромки леза ножа **3** відносно вертикальної площини осі **4**. Рама **3** кінематично з'єднана з шатуном **6**, який, в свою чергу, з'єднаний з ексцентриком **7**, закріпленим на електродвигуні **8**.

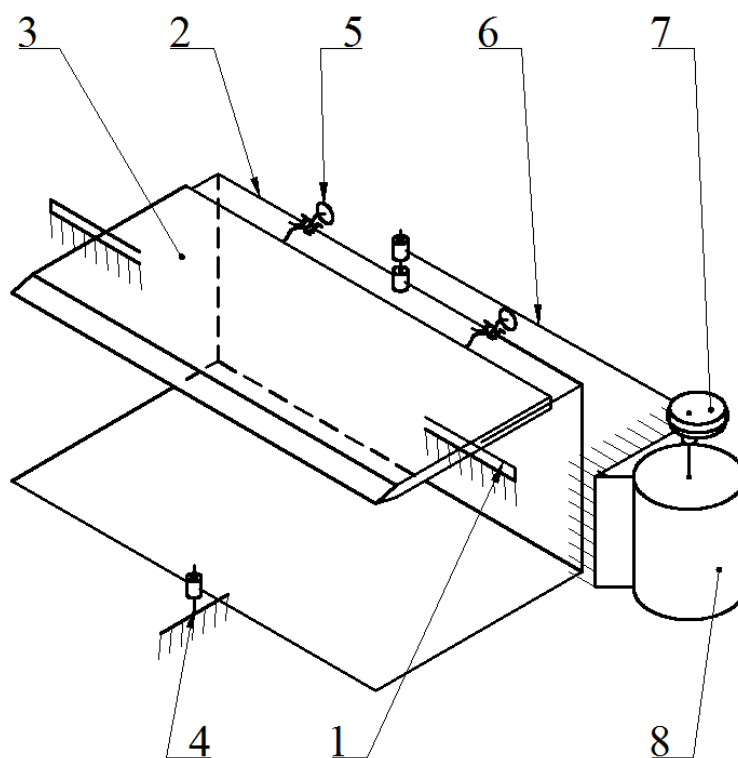


Рисунок 1.3. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

В конструкції механізму ножа машини обрізування корінців незважаючи на внесені зміни в конструкцію – ефект ковзаючого різання, повністю не досяжний. Оскільки ніж здійснює зворотно-коливальний рух в площині

перпендикулярної площині подачі стосу корінців відносно нерухомої вісі коливання («нульової» точки). В цій зоні відбувається обрізування корінців практично за допомогою нерухомої ріжучої кромки, що призводить до зростання енергетичних витрат на процес обрізування корінців і до погіршення поверхні зрізу виробу в зоні «нульової» точки. Використання запропонованої конструкції дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання, окрім нульової точки та зменшити енергетичні втрати на процес обрізування корінців.

1.2.2. КОНСТРУКЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ НОЖА МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНІ РУХИ

Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців, що здійснює плоско-паралельні рухи представлені на рис. 1.4

Авторами роботи [11] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, яка вирішила проблему останньої конструкції, де механізм містить лезо ножа **1** забезпечене механізмом зворотно-поступального переміщення в напрямі перпендикулярному переміщенню виробу, і зворотно-поворотного переміщення в напрямі, перпендикулярному переміщенню виробу, що має раму **2** з гвинтами **3**, установлену в напрямних **4** і на рухомому повзунові **5**, який, в свою чергу, установлений в напрямній **6**, на рамі **2** установлена пара сферичних пальців **7**, кінематично з'єднаних за допомогою пари сферичних шатунів **8** з парою сферичних ексцентриків **9**, установлених з можливістю регулювання на вихідних валах електродвигуна **10**.

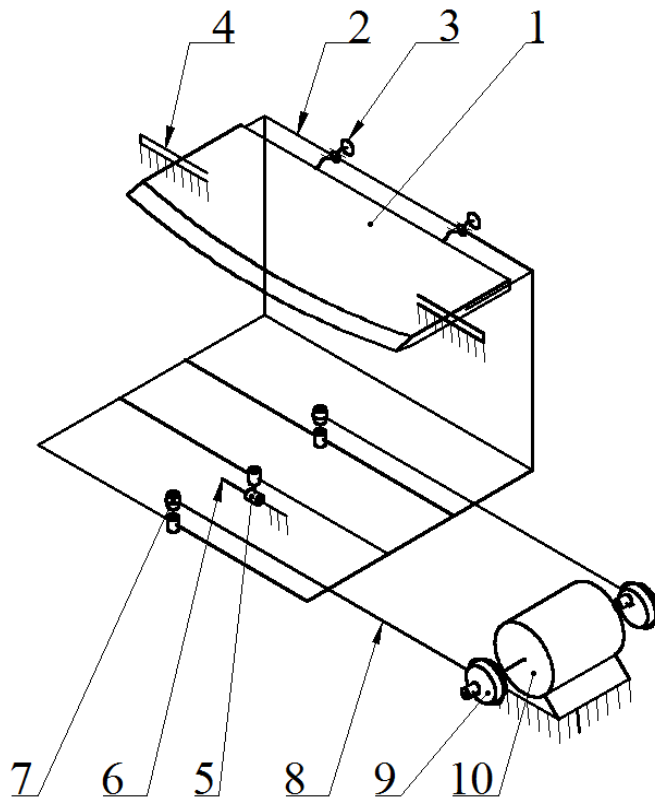


Рисунок 1.4. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Таке рішення дозволяє забезпечити безперервне переміщення леза ножа в площині подачі стосу корінців, поєднуючи послідовне зворотно-поступальне переміщення леза ножа в напрямі, перпендикулярному напрямку подачі, і зворотно-поворотне переміщення в напрямі, перпендикулярному напрямку подачі стосу корінців, що призводить до підвищення якості поверхні зрізу стосу корінців і зменшенню енергетичних витрат на процес різання стосу корінців.

Використання запропонованої конструкції дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання; зменшити енергетичні втрати на процес обрізування корінців.

1.2.3. КОНСТРУКЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПАРИ НОЖІВ МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ, ЩО ЗДІЙСНЮЮТЬ ЗВОРОТНЬО-ПОСТУПАЛЬНІ РУХИ

Кінематичні схеми механізмів з парою ножів машин обрізування корінців, які здійснюють зворотно-поступальні рухи представлені на рис. 1.5-1.8.

У роботі [10] авторами була запропонована конструкція машини обрізування корінців, де механізм переміщення містить пару ножів **1, 2** встановлених в напрямній **3** під кутом до площини подачі матеріалу, та кінематично з'єднаних за допомогою шатунів **4, 5** з парою ексцентриків **6, 7**, які кінематично з'єднані з додатковим приводом (на рисунку не показано).

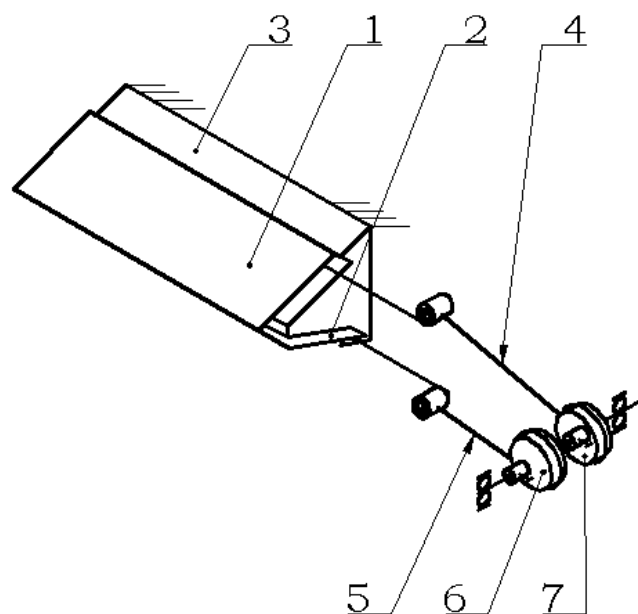


Рисунок. 1.5. Кінематична схема механізму

Дана конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, а саме з зворотно-поступальним зміщенням по фазі руху двох ножів, дозволяє поліпшити динаміку роботи машини взагалі за допомогою урівноваження маси рухомих технологічних елементів машини, а саме ножів, при умові зменшення енергетичних витрат на процес різання.

У роботі [44] була запропонована ідентична конструкція механізму, але в якій ексцентрики (див. рис. 1.5) було обладнано пристроями зміни ексцентриситету, що містять напрямну **1**, гвинт **2** і повзун **3** з радіальним пазом, закріплений на ексцентрикові **4** і встановлений в напрямну **1**, яка

закріплена на валу 5, гвинт 2 встановлений в напрямній 1 і кінематично з'єднаний з повзуном 3.

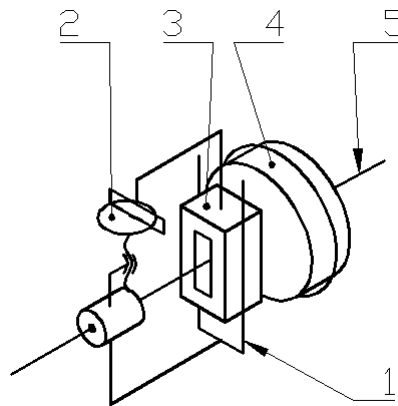


Рисунок 1.6. Кінематична схема пристрою зміни ексцентриситету

В даній конструкції ножового механізму машини обрізування корінців, ведучі ланки (ексцентрики), сприяють можливості отримання лезами ножів різної лінійної швидкості (відповідно і довжину переміщення), а також при необхідності і зупинку будь-якого з ножів (отримання нерухомого ножа), крім того, використання регулювання зміщення по фазі ексцентриків приводить до можливості регулювати напрям рухів лез ножів один відносно іншого, що дозволить зменшити енергетичні витрати на процес різання.

У роботі [45] була запропонована конструкція машини обрізування корінців, де механізм переміщення містить пару ножів 1, 2 встановлених в парі напрямних 3, та кінематично з'єднаних за допомогою шатунів 4, 5 з двома плечима трьохплечого коромисла 6, яке в свою чергу кінематично з'єднане з пазовим кулачком 7, та встановлено на вісі 8. Пазовий кулачок 7 закріплений на валу 9.

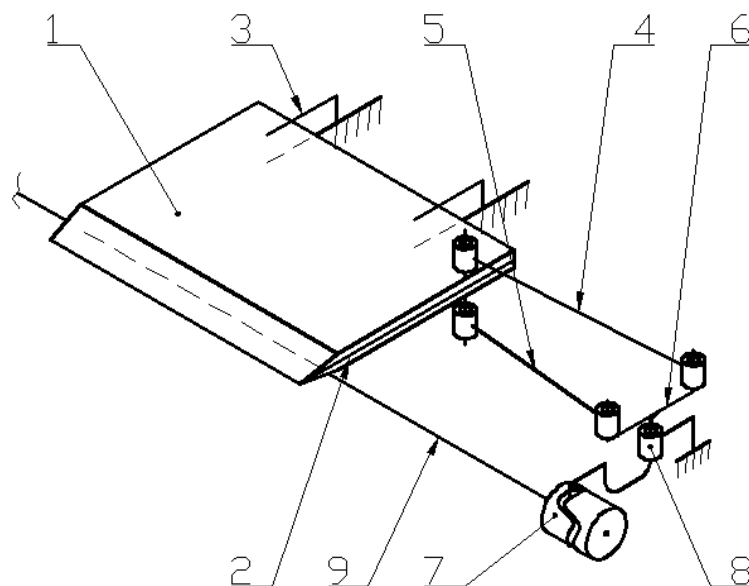


Рис. 1.7. Кінематична схема механізму машини обрізування корінців

Дана конструкція дає можливість синхронізувати відносне переміщення ножів, збільшити коефіцієнт корисної дії, завдяки використанню одної ведучої ланки (кулачка), що дозволяє поліпшити якість зрізу стосу корінців, при знижені енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Використання запропонованих конструкцій дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання; збалансувати ножовий механізм (пару ножів); зменшити енергетичні втрати на процес машини обрізування корінців.

1.2.4. КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ НОЖА МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНИЙ РУХ

Авторами роботи [57] була запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ніж **1**, встановлений за допомогою гвинтів **2** в раму **3**, яка розташована в парі оправок **4**, генератор механічних коливань **5**, з'єднаний з рамою **3** за допомогою гвинта **6**.

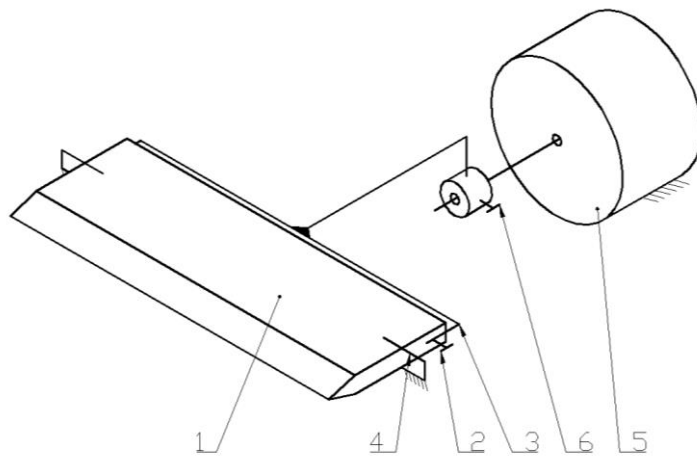


Рис. 1.8. Кінематична схема механізму машини обрізування корінців

Введення в схему механізму генератора механічних коливань, забезпечує постійний зворотно-поступальний рух ножу, чим досягається ефект постійного ковзаючого різання, що дозволяє покращити якість зрізу стосу корінців при зменшенні енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Використання запропонованих конструкцій дозволяє: отримати постійний ефект вібруючого різання; зменшити енергетичні втрати на процес обрізування корінців.

1.2.5. КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ НОЖА МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРИНЦІВ, ЩО ЗДІЙСНЮЄ ПЛОСКО-ПАРАЛЕЛЬНИЙ РУХ

Кінематичні схеми механізмів ножів машини обрізування корінців, що здійснюють плоско-паралельний рух представлені на рис. 1.9-1.21.

Авторами роботи [44] запропонована конструкція механізму ножа, що містить вал **1** встановлений в опорах **2** та кінематично з'єднаних з головним валом **3**, за допомогою конічного варіатора, що містить пару конічних дисків **4**, які кінематично з'єднані між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Пара ексцентриків **5** і **6** з пристроями зміни ексцентриситету (на рисунку не показано) та кінематично пов'язана з парою куліс **7** і **8**, які відповідно закріплені з ножом **9** та напрямною **10**, в яку встановлений останній. Куліса **8**

встановлена в поперечну напрямну **11**, а куліса **7** з'єднана з ножом **9** за допомогою гвинтів **12**.

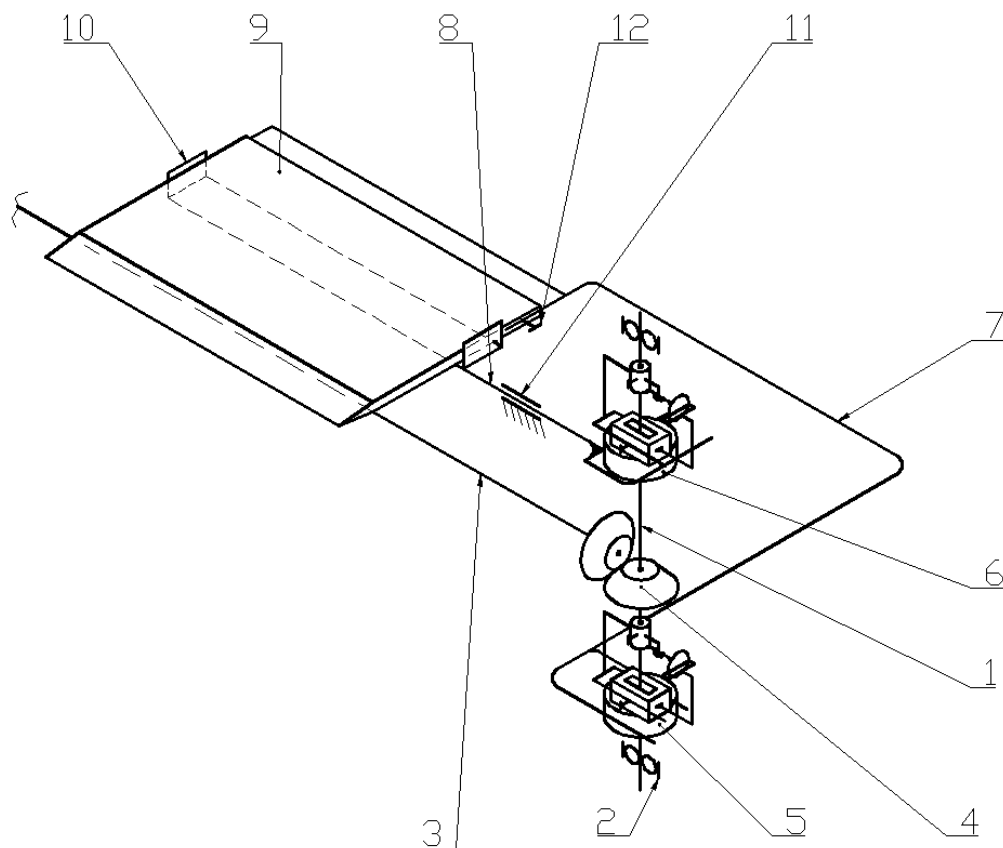


Рисунок 1.9. Кінематична схема механізму машини обрізування корінців

Конструкція дає можливість отримати замкнуту траєкторію леза ножа (еліпс) без кінцевих точок руху, що дозволяє уникнути вібрації в роботі машини обрізування корінців, що покращує динаміку роботи машини обрізування корінців при умові зменшення енергетичних витрат на процес різання.

Авторами роботи [50] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить пару валів **1, 2** встановлених в опорах **3** та кінематично з'єднаних з головним валом **4**, за допомогою пари конічних варіаторів, що містять по парі конічних дисків **5**, які кінематично з'єднані між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Пара ексцентриків **6** і **7**, оснащена пристроями зміни ексцентриситету та кінематично пов'язана з парою

куліс **8** і **9**, які відповідно закріплені з ножом **10** та напрямною **11**, в яку встановлений останній. Куліса **9** встановлена в поперечну напрямну **12**, а куліса **8** з'єднана з ножом **10** за допомогою гвинта **13**. Пристрої зміни ексцентриситету аналогічні вище викладеним.

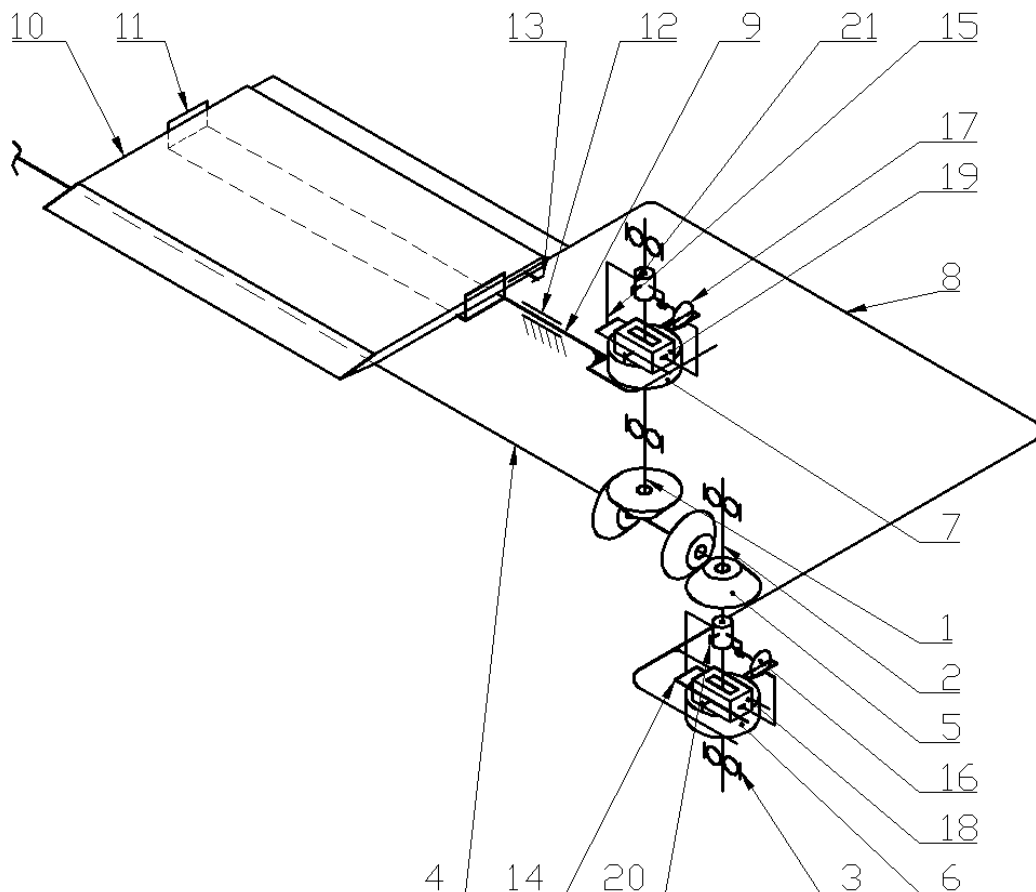


Рисунок 1.10. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Конструкція дає можливість отримати замкнуту траєкторію леза ножа, у вигляді поєднання декілька еліпсів за один зворотно-поступальний рух леза ножа машини обрізування корінців в перпендикулярному напрямку подачі стосу корінців, в залежності від вибору кутової швидкості валу і додаткового валу, за рахунок варіаторів, що покращує якість зрізу стосу корінців при умові зменшення енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Автори роботи [56] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1 та 2, встановлений в двох парах опор 3 та кінематично з'єднані між собою парою зубчастих коліс 4 і 5, головний вал 6,

кінематично з'єднаний з валом 1, за допомогою варіатора, що містить пару конічних дисків 7, які кінематично з'єднані між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Пара ексцентриків 8 і 9 кінематично з'єднана з парою куліс 10 і 11, які відповідно встановлені в поперечну 12 і повздовжню 13 напрямні та хрестоподібний повзун 14, що з'єднаний з напрямною 15, в яку встановлений ніж 16. Пара ексцентриків 8, 9 встановлена на валу 1 та 2 відповідно за допомогою гвинтів 17, 18.

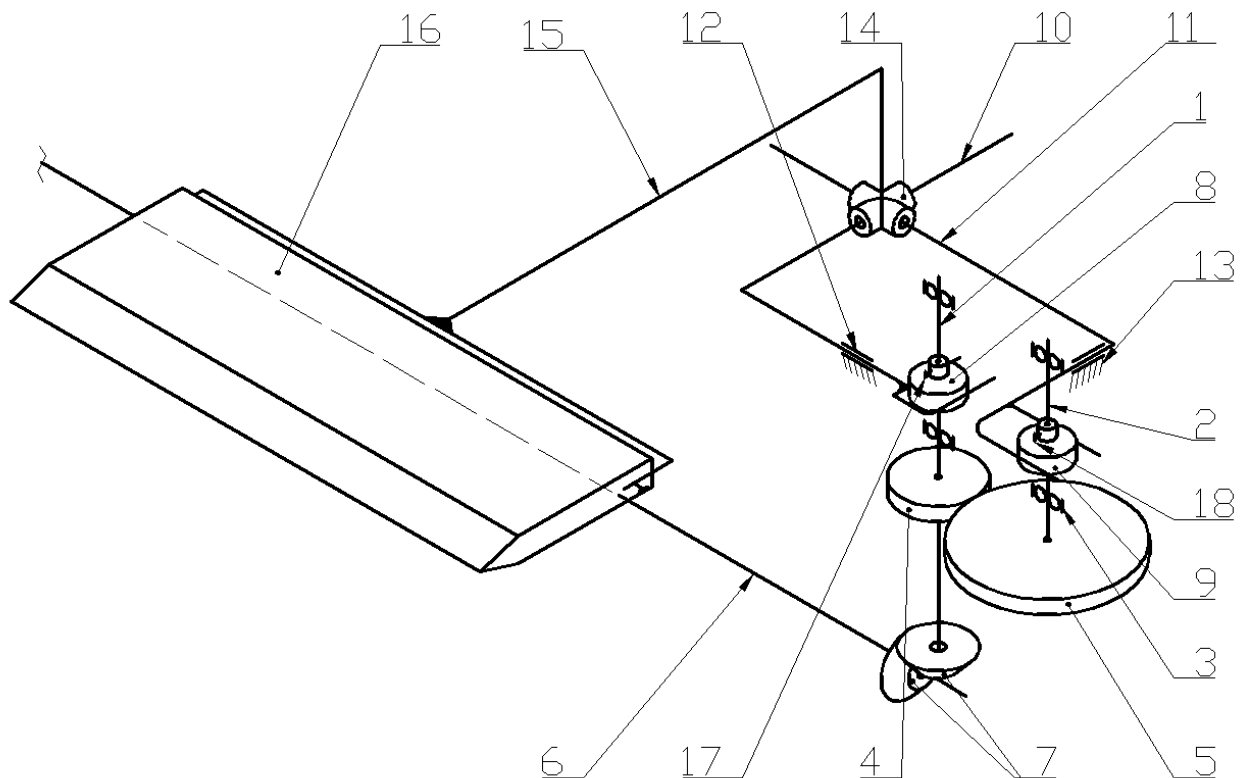


Рисунок 1.11. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

В даній конструкції механізму ножа машини обрізування корінців синхронізовані ведучі ланки (ексцентрики), що позитивно впливає на траєкторію (замкнута) руху леза ножа, що дозволяє покращити якість зрізу деталі при умові зменшення енергетичних витрат на процес різання.

У роботі [46] авторами була запропонована конструкція механізму ножа, містить ніж 1, встановлений в напрямну 2, головний вал 3, встановлений в опори 4 вал 5 та 6, на яких встановлена пара ексцентриків 7 і 8, кінематично з'єднаних з парою куліс 9 і 10, встановлених відповідно в поперечну 11 і

повздовжню 12 напрямні, хрестоподібний повзун 13, з'єднаний з напрямною 2, і в який встановлена пара куліс 9 і 10, варіатор, що містить ведучий 14, відомий 15 і 16 диски, які з'єднують головний вал 3 з валом 5 та 6, різьбову тягу 17, встановлену в пару додаткових опор 18 та з'єднану з парою гайок 19, які кінематично з'єднані з відомим 15 та 16 дисками, пружину 20, встановлену між опорами 4. Різьбова тяга 17 може бути виконана у вигляді шпильки, яка має різьбу з різними кроками, що відповідають різьбі гайок 19.

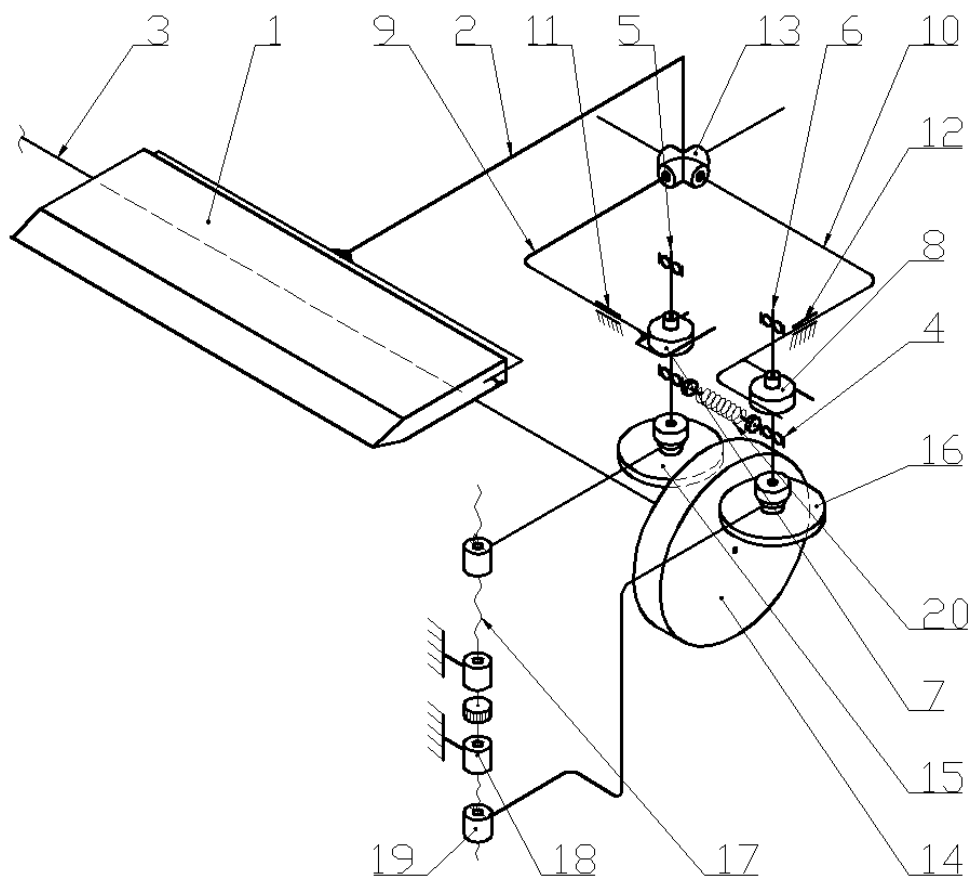


Рисунок 1.12. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Виконання різьбової тяги у вигляді шпильки, яка має різьбу з різними кроками, що відповідають різьбі гайок, дозволить синхронізувати регулювання кутової швидкості ексцентриків пропорційно крокам різі, а також отримати замкнуту траєкторію леза ножа машини обрізування корінців, що дозволяє покращити якість зрізу деталі при умові зменшення енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Авторами роботи [58] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить пару кривошипів **1** і **2** повздовжнього переміщення відповідно закріплених на валах **3** і **4**, кінематично з'єднаних з парою повзунів **5** і **6**, які встановлені в раму **7**, кривошип **8** поперечного переміщення закріплений на валу **9**, та кінематично з'єднаний з додатковим повзуном **10**, що встановлений на кулісі **11**. Варіатор **12** з'єднаний з приводом і з одним із валів **3** або **9** або **4**, які між собою відповідно з'єднані зубчастими колесами **13**, **14** та **15**. Ніж **16** закріплений в рамі **7** за допомогою гвинта **17**, та встановлений в парі напрямних **18**.

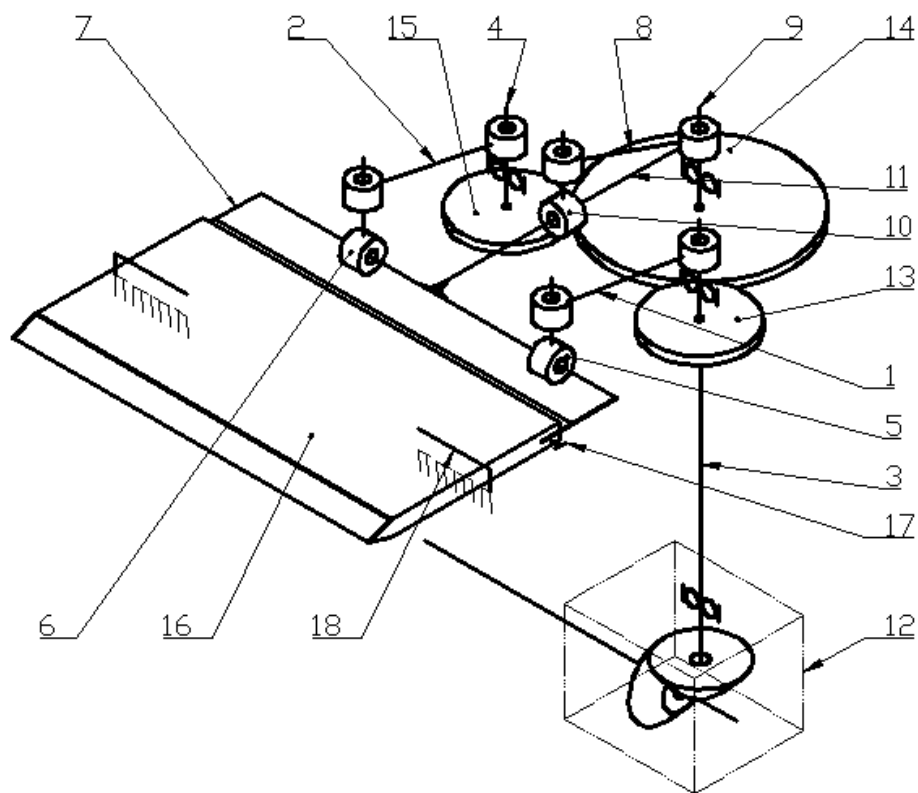


Рисунок 1.13. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Дана конструкція дає можливість синхронізувати всі ведучі ланки, плавно регулювати швидкість руху леза ножа в залежності від фізико-механічних властивостей корінців, що дозволяє покращити якість зрізу стосу корінців при умові зменшення енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Авторами роботи [51] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ніж 1, встановлений в напрямну 2, головний вал 3, з'єднаний за допомогою варіатора 4 з валом 5, на якому встановлений ексцентрик 6, кінематично з'єднаний з кулісою 7 та кулісою 8, яка має П – подібну форму і встановлена в напрямну 9. Куліса 7 кінематично з'єднана з кулісним камінцем 10, встановлений на вісі 11 та який виконаний за одне ціле з коромислом 12, яке кінематично з'єднане з кулісою 13, яка має Г – подібну форму та встановлена в напрямну 14. Хрестоподібний повзун 15, що з'єднаний з напрямною 2, та в який встановлена куліса 8 та 13.

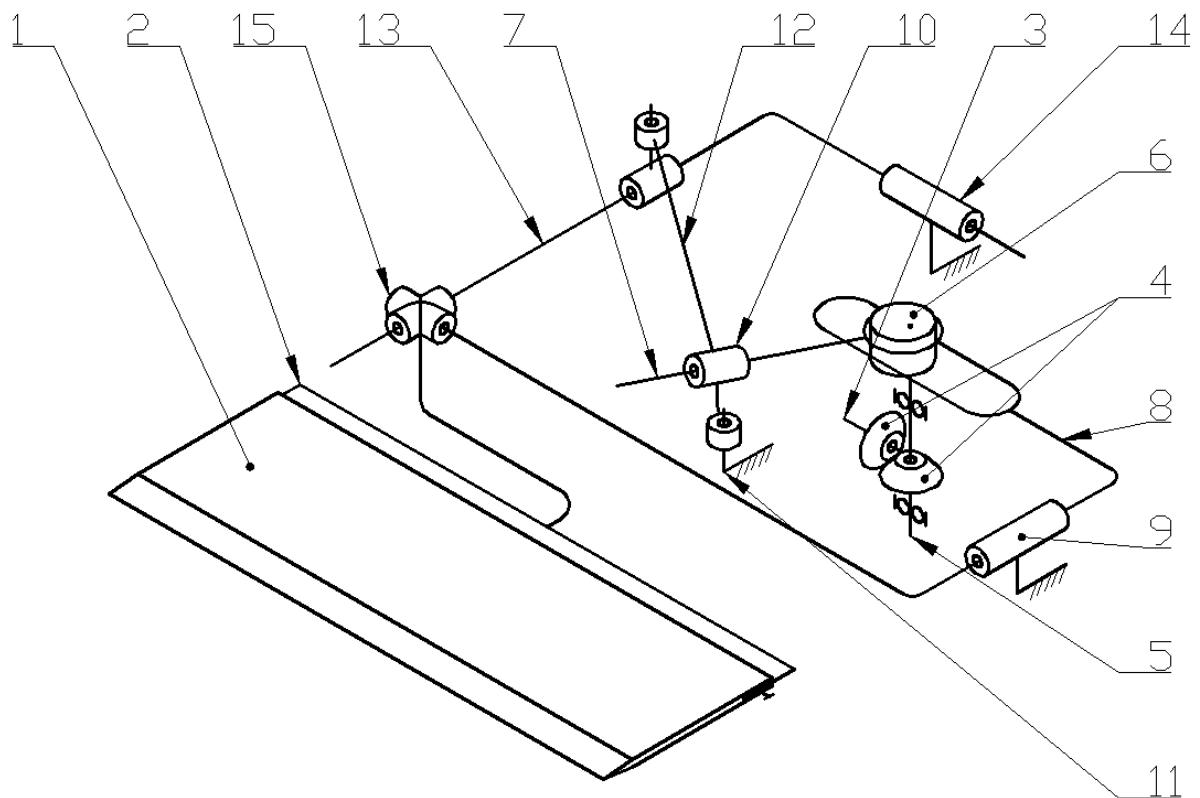


Рисунок 1.14. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [52] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1, з'єднаний з конічним варіатором, що містить пару конічних дисків 2 і 3, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Шатуни 4, 5 та 6 кінематично з'єднані між собою. Вісь 7 кінематично з'єднана з шатуном 4 та

кулісою 8, на якій встановлена пара кулісних каменів 9 і 10, які кінематично з'єднані з шатунами 5 і 6, які відповідно з'єднані з кривошипом 11 та напрямною 12, в яку встановлений ніж 13. Хрестоподібний повзун 14 з'єднує напрямну 12 з додатковою напрямною 15.

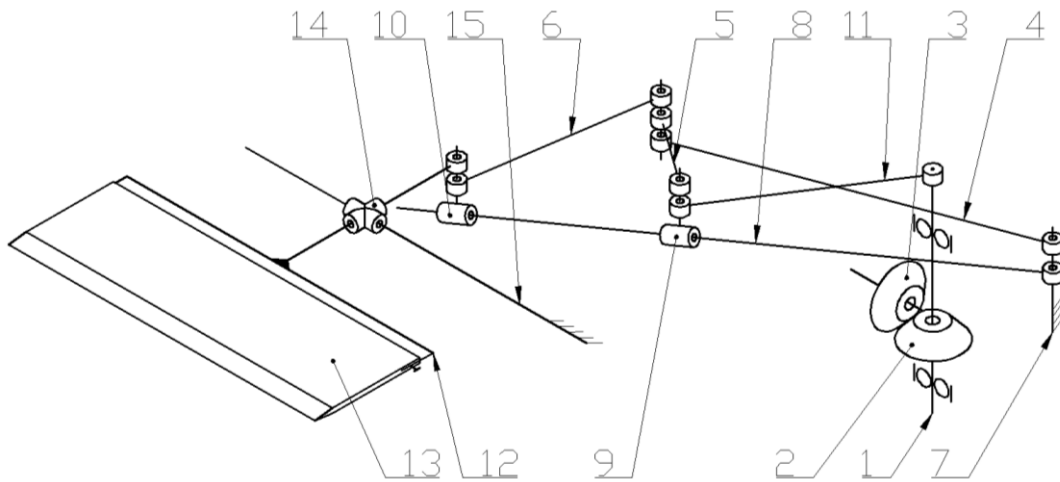


Рисунок 1.15. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [53] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1, з'єднаний з конічним варіатором, що містить пару конічних дисків 2 і 3, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Шатун 4 виконаний з трьома головками, кінематично з'єднаний з кулісою 5 та парою шатунів 6 і 7, які кінематично з'єднані з парою кулісних каменів 8 і 9, які встановлені на кулісі 5, яка в свою чергу встановлена в додаткову напрямну 10. Кулісний камінь 8 кінематично з'єднаний з кривошипом 11, а кулісний камінь 9 з'єднаний з напрямною 12, в яку встановлений ніж 13.

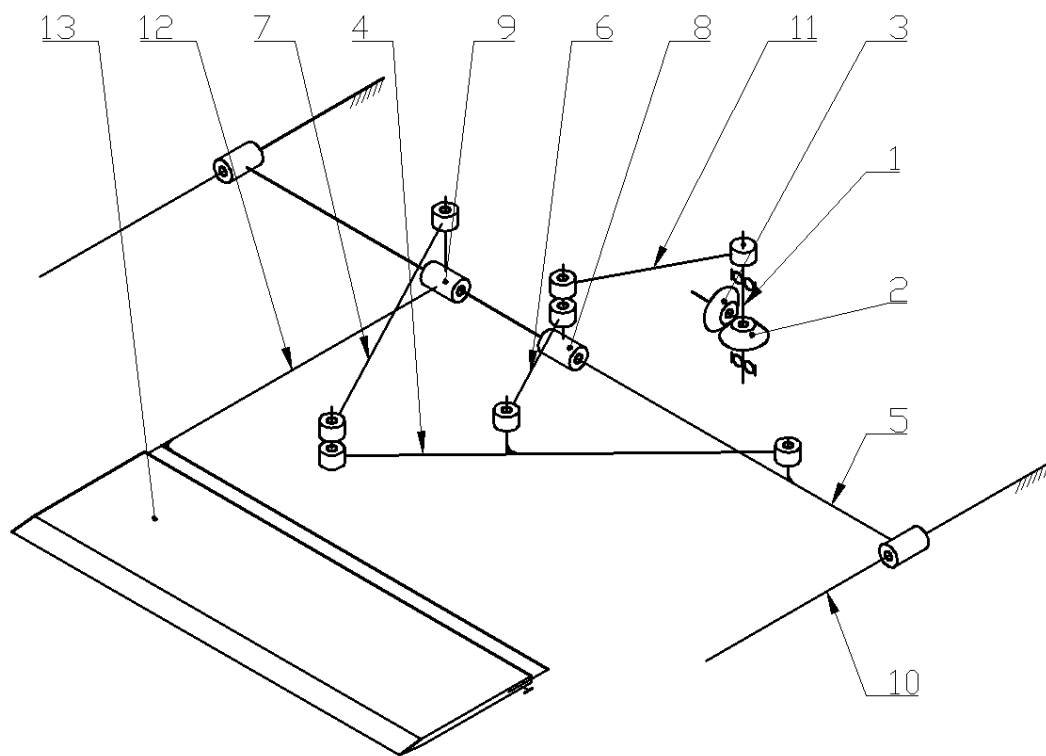


Рисунок 1.16. Кінематична схема механізму конструкція ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [55] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ексцентрик 1 встановлений на валу 2, який з'єднаний з варіатором, що містить пару конічних дисків 3 і 4, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Ніж 5, встановлений в напрямку 6, яка жорстко з'єднана з хрестоподібним повзуном 7. На вісі 8 встановлена куліса 9, яка кінематично з'єднана з ексцентриком 1, та на якій встановлений кулісний камінь 10 та хрестоподібний повзун 7, в якому встановлена куліса 11. Напряму 12, в яку встановлена Т – подібна куліса 13, яка одним плечем кінематично з'єднана з кулісним каменем 10, а іншим з кулісою 11.

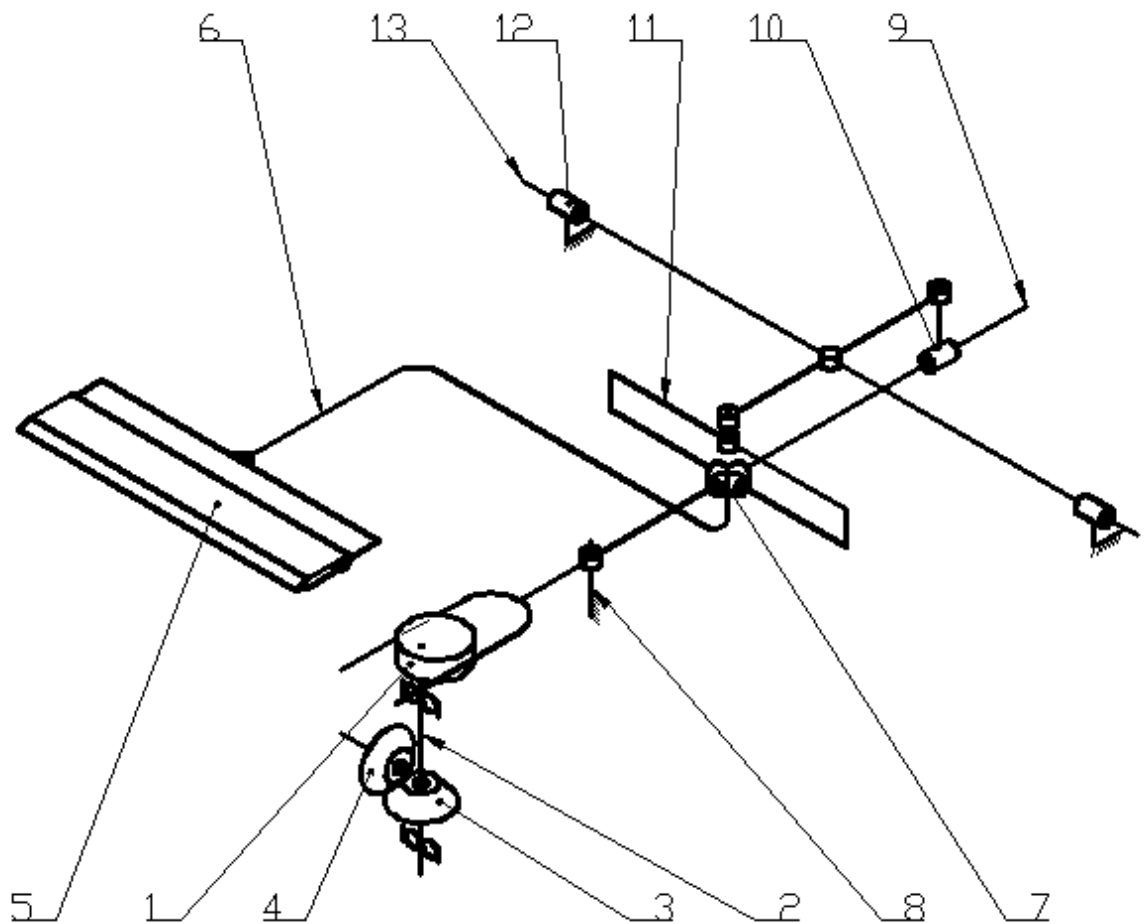


Рисунок 1.17. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [47] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ніж 1, встановлений в раму 2, яка з'єднана з хрестоподібним повзуном 3, який, в свою чергу кінематично з'єднаний з кулісами 4 та двохплечою 5. Кривошип 6, встановлений на валу 7, що з'єднаний з варіатором 8, та кінематично з'єднаний за допомогою шатуна 9 з кулісним каменем 10, який за допомогою гвинта 11, встановлений на кулісі 12, на якій встановлені кулісний камінь 13, а за допомогою гвинта 14 кулісний камінь 15. Кулісний камінь 15 кінематично з'єднаний з кулісою 4, а кулісний камінь 13 з двохплечою кулісою 5, яка кінематично з'єднана з напрямною 16.

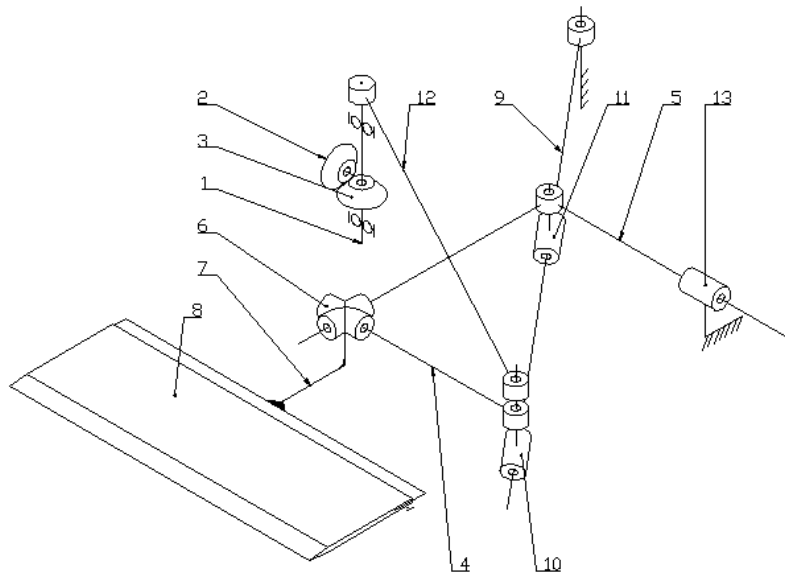


Рисунок 1.19. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [43] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ніж 1, встановлений в напрямну 2, головний вал 3 з'єднаний за допомогою варіатора 4 з валом 5, на якому встановлений ексцентрик 6, кінематично пов'язаний з кулісою 7, яка встановлена в напрямну 8. Пара куліс 9 і 10 встановлена в пару кулісних каменів 11 і 12 та кінематично пов'язана з кулісою 7 та напрямною 2.

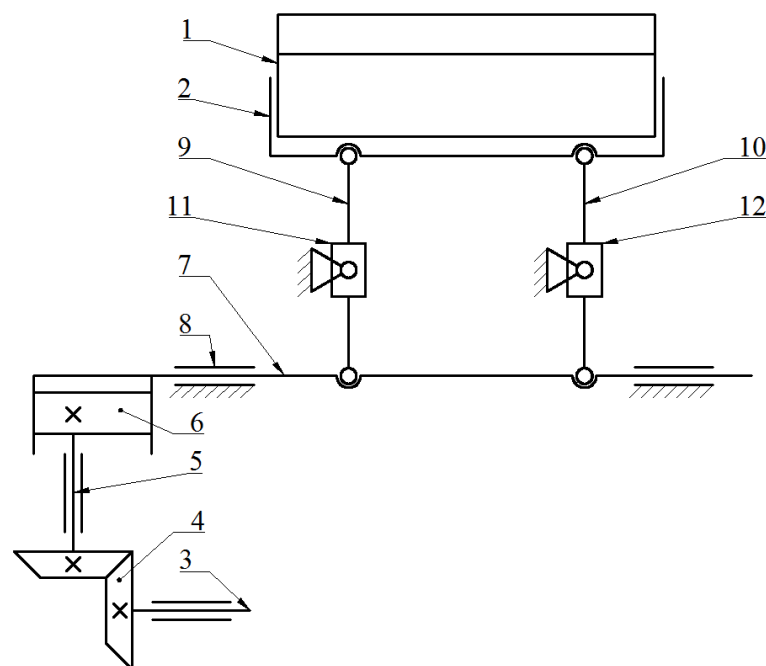


Рисунок 1.20. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [51] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить ніж 1, встановлений в раму 2, вал 3, з'єднаний за допомогою варіатора 4 з валом 5, який з'єднаний з ексцентриком 6 за допомогою пристрою зміни ексцентриситету, пару кулісних каменів 7 і 8, в які встановлена пара куліс 9 і 10, що кінематично з'єднана з рамою 2. Куліса 11 встановлена в напрямну 12 та кінематично з'єднана з ексцентриком 6 та парою куліс 9 і 10, гвинт 13 з'єднаний з рамою 14, яка встановлена напрямну 15. Пристрій зміни ексцентриситету містить напрямну 16 і гвинт 17, та повзун 18 з радіальним пазом, закріплений на ексцентрику 6 і встановлений в напрямну 16, яка в свою чергу закріплена на валу 5 за допомогою гвинта 19, гвинт 17 встановлений в напрямній 16 та кінематично з'єднаний з повзуном 18.

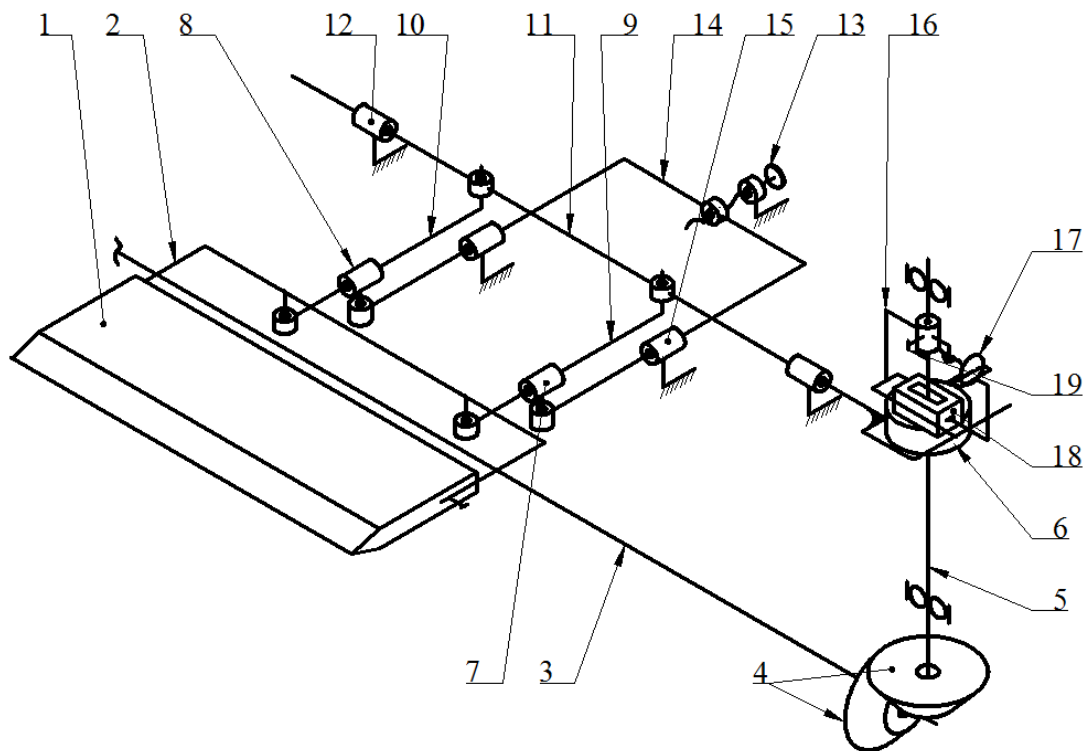


Рисунок 1.21. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [83107] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, містить вал 1, з'єднаний з конічним варіатором, що містить пару конічних дисків 2 і 3, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю їх регулювання. Кривошип 4 виконаний з двома

головками 5 і 6, відповідно кінематично з'єднаних з кулісою 7 за допомогою кулісного каменя 8, та кулісою 9. Ніж 10 встановлений в напрямну 11 з'єднаний з хрестоподібним повзуном 12, який з'єднує кулісу 9 з кулісою 7, яка встановлена в напрямну 13.

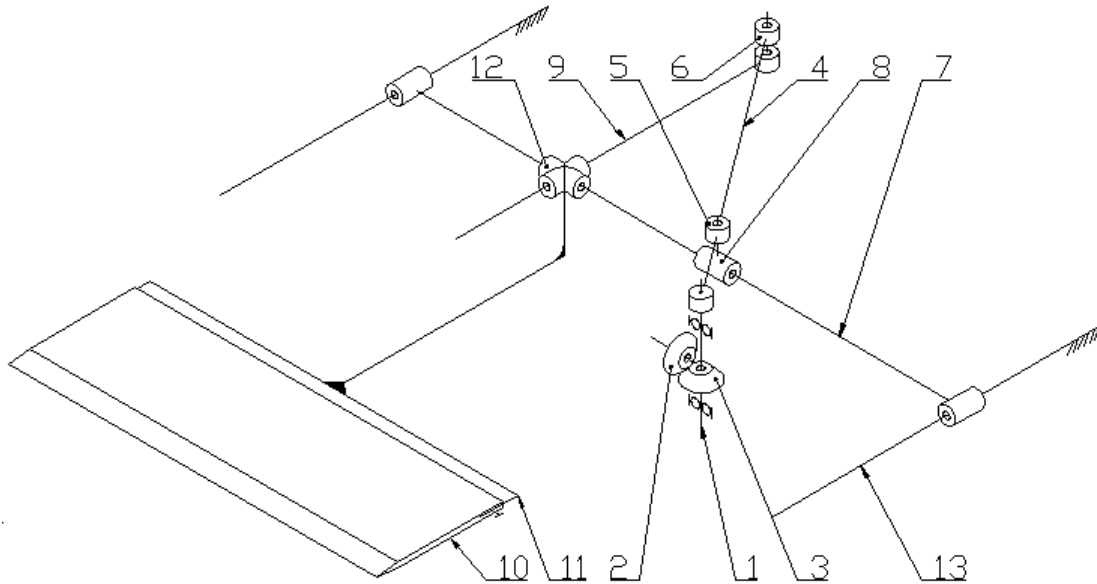


Рис. 1.22. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [41] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1, з'єднаний з конічним варіатором, що містить пару конічних дисків 2 і 3, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Дві пари шатунів 4 і 5, з'єднані між собою та парою повзунів 6 і 7, та одною парою з кулісою 8, а другою з кривошипом 9, який встановлений на валу 1. Хрестоподібний повзун 10 з'єднує кулісу 8 з напрямною 11, на якій встановлена пара повзунів 6 і 7. Ніж 12, встановлений в напрямну 13, яка з'єднана з кулісою 8.

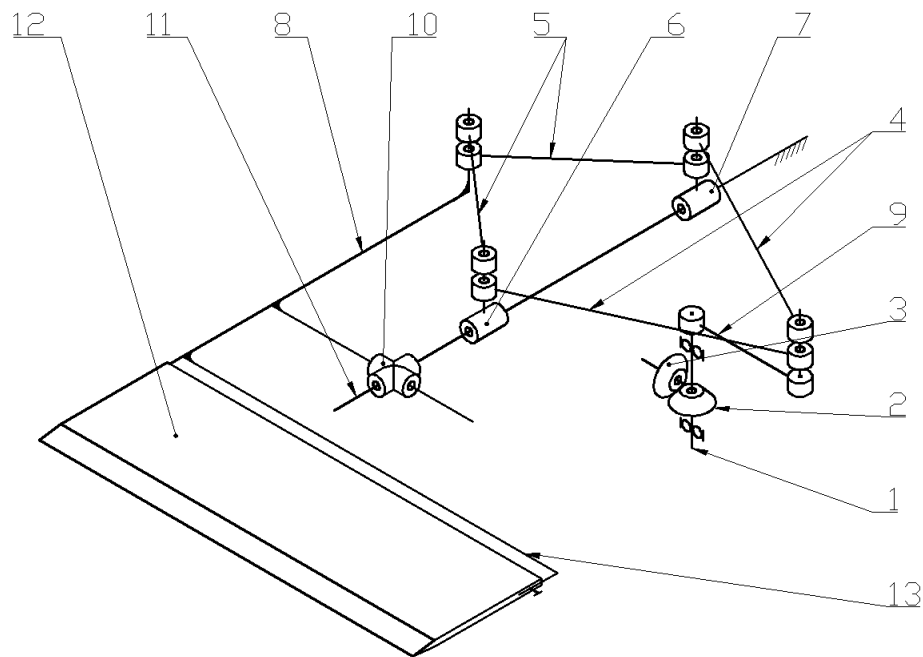


Рисунок 1.23. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [15] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1, з'єднаний з конічним варіатором, що містить пару конічних дисків 2 і 3, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Пара кривошипів 4 і 5 кінематично пов'язана між собою за допомогою шатуна 6, який в свою чергу кінематично пов'язаний з кулісою 7. Кривошип 4 встановлений на валу 1, а куліса 7 з'єднана з напрямною 8, в яку встановлено лезо ножа 9 за допомогою гвинтів 10. Хрестоподібний повзун 11 кінематично пов'язаний з кулісою 7 та напрямною 12.

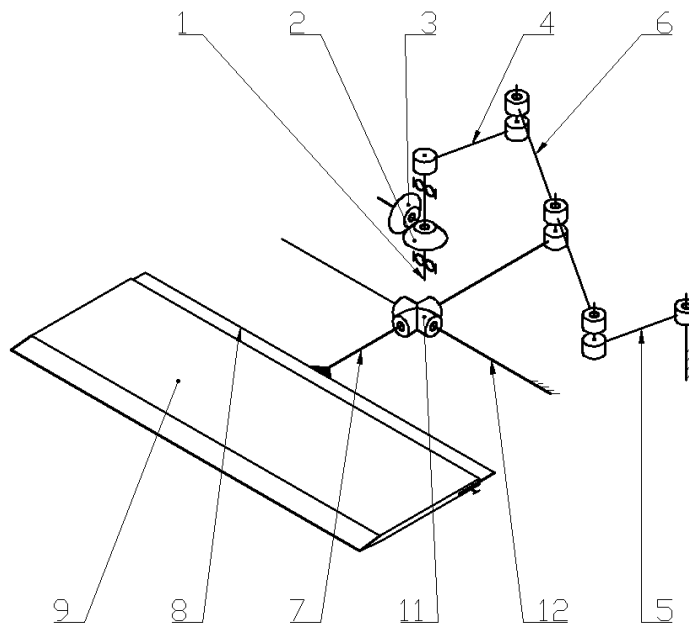


Рисунок. 1.24. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

Авторами роботи [16] запропонована конструкція механізму ножа машини обрізування корінців, що містить вал 1, встановлений в опорах 2 та кінематично пов'язаний з валом машини 3, за допомогою конічного варіатора, що містить пару конічних дисків 4, які кінематично з'єднанні між собою, та встановлені з можливістю регулювання. Ексцентрик 5 кінематично з'єднаний з кулісою 6, яка встановлена в напрямну 7 та закріплена на напрямній 8, яку встановлений ніж 9. Рама 10 з'єднана з ножом 9 за допомогою гвинта 11 і встановлена в криволінійну напрямну 12.

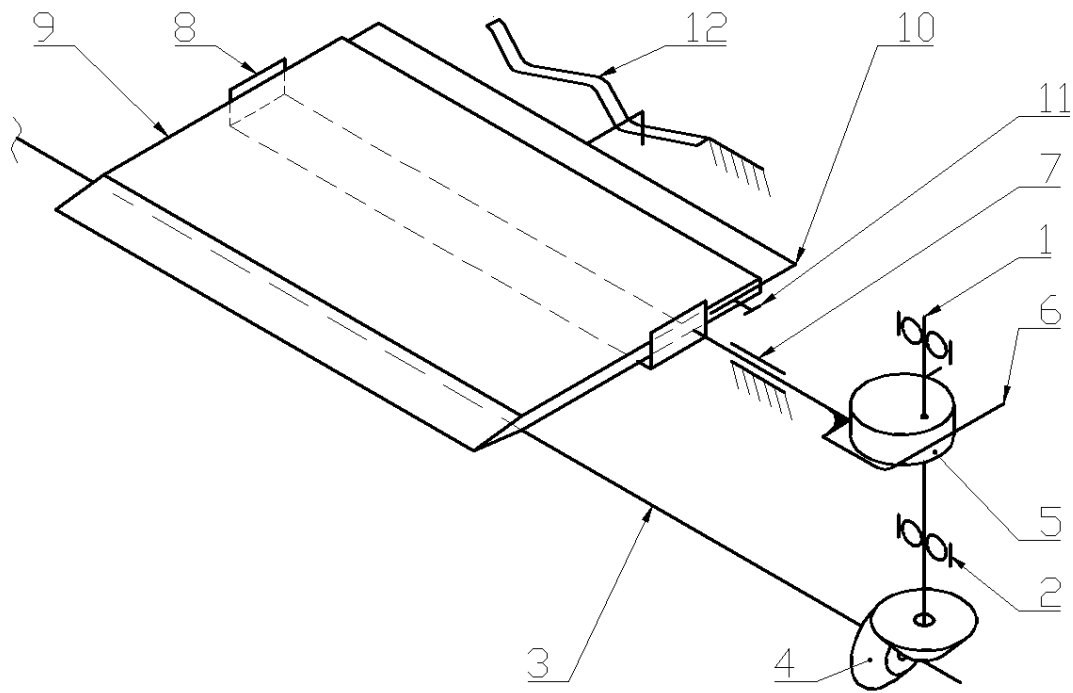


Рисунок 1.25. Кінематична схема механізму ножа машини обрізування корінців

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

Використання запропонованих конструкцій механізмів ножів машини обрізування корінців дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання, при використанні одної ведучої ланки; покращити якість зрізу отриманої стосу корінців; зменшити енергетичні втрати на процес повздовжнього обрізування корінців.

Дані конструкції механізмів ножів машини обрізування корінців при використанні одної ведучої ланки, дають можливість досягти ефект постійного ковзаючого різання стосу корінців при безперервній подачі його транспортуючими валиками на протязі всього періоду подачі його на кромку леза ножа, що дозволяє покращити якість зрізу корінців при умові зменшення енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ПРОЦЕСІВ РІЗАННЯ КНИЖКОВИХ БЛОКІВ НОЖАМИ

2.1 ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ПОДАЧІ ПЛОСКОГО МАТЕРІАЛУ МАШИНИ ОБРІЗУВАННЯ КОРІНЦІВ

При дослідженнях процесу подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками машини обрізування корінців робляться припущення про відсутність ковзання на поверхні їх контакту в зоні деформації, а швидкість подачі стосу корінців застосовується рівною швидкості окружності роликів [28].

Перевіримо ці припущення на прикладі пружного стосу корінців, наприклад, каучуку, який найбільш підходить для прийнятих умов.

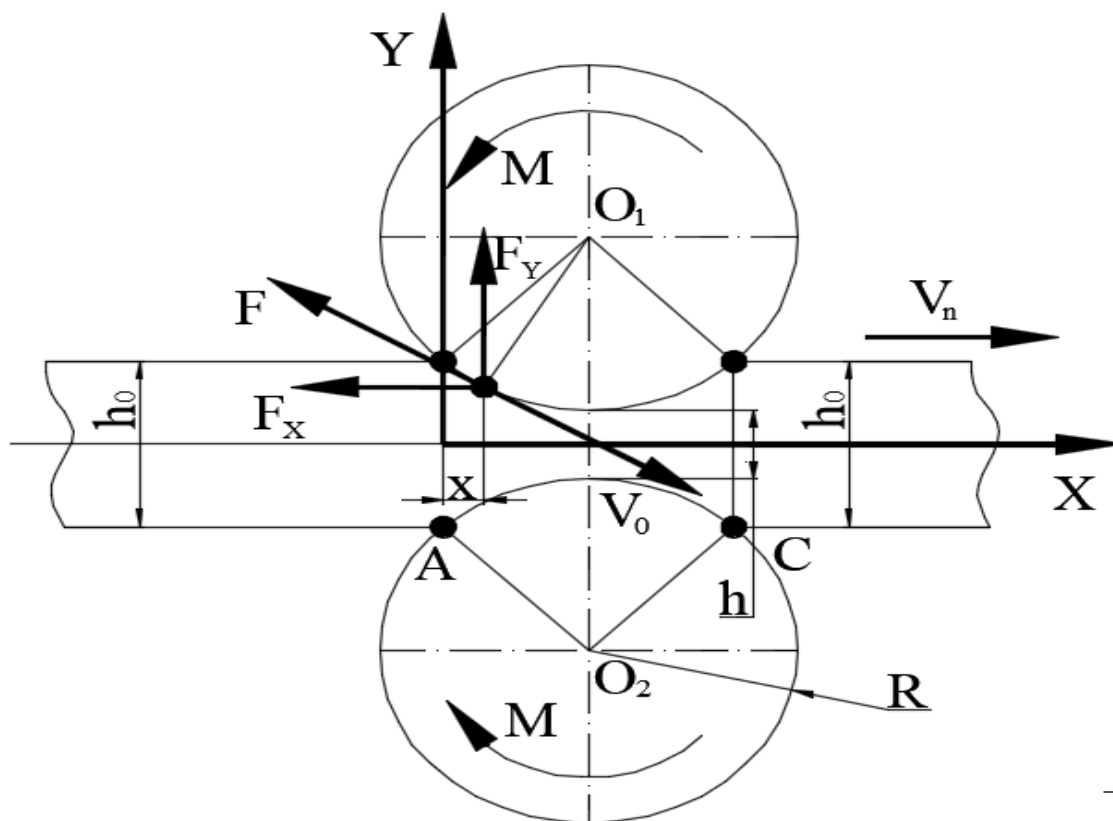


Рисунок 2.1. Кінематика взаємодії двох транспортних валиків з стосом корінців

Розглянемо кінематику взаємодії двох транспортних валиків з стосом корінців (Рис. 2.1).

У загальному випадку швидкість будь-якої елементарної частинки стосу корінців на поверхні контакту в зоні деформації в напрямку його подачі:

$$V_X = \frac{dx}{dt} = \frac{dl}{dt} \cos(\alpha - \phi) = \frac{V_0 dt}{dt} \cos(\alpha - \phi) = V_0 \cos(\alpha - \phi) \quad , \quad (1)$$

де V_0 - окружна швидкість валиків;

α - кут зчеплення стосу корінців транспортуючими валиками;

ϕ - Поточний кут повороту валиків відповідає куту зіткнення бічної поверхні транспортуючих валиків з стосом корінців.

Очевидно, що стос корінців входить в зону деформації в поперечному перерізі А-А при $\phi = 0$ і виходить з нього в розрізі С-С при $\phi = 2\alpha$, повністю відновлює пружну деформацію, зі швидкістю:

$$V_A = V_C = V_0 \cos \alpha \quad .$$

Коли, як і в розрізі В-В при $\phi = \alpha$, в площині максимальної деформації, швидкості:

$$V_B = V_0 \quad .$$

Відповідно до теорії безперервності руху, об'ємна витрата стосу корінців повинен бути постійним. Тому:

$$Q_X = b_X h_X V_X = \text{const} \quad , \quad (2)$$

де b_X , h_X і V_X - відповідно, поточні значення ширини, товщини і швидкості руху стосу корінців в довільному перерізі зони деформацій Х-Х.

Товщина стосу корінців в зоні деформації змінюється відповідно до закону:

$$h_X = h_0 - 2R[\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] \quad , \quad (3)$$

де h_0 - товщина стосу корінців поза зоною деформації;

R - радіус валиків.

Виходячи з теорії об'ємних деформацій [2], відносна деформація ширини:

$$\varepsilon_{bX} = \frac{1}{E} [\sigma_b - \mu(\sigma_l + \sigma_h)] \quad ,$$

де σ_b , σ_l , σ_h - нормальні напруги, що викликають зміни ширини, довжини і товщини стосу корінців відповідно;

E и μ - відповідно модуль Юнга і відношення стосу корінців Пуассона.

У розглянутому процесі, коли стос корінців стискається тільки по товщині

$$\sigma_b = 0 \text{ и } \sigma_l = 0 .$$

При цьому напруга товщини стосу корінців в зоні деформації змінюється за законом [3]

$$\sigma_{hx} = -\frac{2RE}{h_0} [\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] .$$

Тому об'ємна деформація по ширині

$$\varepsilon_{bx} = \frac{2\mu R}{h_0} [\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] .$$

З іншого боку

$$\varepsilon_{bx} = \frac{b_x - b_0}{b_0} ,$$

де b_0 - ширина стосу корінців за межами зони зминання.

Тоді, розв'язавши наступні два рівняння щодо b_x , отримаємо:

$$b_x = b_0 \left\{ 1 + \frac{2\mu R}{h_0} [\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] \right\} . \quad (4)$$

Підставляючи вирази (1), (3) і (4) в рівняння (2), маємо

$$Q_x = \frac{b_0 V_0}{h_0} \{ h_0 + 2\mu R [\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] \} \{ h_0 - 2R [\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha] \} \cos(\alpha - \phi) .$$

Як видно, об'ємна витрата стосу корінців в поперечних перерізах зони деформації змінна і залежить від кута ϕ , і це не задовольняє умові (2).

Отже, в [28, 32] припущення не вірні, і ковзання між бічною поверхнею транспортуючих валиків і стосу корінців в зоні деформації присутнє, за винятком площини максимальної деформації, де виникає максимальне напруження стиснення (в розрізі В-В).

У цьому розділі об'ємний, матеріаломісткість при $\phi = \alpha$

$$Q_b = \frac{B_0 V_0}{h_0} [h_0 + 2\mu R(1 - \cos \alpha)][h_0 - 2R(1 - \cos \alpha)] \quad .$$

Тому швидкості руху стосу корінців на будь-якій ділянці зони деформації задається ковзання

$$V_{\text{пх}} = \frac{Q_B}{b_x h_x} = \frac{V_0 [h_0 + 2\mu R(1 - \cos \alpha)][h_0 - 2R(1 - \cos \alpha)]}{\{h_0 + 2\mu R[\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha]\}\{h_0 - 2R[\cos(\alpha - \phi) - \cos \alpha]\}}$$

Тоді швидкість входження стосу корінців в горловину валиків при і його виході з горловини з повним відновленням пружної деформації, коли $\phi = 0$ $\phi = 2\alpha$, Але по суті швидкість його подачі у вільному стані:

$$V_{\text{ПА}} = V_{\text{ПС}} = V_{\text{П}} = \frac{V_0}{h_n^2} [h_0 + 2\mu R(1 - \cos \alpha)][h_0 - 2R(1 - \cos \alpha)] \quad . \quad (5)$$

Якщо швидкість подачі виражається в термінах відносної деформації (див. рис. 1)

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h}{h_0} = \frac{2R(1 - \cos \alpha)}{h_0} \quad ,$$

Тоді, підставляючи цей вираз в рівняння (5), отримаємо в кінцевому рахунку

$$V_{\text{П}} = V_0 (1 + \mu \varepsilon)(1 - \varepsilon) \quad . \quad (6)$$

Як видно, швидкість подачі стосу корінців транспортуючими валиками прямо пропорційна окружній швидкості валиків $V_{\text{П}} V_0$ і залежить від коефіцієнта Пуассона μ і відносна деформація ε .

Для всіх видів гуми $\mu = 0,4 \div 0,5$ [28], а відносна деформація стосу корінців при подачі її на нерухомий ніж машини може досягати 50% (тобто $\varepsilon = 0,5$) [28].

Хоча коефіцієнт Пуассона варіюється на 25%, швидкість подачі за рівнянням (6) при $V_0 = 1 \text{ м/с}$ и $\varepsilon = 0,5$ змінюється лише на 2,2%. Тоді, в першому наближенні, можна припустити, що залежність $V_{\text{П}} = F(\mu)$ - прямолінійна.

Очевидно, що швидкість подачі стосу корінців транспортуючими валиками в основному залежить від відносної деформації ε .

Аналіз показує, що швидкість подачі зменшується зі збільшенням швидкості і перетворюється в $\varepsilon 0 \varepsilon = 1$, коли між транспортуючими валиками

немає зазору. І на практиці, коли $\varepsilon = 0,5$ Швидкість подачі зменшується на 40% від окружної швидкості транспортування валиків і це необхідно враховувати при конструюванні машин з транспортуючими валиками для стосу корінців.

2.2. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ КОЧЕННЯ ПРИ ПОДАЧІ ПЛОСКОГО СТОСУ КОРИНЦІВ ТРАНСПОРТУЮЧИМИ ВАЛИКАМИ

Валкові механізми як транспортуючі пристрої широко використовуються в машинах поліграфічного виробництва. Зокрема в машинах, що виконують операції обрізування корінців, шліфування, нанесення клейових плівок, тощо. У процесі використання подібних транспортуючих механізмів однією з ключових задач є визначення діючого зусилля на транспортуючі валики з боку стосу корінців.

У роботах [29] автори визначають зусилля транспортування при валковій подачі плоского, не цілком пружного стосу корінців, приймаючи кут контакту бокової поверхні валиків з стосом корінців меншим на виході чим на вході зони деформації, оскільки з урахуванням безповоротної пластичної деформації, товщина стосу корінців на виході менше ніж на вході. Внаслідок цього, епюра напруження, виникаюча в стосі корінців, несиметрична відносно площини максимальної деформації, а точка прикладення розпирного зусилля, при цьому змінюється в сторону, протилежну напрямку подачі стосу корінців, утворюючи плече цього зусилля, що спричиняє крутний момент, необхідний для подолання моменту тертя кочення транспортуючих валиків по стосу корінців.

Якщо, отримане авторами рівняння крутного моменту використати для чисто пружного стосу корінців, наприклад гуми, а в цьому випадку кути контакту бокової поверхні транспортуючих валиків з стосом корінців при вході і виході рівні, оскільки пружна деформація відновлюється повністю, то чисельне значення цього моменту звертається в нуль. Але це перечить класичній теорії тертя кочення.

У раніше опублікованій роботі [29] досліджена кінематична взаємодія

валиків з стосом корінців. Встановлено, що процес подачі стосу корінців відбувається з ковзанням його по боковій поверхні транспортуючих валиків в зоні деформації. Причому, окружна швидкість валиків більше швидкості переміщення стосу корінців в зоні їх контакту, внаслідок чого, за рахунок сили тертя ковзання між боковою поверхнею транспортуючих валиків і стосом корінців, останній переміщається в напрямі подачі.

Невирішеним остається визначення моменту тертя кочення при подачі плоского стосу корінців транспортуючими валиками.

Сила тертя ковзання, елемента площі поверхні стосу корінців, по циліндричній поверхні транспортуючих валиків, співпадає у напрямі з швидкістю ковзання першого по другому, тобто направлена у протилежний бік обертання валиків (рис. 2.2.).

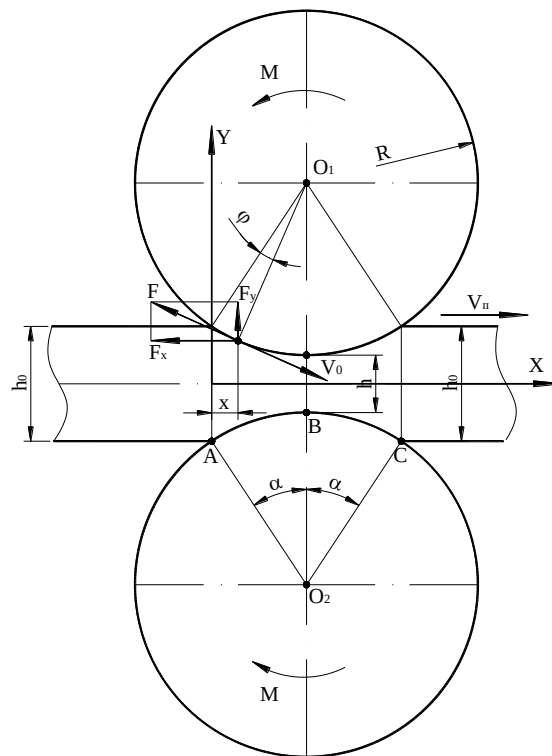


Рисунок 2.2. Схема взаємодії валиків з матеріалом

Вертикальну складову напруження від цієї сили можна виразити рівнянням:

$$\sigma_{y,ck} = \sigma_{сж} ftq(\alpha - \varphi),$$

де $\sigma_{сж}$ – напруження стиснення стосу корінців валиками;

f - коефіцієнт тертя ковзання валиків по стосу корінців;

α - кут контакту валиків з матеріалом;

φ - поточний кут повороту валиків.

Відомо [29], що

$$\sigma_{сж} = \frac{2ER}{h_o} [\cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha],$$

де E - модуль пружності стосу корінців;

R - радіус валиків;

h_o - товщина стосу корінців у вільному стані.

Сумарне напруження, виникає в стосі корінців за його товщиною:

$$\sigma_y = \sigma_{y,ck} + \sigma_{сж} = \frac{2ER}{h_o} [\cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha] [1 + ftq(\alpha - \varphi)]. \quad (1)$$

Графік залежності напруження по дугі контакту транспортуючих валиків з стосом корінців представлений на рис. 2.3. Як бачимо, епюра напружень зсувається в ліво від площини максимальної деформації в сторону, протилежну напрямку подачі стосу корінців.

σ



φ

Рис. 2.3. Графік залежності $\sigma = F(\varphi)$, де

----- без урахування ковзання;

———— з урахуванням ковзання.

Якщо прийняти в першому наближенні, що ширина стосу корінців в зоні деформації змінюється трохи, через перешкоду виштовхування його силами тертя по боковій поверхні транспортуючих валиків, то розпірне зусилля буде рівне:

$$P_y = B_o \int \sigma_y dx, \quad (2)$$

де B_o - ширина стосу корінців у вільному стані; dx - приріст величини подачі стосу корінців.

Відомо [4], що:

$$dx = R \cos(\alpha - \varphi) d\varphi. \quad (3)$$

Підставляючи вирази (1) і (3) в рівняння (2), отримаємо:

$$\begin{aligned} P_y &= \frac{2B_o ER^2}{h_o} \int [\cos(\alpha - \varphi) - \cos\alpha] [1 + f \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)] \cos(\alpha - \varphi) d\varphi = \\ &= \frac{2B_o ER^2}{h_o} \left\{ \int \cos^2(\alpha - \varphi) d\varphi + \frac{1}{2} f \int \sin 2(\alpha - \varphi) d\varphi - \cos\alpha \int \cos(\alpha - \varphi) d\varphi - \right. \\ &\quad \left. - f \cos\alpha \int \sin(\alpha - \varphi) d\varphi \right\}. \end{aligned}$$

Інтегруючи його по змінній φ , будемо мати:

$$P_y = \frac{2B_o ER^2}{h_o} \left[-\frac{1}{2}(\alpha - \varphi) - \frac{1}{4} \sin 2(\alpha - \varphi) + \frac{1}{4} f \cos 2(\alpha - \varphi) + \cos \alpha \sin(\alpha - \varphi) - \right. \\ \left. - f \cos \alpha \cos(\alpha - \varphi) + C \right],$$

де C - довільна постійна, що визначається з початкових умов $P_y = 0$ при $\varphi = 0$.

Звідси,

$$C = \frac{1}{2} \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha - \frac{1}{4} f \cos 2\alpha - \sin \alpha \cos \alpha + f \cos^2 \alpha.$$

Підставляючи значення C в початкове рівняння, отримаємо:

$$P_y = \frac{2B_o ER^2}{h_o} \left\{ \frac{1}{2} \varphi - \frac{1}{4} [\sin 2(\alpha - \varphi) - \sin 2\alpha] + \frac{1}{4} f [\cos 2(\alpha - \varphi) - \cos 2\alpha] + \right. \\ \left. + \cos \alpha [\sin(\alpha - \varphi) - \sin \alpha] - f \cos \alpha [\cos(\alpha - \varphi) + \cos \alpha] \right\}. \quad (4)$$

Максимальне значення розпірне зусилля приймає при $\varphi = 2\alpha$:

$$P_{y \max} = \frac{2B_o ER^2}{h_o} (\alpha - \sin \alpha \cos \alpha).$$

Як бачимо, розпірне зусилля при повному захопленні стосу корінців валиками з урахуванням ковзання не відрізняється від розпірного зусилля без його урахування, але точка його прикладення зміщується від площини максимальної деформації в сторону, протилежну напрямку подачі стосу корінців, утворюючи плече цієї сили.

Очевидно, це і спричиняє виникнення моменту тертя кочення, який для двох валиків відносно осей їх обертання згідно з даною системою відліку можна виразити рівнянням:

$$M = 2B_o \int \sigma_y (R \sin \alpha - x) dx. \quad (5)$$

З рівняння (3)

$$x = R \int \cos(\alpha - \varphi) d\varphi = R [\sin \alpha - \sin(\alpha - \varphi)]. \quad (6)$$

Підставляючи вирази (1), (3) і (6) в рівняння (5), будемо мати:

$$M = \frac{4B_o ER^3}{h_o} \int [\cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha] [1 + f \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)] \sin(\alpha - \varphi) \cos(\alpha - \varphi) d\varphi =$$

$$= \frac{4B_o ER^3}{h_o} \left\{ \int \sin(\alpha-\varphi) \cos^2(\alpha-\varphi) d\varphi + f \int \sin^2(\alpha-\varphi) \cos(\alpha-\varphi) d\varphi - \right. \\ \left. - \cos\alpha \int \sin(\alpha-\varphi) \cos(\alpha-\varphi) d\varphi - f \cos\alpha \int \sin^2(\alpha-\varphi) d\varphi \right\}.$$

Інтегруючи цей вираз по змінній φ , отримаємо:

$$M = \frac{4B_o ER^3}{h_o} \left[\frac{1}{3} \cos^3(\alpha-\varphi) - \frac{1}{3} f \sin^3(\alpha-\varphi) + \frac{1}{4} \cos\alpha \cos 2(\alpha-\varphi) + \frac{1}{2} f (\alpha-\varphi) \cos\alpha - \right. \\ \left. - \frac{1}{4} f \cos\alpha \sin 2(\alpha-\varphi) + C_1 \right], \quad (7)$$

де C_1 - інша довільна постійна, що визначається з початкових умов: $M = 0$ при $\varphi = 0$, тоді:

$$C_1 = -\frac{1}{3} \cos^3\alpha + \frac{1}{3} f \sin^3\alpha + \frac{1}{4} \cos\alpha \cos 2\alpha - \frac{1}{2} f \alpha \cos\alpha + \frac{1}{4} f \sin 2\alpha \cos\alpha.$$

Отже,

$$M = \frac{4B_o ER^3}{h_o} \left\{ \frac{1}{3} [\cos^3(\alpha-\varphi) - \cos^3\alpha] - \frac{1}{3} f [\sin^3(\alpha-\varphi) - \sin^3\alpha] - \frac{1}{4} \cos\alpha [\cos 2(\alpha-\varphi) - \right. \\ \left. \cos 2\alpha] - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} f \varphi \cos\alpha - \frac{1}{4} f \cos\alpha [\sin 2(\alpha-\varphi) - \sin 2\alpha] \right\}.$$

Графік залежності крутного моменту від кута повороту валиків при входженні стосу корінців в зону деформації представлений на рис. 3. Як бачимо, при певному значенні кута повороту транспортуючих валиків, графік $M = F(\varphi)$ має максимум. Визначаємо значення цього кута за першою похідною з рівняння (7).

$$[\cos(\alpha-\varphi) - \cos\alpha] [1 + f \operatorname{tg}(\alpha-\varphi)] \sin(\alpha-\varphi) \cos(\alpha-\varphi) = 0.$$

Перша похідна цього вираз звертається в нуль при $\varphi = \alpha$. Тоді,

$$M_{\max} = \frac{2B_o ER^3}{3h_o} \{ 2 (1 - \cos^3\alpha) - 3 \sin^2\alpha \cos\alpha + f [2\sin^3\alpha - 3\cos\alpha (\alpha - \sin\alpha \cos\alpha)] \}. \quad (8)$$

M

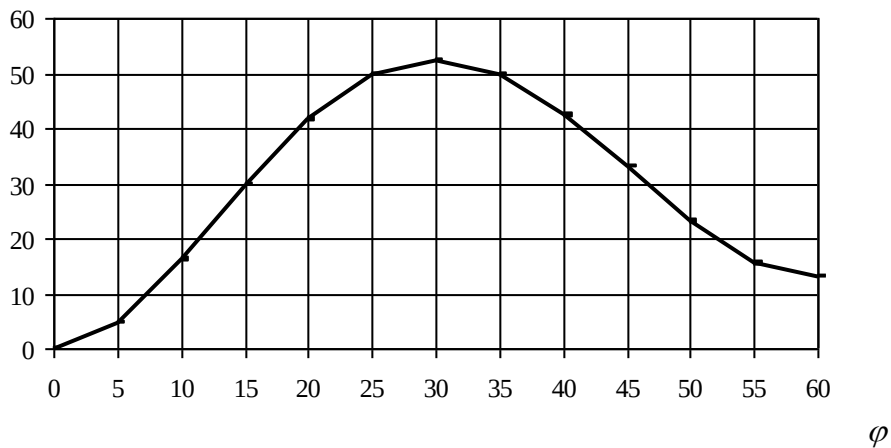


Рисунок 2.4. Графік залежності $M = F(\varphi)$

У сталому режимі подачі стосу корінців при повному захопленні його валиками, коли $\varphi = 2\alpha$, крутний момент рівний:

$$M_{\text{уст.}} = \frac{4B_o E R^3 f}{3h_o} [2\sin^3\alpha - 3\cos\alpha (\alpha - \sin\alpha \cos\alpha)]. \quad (9)$$

Отриманий реактивний момент, перешкоджаючий подачі стосу корінців транспортуючими валиками внаслідок ковзання валиків по стосу корінців в зоні деформації, який раніше не враховувався. Очевидно, що він рівний моменту тертя кочення транспортуючих валиків по стосу корінців, направлений у протилежний бік обертання транспортуючих валиків і залежить від тертя ковзання транспортуючих валиків по стосу корінців, що подається. Максимальне його значення, за яким визначається потужність подачі або стиснення, можна розрахувати за формулою (8).

2.3 АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛИВУ НОЖА, ЩО МІСТИТЬ НА СВОЇЙ ПОВЕРХНІ З РИФЛЯМИ НА СИЛУ ПРОСУВАННЯ СТОСУ КОРІНЦІВ В ПРОЦЕСІ ОБРІЗУВАННЯ КОРІНЦІВ

Розглянемо варіанти розташування рифлей на поверхні ножа. При розташуванні рифлей на верхній грані леза ножа рифлей рис. 2.5, після операції різання стосу корінців буде мати на поверхні деяку ребристість, поперечний перетин якої буде крива лінія, відповідна зворотному контуру рифлей, що не допустимо для виконання технологічної операції обрізування корінців, оскільки стос корінців буде мати різну величину [30]. Якщо рифлі розташовані на нижній грані леза ножа рис. 2.6, поверхні деталі, що отримуються в процесі різання будуть паралельні між собою.

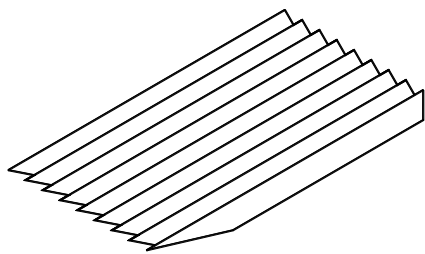


Рисунок 2.5. Лезо ножа з
рифлями на верхній грані

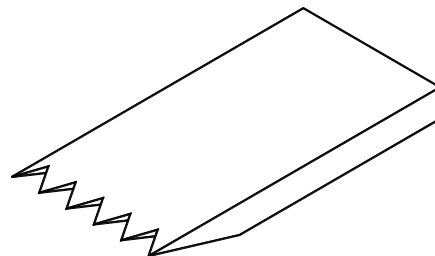


Рисунок 2.6. Лезо ножа з
рифлями на нижній грані

З вище сказаного, проведемо дослідження впливу сили опору просування розділених частин стосу корінців деталі на процес обрізування корінців, з використанням леза ножа з одностороннім заточуванням клиновидної форми, з нанесеними на його поверхню рифлями. Конфігурація рифлей на поверхні ножа може бути різною, мати поперечний перетин у вигляді криволінійної лінії утвореної дугами кіл, трапеціями, прямокутниками, трикутниками, а також їх поєднання. Для зручності розрахунку приймемо форму рифлей у вигляді рівнобедреного трикутника.

Загальний вираз (1.3) для визначення сили тиску на грань ножа зверху (низу) був отриманий в роботі [30].

Визначимо розпірне зусилля, діюче на грані ножа з одностороннім заточуванням леза ножа β , при двоїнній стосі корінців рис. 2.5. Тоді, згідно [28, 30-31] повний кут контакту стосу корінців деталі з верхньою гранню

ножа $\varphi = \alpha - \gamma$, а нижньої $\varphi = \alpha + \gamma$.

$$\text{Приймаємо } \lambda = \frac{2ER^2B}{h_0}.$$

Отже, згідно [31] вираз (1.3) приймає вид:

для верхньої грані ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями:

$$Q_{\epsilon} = \frac{\lambda}{2} \{ \alpha - \gamma - \sin \gamma (\cos \gamma - \cos \alpha) - \cos \alpha (\sin \alpha - \sin \gamma) \}; \quad (2.37)$$

для нижньої грані ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями:

$$Q_{\eta} = \frac{\lambda}{2} \{ \alpha + \gamma + \sin \gamma (\cos \gamma - \cos \alpha) - \cos \alpha (\sin \alpha + \sin \gamma) \}. \quad (2.38)$$

З урахуванням того, що при односторонньому заточуванні ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями [31], кут $\gamma \approx \beta/2$, тоді підставляючи у вирази (2.37) і (2.38), отримаємо:

для верхньої грані ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями:

$$Q_{\epsilon} = \frac{\lambda}{2} \left\{ \alpha - \frac{\beta}{2} - \sin \frac{\beta}{2} \left(\cos \frac{\beta}{2} - \cos \alpha \right) - \cos \alpha \left(\sin \alpha - \sin \frac{\beta}{2} \right) \right\}; \quad (2.39)$$

для нижньої грані ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями:

$$Q_{\eta} = \frac{\lambda}{2} \left\{ \alpha + \frac{\beta}{2} + \sin \frac{\beta}{2} \left(\cos \frac{\beta}{2} - \cos \alpha \right) - \cos \alpha \left(\sin \alpha + \sin \frac{\beta}{2} \right) \right\}. \quad (2.40)$$

Загальний тиск на грані ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями при використанні одностороннього заточування, згідно з роботи [K12] дорівнює:

$$Q'' = Q_{\epsilon} + Q_{\eta} = \lambda \left\{ \alpha - \cos \alpha \left(\sin \alpha - \sin \frac{\beta}{2} \right) \right\}. \quad (2.41)$$

Однак, вираз (2.41) справедливий коли на ножі відсутні рифлі, оскільки у випадку, що досліджується, нижня сила тиску стосу корінців на грань ножа буде діяти під кутом рис. 2.5

З урахуванням останнього, вираз (2.41) прийме наступний вид:

$$Q'' = Q_{\epsilon} + Q_{\eta} \sin \psi.$$

Тоді опір просування розділеного матеріалу по гранях ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями в напрямі їх подачі вздовж вісі рис. 2.21:

$$\sum P'_x = F_1 + F_2 + P_c = [Q_\theta f + Q_\psi (f \cos \beta + \sin \beta) \sin \psi] \sin \frac{\theta}{2}, \quad (2.42)$$

де f – коефіцієнт тертя;

θ – кут зубців кромки леза ножа;

ψ – кут нахилу грані рифлі ножа в площині подачі стосу корінців.

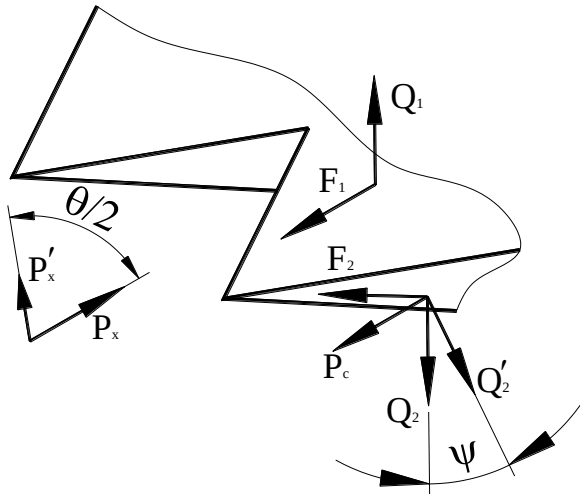


Рисунок 2.7. Схема розташування сил заточування рифлей ножа

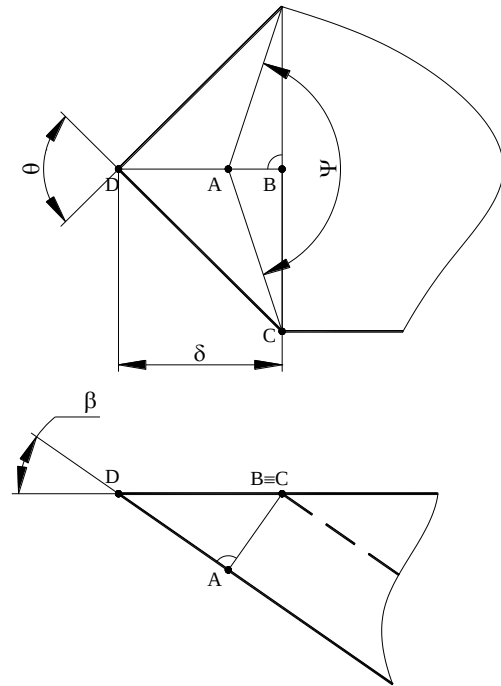


Рисунок 2.8. Схема кутів

Однак у виразі (2.42) невідоме відношення кута нахилу грані рифлі до кута зубців кромки ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями в площині подачі стосу корінців, визначимо його з геометричних співвідношень (рис. 2.22):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{BC}{AB},$$

де $AB = \delta \sin \beta$ – висота рифлі;

$BC = \delta \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}$ – половина рифлі, тут δ – висота зубця рифлей в площині

подачі стосу корінців.

Після підстановки отримаємо: $tg \psi = \frac{tg \frac{\theta}{2}}{\sin \beta}$.

Тоді,

$$\psi = \arctg \frac{tg \frac{\theta}{2}}{\sin \beta}.$$

З урахуванням останнього (2.42) прийме вид:

$$\sum P'_x = F_1 + F_2 + P_c = \left[Q_s f + Q_n (f \cos \beta + \sin \beta) \sin \left(\arctg \left[\frac{tg \frac{\theta}{2}}{\sin \beta} \right] \right) \right] \sin \frac{\theta}{2}. \quad (2.43)$$

Вираз (2.43) дозволяє розрахувати силу опору просування розділених частин стосу корінців по гранях ножа в залежності від кута заточування рифлів, які знаходяться на нижній поверхні ножа.

На рис. 2.9. представлений графік залежності $\psi = F(\theta)$ співвідношення між кутами θ і ψ ; на рис. 2.24. представлений графік залежності сили опору просування розділених частин в залежності від коефіцієнта тертя між поверхнею леза ножа і стосу корінців, при різних кутах заточування рифлів ножа $P = F(\theta)$, при $\theta = 180^\circ$ величина сили опору просування розділених частин стосу корінців відповідає лезу ножа без рифлів.

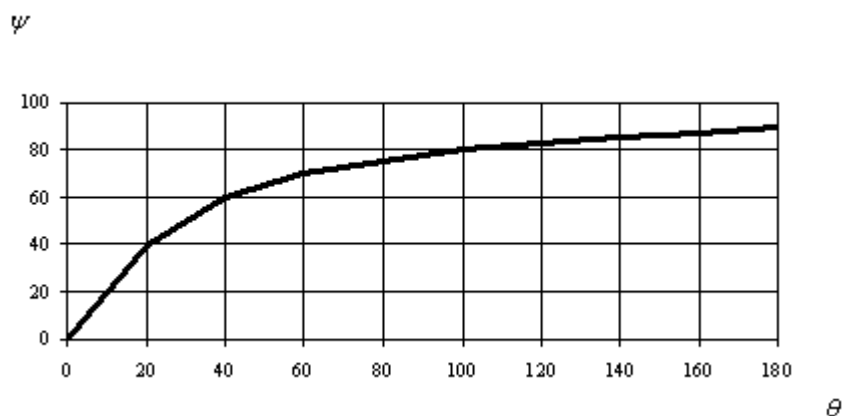


Рисунок. 2.9. Графік залежності $\psi = F(\theta)$ співвідношення між кутами θ і ψ

$P, Н$

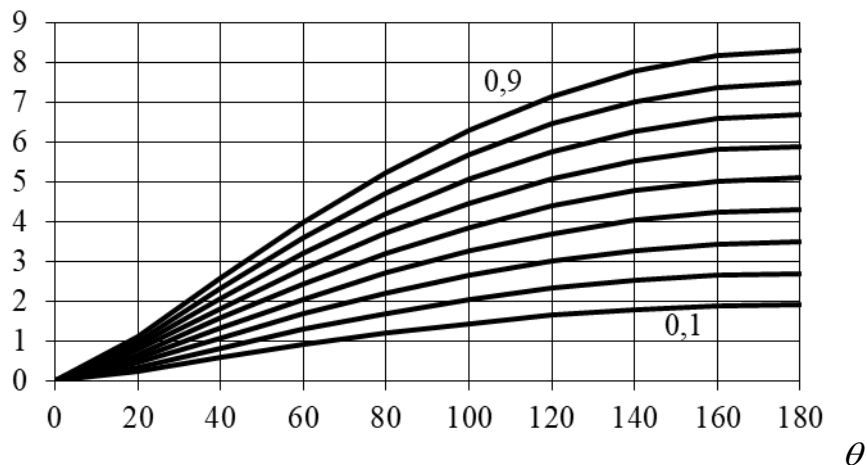


Рисунок. 2.10. представлений графік залежності сили опору просування розділених частин в залежності від коефіцієнта тертя між поверхнею ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями і стосу корінців $P = F(\theta)$,

при $E = 1 \frac{H}{mm^2}$; $B = 1 mm$; $h_0 = 20 mm$; $R = 30 mm$; $\beta = 12^\circ$, $\varepsilon = 0,4$ і $f = 0,1 \div 0,9$.

Результати дослідження і отримана залежність, дозволяють говорити про зменшення сили опору просування розділених частин стосу корінців, при використанні ножа з нанесеними на його поверхню рифлями. Використання ножа, з нанесеними на його поверхню рифлями дозволить знизити силу опору просування розділених частин стосу корінців, в порівнянні з типовими геометричними параметрами ножів, в залежності від кута нахилу граней рифлів, що знизить енергетичні затрати на технологічний процес обрізування корінців.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

Отриманий реактивний момент, перешкоджаючий подачі стосу корінців транспортуючими валиками внаслідок ковзання валиків по стосу корінців в зоні деформації, який раніше не враховувався. Очевидно, що він рівний моменту тертя кочення транспортуючих валиків по стосу корінців, направлений у протилежний бік обертання транспортуючих валиків і залежить від тертя ковзання транспортуючих валиків по стосу корінців, що подається.

Максимальне його значення, за яким визначається потужність подачі або стиснення, можна розрахувати за формулою

Обґрунтовано використання кромки леза ножа з рифлями, що дозволить зменшити сили опору просування розділених частин стосу корінців деталі, в порівнянні з типовими конструкція ножів, що в свою чергу знизить енергетичні затрати на процес повздовжнього різання.

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ БЕЗВИСТІЙНОГО ОБРІЗУВАННЯ БЛОКІВ БРІ ЗА КОЛОВОЮ ТРАЄКТОРІЄЮ.

Згідно до технічного завдання до розділу 3 потрібно спроектувати привід механізмів ножів за коловою траєкторією машини обрізування корінців.

В склад приводу входить: електродвигун; клинопасова передача; конічний зубчастий редуктор; муфта.

Потрібні параметри на вихідному валу приводу:

- частота обертання вихідного валу $n_{\text{вих}} = 100 \text{ хв}^{-1}$;
- потужність на вихідному валу $P_{\text{вих}} = 4.0 \text{ кВт}$.

3.1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА І КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Розрахунок приводу механізмів ножів за коловою траєкторією машини обрізування корінців:

Складаємо кінематичну схему приводу машини обрізування корінців:

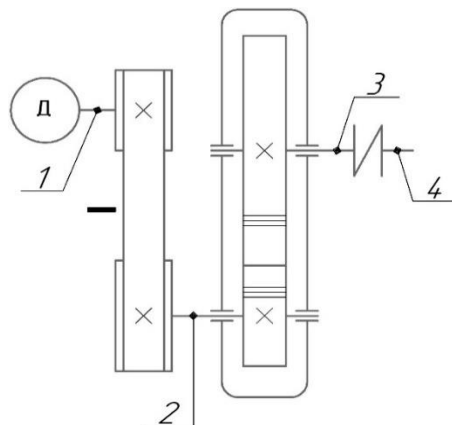


Рисунок 3.1 Кінематична схема приводу машини обрізування корінців

ККД приводу машини обрізування корінців:

$$\eta = \eta_{кпп} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{пдш}^2 \cdot \eta_{м} = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,876$$

де,

$\eta_{кпп} = 0,95$ - ККД клинопасової передачі;

$\eta_{зп} = 0,96$ - ККД конічної передачі;

$\eta_{пдш} = 0,99$ - ККД пари підшипників;

$\eta_{м} = 0,98$ - ККД муфти.

Затребувана потужність приводу машини обрізування корінців:

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta} = \frac{4.000}{0,876} = 4.567 \text{ кВт}$$

Вибір електродвигуна приводу машини обрізування корінців:

По значенню $P_{тр}$ обираємо асинхронний короткозамкнений двигун серії 4А132S2 (ГОСТ 19523-81), у якого синхронна частота обертання $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$, номінальна потужність обраного двигуна: $N = 5.5 \text{ кВт}$, коефіцієнт проковзування $\varepsilon = 3.3\%$.

Асинхронна частота обертання двигуна приводу машини обрізування корінців:

$$n_{дв} = n_c \left(1 - \frac{\varepsilon}{100}\right) = 1000 \cdot \left(1 - \frac{3.3}{100}\right) = 967 \text{ мин}^{-1}.$$

Загальне передаточне відношення приводу машини обрізування корінців

$$U_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{вхл}} = \frac{967}{100} = 9.67.$$

Розподілимо передаточне відношення по передачах:

$$U_{пр} = u_{крп} \cdot u_{кп}$$

За ДСТУ 12289-76 для конічного редуктора приводу обираємо передаточне відношення $u_{кп} = 4,5$. Тоді отримаємо передаточне відношення клинопасової передачі:

$$u_{крп} = \frac{U_{пр}}{u_{кп}} = \frac{9.67}{4,5} = 2.15.$$

Кінематичний розрахунок приводу:

- частота обертання валів приводу (мин⁻¹):

$$n_1 = 967;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{крп}} = \frac{967}{2.15} = 450;$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{чп}} = \frac{450}{4.5} = 100;$$

$$n_4 = n_3 = 100;$$

- кутова швидкість обертання валів приводу (с⁻¹):

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 967 = 101.21;$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 450 = 47.10;$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{\pi}{30} \cdot 100 = 10.47;$$

$$\omega_4 = \omega_3 = 10.47.$$

- потужність, що передається валами приводу (кВт):

$$P_1 = P_{тр} = 4.576;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{крп} \cdot \eta_{пдш} = 4.576 \cdot 0.95 \cdot 0.99 = 4.304;$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пдш} = 4.304 \cdot 0.96 \cdot 0.99 = 4.090;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{м} = 4.090 \cdot 0.98 = 4.000;$$

- крутний момент на валах приводу (Н · м):

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4.576 \cdot 10^3}{101.21} = 45.21; T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4.304 \cdot 10^3}{47.10} = 91.38;$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{4.090 \cdot 10^3}{10.47} = 390.63; T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{4.000 \cdot 10^3}{10.47} = 382.04;$$

Дані кінематичного розрахунку заносимо в таблицю 3.1:

Таблиця 3.1

№ валу	1	2	3	4
n (мин ⁻¹)	967,00	450,00	100,00	100,00
ω (с ⁻¹)	101,21	47,10	10,47	10,47
P (кВт)	4,567	4,303	4,090	4,000
T (Нм)	45,21	91,38	390,63	382,04

3.2. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані для розрахунку клинопасової передачі:

$n_1 = 967.00 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання ведучого валу клинопасової передачі;

$n_2 = 450.00 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання веденого валу клинопасової передачі;

$\omega_1 = 101.21 \text{ с}^{-1}$ - кутова швидкість ведучого валу клинопасової передачі;

$\omega_2 = 47.10 \text{ с}^{-1}$ - кутова швидкість веденого валу клинопасової передачі;

$P_1 = 4.567 \text{ кВт}$ - потужність на ведучому валу клинопасової передачі;

$P_2 = 4.303 \text{ кВт}$ - потужність на веденому валу клинопасової передачі;

$T_1 = 45.21 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - крутний момент на ведучому валу клинопасової передачі;

$T_2 = 91.38 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - крутний момент на веденому валу клинопасової передачі.

Розрахунок:

З (таблиці 3.1) по крутному моменту $T_1 = 45.21 \text{ Нм}$ обираємо переріз пасу – тип А, у якого площа поперечного перерізу дорівнює $A = 81 \text{ мм}^2$.

Орієнтуючись на d_{min} , з метою забезпечення більшої довговічності клинового пасу, приймаємо діаметр $d_1 = 112 \text{ мм}$.

Діаметр ведучого шківа d_2 , з урахуванням відносного ковзання $\xi = 0.02$ (табл. 1.9):

$$d_2 = d_1 \cdot u_{крп} \cdot (1 - \xi) = 112 \cdot 2.15 \cdot (1 - 0.02) = 235.98 \text{ мм}.$$

Найближче нестандартне значення $d_2 = 235 \text{ мм}$.

Уточнене передаточне число:

$$u^*_{прп} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{235}{112 \cdot (1 - 0.02)} = 2.14.$$

Уточнюємо частоту обертання веденого шківа

$$n_2^* = \frac{n_1}{u^*} = \frac{967}{2.14} = 452 \text{ мин}^{-1}.$$

Розбіг з заданою частотою обертання

$$\Delta n = \left| \frac{n_2^* - n_2}{n_2} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{452 - 450}{450} \right| \cdot 100\% = 0.44\%.$$

Міжосьова відстань

$$a = c \cdot d_2 = 1.5 \cdot 235 \approx 352 \text{ мм}$$

де $c = 1.5$ – коефіцієнт міжосьової відстані (таблиця 2.1).

Розрахункова необхідна довжина клинового пасу дорівнює:

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 352 + \frac{\pi}{2} (235 + 112) + \frac{(235 - 112)^2}{4 \cdot 352} = 1259 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Найближча стандартна довжина клинового пасу по ДСТУ 1284 (таблиця 2.2) дорівнює $l = 1250 \text{ мм}$.

З урахуванням стандартної довжини клинового пасу уточнена міжосьова відстань:

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \cdot \left(2 \cdot l - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right) = \\ &= \frac{1}{8} \cdot \left(2 \cdot 1250 - \pi \cdot (112 + 235) + \sqrt{(2 \cdot 1250 - \pi(112 + 235))^2 - 8 \cdot (235 - 112)^2} \right) = 350 \text{ мм} \end{aligned}$$

Кут обхвату клиновим пасом ведучого шків дорівнює:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{235 - 112}{350} = 159^\circ \geq [\alpha_1] = 120^\circ$$

що допустимо.

Швидкість клинового пасу дорівнює:

$$V = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 = 0.5 \cdot 101.21 \cdot 112 \cdot 10^{-3} \cong 5.67 \text{ м/с.}$$

Кількість пасів в розрахунку по тяговій спроможності клинопасової передачі:

$$z = \frac{k_d \cdot P_1}{p_0 \cdot k_\alpha \cdot k_l \cdot k_z}$$

де k_d – коефіцієнт динамічного навантаження та режиму роботи клинопасової передачі (табл.1.10), $k_d = 1.0$;

P_1 – потужність на ведучому валу клинопасової передачі, $P_1 = 4.567 \text{ Вт}$;

p_0 – допустима потужність на один пас клинопасової передачі (табл. 2.4),
 $p_0 = 1.127 \text{ кВт}$;

k_z – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату ведучого шківа (табл. 1.13), $k_\alpha = 0,932$;

k_l – коефіцієнт, що враховує вплив довжини пасу на його довговічність, що визначається з співвідношення $\frac{l}{l_0}$, де l_0 – вихідна довжина (табл.2.4),
 $\frac{l}{l_0} = \frac{1250}{1700} = 0.73$, $k_l = 0.929$ (табл.2.5);

k_z – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по пасам клинопасової передачі (табл.2.6), $k_z = 0,9$;

$$z = \frac{1,0 \cdot 4,567}{1,127 \cdot 0,932 \cdot 0,929 \cdot 0,9} = 4,99,$$

приймаємо $z = 5$.

Довговічність по частоті пробіг клинопасової передачі в 1с:

$$n_n = \frac{v}{l} = \frac{5,6}{1,250} = 4,48 \leq [n_n] = 10 \text{ с}^{-1}.$$

Колова сила клинопасової передачі

$$F_t = \frac{k_d \cdot P_1}{v} = \frac{1,0 \cdot 4,567 \cdot 10^3}{5,6} = 815,5 \text{ Н}.$$

Початковий натяг кожної гілки пасу клинопасової передачі

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A = 1,5 \cdot 81 = 121,5 \text{ Н}$$

де σ_0 – попередній натяг пасу клинопасової передачі, $\sigma_0 = 1,5 \text{ МПа}$.

Зусилля на вали клинопасової передачі:

$$Q = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 121,5 \cdot 5 \cdot \sin\left(\frac{159^\circ}{2}\right) = 1184 \text{ Н}.$$

3.3. РОЗРАХУНОК КОНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Вихідні дані:

$n_1 = 450 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання ведучого валу редуктору;

$n_2 = 100,00 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання веденого валу редуктору;

$\omega_1 = 47,10 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість провідному валу редуктору;

$\omega_2 = 10,47 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість веденому валу редуктору;

$P_1 = 4.303 \text{ кВт}$ -потужність на провідному валу редуктору;

$P_2 = 4.090 \text{ кВт}$ - потужність на веденому валу редуктору;

$T_1 = 91.38 \text{ Н} \cdot \text{м}$ -крутний момент на провідному валу редуктору;

$T_2 = 390.63 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - крутний момент на веденому валу конічного редуктору.

Розрахунок:

Обираємо для обох зубчастих коліс конічного редуктору матеріал – сталь 40Х с об'ємною формою та відпуском та твердістю HRC 48.

Допустимі контактні напруження:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot z_R \cdot z_V \cdot K_{HL},$$

де σ_{Hlimb} – межа контактної втомленості поверхні зубів (табл. 1.1)

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150 = 18 \cdot 48 + 150 = 1014 \text{ МПа}$$

S_H – коефіцієнт безпеки, при покращенні $S_H = 1.1$;

z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів
 $z_R = 0.95$;

z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість передачі, при $V \leq 5 \text{ м/с}$
 $z_V = 1$;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, що визначається з співвідношення
 N_{HE}/N_{HO}

N_{HE} –еквівалентне число циклів напружень зубів;

$$N_{HE} = 60 \cdot n_1 \cdot t = 60 \cdot 450 \cdot 10000 = 270 \cdot 10^6$$

N_{HO} –базове число циклів напружень зубів:

$$N_{HO} = 70 \cdot 10^6$$

з графіку (див. рисунок 3.2)

$$K_{HL1} = 0.95, \text{ т.к. } N_{HE1}/N_{HO1} = 270 \cdot 10^6 / 70 \cdot 10^6 = 3.857$$

Підставляючи знайдені значення, маємо

$$[\sigma_H]_1 = \frac{1014}{1.1} \cdot 0.95 \cdot 1 \cdot 0.95 \approx 832 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині контактної лінії - $K_{H\beta}$ визначаємо по рисунок 3.2, в залежності від відношення:

$$\frac{\psi_k \cdot u}{2 - \psi_k} = \frac{0.25 \cdot 4.5}{2 - 0.25} = \frac{0.25 \cdot 4.5}{2 - 0.25} = 0.643$$

де $\psi_k = b_w / R_e = 0.2 \dots 0.3$, приймаємо $\psi_k = 0.25$

для твердості HB460 (HRC48) $K_{H\beta} = 1.4$.

Приймаємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця ведучого зубчастого колеса по середньому ділильному діаметру

$$\psi_{bd} = b_w / d_{wm1} = 0.4.$$

Визначаємо початковий середній діаметр ведучого зубчастого колеса:

$$\begin{aligned} d_{wm1} &= 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0.85 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = \\ &= 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{91.38 \cdot 1.4 \cdot \sqrt{4.5^2 + 1}}{0.85 \cdot 0.4 \cdot 832^2 \cdot 4.5}} = 59.53 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Приймаємо число зубів ведучого зубчастого колеса $z_1 = 20$, тоді число зубів колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 4.5 = 90.$$

Середній модуль:

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{59.53}{20} = 2.977 \text{ мм.}$$

Кути нахилу ділильних конусів шестерні - δ_1 та колеса - δ_2 :

$$\text{ctg}(\delta_1) = \text{tg}(\delta_2) = u = 4.5.$$

Отже, $\delta_1 = 12^\circ 36'$ и $\delta_2 = 77^\circ 24'$.

Ширина зубчастого колеса

$$b = b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1} = 0.4 \cdot 59.53 \cong 24 \text{ мм}$$

Коловий ділильний зовнішній модуль зубів:

$$m_e = m_m + \frac{b}{z_1} \cdot \sin(\delta_1) = 2.977 + \frac{24}{20} \sin(12^\circ 36') = 3.23 \text{ мм}$$

за СТ СЭВ 310-76 приймаємо $m_e = 3.5 \text{ мм}$ ряд -2 (табл.1.3).

Середній модуль:

$$m_m = m_e - \frac{b}{z_1} \cdot \sin(\delta_1) = 3.5 - \frac{24}{20} \cdot \sin(12^\circ 36') = 3.241 \text{ мм.}$$

Початковий середній діаметр шестерні колеса

$$d_{wm1} = z_1 \cdot m_m = 20 \cdot 3.241 = 64.82 \text{ мм}$$

$$d_{wm2} = z_2 \cdot m_m = 90 \cdot 3.241 = 291.67 \text{ мм}$$

Перевірочний розрахунок зубів на згин

$$\sigma_F = y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{0.85 \cdot z_1 \cdot \psi_m \cdot m_m^3} \leq [\sigma_F]$$

де $[\sigma_F]$ - допустимі напруження згину

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \cdot \lim b}{S_F} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC};$$

$\sigma_F \lim b$ - межа витривалості зубів при згині, по табл. 1.6

$$\sigma_F \lim b = 550 \text{ МПа};$$

S_F - коефіцієнт безпеки, $S_F = 1.85$ (табл. 1.6);

K_{FL} - коефіцієнт довговічності,

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$$

$N_{FE} = N_{HE}$, $N_{FE} \geq N_{F0}$, отже $K_{FL} = 1$;

$K_{FC} = 1$, при односторонній дії навантаження

$$[\sigma_F] = \frac{550}{1.85} \cdot 1 \cdot 1 = 297 \text{ МПа};$$

y_F - коефіцієнт форми зуба, в залежності від еквівалентного числа зубів Z_v ;

$$Z_v = \frac{Z_1}{\cos(\delta_1)^3} = \frac{20}{0.976^3} = 22$$

при зміщенні вихідного контуру $x = 0$, $y_F = 4.0$;

$K_{F\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця колеса (рисунок П.6), $K_{F\beta} = 1.25$;

K_{Fv} - коефіцієнт динамічного навантаження (табл. I.5), в залежності від швидкості передачі V і ступеня точності:

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_{wm1}}{2} = \frac{47.10 \cdot 64.82}{2000} = 1.6 \text{ м/с}$$

при такій швидкості рекомендується – 9 ступінь точності (табл.ІІ.4)

$$K_{Fv} = 1.2.$$

$$\text{тоді, } \sigma_F = 4.0 \cdot 1.25 \cdot 1.2 \cdot \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 91.38}{0.85 \cdot 20 \cdot 8 \cdot 3.5^3} = 156.36 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 297 \text{ МПа}.$$

Умови міцності виконуються.

Геометричні розміри конічної зубчастої передачі:

ділильний діаметр шестерні колеса:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3.5 \cdot 20 = 70 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3.5 \cdot 90 = 315 \text{ мм};$$

$$\text{висота головок зубів: } h_a = m_e = 3.5 = \text{мм};$$

$$\text{висота ніжок зубів: } h_f = 1.2 \cdot m_e = 1.2 \cdot 3.5 = 4.2 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр вершин зубів ведучого зубчастого колеса:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 70 + 2 \cdot 3.5 \cdot \cos(12^\circ 36') = 76.84 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_2) = 315 + 2 \cdot 3.5 \cdot \cos(77^\circ 24') = 316.51 \text{ мм};$$

зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0.5 \cdot m_e \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0.5 \cdot 3.5 \cdot \sqrt{20^2 + 90^2} = 161.34 \text{ мм};$$

середня конусна відстань:

$$R_m = R_e - 0.5 \cdot b = 161.34 - 0.5 \cdot 24 = 149.34 \text{ мм}.$$

Сили в зачепленні конічної зубчастої передачі:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{wm1}} = \frac{2 \cdot 75.98 \cdot 10^{-3}}{64.82} = 2344 \text{ Н};$$

радіальна на шестерні (осьова - на колесі):

$$F_{R1} = F_{A2} = F_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta_1) = 2344 \cdot 0.364 \cdot 0.976 = 833 \text{ Н};$$

осьова на шестерні (радіальна - на колесі):

$$F_{R2} = F_{A1} = F_t \cdot \tan(\alpha) \cdot \cos(\delta_2) = 2344 \cdot 0.364 \cdot 0.216 = 184 \text{ Н}.$$

3.4. ПОПЕРЕДНІЙ РОЗРАХУНОК ВАЛІВ ПРИВОДУ

По заниженим допустимим дотичним напруженням визначаємо діаметр вихідного кінця валу, з умови міцності крутного моменту, що передається валом

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot [\tau_{\text{ср}}]}}$$

де, $d_{\text{в}}$ – діаметр вихідного кінця валу;

T – крутний момент, що передається валом;

$[\tau_{\text{ср}}] = 20 \text{ МПа}$ – заниження допустимі дотичні напруження.

Інші розміри валу визначаємо, виходячи з конструкції.

Швидкохідний вал:

крутний момент на валу $T_2 = 91.38 \text{ Н} \cdot \text{м}$

діаметр вихідного кінця валу:

$$d_{\text{в}2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2 \cdot [\tau_{\text{ср}}]}} = \sqrt[3]{\frac{91.38 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 20}} = 28.07 \text{ мм}$$

за ДСТ12080-79 приймаємо $d_2 = 28 \text{ мм}$, довжина вихідного кінця валу $l_{2\text{в}} = 60 \text{ мм}$ (довгий, виконання 1);

діаметр ділянки валу під ущільнення:

$$d_{2\text{упл}} = d_{2\text{в}} + (2 \dots 5) \text{ мм} = 28 + 2 = 30 \text{ мм}$$

за ДСТУ 8752-99 в якості ущільнення вибираємо манжету резинову армовану з параметрами: $d = 30 \text{ мм}$, $D = 50 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$;

діаметр ділянки валу під шлицеву гайку:

за ДСТУ 11871-80 вибираємо різьбу М36 з кроком 1,5 мм и

за ДСТУ 11872-80 стопорну багатолапчату шайбу для цієї різьби.

діаметр ділянки валу під підшипниками:

$$d_{2\text{пдш}} = d_{2\text{гайки}} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 36 + 4 = 40 \text{ мм}$$

за ДСТУ 333-99 в якості опор обираємо роликовий однорядний радіально-упорний підшипник середньої широкої серії № 7208 з наступними параметрами: $d = 40 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $B = 18 \text{ мм}$, $c = 16 \text{ мм}$, $T = 19.75 \text{ мм}$, $C = 42400 \text{ Н}$.

Тихохідний вал:

крутний момент на валу $T_3 = 390,63 \text{ Н} \cdot \text{м}$

діаметр вихідного кінця валу:

$$d_{вз} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0.2 \cdot [\tau_{ср}]}} = \sqrt[3]{\frac{390,63}{0.2 \cdot 20}} = 46.05 \text{ мм}$$

за ДСТУ 12080-99 приймаємо $d_4 = 48 \text{ мм}$, довжина вихідного кінця валу $l_{4в} = 110 \text{ мм}$ (довгий, виконання 1);

діаметр ділянки валу під ущільнення:

$$d_{зупл} = d_{вз} + (2 \dots 5) \text{ мм} = 48 + 2 = 50 \text{ мм}$$

за ДСТУ 8752-99 в якості ущільнення вибираємо манжету резинову армовану з параметрами: $d = 50 \text{ мм}$, $D = 70 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$;

діаметр ділянки валу під підшипниками:

$$d_{зпдш} = d_{зупл} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 50 + 5 = 55 \text{ мм}$$

за ДСТУ 333-79 в якості опор вибираємо роликовий однорядний радіально-упорний підшипник легкої серії діаметрів 2 № 2007111 з наступними параметрами: $d = 55 \text{ мм}$, $D = 90 \text{ мм}$, $B = 22 \text{ мм}$, $c = 19 \text{ мм}$, $T = 23 \text{ мм}$, $C = 49100 H$.

діаметр ділянки валу під зубчастим колесом:

$$d_{зкол} = d_{зпдш} + (3 \dots 5) \text{ мм} = 55 + 5 = 60 \text{ мм}.$$

3.5. УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК ШВИДКОХІДНОГО ВАЛУ

Вихідні дані:

$$T_1 = 91.38 H \cdot \text{м}; \quad F_t = 2344 H; \quad F_{R1} = 833 H; \quad F_{a1} = 184 H; \quad Q = 1184 H; \\ d_1 = 64.82 \text{ мм}.$$

Розрахунок:

Будуємо розрахункову схему навантаження валу (рисунок 3.2а).

Будуємо розрахункову схему навантаження валу в вертикальній площині -YOZ.

Реакції опор в площині - YOZ:

$$\sum M_A = F_t \cdot l_1 + R_B^y \cdot l_2 = 0; \\ R_B^y = -\frac{l_1}{l_2} F_t = -\frac{40}{105} \cdot 2344 = -893 H;$$

$$\sum M_B = F_t \cdot (l_1 + l_2) - R_A^Y \cdot l_2 = 0;$$

$$R_A^Y = \frac{l_1 + l_2}{l_2} F_t = \frac{40 + 105}{105} \cdot 2344 = 3237H.$$

Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри:

$$M_C = 0;$$

$$M_A = -F_t \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = -2344 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = -93,8H \cdot m;$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0.$$

Будуємо розрахункову схему навантаження валу в горизонтальній площині -XOZ.

Реакції опор в площині - XOZ:

$$\sum M_A = F_{R1} \cdot l_1 + R_B^x \cdot l_2 - Q(l_2 + l_3) - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_B^x = \frac{1}{l_2} \left(-F_{R1} \cdot l_1 + Q(l_2 + l_3) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \right) =$$

$$\frac{1}{105} \left(-833 \cdot 40 + 1184 \cdot (105 + 110) + 184 \cdot \frac{64,82}{2} \right) = 2164H;$$

$$\sum M_B = F_{R1} \cdot (l_1 + l_2) - R_A^x \cdot l_2 - Q \cdot l_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_A^x = \frac{1}{l_2} \left(F_{R1} \cdot (l_1 + l_2) - Q \cdot l_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \right) =$$

$$\frac{1}{105} \left(833 \cdot (40 + 105) - 1184 \cdot 110 - 184 \cdot \frac{64,82}{2} \right) = -147H;$$

$$\sum X = R_A^x - F_{R1} + R_B^x - Q = 147 - 833 + 2164 - 1184 = 0.$$

Згинальні моменти в площині XOZ та їх епюри:

$$M_C = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \cdot 10^{-3} = 184 \cdot \frac{64,82}{2} \cdot 10^{-3} = 6,0Hm;$$

$$M_A = M_C - F_{R1} \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 6,0 - 833 \cdot 40 \cdot 10^{-3} = -27,6H \cdot m;$$

$$M_B = -Q \cdot l_3 \cdot 10^{-3} = -1184 \cdot 110 \cdot 10^{-3} = -130,2H \cdot m;$$

$$M_D = 0.$$

Сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{147^2 + 3237^2} = 3240H;$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{2164^2 + 893^2} = 2341H.$$

Сумарні згинальні моменти та їх епюри:

$$M_{\Sigma i} = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2};$$

$$M_{c\Sigma} = 6,0 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{A\Sigma} = \sqrt{27,6^2 + 93,8^2} = 97,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{B\Sigma} = 130,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{D\Sigma} = 0.$$

Будуємо епюру крутних моментів T , що передається валом.

Максимальний згинальний сумарний момент

$$M_{\Sigma MAX} = M_B = 130,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

отже в опорі А знаходиться небезпечний переріз валу.

Еквівалентний момент в небезпечному перерізі валу

$$M_{\text{эКВ}} = \sqrt{M_{\Sigma MAX}^2 + T^2} = \sqrt{130,2^2 + 91,38^2} = 159,07 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр валу в небезпечному перерізі

$$d_{\text{оп.с}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{159,07 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 31,70 \text{ мм}$$

де $[\sigma_H] = 50 \text{ МПа}$ – допустимі напруження згину

$$d_{2\text{пдш}} = 40 \text{ мм} > d_{\text{оп.с}} = 31,7 \text{ мм}$$

Умови міцності валу в небезпечному перерізі виконуються.

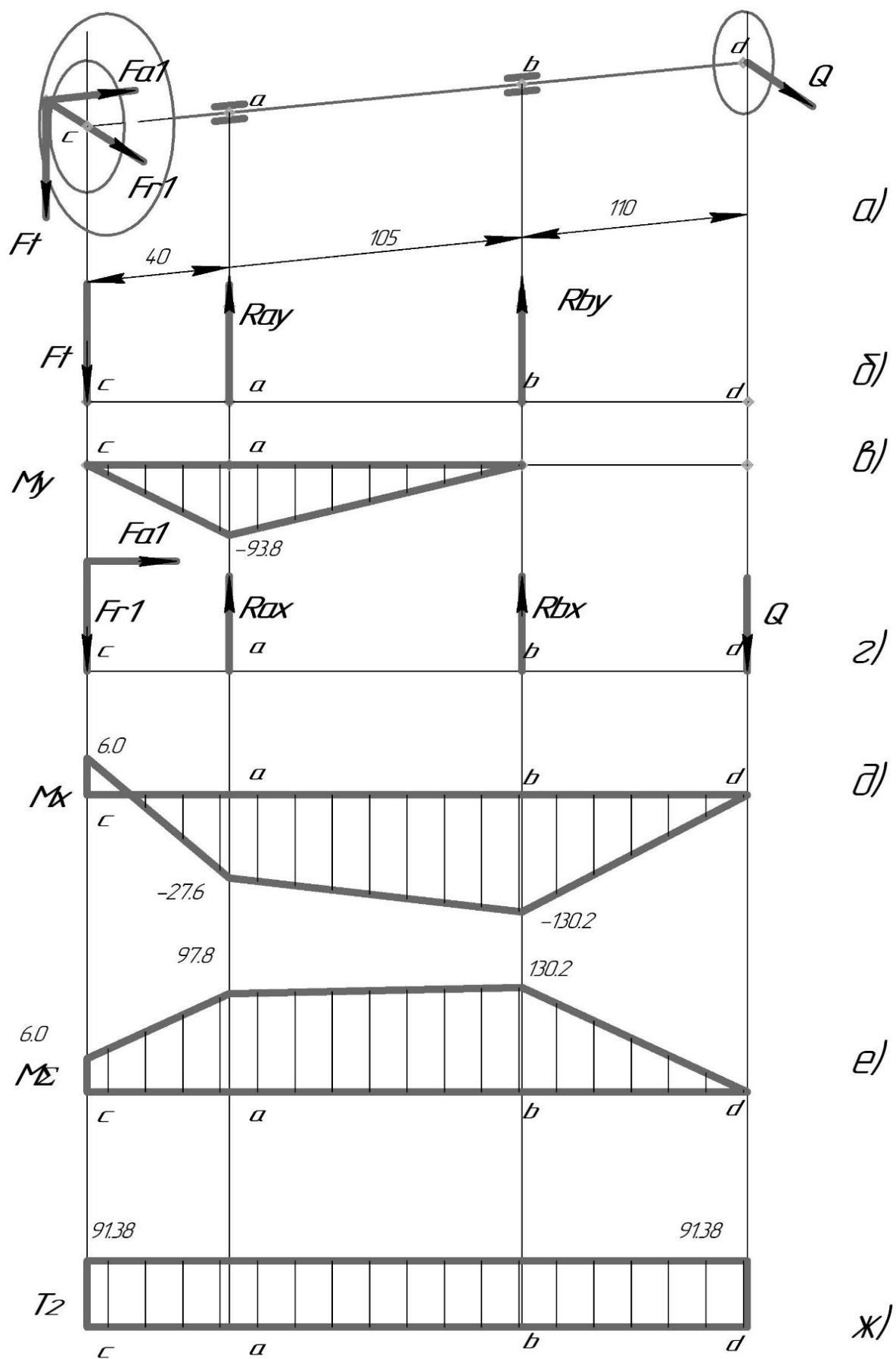


Рисунок 3.2 Схема навантаження ведучого валу

3.6. УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК ТИХОХІДНОГО ВАЛУ

Вихідні дані:

$$T_2 = 390.63H \cdot \text{м}; F_t = 2344H; F_{R2} = 184H; F_{A2} = 833H; d_2 = 291,67\text{мм}.$$

Розрахунок:

Будуємо розрахункову схему навантаження валу (рисунок 3.3.а).

Будуємо розрахункову схему навантаження валу в вертикальній площині -YOZ (рисунок 3.3б).

Реакції опор в площині - YOZ:

$$R_{Ay} = -F_t \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2} = -2344 \cdot \frac{55}{115 + 55} \cong -758H;$$

$$R_{By} = -F_t \cdot \frac{l_1}{l_1 + l_2} = -2344 \cdot \frac{115}{115 + 55} \cong -1586H.$$

Згинальні моменти в площині YOZ та їх епюри (Рисунок3 в):

$$M_A = 0;$$

$$M_C = R_A^y \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = -758 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = -87,2H \cdot \text{м};$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0.$$

Будуємо розрахункову схему навантаження валу в горизонтальній площині-XOZ (рисунок 3.3г).

Реакції опор в площині - XOZ:

$$\sum M_A = F_R \cdot l_1 + F_A \cdot d_2/2 + R_B^x \cdot (l_1 + l_2) = 0;$$

$$R_B^x = \frac{1}{l_1 + l_2} \cdot (-F_{R2} \cdot l_1 - F_{A2} \cdot d_2/2) \\ = \frac{1}{115 + 55} (-184 \cdot 115 - 833 \cdot 291,67/2) = -840H$$

$$\sum M_B = -R_A^x \cdot (l_1 + l_2) + F_{A2} \cdot d_2/2 - F_R \cdot l_2 = 0;$$

$$R_A^x = \frac{1}{l_1 + l_2} \cdot (-F_R \cdot l_2 + F_A \cdot d_2/2) = \frac{1}{115 + 55} (-184 \cdot 55 + 833 \cdot 291,67/2) = 656H$$

;

$$\sum Y = R_A^x + F_{R2} + R_B^x = 656 + 184 - 840 = 0.$$

Згинальні моменти в площині XOZ та їх епюри (рисунок 3.3д):

$$M_A = 0;$$

$$M_{\text{Слев}} = R_A^X \cdot l_1 \cdot 10^{-3} = 656 \cdot 115 \cdot 10^{-3} = 75,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{Справ}} = R_B^X \cdot l_2 \cdot 10^{-3} = -840 \cdot 55 \cdot 10^{-3} = -46,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_B = 0;$$

$$M_D = 0$$

Сумарні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{656^2 + 758^2} = 1002 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{840^2 + 1586^2} = 1795 \text{ Н}.$$

Сумарні згинальні моменти та їх епюри (рисунок 3.3е)

$$M_{\Sigma i} = \sqrt{M_{Xi}^2 + M_{Yi}^2};$$

$$M_{A\Sigma} = 0;$$

$$M_{\text{С\Sлев}} = \sqrt{75,4^2 + 87,2^2} = 115,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{С\Sправ}} = \sqrt{46,2^2 + 87,2^2} = 98,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{B\Sigma} = 0;$$

$$M_{D\Sigma} = 0.$$

Будуємо епюру крутних моментів T (рисунок 3.3ж), що передається валом.

Максимальний згинальний сумарний момент

$$M_{\Sigma \text{MAX}} = M_{\text{С\S}},$$

отже, в т. С знаходиться небезпечний переріз валу.

Еквівалентний момент в небезпечному перерізі валу

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{\Sigma \text{MAX}}^2 + T^2} = \sqrt{115,3^2 + 390,63^2} = 407,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Діаметр валу в небезпечному перерізі

$$d_{\text{оп.с}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ}}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{н}}]}} = \sqrt[3]{\frac{407,3 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 43,35 \text{ мм}$$

де, $[\sigma_{\text{н}}] = 50 \text{ МПа}$ – допустимі напруження згину.

$$d_{2\text{кол}} = 60 \text{ мм} > d_{\text{оп.с}} = 43,35 \text{ мм}$$

Умови міцності валу в небезпечному перерізі виконуються.

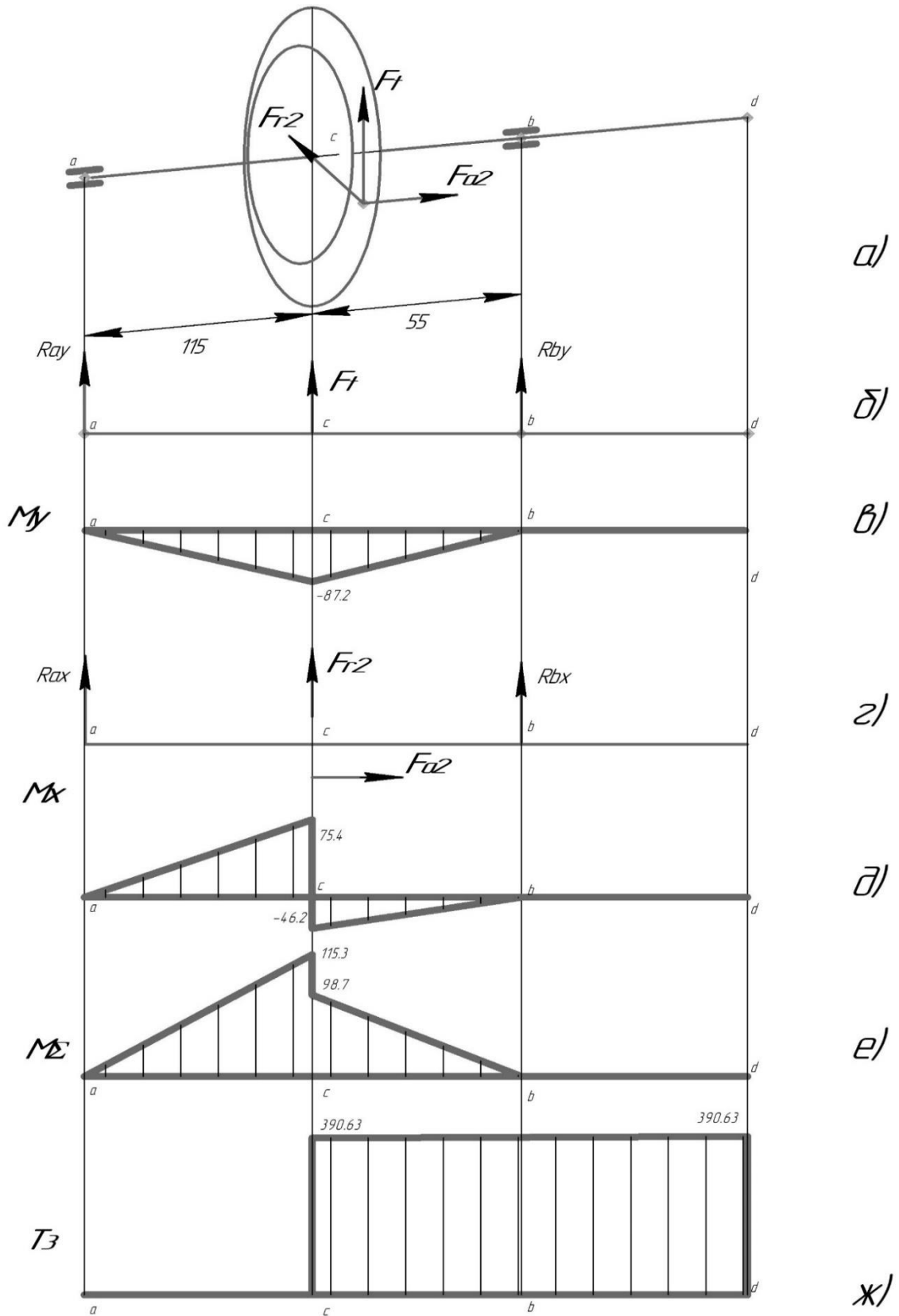


Рисунок 3.3 Схема навантаження веденого валу

3.7. РОЗРАХУНОК КОНІЧНИХ РАДІАЛЬНО-УПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ

Швидкохідний вал:

Типорозмір підшипника - №7208.

Радіальне навантаження в опорах: $R_A = 3240H$; $R_B = 2341H$.

Осьова сила в зчепленні $-F_{A1} = 184H$.

Осьові складові радіальних реакцій

$$S_1 = 0.83 \cdot e \cdot P_{r1} = 0.83 \cdot 0.38 \cdot 3240 = 1022H;$$

$$S_2 = 0.83 \cdot e \cdot P_{r2} = 0.83 \cdot 0.38 \cdot 2341 = 738H;$$

де $e = 0.38$ для підшипника № 7208

$$P_{r1} = R_A, P_{r2} = R_B.$$

Осьове навантаження підшипників:

так як $S_1 \triangleright S_2$, то

$$P_{a1} = S_1 = 1022H;$$

$$P_{a2} = S_1 + F_{A1} = 1022 + 184 = 1206H.$$

Визначим співвідношення:

$$\frac{P_{a1}}{V \cdot P_{R1}} = \frac{1022}{1 \cdot 3240} = 0.315 \triangleleft e = 0.38;$$

$$\frac{P_{a2}}{V \cdot P_{R2}} = \frac{1206}{1 \cdot 2341} = 0.515 \triangleright e = 0.38.$$

Еквівалентне динамічне навантаження в опорах:

$$R_{\text{эквА}} = V \cdot P_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 3240 \cdot 1 \cdot 1.05 = 3402H;$$

$$R_{\text{эквВ}} = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = (0.4 \cdot 1 \cdot 2341 + 1.56 \cdot 1206) \cdot 1 \cdot 1.05 = 2959H$$

;

де:

$X = 0.4$, $Y = 1.56$ для №7208;

$v = 1$ - так як обертається внутрішнє кільце;

K_B – коефіцієнт безпеки, при спокійному навантаженні $K_B = 1.0$;

K_T – температурний коефіцієнт, при $t = 120^\circ C$ $K_T = 1.05$.

Максимальне еквівалентне навантаження:

$$R_{\text{ЭКВА}} A_{\text{ЭКВmax}}$$

Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{ЭКВmax}}} \cdot 10^{\frac{1}{3}} \left(\frac{42.4}{3.0} \right)^3 \sqrt{\frac{42.4}{3.0}} \right)$$

Довговічність в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 6832}{60 \cdot 472.5} = 241000 \text{ час},$$

що більше терміну служби редуктора.

Тихохідний вал:

Типорозмір підшипника - № 2007111.

Радіальне навантаження в опорах: $R_A = 1002H$; $R_B = 1795H$.

Осьова сила в зачепленні $-F_{A2} = 833H$.

Осьові складові радіальних реакцій

$$S_1 = 0.83 \cdot e \cdot P_{r1} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 1002 = 274H;$$

$$S_2 = 0.83 \cdot e \cdot P_{r2} = 0.83 \cdot 0.33 \cdot 1795 = 492H;$$

де $e = 0.33$ для підшипника № 2007111

$$P_{r1} = R_A, P_{r2} = R_B.$$

Осьове навантаження підшипників:

так як $S_1 < S_2$ и $F_{A1} > S_2 - S_1$, то

$$P_{a1} = S_1 = 274H;$$

$$P_{a2} = S_1 + F_{A1} = 274 + 833 = 1107H.$$

Визначимо співвідношення

$$\frac{P_{a1}}{V \cdot P_{R1}} = \frac{274}{1 \cdot 1002} = 0.27 < e = 0.33;$$

$$\frac{P_{a2}}{V \cdot P_{R2}} = \frac{1107}{1 \cdot 1795} = 0.616 > e = 0.33.$$

Еквівалентне динамічне навантаження в опорах:

$$R_{\text{ЭКВА}} = V \cdot P_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1002 \cdot 1 \cdot 1.05 = 1052H;$$

$$R_{\text{ЭКВВ}} = (X \cdot V \cdot P_{r2} + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = (0.4 \cdot 1 \cdot 1795 + 1.8 \cdot 1107) \cdot 1 \cdot 1.05 = 2846H$$

;

де: $X = 0.4$, $Y = 1.8$ для №2007111;

$v = 1$ - так як *обертається* внутрішнє кільце;

K_B – коефіцієнт безпеки, при спокійному навантаженні $K_B = 1.0$;

K_T – температурний коефіцієнт, який при $t = 120^\circ\text{C}$, $K_T = 1.05$.

Максимальне еквівалентне навантаження:

$$R_{\text{экв}} B_{\text{эквmax}}$$

Довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \left(\frac{C}{R_{\text{эквmax}}} \cdot 0^{3\frac{1}{3}} \left(\frac{45,2}{2,85} \right)^3 \sqrt{\frac{45,2}{2,85}} \right)$$

Довговічність в годинах:

$$L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n_2} = \frac{10^6 \cdot 10013}{60 \cdot 105} = 1.59 \cdot 10^6 \text{ час,}$$

що більше терміну служби редуктора.

3.8. ВИБІР ТА РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Переріз шпонок ($b \times h$) регламентовано ДСТУ 23360-78 та вибираються в залежності, від діаметру - $d_{\text{в}}$, а довжина шпонки - l , від довжини - $L_{\text{в}}$ ділянки валу на якому вона встановлена.

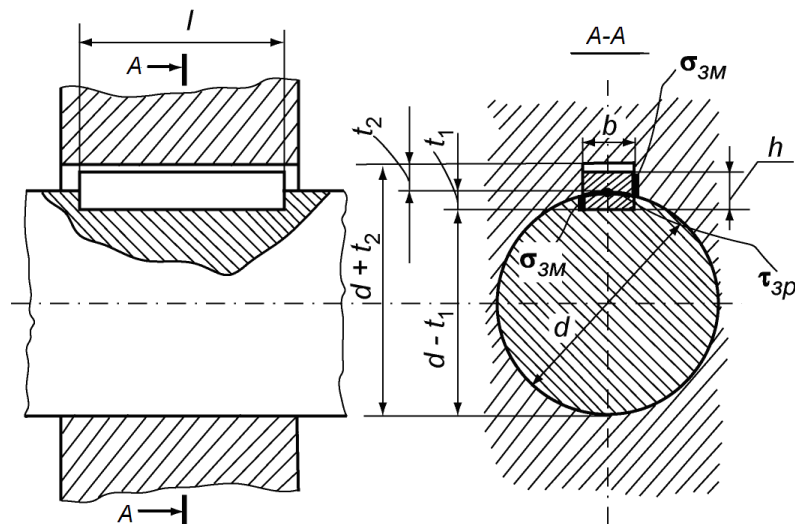


Рисунок 3.4 Схема розташування шпонкового пазу

Перевірочний розрахунок вибраної шпонки:

- на зріз:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ МПа};$$

- на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа};$$

де $\tau_{\text{ср}}, \sigma_{\text{см}}$ – розрахункові напруження зрізу та зминання;
 $[\tau_{\text{ср}}], [\sigma_{\text{см}}]$ – допустимі напруження зрізу та зминання; T – крутний момент, що передає шпонка; d – діаметр ділянки вала, на якому встановлена шпонка;
 b – ширина шпонки; h – висота шпонки; l – довжина шпонки; $l_p = l - h$ – робоча довжина шпонки.

Швидкохідний вал

вихідний кінець валу:

$$T_2 = 91,83 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_2 = 28 \text{ мм}; \quad L_2 = 60 \text{ мм}.$$

Згідно СТ СЭВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з розмірами
 $t_1 = 4,0 \text{ мм}$ $l_p = l - b = 50 - 8 = 42 \text{ мм}$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 91,83 \cdot 10^3}{28 \cdot 42 \cdot 8} = 16,2 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 91,83 \cdot 10^3}{28 \cdot 42 \cdot (7 - 4)} = 43,1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}.$$

Тихохідний вал. Вихідний кінець валу:

$$T_3 = 324,93 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_3 = 45 \text{ мм}; \quad L_3 = 110 \text{ мм}.$$

По СТ СЭВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з
 розмірами $(b \times h \times l) = (14 \times 9 \times 100) \text{ мм}$, $t_1 = 5,5 \text{ мм}$
 $l_p = l - b = 100 - 14 = 86 \text{ мм}$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 324,93 \cdot 10^3}{45 \cdot 86 \cdot 14} = 12,0 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_3}{d_3 \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 324,93 \cdot 10^3}{45 \cdot 86 \cdot (9 - 5,5)} = 48,0 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}.$$

ділянка валу під зубчастим колесом:

$$T_3 = 324,93 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad d_{3k} = 60 \text{ мм}; \quad L_{3k} = 70 \text{ мм}.$$

Згідно СТ СЕВ 189-85 вибираємо призматичну шпонку з розмірами, $(b \times h \times l) = (18 \times 11 \times 60)\text{мм}$, $t_1 = 7\text{мм}$ $l_p = l - b = 60 - 18 = 42\text{мм}$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_{\text{зк}}}{d_{\text{зк}} \cdot l_p \cdot b} = \frac{2 \cdot 324,93 \cdot 10^3}{60 \cdot 42 \cdot 18} = 14,3 \text{МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 60 \text{МПа};$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_{\text{зк}}}{d_{\text{зк}} \cdot l_p \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 324,93 \cdot 10^3}{60 \cdot 42 \cdot (11 - 7)} = 68,3 \text{МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{МПа}.$$

Всі вибрані шпонки задовольняють умовам міцності та можуть бути використані в редукторі.

3.9. ВИБІР МУФТИ

Експлуатаційною характеристикою муфт крутний момент муфти, що передається - T та діаметр валу - d , на який надягнена муфта. Конкретний типорозмір муфти, що вибирається в залежності від умов експлуатації по таблицям в залежності

$$T_p = K \cdot T_{\text{ном}} \leq T$$

де T_p —розрахунковий крутний момент;

K —коефіцієнт запасу, $K = 1,25$ для привода технологічних машин;

$T_{\text{ном}}$ —номінальний крутний момент на валу;

$$T_p = 1,4 \cdot 390,63 = 586 \text{Нм}$$

По діаметру валу $d = 48\text{мм}$ та розрахунковому крутному моменту вибираємо муфту (МУВП 710-48-1-УЗ ДСТ 21424 -75) у якій максимальний крутний момент $T = 710\text{Нм}$.

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

Спроектовано привод безвистійного обрізування блоків за коловою траєкторією, в склад якого входить: електродвигун; клинопасова передача; конічний редуктор; муфта. Розроблені наступні графічні матеріали: редуктор конічний (вид загальний), привод (вид загальний), вал тихохідний, шків, колесо зубчасте, оглядовий люк (складальне креслення).

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА СТАРТАП ПРОЄКТА

4.1. СТВОРЕННЯ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ КНИЖКОВО-ЖУРНАЛЬНИХ БЛОКІВ З ВИКОРИСТАННЯМ СЕРВОПРИВОДІВ

Метою даного розділу є проведення маркетингового дослідження з подальшим аналізом стартап проєкту з метою визначення принципових можливостей ринкової реалізації та можливих напрямків його впровадження.

У таблиці 4.1 подано інформацію про суть цієї ідеї, можливі напрямки застосування, основні плюси, що може отримати користувач товару.

Таблиця 4.1

Опис ідеї стартап проєкту

Короткий виклад ідеї	Сфера застосування	Вигоди для споживача
Створення пристрою для транспортування КЖБ з використанням сервоприводів	Поліграфічна промисловість	Покращення якості продукції, лояльна ціна
	Поліграфічна промисловість	Точна та якісна обробка аркушевої продукції.

У таблиці 4.2 зроблено аналіз ринкових переваг ідеї порівняно із пропозиціями конкурентів.

Аналіз усіх сторін технічних та економічних характеристик ідеї дозволяє зробити висновок, що дана ідея «має місце» бути на ринку.

Таблиця 4.2

Визначення слабких, нейтральних та сильних характеристик проєкту

№ п/п	Технічні та економічні показники	Потенційні споживачі				W (слабка характеристика)	N (нейтральна характеристика)	S сильна характеристика)
		Даний стартап	Horizon	Perfecta	Maxima			
1	Точне прорізування контурів КЖБ	Використання простих механізмів	Використання складних механізмів	Використання складних механізмів	Використання складних механізмів	-	-	Висока точність серводвигунів
2	Використання стандартизованих деталей	Майже всі деталі стандартні	Використання унікальних деталей	Використання унікальних деталей	Використання унікальних деталей	-	-	Мала кількість ланок механізму
3	Привід, вид	Сервопривод	Кулачково-важільний	Гідравлічний	Кулісний	-	Розміри механізму	

Оскільки зміст проєкту полягає в новому технологічному способі позиціонування вихідної ланки, отже аудит може мати такі варіанти рішення:

- обладнання системи (всі ланки) зроблено з металу, можна спробувати використовувати обладнання з композитних матеріалів, але з наявністю можуть бути суттєві проблеми на ринку;
- створення системи можна зробити вручну, використання ж роботизованої техніки зробить цю ідею не дуже рентабельною;
- в даному пункті необхідно визначити ринкові спроможності, які можливо використати під час ринкового впровадження проєкту, та загрози на ринку, які можуть зашкодити реалізації проєкту.

Спочатку проводиться аналіз на попит у потенційного споживача: обсяг, динаміка розвитку ринку (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3

Технологічна реалізація змісту проекту

№	Зміст проекту	Технологічна реалізація	Наявність технологій	Доступність технологій
1	Винахід приводу з використанням серводвигуна	Технологія використання серводвигунів у виробництві ЧПУ станків.	Даний привод використовується у пакувальній сфері	Є можливість проектування та симуляція в програмі автоматизованого програмування
2	Дослідження використання пристрою головного притиску у вигляді цепного транспортера	Технологія створення трансвертерів	Принцип проектування наявний	Потрібно визначити можливість використання транспортера

З таблиці 4.3 видно, що за попереднім оцінюванням ринок є досить цікавим для «заходу на нього».

Далі визначаються потенційні групи клієнтів, з їх кількісними потребами та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи окремо (таблиця 4.4).

Таблиця 4.4

Характеристика потенційного ринку стартап проекту

№	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од.	23
2	Загальний обсяг продаж, шт.	55000
2	Динаміка ринку (якісна оцінка)	З тенденцією до зростання
4	Наявність обмежень для входу на ринок	Обмежень немає
5	Специфічні вимоги до стандартизації а сертифікації	Відсутні
6	Середня норма рентабельності в галузі (або % по ринку)	30-35%

Після визначення потенційних груп клієнтів проводиться аналіз ринку та його середовища: складаються таблиці позитивних факторів, що сприяють ринковому впровадженню проєкту, а також негативних факторів, що йому перешкоджають (таблиці 4.5-4.6). Фактори в таблицях подані в порядку зменшення їх значення.

Таблиця 4.5

Характеристика потенційних клієнтів даного стартапу

№	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Прорізування контурів та точне бічне обрізання КЖБ	Друкарські установи	Можливість зекономити на купівлі та подальшому обслуговуванні, при цьому не втратити якість самої продукції	Точність, чітко визначений регламент гарантійних термінів та вимог по експлуатації

Таблиця 4.6

Фактори загроз для стартапу

№	Фактор	Суть загрози	Можлива протидія компанії-виробника
1	Потужність	Неможливе використання у приладах з дуже великим інерційним навантаженням	Додавання альтернативних механізмів
2	Терміни обслуговування сервопривода	Можливе зношення основних елементів сервопривода.	Заміна на новий.
3	Зацікавленість споживачів	Пошук споживачами застарілих та більш дешевих різальних машин	Підвищення точності зрізу та розробка технології з меншою кількістю витратних матеріалів

В подальшому проводиться аналіз на пропозиції: визначаються загальні характеристики конкуренції на ринку (таблиця 4.7.).

Таблиця 4.7

Фактори можливостей для старту

№	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1	Лояльність споживачів	Підвищення попиту на продукт	Підвищення продуктивності виробництва
2	Прихильність споживачів	Запропонований виріб має порівняно низьку ціну	Оновлення пристрою, та закупка додаткових
3	Підвищення прибутку	Накопичення капіталу	Проведення дослідів для розробки нових пристроїв

Після аналізу конкуренції проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (таблиця 4.8).

Таблиця 4.8

Аналіз по ступеням конкуренції на ринку

Особливості середовища основних конкурентів	Прояви цієї характеристики	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
Типи конкуренції / чиста	Створення обладнання з кращими показниками якості та цінами, ніж у існуючих компаній	Пошук нових вирішень цих задач та впровадження нових технологій
За рівнем конкурентної боротьби/ міжнародний	Спроба впровадити дану технологію у світі та вивести клієнтів конкурента у свій сектор	Закріплення позицій компанії на світовому ринку
За ознакою галузі/ внутрішньогалузева	Впровадження сервоприводів в розрізанні КЖБ	Закріплення в ніші відносно дешевих та якісних пристроїв
Конкуренція за видами товарів/ товарно-видова	Пошук нових механізмів приводу, для використання в різальному обладнанні	Наявність переваг сервоприводу над класичними приводами машин
За характером конкурентних переваг/немонетарна	Впровадження нових технологій у процес розрізування	Підвищення точності різки на відмінність їх від стандартних методів
За інтенсивністю / не марочна	Впровадження нового на ринку товару	Створення власної торгової марки

Висновки: на ринку має місце інтенсивна конкурентна боротьба з боку інших представників на ринку, є можливість входження на ринок, товари замітники наразі пропонують вищу вартість.

В основі аналізу конкуренції, наведеного в таблиці 4.8, а також із урахуванням характеристик ідей проєкту (таблиця 4.2), а також вимог споживачів до товару (таблиця 4.4) та факторів середовища маркетингу (таблиці 4.5-4.6) визначається перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз цих факторів оформлений в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9

Аналіз конкуренції в цій галузі за М. Портером

Складові аналізу	Прямі конкуренти	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
	Horizon, Maxima	Патенти на продукт, розмір капітало-кладень	Диференціація витрат, витрати постачальників, що змінюються концентрація постачальників, значення розмірів поставок	Закупівельні витрати, рівень чутливості до зміни ціни, прибуток, контроль якості	Довіра та лояльність споживачів
Висновки	Прямі конкуренти мають нагоду скопіювати товар в момент його виходу на ринок або при подачі до УКРНОІВІ, можуть покращити свій продукт, тим самим повернути клієнтів	Можливість виходу на ринок, потенційних конкурентів в даний час відсутня	Постачальники можуть підняти ціну, доставити не якісну сировину, або ж не дотриматись дат поставок	Клієнти мають вплив на ціну та якість виробленої продукції	Зменшення попиту, якщо, ціни товарів-замінників сподобаються споживачу, за якістю рівноцінні або ж навіть кращі від пропонованої продукції

Таблиця 4.10

Обґрунтування факторів конкурентної спроможності

№	Фактор конкурентної спроможності	Обґрунтування (чинники, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів вагомим)
1	Якість	Мінімальні вібрації
2	Точність	Досить висока точність різку
3	Надійність	Немає великої кількості рухомих частин, що можуть з часом зношуватися
4	Новизна	Застосування сервоприводу у різальній техніці вперше

Таблиця 4.11

Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін стартапу

№	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з «Використання пневмопривода у висікальній машині»						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Якість	25	-	-	+	-	-	-	-
2	Точність	25	-	-	+	-	-	-	-
3	Надійність	17	+	-	-	-	-	-	-
4	Новизна	18	-	-	-	-	+	-	-
5	Ціна	22	-	-	-	-	-	-	-

Завершальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу, так званої матриці аналізу сильних та слабких сторін, загроз та можливостей на основі виділених ринкових загроз та можливостей, а також сильних і слабких сторін (таблиця 4.12.).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей відображається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей середовища маркетингу. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають поки що лише певну ймовірність для

втілення.

Таблиця 4.12

SWOT- аналіз стартапу

Сильні сторони: Якість; Точність; Надійність; Ціна	Слабкі сторони: новизна, як невідомість
Можливості: ціна; економія на обслуговуванні концентрація постачальників; підвищення рівня прибутку	Загрози: лояльність споживачів.

Таблиця 4.13

Альтернативи ринкового впровадження стартап проєкту

№	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Збільшення різноманітних рекламних заходів	40%	1-3 місяці
2	Створити рекламні акції та «промо»	25%	1-2 місяці
3	Збільшити термін гарантійного обслуговування	30%	2-3 місяці

Розроблення такої стратегії першим кроком передбачає визначення сегменту охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (таблиця 4.11).

Таблиця 4.14

Опис цільових груп потенційних споживачів продукту

№	Опис профілю цільової групи клієнтів	Готовність споживачів сприйняти цей продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Всі види поліграфічних підприємств, яким потрібно 3-х ножове обрізання КЖБ	Поліграфічні підприємств, які готові сприйняти продукт, оскільки це новітня технологія, та спосіб економії, не втрачаючи при цьому якість продукції	Всі поліграфічні підприємства	Конкуренти будуть покращувати свої машини або будуть змушені зменшувати на них ціну	Увійти у сегмент буде відносно легко, так як, компаній, що пропонують такі ж послуги мало, або мають вищу вартість для споживача.
Які цільові групи обрано: усі види поліграфічних підприємств					

Таблиця 4.15

Визначення базової стратегії розвитку стартапу

№	Обрана альтернатива розвитку проєкту	Стратегія для охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції по відношенню до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Стратегія лідерства по витратах	Вибірковий розподіл	Використання сервоприводів у різальній техніці, новизна технології	Стратегія «лідерства»

На основі таблиці 4.15. була обрана базова стратегія розвитку - стратегія диференціації.

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 4.16). Основне тут це наявність потенціалу, вміння його ефективно використовувати та розвивати. Важливим є розуміння того, що

конкурентоспроможність підприємства залежить від його внутрішнього стану, а також зовнішнього положення організації на ринку та серед конкурентів.

Таблиця 4.16

Визначення базової стратегії з реагування на поведінку конкурентів

№	Чи є проєкт дійсно новаторським на ринку	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або «переманювати» вже існуючих у конкурентів	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які саме, якщо буде?	Стратегія конкурентної поведінки*
1	Так	«Переманювати» вже існуючих у конкурентів	Основні характеристики не будуть копіюватися, при цьому вони будуть ще кращі	«Фронтальний» наступ на ринок

Таблиця 4.17

Визначення стратегії позиціонування свого проєкту

№	Вимоги до товару від цільової аудиторії	Основна стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартапу	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проєкту (ключові)
1	До продукції: велика якість та відносно низька ціна. До компанії: гарантійне обслуговування, пост-сервіс.	Стратегія розвитку (спочатку стратегія проникнення, потім розширення ринку, прискорений ріст, після цього модернізація створеного і випуск нової продукції)	Співвідношення якість/ціна.	Зацікнення клієнта на позитивних особливостях технології, позиціонування за показниками якості, позиціонування на економії коштів на подальшому сервісі.

На основі таблиці 4.17 стратегія конкурентної поведінки – так звана «стратегія лідера, що приймає виклик».

Першим кроком у цьому є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у таблиці 4.18 резонно підсумувати результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару.

Таблиця 4.18

Визначення ключових переваг концепції потенційного товару для споживача

№ п/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
1	Надійність, якість/ ціна, обслуговування, що є доступним	Якість/ціна, обслуговування, що є доступним	Якість/ціна, обслуговування, що є доступним

Важливим моментом є визначення цінової межі, якою все ж необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час фінансово-економічного аналізу проєкту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари замітники, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (таблиця 4.19.) цього товару. Аналіз проводиться експертним методом.

Таблиця 4.19

Визначення меж встановлення ціни для продукту

№	Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
1	150000 – 200000 гривень	180000 – 320000 гривень	2750000 гривень в рік	175000 – 300000 гривень

Наступним кроком є визначення найвигіднішої системи збуту, в межах

якого приймається рішення (таблиця 4.20):

- проводити збут власними силами, або ж залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- вибір та обґрунтування видів посередників.

Таблиця 4.20

Формування системи збуту для продукту

№	Специфіка закупівельної поведінки потенційних клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1	Першість на ринку(менша схильність до ризику, більш обережні у своїх вчинках)	Пропонувати товар всім без винятку поліграфічним підприємствам, Створення реклами товару (приймання участі у виставках, тощо).	Канал збуту відсутній	Розробка власної стратегії збуту

Останньою складовою маркетингової програми заходів є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що ґрунтується на обраній основі для позиціонування з визначенням специфіки поведінки клієнтів (таблиця 4.21).

Концепція маркетингових комунікацій стартапу

№	Специфіка поведінки цільових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цільові клієнти	Позиції, обрані для позиціонування	Завдання рекламного відділу	Концепція рекламного звернення
1	Оскільки ця техніка досить популярна, більшість розвинених компаній кожні 5-10 років змінюють свою техніку, також є компанії, які не змінюють машини на нові, а лише збільшують кількість одиниць техніки, то її можуть купувати приблизно 100-200 одиниць на рік	Виробництва книжок, журналів.	Якість, точність, ціна та вартість сервісного обслуговування.	Розповсюдити товар на глобальному ринку, вивести компанію на всесвітній ринок, створення імені на великому ринку продукції	Тобі набридлі застарілі, складні та масивні механізми? Обирай цей пневмопривод!

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

В даному розділі розглянута модель стартап проекту запропонованого до впровадження та реалізації способу переміщення КЖБ в зону прорізування контурів. З метою виходу пристрою переміщення стосу корінців, що використовується, в розділі досліджено сильні та слабкі сторони цього стартапу у порівнянні з існуючими товарами-аналогами та товарами заміниками на ринку. Основний важіль для пропозиції цього продукту буде спрямований на всі поліграфічні підприємства, що використовують у своєму виробництві післядрукарське обладнання. У задумці реалізація та збут продукту буде відбуватись безпосередньо через підприємства на місцях. Також у розділі представлено розроблену стратегію конкурентної поведінки, обрана так звана «фронтальна атака». Використовуючи можливість встановлення низької цінової політики, та ще й в порівнянні з кращою якістю продукту, цілком можливе тотальне захоплення повного ринку аналогічних пристроїв. Представлений та розроблений проєкт може бути цілком життєздатним та успішно реалізованим на практиці у відповідному сегменті ринку збуту.

ВИСНОВОК

Запропоновані конструкції механізмів ножів машини обрізування корінців дозволяє: отримати постійний ефект ковзаючого різання, при використанні одної ведучої ланки; покращити якість зрізу отриманої стосу корінців; зменшити енергетичні втрати на процес повздовжнього обрізування корінців. Дані конструкції механізмів ножів машини обрізування корінців при використанні одної ведучої ланки, дають можливість досягти ефект постійного ковзаючого різання стосу корінців при безперервній подачі його транспортуючими валиками на протязі всього періоду подачі його на кромку леза ножа, що дозволяє покращити якість зрізу корінців при умові зменшення енергетичних витрат на процес обрізування корінців.

Спроектовано привод безвистійного обрізування блоків за коловою траєкторією, в склад якого входить: електродвигун; клинопасова передача; конічний редуктор; муфта втулочно-пальцева. Розроблені наступні графічні матеріали: редуктор конічний (вид загальний), привод (вид загальний), вал тихохідний, шків, колесо зубчасте, оглядовий люк (складальне креслення).

Розглянута модель стартап проєкту запропонованого до впровадження та реалізації способу переміщення стосу корінців в зону прорізування контурів. З метою виходу пристрою переміщення стосу корінців, що використовується, в розділі досліджено сильні та слабкі сторони цього стартапу у порівнянні з існуючими товарами-аналогами та товарами заміниками на ринку. Основний важіль для пропозиції цього продукту буде спрямований на всі поліграфічні підприємства, що використовують у своєму виробництві післядрукарське обладнання. У задумці реалізація та збут продукту буде відбуватись безпосередньо через підприємства на місцях. Використовуючи можливість встановлення низької цінової політики, та ще й в порівняння з кращою якістю продукту, цілком можливе тотальне захоплення повного ринку аналогічних пристроїв. Представлений та розроблений проєкт може бути цілком життєздатним та успішно реалізованим на практиці у відповідному сегменті ринку збуту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Bronsztein J.K., Siemiendayew K.A. *Математика. Poradnik encyklopedyczny*. Warszawa: PWN. 1970. 855 с.
2. Janicki P., Petriaszwili G. Transformacja kinematycznego kąta zaostrenia ostrza noża w procesach rozkroju tektury i papieru nożami krążkowym. *Opakowanie*. 2015, №9. С. 79-81.
3. Janicki P., Petriaszwili G. Uwzględnienie kształtu krawędzi tnącej noża krążkowego przy obliczeniach kinematyki procesu krojenia papieru, *Opakowanie*. 2015, №12. С. 66-68.
4. Petriaszwili G. Analiza kinematyki procesów krojenia papieru i tektury wibracyjnymi nożami krążkowymi. *Opakowanie*. 2014, №12. С. 55-57.
5. Petriaszwili G., Janicki P., Komarov S. Wpływ parametrów pracy noża krążkowego ustawionego mimośrodowo na zmniejszenie trajektorii kontaktu ostrza z krojonym wkładem książkowym. *Przegląd Papierniczy*. 2019. №4(75). С. 253-257.
6. Poludov A., Petriashvili G., Kolomiets A., Tchemnenko A. Parameters of vibrat ing cutting // XIV Ogolpolska Konferencja Teorii maszyn i mechanizmow.. Bielsko-Biala, 1992.
7. Гава О. М., Безпалько А. П., Волчко А. Л. Пакувальне обладнання. - 2 кн. Обладнання для групового пакування.- Київ: ІАЦ „Упаковка”, 2007.-136с.
8. Георгієвський І. К., Риженко М. С. Деякі результати експериментальних до сліджень триножової різальної машини // Поліграфія і видавнича справа. - Іайн: 1984. - Не 20.-С. 56-59.
9. Деклараційний Патент (України) 42257А Машина для вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора, А.Т. Костів. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2001, № 9.
10. Деклараційний Патент (України) 47275А Машина для вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А.

- Макатьора, В.Ю. Кондрашов. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2002, № 6.
11. Деклараційний Патент (України) 47277А Машина для вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора, А.О. Саковцев. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2002, № 6.
12. Деклараційний Патент (України) 51242А Машина для вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора, А.О. Саковцев. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2002, № 11.
13. Деклараційний Патент (України) 52318А Машина для двоїння і вирівнювання деталей взуття за товщиною/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора, В.О. Піщіков. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2002, № 12.
14. Деклараційний Патент (України) 57310А Машина для вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора, А.О. Саковцев. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2003, № 6.
15. Деклараційний Патент (України) 58951А Машина для двоїння і вирівнювання деталей взуття по товщині/ В.І. Князев, В.С. Чорно-Іванов, Д.А. Макатьора. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2003, № 8.
16. Деклараційний Патент на корисну модель (України) № 11030 Машина для вирівнювання деталей низу взуття по товщині/ Д.А. Макатьора, В.І. Князев. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2005, № 12.
17. Іванко А. І. Вплив технологічних параметрів на процес обрізування книжкових блоків дисковими ножами // Друкарство молоде / Доповіді. НТУУ "КП". Київ, 2005. С. 51-53.
18. Іванко А. І. Підготовка корінця книжкового блока до нанесення клею // Друкарство молоде / Доповіді. НТУУ "КП". Київ, 2006. С. 148-150.

- 19.Іванко А. І. Пристрій для обрізування книжково-журнальної продукції дисковими ножами з планетарним приводом // Наукові записки / УАД - Львів, 2002. - Вип. 5. С. 27-30.
- 20.Іванко А. І. Спосіб зрізування корінців книжкових фальців дисковими ножами // Друкарство молоде/Доповіді. НТУУ "КПІ". Київ, 2002. С. 42-44.
- 21.Іванко А. І. Характеристика процесу різання дисковим ножом з планетарним приводом // Друкарство молоде / Доповіді. НТУУ "КПІ". Київ, 2004. С. 84-86.
- 22.Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad: навч. посібник / Я. Т. Кіницький, В. О. Харжевський, М. В. Марченко. — Хмельницький: ХНУ, 2014. — 295 с.
- 23.Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: Курс лекцій для студентів спец. «Технологія машинобудування», «Металорізальні верстати та інструмент», «Основи технології зносостійкості та відновлення деталей машин і приладів». Ч. 7. Синтез важільних механізмів. — Х.: ХТІ, 1994. — 88с.
- 24.Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т.Кіницький. — К.: Наук. думка, 2002. — 661 с.
- 25.Книш О. Б. Аналіз кінематичних параметрів процесу обробки поверхні корінця книжкового блока віброножом // Поліграфія і видавнича справа, №34. - Львів, УАД, 1998. - С. 118-121.
- 26.Книш О. Б. Особливості розрахунку дійсного кута різання при обробці корінця книжкового блока похилим віброножом // Поліграфія і видавнича справа, №34. - Львів, УАД, 1998. -С. 112-117.
- 27.Книш О. Б. Розробка технології та засобів дискретно-дотичного способу підготовки корінця книжкового блока до нанесення клею при клейовому скріпленні: Дис... канд. техн. наук: 05.05.01.- Львів, 2001.- 178 с.
- 28.Князев В. І., Чорно-Іванов В. С. Аналітичний опис процесу подання деталей низу взуття// Легка промисловість. –1997. -№1. –с.59

- 29.Князев В.И. Определение скорости подачи плоского материала валиками// Висник ДАЛПУ, – 2000. –№ 2. – С. 124-127.
- 30.Князев В.І., Макатьора Д.А., Чорно-Іванов В.С. Розрахунок мінімального діаметра подаючих валиків двоїльної машини./ Вісник ТУП, Серія технічні науки, № 5, 2002, с. 112-115.
31. Князев В.І., Чорно-Іванов В.С. Аналітичний опис процесу подання деталей низу взуття// Легка промисловість.
- 32.Ковальов Ю.А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин та вибір його параметрів // Вісник ХНУ. – 2021. – № 3. – С.87 – 93.
- 33.Коломієць А. Б. Аналітичні дослідження кінематики вібраційного різання // Поліграфія і видавнича справа, № 34. - Львів, УАД, 1998. - С. 121 - 128.
- 34.Коломієць А. Б. Вибір оптимальних параметрів пристроїв для здійснення дискретно-дотичного способу різання книжково-журнальної продукції // Квалілогія книги. Збірник наукових праць. - Львів, УАД. 1998 - С. 100 - 101.
- 35.Коломієць А. Б. Експериментальні дослідження процесу різання книжкових блоків дискретно-дотичним способом // Поліграфія і видавнича справа. 1998. № 34. С. 128-133.
- 36.Коломієць А. Б. Розробка технологічного процесу обрізування дискретно дотичним способом книжково-журнальних блоків. Дис... канд. техн. наук: 05.05.01. - Львів, 2002. - 178 с.
- 37.Кулік Л., Книш О. Аналіз сучасного устаткування та технологій для виготовлення книжково-журнальної продукції способом безшвейного скріплення // Квалілогія книги. -Львів: НВП Мета, 1998. - С.105.
38. Макатьора Д.А., Князев В.І. Розрахунок мінімального діаметра транспортуючого валика в машині типу “ДН” нової конструкції./ Вісник ТУП, Серія технічні науки, № 6. Ч. 1 Т.2, 2003, с. 179-182.

39. Наumenко О. В. Передумови створення динамічної моделі віброножової паперорізальної машини // Технологія і техніка друкарства / НТУУ "КПІ". Київ, 2005. Вип. 2. С. 46-50.
40. Наumenко О. В. Розробка фізичної моделі віброножової паперорізальної машини // Друкарство молоде / Доповіді. НТУУ "КПІ". Київ, 2005. С. 62-65.
41. Наumenко О. В. Сучасний стан та напрямки створення нової технології різання паперу // Друкарство молоде / Доповіді. НТУУ "КПІ". Київ, 2004. С. 89-90.
42. Пат. (декларацийний) 61213А (Україна). Пристрій для різання аркушевого паперового матеріалу / А. І. Петрук, О. В. Наumenко, О. А. Петрук - № 2002076392; Заявл. 31.07.02. Опубл. 17.11.03. Бюл. № 11. - 2 с.
43. Пат. України № 24428, В 26 D 1/02. Пристрій для розрізання листового паперового матеріалу / А. І. Петрук, Ю. Л. Варава, І. П. Поліщук, І. О. Полю дов. - Заявл. 23.04.97; опубл. 30.10.98.- Бюл. № 5-3 с.
44. Пат. України № 42453. В42С5/00//В26D1/00. Пристрій для підготовки корінця книжкового блока до нанесення клею при незшивному скріпленні / О. М. Полюдов, П. В. Топольницький, А. І. Іванко. - Заявл. 02.03.2001; Опубл. 15.06.2004. - Бюл. № 6, 2004. - 4с.
45. Пат. України № 58677. В26D1/00,В42С5/00. Спосіб підготовки корінцевої частини книжкового блока до незшивного клейового скріплення та пристрій для його реалізації / О. М. Полюдов, П. В. Топольницький, А. І. Іванко, О. Б. Книш. - Заявл. 04.06.2002; Опубл. 15.09.2005. - Бюл. № 9, 2005. - 4с.
46. Патент на корисну модель (України) № 105554 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора. – Опубл. в бюл. «Промислова Власність», 2016, № 6.
47. Патент на корисну модель (України) № 109655 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора, І.В. Панасюк. – Опубл. в бюл. «Промислова Власність», 2016, № 16.

48. Патент на корисну модель (України) № 44080 Машина для вирівнювання деталей низу взуття по товщині/ Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2009, № 17.
49. Патент на корисну модель (України) № 48841 Машина для вирівнювання деталей низу взуття по товщині/ Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2010, № 7.
50. Патент на корисну модель (України) № 52525 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині/ Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2010, № 16.
51. Патент на корисну модель (України) № 77892 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2013, № 4.
52. Патент на корисну модель (України) № 77893 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2013, № 4.
53. Патент на корисну модель (України) № 78610 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора, С.В. Музичишин. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2013, № 6.
54. Патент на корисну модель (України) № 82402 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2013, № 14.
55. Патент на корисну модель (України) № 86314 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2013, № 24.
56. Патент на корисну модель (України) № 88335 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2014, № 5.
57. Патент на корисну модель (України) № 89215 Механізм розрізання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макатьора, І.В. Панасюк. – Оpubл. в бюл. «Промислова Власність», 2014, № 7.

58. Патент на корисну модель (України) № 90826 Машина для вирівнювання деталей низу взуття по товщині / Д.А. Макарьора, І.В. Панасюк. – Опубл. в бюл. «Промислова Власність», 2014, № 11.
59. Петрук А. І., Моргун О. Я. Аналітичні дослідження систем зрівноважувальних пристроїв для зменшення навантажень в циклових поліграфічних машинах // Технологія і техніка друкарства / НТУУ "КПІ". Київ, 2006. Вип. 1-2 (11-12). с. 115 - 120.
60. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин. Навчальний посібник. - Львів: УАД, 2005.- 177 с.
61. Полюдов О. М. Петрук А.І. Зрівноважувальні кулачкові механізми: теорія, дослідження, розрахунки", - К.:ВАТ „УкрНДІСВД", 2005. - 192 с.
62. Полюдов О. М., Ассад Бей Марван. Безвистійне обрізування книжкових блоків відрізнами з дуговою траєкторією руху // Поліграфія і видавнича справа. - Львів: 1993. - № 25. - С. 18-21.
63. Полюдов О. М., Топольницький П. В., Черненко О. Д. Вибірорізання в поліграфії та пакуванні (перспективи застосування) // Упаковка.- 2002. №1(26).- с.18-19.
64. Розробка науково-технічних основ структури побудови та проектування віброножових паперорізальних машин: Звіт про НДР № 2753 (заключний) / НТУУ "КПІ"; Кер. А.І. Петрук - № 0104U003143; - Київ, 2006. – 65 с.
65. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач / Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Нац. техн. ун-т України «Київ. Політехн. ін.-т». – К.: НТУУ «КПІ», 2016. 88 с.: іл.
66. Топольницький П. В. Книш О. Б. Нові технології та пристрої для різання поліграфічних матеріалів та книжково-журнальних блоків: Навч. посіб. - Львів: Афіша, 2003. - 88 с.
67. Топольницький П. В. Конструктивні особливості багатолезового різального інструмента // Поліграфія і видавнича справа. - Львів: 1999. - № 35. - С. 70-74.

- 68.Топольницький П. В. Технологічно доцільне зусилля затискування книжкових блоків під час обрізування // Поліграфія і видавнича справа Львів: - 2002.- №38.- С.15-18.
- 69.Топольницький П. В. Трансформація кутів різання при використанні різальних інструментів із закругленими вершинами лез // Поліграфія і видавнича справа. - Львів: 1999. - № 35. - С. 59-64.
- 70.Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування. Ч.1. Брошурувальне устаткування. Підручник. - Львів: Терус, 1999. - 336 с.