

**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 686.1

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 ножів швидкісних різальних машин»

Виконала:

студентка VI курсу, групи ВМ-31мп

Хахуда Марія Ігорівна _____

Науковий керівник:

Професор, д.т.н., професор

Зенкін Микола Анатолійович _____

Консультант з розробки стартап проєкту:

Доцент, к.т.н.

Макатьора Дмитро Анатолійович _____

Рецензент:

Доцент кафедри ТПВ, к.т.н., доцент

Клименко Тетяна Євгенівна _____

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

В.о. завідувача кафедри

_____ Микола ЗЕНКІН

«__» _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Хахуді Марії Ігорівні**

1. Тема дисертації «Удосконалення механізму ножів швидкісних різальних машин», науковий керівник дисертації Зенкін Микола Анатолійович, д.т.н., професор, затверджені наказом по університету від «05» листопада 2024 р. № 4971-с
2. Термін подання студентом дисертації 10 грудня 2024 року
3. Об'єкт дослідження: механізм ножів швидкісної різальної машини.
4. Вихідні дані літературні дані, дані з переддипломної практики.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити огляд літературних та інформаційних джерел, аналіз особливостей конструкції різальних машин та комплексів; розробка узагальненого алгоритму аналізу схем механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин; розробка узагальненого алгоритму аналізу схем механізмів переміщення ножів і машин для тристоронньої обрізки блоків; геометричний синтез і оцінка механізмів у приводів ножів; синтез кінематичної схеми механізму приводу бічних ножів машин для тристороннього обрізання; розроблення стартап проекту за темою розробок магістерської дисертації.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: принципові схеми, кінематичні схеми та технічні характеристики одноножових паперорізальних машин, класифікація паперорізальних машин; принципова технологічна схема трьохножової різальної машини: однопозиційної та

двопозиційної; класифікація різальних пристроїв за способом різання; різновиди механізмів ножа; кінематична схема механізму ножа; основні типи механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин; кінематична схема та схема векторних контурів різальної машини; кінематична схема механізму переміщення бічних ножів машини для тристороннього обрізання блоків; основні типи механізмів приводу для тристороннього обрізання блоків; векторні контури механізмів приводу ножів для тристороннього обрізання блоків; схема механізму приводу бічних ножів триножової різальної машини з розкладанням на групи Ассура та доданими силами.

7. Орієнтовний перелік публікацій підготувати тези на міжнародну науково-практичну конференцію.

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ з розробки стартап проекту	Макатьора Д.А., к.т.н., доцент кафедри МАПВ		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Огляд літературних та інформаційних джерел за темою дисертації	Лютий 2024 р.	
2.	Узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин	Березень 2024 р.	
3.	Геометричний синтез та оцінка механізмів приводів ножів	Квітень 2024 р.	
4.	Розробка узагальненої моделі аналізу схем механізмів приводу ножів при трьохсторонньому обрізуванні блоків	Травень 2024 р.	
5.	Кінетостатика з урахуванням тертя в механізмах приводу ножів машини для тристоронньої обрізки	Вересень 2024 р.	
6.	Синтез кінематичної схеми механізму приводу бічних ножів машин для тристороннього обрізання	Жовтень 2024 р.	
7.	Розділ з розробки стартап проекту	Листопад 2024 р.	
8.	Оформлення магістерської дисертації і графічного матеріалу, представлення дисертації на кафедру, надання дисертації на рецензування	Грудень 2023 р.	

Студент
Науковий керівник

Марія ХАХУДА
Микола ЗЕНКІН

РЕФЕРАТ

Хахуда Марія. Удосконалення механізму ножів швидкісних різальних машин.

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

ПЗ: 121 стор., 40 рис., 25 табл., 42 бібл.: назв., додатки на 14 стор.

Мета дослідження: метою магістерської дисертації є дослідження динамічних процесів і розробка методики розрахунку та відбору параметрів механічних систем приводу ножів швидкісних різальних машин із врахуванням приводу ножів при трьохсторонньому обрізуванні блоків.

Отримані результати: запропоновано узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножів одноножових різальних машин; розроблено геометричний синтез та оцінку механізмів приводів ножів, що дозволяє підвищити точність і стабільність різання. Розроблено узагальнену модель аналізу схем механізмів приводу ножів для тристороннього обрізування блоків, яка враховує кінетостатику з урахуванням тертя в механізмах приводу. Це дало змогу виявити основні залежності між конструктивними параметрами механізмів і динамічними характеристиками приводу ножів. Показано, що проектування машини як єдиного цілого дозволяє зменшити кількість як механічних, так і електричних з'єднань, що знижує рівень внутрішніх шумів, підвищує якість продукції та збільшує швидкість

Об'єкт дослідження: механічний привід ножів швидкісних різальних машин.

Предмет дослідження: динамічні процеси, які відбуваються в механізмах приводу ножів швидкісних різальних машин.

Методи дослідження: аналіз, моделювання, синтез, кінетостатика з урахуванням тертя. Аналітичні розрахунки динамічних характеристик механізмів приводу ножів різальних машин.

Ключові слова: різальна машина, механізм ножів, привід, передача, двигун.

ABSTRACT

Khakhuda Mariia. Improvement of the knife mechanism of high-speed cutting machines.

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Educational-scientific PPI, Department of printing machines and automated complexes, 2024 EN: 121 pages, 40 drawings, 25 tables, list of references 42, applications on 14 pages.

The purpose of the study: The purpose of the master's thesis is to study dynamic processes and develop a methodology for calculating and selecting parameters of mechanical drive systems for high-speed cutting machine knives, taking into account the knife drive for three-sided trimming of blocks.

The obtained results: A generalized algorithm for analyzing the schemes of knife movement mechanisms in single-knife cutting machines has been proposed. Geometric synthesis and evaluation of knife drive mechanisms have been developed, enhancing cutting precision and stability. A generalized model for analyzing the schemes of knife drive mechanisms for three-sided trimming of blocks, considering kinetostatics with friction in the drive mechanisms, has been developed. This made it possible to identify the main dependencies between the structural parameters of mechanisms and the dynamic characteristics of the knife drive. It has been shown that designing the machine as a single system reduces the number of both mechanical and electrical connections, lowering internal noise levels, improving product quality, and increasing speed.

Object of study : Mechanical drive of knives in high-speed cutting machines.

Subject of study: Dynamic processes occurring in the knife drive mechanisms of high-speed cutting machines.

Research methods: Analysis, modeling, synthesis, and kinetostatics with consideration of friction. Analytical calculations of the dynamic characteristics of the knife drive mechanisms in cutting machines.

Key words: cutting machine, knife mechanism, drive, transmission, motor.

ЗМІСТ

	Стор.
Реферат	4
ВСТУП.....	8
Розділ 1. СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РІЗАЛЬНИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ ГРУПИ ПРИВОДУ НОЖІВ...	10
1.1. Огляд сучасних різальних машин: побудова, принцип дії, технічні характеристики	10
1.2. Класифікація Різальних Машин	21
1.3. Механізм ножа. Загальні відомості	25
1.3.1. Складові частини механізму ножа	28
1.3.2. Особливості конструкції різальних машин та комплексів...	29
1.4. Механізм приводу ножа	32
Висновки до розділу 1.....	39
Розділ 2. РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНОЇ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ	41
2.1. Узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин	41
2.1.1. Механізм приводу ножа одноножової паперорізальної машини БР-125.....	41
2.1.2. Механізм приводу ножа БР-136.....	43
2.1.3. Механізм приводу ножа БРП-4 (БРП-4М)	45
2.1.4. Аналітичний вираз узагальненого алгоритму	46
2.1.5. Рішення узагальненого алгоритму	47
2.1.6. Рішення векторного контуру з групою Асура III класу ...	49
2.2. Синтез та оцінка механізмів приводу ножів	51
2.2.1. Геометричний синтез та оцінка механізмів приводів ножів	51
Висновки до розділу 2	57

Розділ 3. РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНОЇ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ ПРИ ТРИСТОРОННЬОМУ ОБРІЗУВАННІ БЛОКІВ	58
3.1. Узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножів і машин для тристоронньої обрізки блоків	58
3.2. Кінетостатика з урахуванням тертя в механізмах приводу ножів машини для тристоронньої обрізки	63
3.2.1. Розрахунки групи 4—5	65
3.2.2. Розрахунки групи 2—3	71
3.2.3. Розрахунок початкової ланки	72
Висновки до розділу 3	73
Розділ 4. СИНТЕЗ ТА ОЦІНКА МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ...	75
4.1. Геометричний синтез і оцінка механізмів у приводів ножів.....	75
4.2. Синтез кінематичної схеми механізму приводу бічних ножів машин для тристороннього обрізання	80
Висновки до розділу 4	86
Розділ 5. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЕКТУ	88
Висновки до розділу 5	101
ВИСНОВКИ	102
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	104
ДОДАТКИ	108

ВСТУП

Сучасні виклики, які постають перед поліграфічним машинобудуванням під впливом ринкових умов, зумовлюють необхідність вирішення важливих завдань, пов'язаних із вдосконаленням обладнання та створенням нових високопродуктивних машин. Досягнення високого технічного рівня та ефективної експлуатації обладнання значною мірою залежить від його якості, надійності в роботі та довговічності. Як основоположна галузь промисловості України, машинобудування є ключовим фактором розвитку суспільства й держави, забезпечуючи їхнє процвітання.

Ці аспекти повною мірою стосуються і брошурувально-палітурного обладнання, зокрема різальних машин, які займають важливе місце в поліграфічній промисловості, будучи невід'ємною складовою технологічних процесів. На сьогоднішній день у брошурувально-палітурному виробництві активно триває модернізація – заміна малопродуктивного обладнання на високошвидкісні та ефективні аналоги. Перехід до новітнього обладнання такого типу можливий лише за умови застосування наукових підходів до проектування, які передбачають математичне моделювання динамічних процесів у машинах, широке використання сучасних комп'ютерних технологій та відповідного програмного забезпечення [3, 4].

Тому метою даної роботи є розробка методу автоматизованого аналізу та проектування функціональної групи механізмів приводу ножів з урахуванням динамічних характеристик, а також визначення раціональних конструкцій для різних структурних конфігурацій багатоланкових механізмів, які застосовуються у приводах ножів різальних машин.

Основні завдання, які були поставлені, це створення методу аналізу функціональних груп механізмів різання, зокрема тих, що включають групи Ассура вищих класів; аналітичне визначення сили, що діє на ніж під час процесу різання; розробка методики для розрахунку сил у механізмах систем різання як

без врахування тертя, так і з урахуванням його впливу; виконання порівняльного аналізу двох варіантів приводу бічних ножів для машини трьохстороннього обрізання.

У магістерській дисертації нами було зроблено спробу розробити математичну модель для узагальненого опису кінематичних багатоланкових важільних механізмів, зокрема тих, що містять групи Ассура вищих класів, запропоновано метод розрахунку сил у таких механізмах із точним урахуванням сил тертя без застосування методу послідовних наближень та запропоновано новий механізм приводу бічних ножів, а також технічно обґрунтовано його переваги й доцільність використання.

Розроблені алгоритми, методи та програмні рішення частково інтегровані в навчальні матеріали для бакалаврів-механіків і застосовуються у курсових проєктах.

Результати дослідження були представлені на 24-й Міжнародній науково - технічній конференції студентів і аспірантів «Друкарство молоде» та XVI International Scientific and Practical Conference «Methods of solving complex problems in science» (Zenkin M., Khakhuda M. Research of knife mechanisms of high-speed cutting knives. Proceedings of the XVI International Scientific and Practical Conference “Methods of solving complex problems in science” (April 25 – 28, 2023) . Prague, Czech Republic. International Science Group. 2023. - 541 p. - Pp. 499-503.)

Теорія аналізу та синтезу механізмів ножа, що відрізняються різноманітністю структурно-параметричних схем, недостатньо освітлена у спеціальній літературі, відсутні достовірні відомості про їх кінематичні, динамічні характеристики та критерії якісної оцінки. Особливо це стосується питань ударної взаємодії ланок, що має місце при розрізанні ножами стоп блоків чи пачок паперу. В зв'язку з цим тема магістерської дисертації є актуальною і своєчасною.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ РІЗАЛЬНИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ ГРУПИ ПРИВОДУ НОЖІВ

1.1. Огляд сучасних різальних машин: побудова, принцип дії, технічні характеристики

Різальні машини широко використовуються в поліграфічній промисловості, а також у багатьох інших галузях, пов'язаних із обробкою матеріалів, таких як папір, картон, тканини, фольга, фанера та інші. На міжнародному ринку виробництвом паперорізальних машин займаються близько 150 компаній, багато з яких мають багаторічний досвід у цій сфері. Серед найвідоміших виробників можна виділити такі компанії, як Polar, Senator, Muller Martini, Wohlenberg, с.р. Burg, Ideal, Perfecta, Pivano, Kolbus, Bonelly та інші. За останні роки з'явилося чимало унікальних інженерних рішень і конструкцій [15, 37-39, 42].

У період 1970-х і 1980-х років основні механізми різальних машин майже не змінювалися, а удосконалення зводилися переважно до впровадження автоматизованого управління. Проте з 1990-х років і на початку XXI століття мікроелектроніка почала активно інтегруватися в конструкції механізмів, що значно змінило структуру машин. Сучасне автоматизоване проектування на основі оптимізації всієї системи (застосування принципів мехатроніки) сприяє зменшенню бар'єрів між точною механікою та мікроелектронікою. Це спричиняє впровадження інновацій, які підвищують надійність обладнання, збільшують продуктивність за рахунок одночасного виконання кількох процесів, а також зменшують витрати матеріалів і енергії [9, 21, 25, 42].

Розвиток різальних машин у наш час відбувається за двома основними взаємопов'язаними напрямками: підвищення точності та якості різання шляхом використання інноваційних матеріалів для ножів і марзанів, а також нових

конструкцій механізмів; збільшення швидкості роботи машин, яка досягає 100 і більше циклів на хвилину. Це досягається завдяки механізації та автоматизації допоміжних операцій, скороченню їх тривалості, а також застосуванню нових кінематичних схем, які дозволяють ущільнити циклограми роботи машин [33, 34, 42].

Приклади сучасних машин, які використовуються в поліграфічній промисловості України, ілюструються рис. 1.1 – 1.5, а їхні технічні параметри наведено у подальшому тексті.



Рисунок 1.1 – Одноножова паперорізальна машина Wohlenberg 115 (Німеччина)



Рисунок 1.2 – Одноножова паперорізальна машина Wohlenberg 80 (Німеччина)

Одноножові паперорізальні машини Wohlenberg 115 (рис. 1.1) представляють собою сучасні високошвидкісні моделі з низьким рівнем шуму, розроблені для роботи з різними матеріалами. Окрім паперу та поліграфічних виробів, ці машини підходять для різання товстої плівки, пластику, міцних тканин, листового металу та інших матеріалів. Нова серія паперорізальних машин pro-tes демонструє значні покращення у порівнянні з попередніми моделями, зокрема завдяки більш зручному і зрозумілому сенсорному інтерфейсу, збільшеній швидкості роботи, зниженому рівню шуму та вдосконаленим системам безпеки. Вдосконалення також торкнулися функціоналу управління, зокрема додано автоматичне налаштування притиску та можливість зберігати до 10 000 програм [40, 42].

Модель Wohlenberg pro-tec 115 підтримує розширення функціоналу шляхом встановлення додаткових бічних столів, автоматичних зіштовхувачів (джоггерів) або підйомників стопи. Робочий стіл оснащений повітряною подушкою із роздільним регулюванням подачі повітря, що значно спрощує маніпуляції з матеріалами. Завдяки цій машині підвищується продуктивність як на етапах додрукарської підготовки, так і під час післядрукарської обробки. Машини серії pro-tec відповідають потребам різних сегментів ринку, зокрема комерційного друку, видавництв, друку на вимогу та періодики.

Серед ключових переваг машини – повністю автоматизоване управління, яке включає можливість спостереження підготовки процесу різання у тривимірному вигляді на сенсорному моніторі залежно від вибраної програми. Передбачено автоматичне програмування, завдяки якому машина самостійно генерує алгоритм обробки матеріалу, наприклад, створення етикеток, після введення параметрів формату паперу та різання [27, 40, 42].

Сенсорний 19-дюймовий кольоровий монітор з інтуїтивно зрозумілим інтерфейсом забезпечує легке управління всіма функціями машини. Всі команди вводяться через сенсорний екран або вбудовану клавіатуру. Машина повністю сумісна зі стандартами CIP3 та CIP4, з можливістю збереження понад 10 000 програм. Інтерфейс підтримує вибір однієї з 10 мов, включаючи українську. Підтримка USB-інтерфейсу дозволяє записувати та зчитувати програми через карти пам'яті, а також інтегрувати машину в комп'ютерну мережу для передачі CIP3 (PPF) і CIP4 (JDF) файлів. Джойстик для управління заднім затлом полегшує роботу оператора, а його переміщення здійснюється серводвигуном зі швидкістю до 370 мм/с. Цифрова система керування притиском враховує висоту стопи, що дозволяє налаштувати притиск автоматично. Безпечна автоматизована система зміни ножів працює із підтримкою інструкцій, що вбудовані у програму. Для зручності обслуговування всі точки змащування зосереджені в одному місці. Робочий стіл, виготовлений із нержавіючої сталі товщиною 2 мм, забезпечує ідеальне ковзання, а суцільнолита основа конструкції гарантує стабільність і

довговічність робочих характеристик. У конструкції використовується електромагнітна муфта з низьким енергоспоживанням та променевий бар'єр для захисту області різання, що складається із 45 інфрачервоних датчиків.

Повітряна подушка в робочій зоні, яка охоплює фронтальну, бічну і тильну частини столу, може вмикатися або вимикатися відповідно до програми. Під час виконання різання подача повітря автоматично припиняється. Це забезпечує точність операцій та підвищує ефективність машини [40, 42].

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики одноножової паперорізальної машина Wohlenberg 115 (Німеччина) [37, 42]

Параметр	Величина (розмір)
Максимальна довжина різку, мм	1150
Максимальна висота стопи, мм	160
Швидкість, різання/хв	до 50
Глибина подачі затлу, мм	1178
Швидкість подачі затлу, мм/с	370
Глибина переднього столу, мм	755
Мінімальна залишкова смуга після обрізки з притискною пластиною (в ручному режимі), мм	92
Мінімальна залишкова смуга після обрізки (в автоматі):	
– з притискною пластиною, мм	97
– без притискної пластини, мм	33
Тиск притиску, кН	2,5 - 40
Потужність головного двигуна, кВт	3
Споживання електроенергії, кВт	6,4
Площа, що займає машина, м ²	6,6
Маса, кг	3050

Одноножеві паперорізальні машини Wohlenberg 80 (ширина різку 80 см) (рис.1.2) мають стабільну потужну конструкцію, полірований стіл із нержавіючої сталі з повітряною подушкою та цифрове управління з можливістю програмування та запам'ятовування параметрів роботи. Висока якість різку забезпечується на будь-яких матеріалах від картону та пластику до тонких паперів, незалежно від кількості листів у стопі. У разі потреби на машинах

Wohlenberg можна розрізати листи алюмінію (наприклад, друкарські форми) [37, 40].

Малоформатним різальним машинам попереднього покоління часто не вистачало потужності для роботи з високими стосами щільних матеріалів. Моделі «Wohlenberg 80» тепер значно потужні - тиск притиску стопи досягає 3,5 тон, а висота стопи – до 130 мм. Гідравлічний притиск став адаптивним. Машина автоматично підбирає необхідне зусилля притиску залежно від довжини різку. Ця розумна функція заощаджує масу часу при різанні нерівних смуг – коли оператор змушений то додавати, то прибирати тиск через різний опір стопи. Вірно підібраний тиск притиску дозволяє гарантувати високу точність, виключаючи ефект витягування верхнього листа [30, 31, 42].

Робочий стіл зазнав значного посилення. Для підвищення зносостійкості він накритий листом нержавіючої сталі завтовшки 10 мм. Застосована нова технологія, що забезпечує 100% гарантію від перекосу штовхача паперу – 2 напрямні по сторонах столу.

Центральний робочий стіл паперорізальної машини є монолітним, що забезпечує стабільність конструкції. Під столом розташований гвинт, а затл фіксується спеціальними кріпленнями, які охоплюють стіл і рухаються його краями вздовж напрямних. Завдяки цій подвійному механізму управління затлом виключаються перекоси, що забезпечує високу точність та надійність різання. Задній стіл і затл додатково захищені від пилу і сторонніх предметів спеціальними відкидними кришками з плексигласу. Це дозволяє оператору або технічному спеціалісту візуально контролювати процес роботи, при цьому кришка легко відкривається для очищення або регулювання затла за потреби.

Машини серії «Wohlenberg 80» стали по-справжньому універсальними: вони компактні і прості у керуванні для роботи з цифровими матеріалами, водночас маючи достатню потужність і надійність для обробки офсетної продукції. Кольоровий 18,5-дюймовий дисплей надає оператору підказки щодо заміни ножа, марзана або мастила, а також візуалізує всі рухи затла, що робить

процес керування зрозумілим та зручним. Інтуїтивно зрозуміле меню доповнюється повідомленнями та іконками, які допомагають оператору швидко орієнтуватися у процесі роботи [39, 40, 42].

Роздільне управління повітряною подушкою для передньої і задньої частин столу, характерне для більш великих машин, тепер доступне і в цій моделі. Це дозволяє вимикати подачу повітря до задньої частини столу після опускання ножа, запобігаючи зміщенню стопи у зоні різку. Одночасно, на передній частині столу залишається ввімкненою повітряна подушка, що полегшує пересування відрізаных стоп.

Нова електромагнітна муфта приводу ножа працює плавно і тихо, без зайвих вібрацій або ударів під час різання. Глибина опускання ножа точно контролюється автоматичною системою, що робить роботу ще більш комфортною та безпечною.

Відповідність нових різальних машин міжнародним стандартам безпеки підтверджена сертифікатом «GS», який є більш суворим, ніж стандарт «CE» [42]. Машини оснащені ефективними світловими бар'єрами, що швидко реагують на потенційну небезпеку, системою блокування ножа у верхньому положенні, зривними болтами, дворуком керуванням ножом і плексигласовими та металевими кожухами, які перекривають доступ до усіх небезпечних зон рухомих частин машини.

На рисунку 1.3 зображено зовнішній вигляд та панель керування одноножової паперорізальної машини Polar 92 EMC MON виробництва німецької компанії Adolf Mohr, Maschinenfabrik, а в таблиці 1.3 наведено її технічні характеристики [42].



а



б

Рисунок 1.3 – Зовнішній вигляд одноножової паперорізальної машини Polar 92 EMC MON (а); комп'ютеризований модуль управління машини Polar 92 (б)

Таблиця 1.3 – Основні технічні характеристики одноножової паперорізальної машини Polar 92 EMC MON

Параметр	Величина (розмір)
Максимальна ширина різку, мм	920
Глибина заднього столу, мм	920
Глибина переднього столу, мм	696
Висота столу, мм	130
Число різів за хвилину, цикл/хв.	45

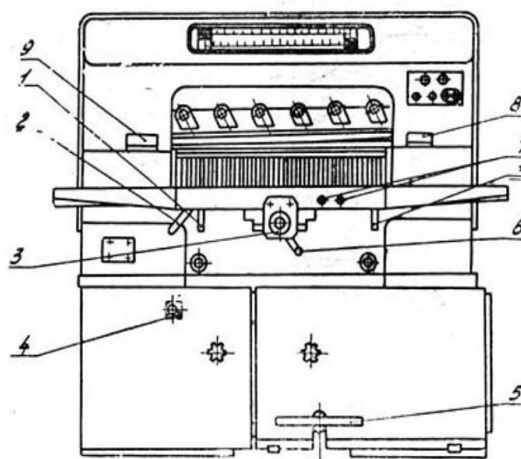
Однією з переваг одноножової паперорізальної машини Polar 92 з шириною 920 мм є наявність комп'ютера для завдання та зберігання програм, кольоровий TFT дисплей для зручного відображення ходу програми, діагностики та індикації стану вузлів. Комплектація містить також кнопки управління + TFT дисплей (зображення червоного кольору після виходу з ладу електронного елемента, що не впливає на працездатність); слот для встановлення картки пам'яті; хромований центральний стіл з піддуванням; хромований бічний стіл зліва піддуванням; збільшений бічний стіл праворуч із пластиковим покриттям та піддуванням; захисний ІЧ-бар'єр [39, 42].

Слід зазначити, що з огляду на складну економічну ситуацію в країні на даний час не всі користувачі можуть собі дозволити купувати та експлуатувати високотехнологічні західні машини провідних компаній. На багатьох підприємствах основними різальними машинами залишаються перевірені часом вітчизняні машини Роменського заводу поліграфічних машин (м. Ромни, Україна) [41, 42].

До таких машин відноситься, зокрема і паперорізальна машина БР-125, призначена для розрізання і підрізування країв стоп паперу всіх сортів, а також обрізки брошур, часописів та книжкових блоків. Також може використовуватися як гільйотина для шпону. Зовнішній та схема розташування органів керування машини наведені на рис. 1.4 [41, 42].



а



б

Рисунок 1.4 – Паперорізальна машина БР-125: а - зовнішній вигляд; б - схема розташування органів керування

На рис. 1.4,б зокрема, показано: 1 – рукоятка включення машини на різ; 2 – ручка виштовхувача марзана; 3 – маховичок ручного доведення подавача; 4 – перемикач управління тормозом; 5 – педаль попереднього притиску; 6 – тормоз подавача; 7 – кнопки подачі подавача; 8 – світлоприймач; 9 – освітлювач.

Принципова технологічна схема машини БР-125 показана на рис. 1.5. Подавач 2 служить для встановлення стопи С у потрібному положенні на столі

8. Балка 4 щільно притискає стопу до столу і утримує її під час розрізання. Ніж 7 розрізає стопу. Він кріпиться до корпусу ножа 6, що переміщається у напрямних 5. До столу 8 кріпляться борти 1 і 3, які використовуються для правильної установки стопи. У столі машини встановлено марзан 9.

Остов машини представляє сукупність корпусних деталей, скріплених між собою, де змонтовано механізм ножа та притиску, стіл та привід машини. Кінематична схема машини показана на рис.1.6.

Конструкція машини забезпечує високу точність та якість різання, плавність і безшумність ходу, надійність та довговічність приводу, безпека обслуговуючого персоналу. Оснащена фотоелементним захистом.

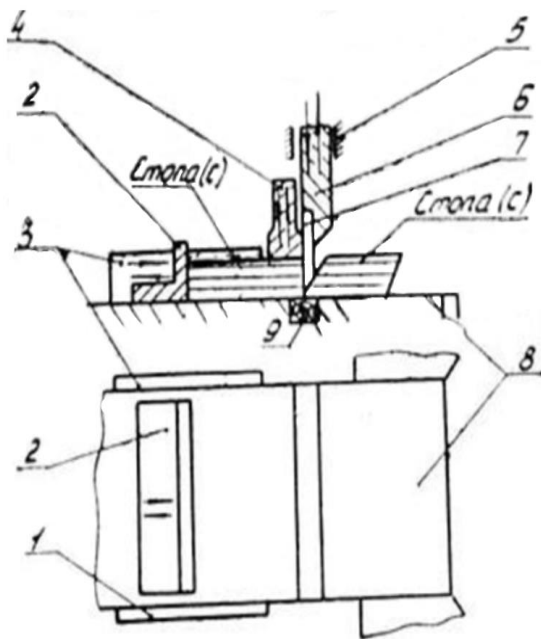


Рисунок 1.5 – Принципова технологічна схема машини БР-125:
1 – борт; 2 – подавач; 3 – борт; притискач; 5 – направляючі ножа; 6,7 – ніж; 8 – стіл; 9 - марзан

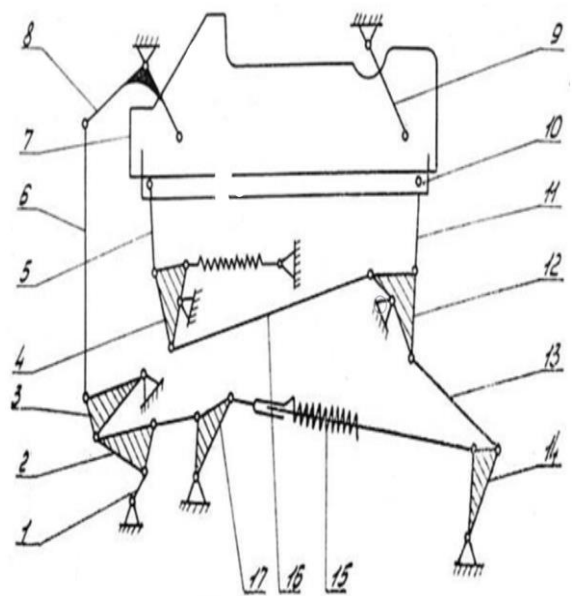


Рисунок 1.6 – Кінематична схема паперорізальної машини БР-125

Машина приводиться до руху від індивідуального електродвигуна через клинопасову передачу та циліндричний редуктор. Редуктор складається з приводного валу, головного валу та проміжного валу.

Механізм ножа (рис. 1.6) рухається від головного валу за допомогою системи важелів і сполучної тяги 1. Корпус ножа 4 підвішений на двох сержках 2 і 3 і здійснює зворотно-поступальний рух між направляючими станини та лобовини.

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики одноножової паперорізальної машини БР-125 (Україна) [41, 42]

1. Параметр	2. Величина (розмір)
3. Максимальна довжина різку, мм	4. 1250
5. Висота підйому балки притиску, мм	6. 150
7. Висота столу над рівнем підлоги, мм	8. 900
9. Відстань від лінії різання до подавача, мм:	12.
10. мінімальна	13. 22
11. максимальна	14. 1250
15. Зусилля притиску стопи, кН	16. 4,5 - 45
17. Швидкість руху подавача, м/с	18. 0,15 - 0,2
19. Максимальне число подвійних ходів ножа в хвилину	20. 44
21. Електроживлення 3х380 В, Гц	22. 50
23. Встановлена потужність кВт	24. 7,25
25. Габаритні розміри, мм:	29.
26. довжина	30. 2800
27. ширина	31. 2500
28. висота	32. 1700
33. Вага, кг	34. 3600

Слід зазначити, що через низьку швидкість роботи різальних машин блоки доводиться обрізати не поштучно, а пачкою (стосом). Збільшення висоти стосу знижує точність обрізки, але збільшує продуктивність. Поточні лінії з виготовлення книг працюють зі швидкістю до 70-100 і більше циклів за хвилину. Швидкість роботи різальних машин має досягти такого ж рівня, який необхідний

для збільшення продуктивності та підвищення точності обрізання блоків за рахунок зниження висоти пачки (стосу).

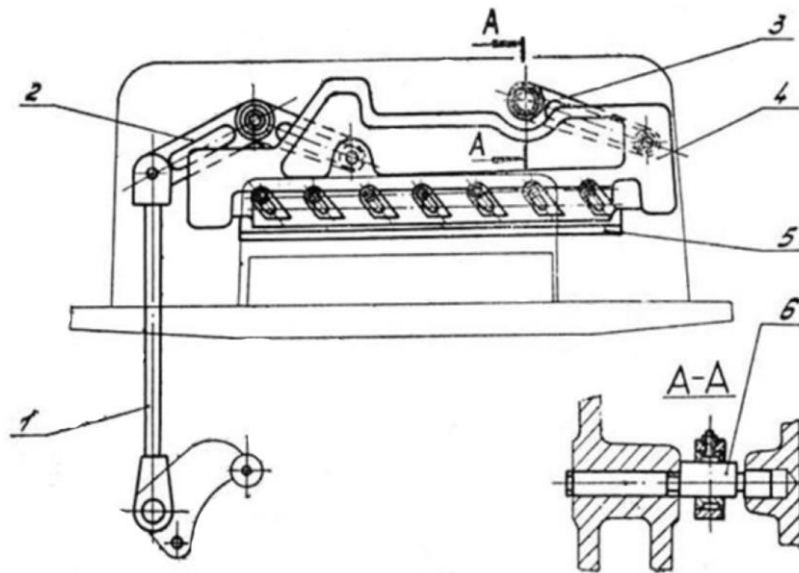


Рисунок 1.7 – Механізм ножа паперорізальної машини БР-125

Покращення якості та точності різання визначається сукупністю конструктивних, технічних і експлуатаційних чинників. Зокрема, вагоме значення має застосування додаткового обладнання, такого як віброштовхачі, підйомники для стоп, системи автоматичної заміни ножів тощо. Зручне розташування шкал і використання «повітряних подушок» також сприяють досягненню високих показників точності.

Зусилля притиску є критично важливим фактором. Його діапазон регулювання, адаптація до довжини лінії різку та врахування мікрокліматичних умов значно впливають на якість результату. Точність обрізання блоків залежить і від конструктивних рішень. Зокрема, вирівнювання блоків безпосередньо в зоні різку дозволяє уникнути похибок, що виникають під час транспортування зони вирівнювання до місця різання. Найбільш доцільно, щоб блоки рухалися корінцем уперед, оскільки це запобігає розкриванню верхніх аркушів через опір повітря. Відмова від попереднього притиску дозволяє значно скоротити тривалість допоміжних операцій, таких як вирівнювання та подача блоків у зону

різу, і підвищує точність різання, адже вирівнювання відбувається безпосередньо перед різом.

Важливу роль у підвищенні точності і продуктивності відіграє впровадження систем числового програмного управління. Конструктивні параметри ножів і марзанів, а також їх матеріали, мають значний вплив на якість різання. Наприклад, у триножових різальних машинах деяких виробників використовуються металокерамічні ножі, які за своїми експлуатаційними характеристиками суттєво перевершують традиційні металеві аналоги.

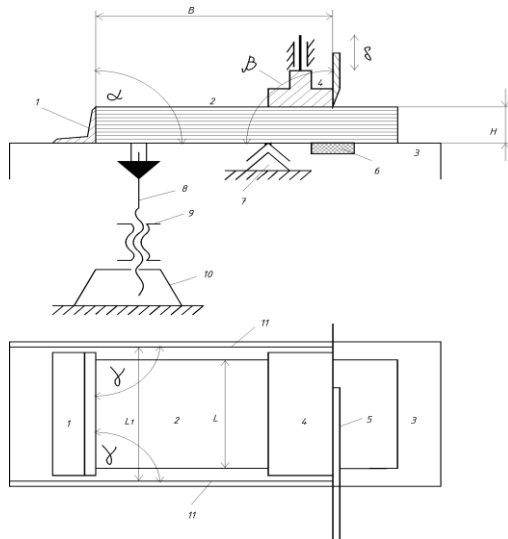
Однак не менш важливим є вплив кінематичної схеми механізму, що забезпечує рух основної системи різальної машини – приводу ножового механізму.

1.2. Класифікація різальних машин

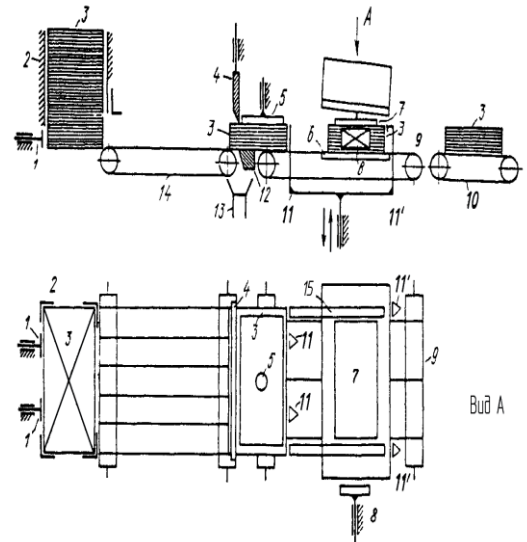
Різальні машини широко застосовуються у виробництві брошур, палітурних виробів і журналів для обрізання та розрізання паперових аркушів у стопі, а також для обробки книжкових блоків. Їх основна функція – змінювати лінійні розміри напівфабрикатів, забезпечуючи отримання продукції заданого формату. Основним інструментом у таких машинах є ніж [9, 30].

Класифікувати різальні машини доцільно за їхнім технологічним призначенням, що визначається кількістю ножів у конструкції. Залежно від цього вони поділяються на: одноножові та трьохножові [31, 32].

Одноножові різальні машини застосовуються для розрізання та обрізання аркушів у стопі, їх конструкція передбачає наявність лише однієї робочої позиції. Натомість трьохножові машини призначені для обрізання книжкових блоків, журналів і брошур з трьох сторін. Вони можуть бути як однопозиційними, так і багатопозиційними [30, 34].



а



б

Рисунок 1.8 – Принципова технологічна схема трьохножової різальної машини: однопозиційна (а), двопозиційна (б)

Трьохножові різальні машини дозволяють працювати не лише з папером, а й із такими листовими матеріалами, як картон, целофан, лидерин, коленкор, тканина, фанера тощо. У разі відсутності спеціалізованого обладнання вони також можуть використовуватися для виконання трьохсторонньої обрізки книг, журналів чи брошур.

Трьохножові різальні машини реалізують обрізання продукції з трьох сторін в одній або кількох площинах. Такі машини можуть функціонувати як окремі одиниці, виконуючи виключно операції обрізки, або ж бути частиною агрегатів чи комплексних ліній. Коли вони інтегровані у склад агрегатів, їх зазвичай називають багатопозиційними різальними пристроями або різальними секціями [31, 33].

На рисунку 1.8. представлено принципові технологічні схеми трьохножових різальних машин.

Однопозиційна трьохножова машина (а): схема містить такі основні елементи: 1 – блоки, які подаються для обрізування; 2 – попередній притиск, що

фіксує блок перед обробкою; 3 – подавач, який переміщує блоки; 4 – штовхальник; 5 – хитні щітки для вирівнювання; 6 – бічні ножі; 7 – головний притиск для надійної фіксації під час різання; 8 – передній ніж; 9, 10 – марзани, що забезпечують рівність і точність різу; 11 – хитний місток для переміщення блоків; 12 – вивідний транспортер; 13 – керуюча планка; 14 – пружина для механічного регулювання; 15 – задній упор; 16 – бічний упор для точного позиціонування.

Двопозиційна трьохножова машина (б): у схемі включено: 1 – штовхальник для подачі блоків; 2 – магазин блоків для накопичення матеріалів; 3 – книжковий блок; 4 – передній ніж для обрізки; 5 – притиск, що фіксує блок; 6 – нерухомий ніж; 7 – додатковий притиск; 8 – штовхальник для переміщення обробленого блоку; 9 – транспортна стрічка; 10 – транспортер для виводу блоків; 11 – упор; 12 – нерухомий ніж для забезпечення точності різання; 13 – лінійка для спрямування матеріалу; 14 – стрічковий транспортер; 15 – бічні ножі для обрізки з боків.

Різальні машини, незалежно від їх конструкції (одноножові або трьохножові), мають три основні механізми: різальний ніж, який виконує основну функцію обрізання; притиск, що фіксує напівфабрикат під час різання; подавач, який забезпечує переміщення напівфабрикату до зони різу [32, 33].

На рисунку 1.8 (б) показана конструкція трьохножової двопозиційної різальної машини. З магазину (1) книжковий блок подається корінцем уперед. При обробці «двійником» між бічними ножами встановлюється додатковий ніж, який опускається трохи раніше бічних ножів. Це дозволяє уникнути деформації блока під час різання. Використання двопозиційних машин забезпечує більш ефективне використання часу циклу завдяки одночасному виконанню кількох технологічних операцій. Така конструкція значно підвищує швидкість роботи у порівнянні з однопозиційними машинами, хоча точність дещо знижується через необхідність повторного вирівнювання блоків у різних позиціях [32, 34].

Допустимі відхилення під час обрізання аркушів вказуються у технічному паспорті машини. Зазвичай ці відхилення не перевищують 1 мм по довжині та 1% від довжини аркушів для «косини». Точність роботи залежить від налаштувань заднього упору механізму подачі, який має бути чітко паралельним площині руху переднього ножа та перпендикулярним до робочого столу.

Різальні машини також можна класифікувати за способом обрізання [30]. У процесі роботи стопа паперу фіксується переднім притиском. У пазу робочого столу встановлений марзан, на якому ніж робить незначне урізання (1,5–2,5 мм), щоб забезпечити обрізання навіть нижніх аркушів у стопі. Для виготовлення марзанів використовують матеріали, такі як поліамід, капрон, поліетилен, епоксидні смоли або дерево (наприклад, дуб чи березу).

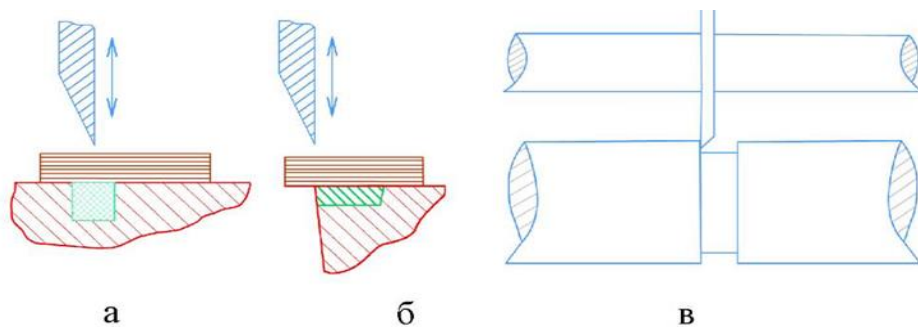


Рисунок 1.9 – Класифікація різальних пристроїв за способом різання: а - марзан, б - механізм ножиць , в - різання плоскою дисковою плитою

Обладнання з використанням ножиць має довгу історію експлуатації, але поступається за точністю різання. Воно зазвичай застосовується для обробки невеликих стоп матеріалів [33, 34].

Різнання за допомогою плоскої дискової пилки: перевагою цього методу є його безперервність у процесі роботи. Проте існує обмеження – ефективність знижується при різанні великих стоп матеріалів, оскільки ніж може перегріватися.

Проводяться дослідження з впровадження лазерного різання для обробки тонких паперових аркушів і картону, що є перспективним напрямком розвитку. Методи різання із застосуванням струменя стисненого повітря або води також розглядаються, але вони мають низький коефіцієнт корисної дії та вважаються екзотичними технологіями [28, 36].

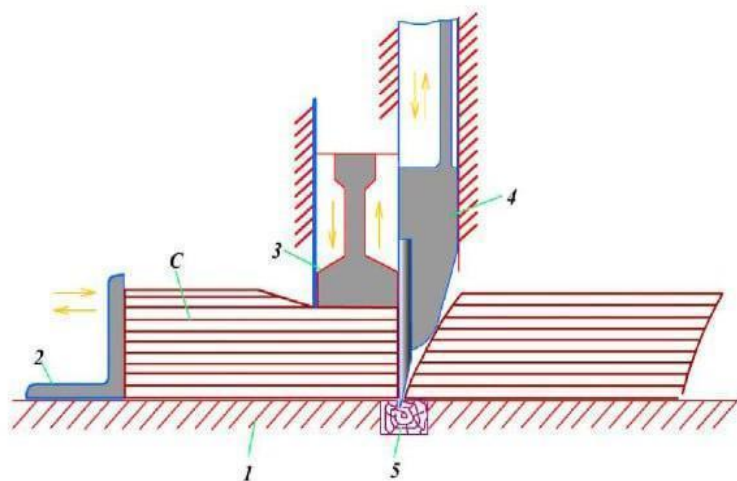


Рисунок 1.10 – Дія різального пристрою, з попереднім затисканням та утримуванням під час розрізання: 1 - стіл; 2 - подавач; 3 - притискна балка; 4 - ніж; 5 - марзан; С - папір

Існує кілька варіантів руху ножа в площині різання: а) вертикальний; б) похилий-паралельний; в) криволінійно-паралельний; г) складний (шабельний). Ці способи руху ножа найбільш ефективно застосовуються для різання особливо пружних матеріалів, таких як гума.

1.3. Механізм ножа. Загальні відомості

Механізм ножа призначений для виконання основної функції - якісного різання стопи листів і є найбільш відповідальним та навантаженим вузлом різальної машини.

Вимоги до механізму ножа:

- включатися тільки на один цикл, решта часу перебувати нерухомо у верхньому положенні, надійно захищеним від самовільного опускання;

- мати надійну та зручну систему зміни ножа;
- бути захищеним від поломок при перевантаженнях;
- мати ефективну гальмівну систему для миттєвої зупинки ножа у разі потреби;
- забезпечувати надійний захист оператора від травматизму;
- мати зручний пристрій для регулювання паралельності леза ножа в нижньому положенні щодо площини столу та величини врізання в марзан;
- забезпечувати тривалу та надійну роботу без ремонтів та поломок [29, 32].

При цьому ніж повинен:

- рухатися строго у вертикальній площині, перпендикулярно до столу;
- надійно кріпитися до ножетримача для виключення зміщення в процесі різання;
- мати пристрій регулювання переміщення ножа щодо ножетримача по вертикалі після переточування [32].

На даний час використовуються два варіанти приводу ножа: механічний та гідравлічний. Механічний привід реалізує шабельний рух ножа двома способами (рис. 1.11): за рахунок руху ножетримача в напрямних за допомогою повзунів (а) і за рахунок руху підвіски ножетримача за допомогою важеля (б).

Проаналізуємо особливості цих двох механізмів. Механізм ножа повзунного типу має велику жорсткість, оскільки розміри консолей ексцентрикових пальців сухарів (повзунів) незначні. Це важливо, оскільки навантаження на цей механізм має вібраційний характер. Такий механізм забезпечує майже постійний кут траєкторії ножа по всьому шляху його руху від верхньої точки до моменту врізання в марзан. Його недоліки: технологічна складність виготовлення деталей, наявність тертя ковзання, що вимагає дотримання суворої періодичності мастила, велика трудомісткість ремонту вузла [9, 36].

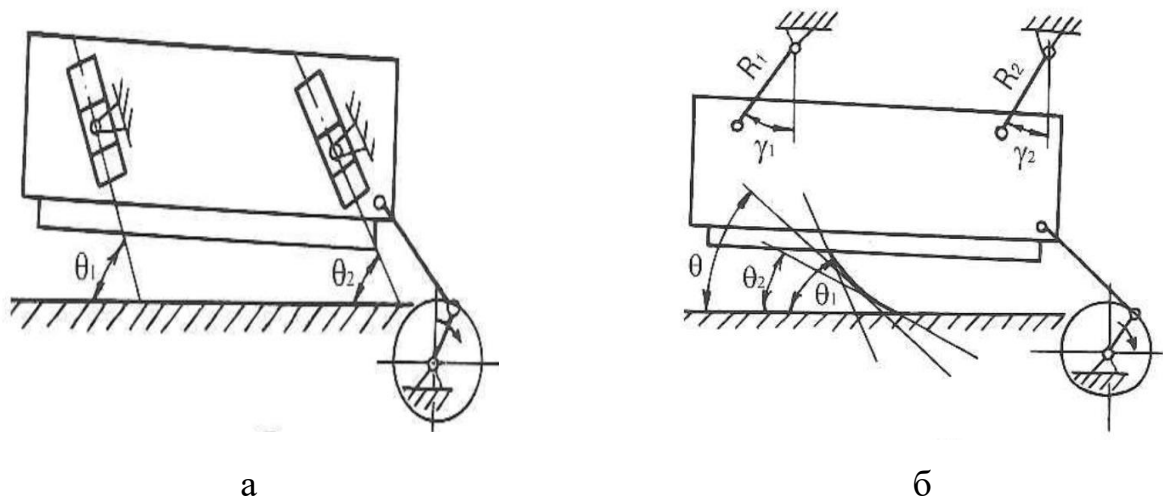


Рисунок 1.11 – Різновиди механізмів ножа: а - на сухарях; б – на підвісах

Механізм ножа важільного типу не потребує високих технологій виготовлення деталей, конструктивне виконання простіше. Недоліки: недостатня жорсткість механізму через значну довжину важелів і нестабільний кут траєкторії ножа, який зменшується в міру наближення до марзану. У момент врізання ножа в марзан він мінімальний, що викликає значне горизонтальне змішування ножа в тілі марзану, що супроводжується суттєвими навантаженнями [36].

Так, наприклад, фірма POLAR у конструкціях своїх машин використовує лише механізми повзунного типу. Важливою характеристикою таких механізмів є середній кут траєкторії ножа при різанні, тобто. кут між траєкторією точки, розташованої в середній частині ножа, і поверхнею столу. Цей кут для машин фірми POLAR в середньому становить близько $46,5^{\circ}$, що дозволяє зберігати гостроту ножа протягом тривалого часу. Що менше кут траєкторії ножа, то більше вписується бічний зсув леза ножа щодо стопи, тобто значна частина ріжучої сили приходить на пиляння матеріалу мікронерівностями леза (горизонтальна складова), а менша - на вертикальну складову [31].

1.3.1. Складові частини механізму ножа

Механізм ножа складається з ножетримача з ножем, його напрямних та повзунів, приводного механізму та блокувального пристрою. Найбільш поширена схема механічного приводу працює в такий спосіб (рис. 1.12).

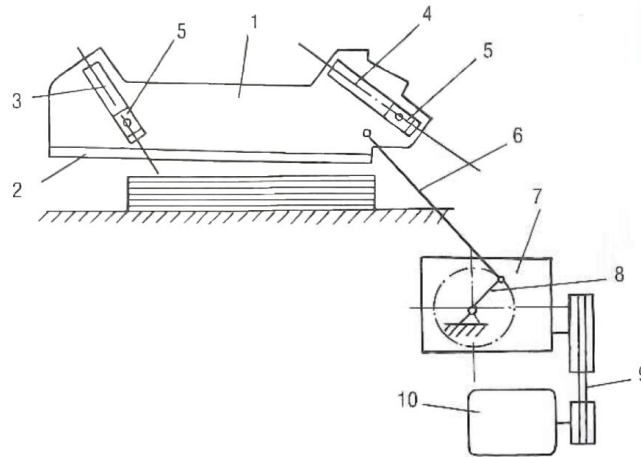


Рисунок 1.12 – Структурна схема механізму ножа

Ніж 2 з ножетримачем рухається кривошипом 8, встановленим на черв'ячному редукторі 7, через тягу 6 із запобіжним пристроєм. Редуктор приводиться у дію електродвигуном 10 через клинопасову передачу 9. Ножетримач має два пази 3 і 4, з різними кутами нахилу та ковзає по двох сухарях 5, укріпленим на ексцентрикових осях у верхніх стінках станини. Розглянемо призначення окремих елементів механізму [25, 31, 32].

Ножеутримувач - лита масивна балка, до якої болтами кріпиться ніж. Ножеутримувач забезпечує ножу необхідну жорсткість і запобігає його деформації при дії великих зусиль різання. Він передає зусилля від приводу ножа, забезпечуючи останньому необхідний напрямок руху.

Ніж – довга прямокутна пластина, що має форму одностороннього клину. Він має дві робочі грані – вертикальну та похилу. Лінія їхнього перетину утворює лезо. Ніж є основним робочим інструментом різальної машини [32]. Направляючі ножеутримувача і сухарі забезпечують ножеутримувачу з ножем прецизійне переміщення від приводного механізму.

Привідний механізм складається з електродвигуна, клинопасової передачі та черв'ячного редуктора, який за допомогою кривошипу і тяги переміщає ножеутримувач у вертикальній площині. Привідний механізм забезпечений спеціальним пристроєм запобігання поломкам у разі виникнення неприпустимого навантаження [25, 31].

Блокувальний пристрій призначений для блокування ножеутримувача з ножом у верхньому положенні після завершення підйому. Він запобігає можливості мимовільного опускання ножеутримувача у разі виникнення несправностей у приводі механізму.

Таким чином, в механізмі ножа можна виділити: вузол ножа-тримача і приводний механізм.

1.3.2. Особливості конструкції різальних машин та комплексів

У різальних машинах застосовуються ножі у формі прямокутних пластин, які мають однобічне клиноподібне заточування. Ці ножі оснащені двома основними робочими гранями: вертикальною та похилою. Їх перетин формує ріжучий край, а ріжуча частина, або лезо, є найбільш зношуваною ділянкою ножа [29, 31].

Гострота ножа залежить від радіуса закруглення ріжучого краю леза, який позначається як $r_{гг}$. Чим меншим є значення $r_{гг}$, тим гострішим є ніж. У процесі експлуатації лезо піддається стиранню та втрачає гостроту, що призводить до поступового збільшення радіуса $r_{гг}$.

Для фіксації ножа в ножеутримувачі в його корпусі передбачено два ряди різьбових отворів. На початковому етапі використовується нижній ряд, а при значному стиранні ножа, коли матеріал зношений на глибину 60...75 мм, переходять до використання верхнього ряду.

Обладнання ножа наведено на рис. 1.13. Корпус ножа (2) виготовляється з доступної, м'якої та в'язкої сталі, тоді як ріжуча частина ножа (1) виробляється з

високолегованої сталі марок ШХ-15 або ШХ-10, яка відрізняється високою твердістю і зносостійкістю [32].

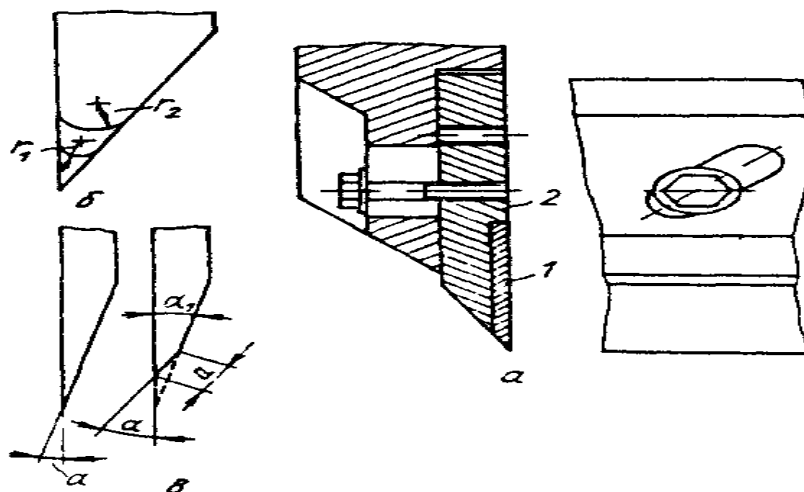


Рисунок 1.13 – Обладнання ножа: 1 - лезо ножа; 2 - корпус ножа

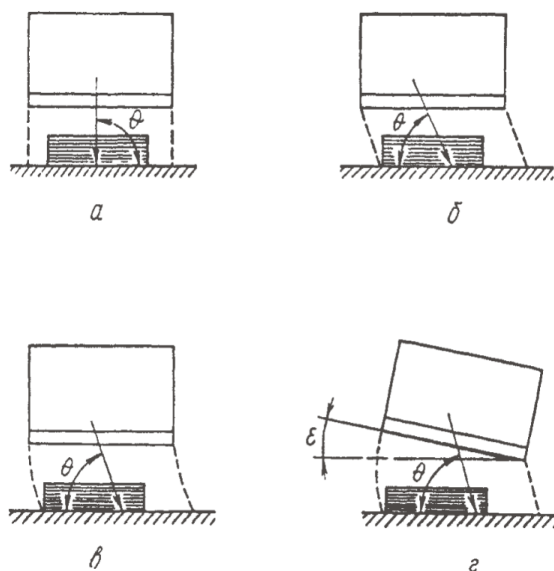


Рисунок 1.14 – Механіка процесу різання клиноподібним ножом

Гострота ножа визначається радіусом заокруглення ріжучого краю, позначеним як r_{rr} . Зменшення цього радіуса сприяє збільшенню гостроти ріжучої кромки. У процесі експлуатації лезо піддається зносу та поступово втрачає гостроту, що проявляється у збільшенні радіуса r_{rr} .

У різальних машинах ножі рухаються у площині різання, яка розташована перпендикулярно до площини робочого столу, де розташовується продукція. Існують чотири основні типи руху ножа, серед яких виділяють:

1) Вертикальний рух. Ніж здійснює прямолінійний рух зверху вниз, залишаючись паралельним площині стола. Кут між площиною ножа і миттєвим напрямком його руху дорівнює 90° , що створює удар під час контакту ножа зі стопою. Такий удар може змінювати положення аркушів і спричиняти неточності під час обрізки.

2) Похило-паралельний рух: Ніж опускається зі зміщенням убік під кутом θ , зберігаючи горизонтальне положення. Цей тип має суттєві недоліки, подібні до вертикального руху.

3) Криволінійно-паралельний рух: У цьому випадку кут θ є змінним і зменшується під час різання стопи, зазнаючи тих самих недоліків, що й попередні два типи.

4) Шабельний рух: Ніж нахиляється при опусканні та зміщенні вбік, а потім повертається до початкового кута ε . Цей метод різання дозволяє поступово урізати стопу, знижуючи зношування механізмів і підвищуючи точність різання [31, 32].

Переваги безмарзанної обрізки: відсутність марзанів спрощує кінематику приводу ножа та уповільнює затуплення ножів.

Недолік - збільшене зусилля при різанні через підвищення кута заточення α .

За типом ріжучого механізму різальні машини класифікуються на апарати з дисковим, ножичним або плоским ножем. Перші два типи переважно використовуються в ручних різачках для обмеженої різки паперу чи плівки, і тому не розглядаються у цій статті. Для промислового різання паперу застосовуються машини з плоским ножем [32].

Основний принцип роботи різальної машини з плоским ножем полягає в тому, що стопа розміщується на столі та вирівнюється за допомогою притиска та

бічних напрямних. Потім ніж опускається і прорізає стопу до марзана, який запобігає заточенню. Затиск може переміщуватися для налаштування розміру різу [32, 36].

Відповідно, різальні машини можна класифікувати за приводом притиска на ручні, електромеханічні та гідравлічні. Привід ножа зазвичай є електромеханічним завдяки простоті реалізації. Терміни "ручна", "електромеханічна" або "гідравлічна" часто вказують на тип приводу притиска машини.

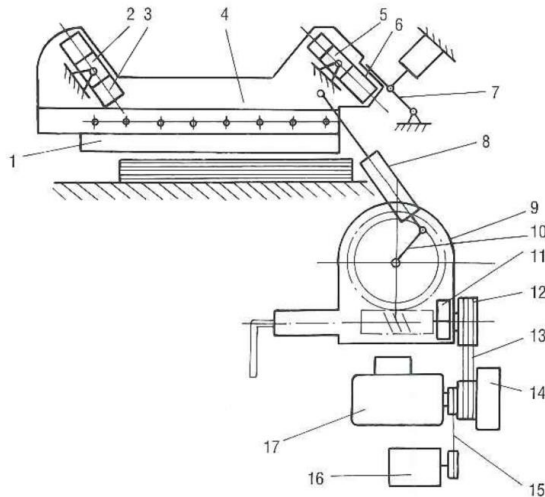
Класифікація різальних машин за траєкторією руху плоского ножа тепер має теоретичний характер. Машини з вертикальним рухом ножа поступово витісняються тими, що використовують шабельний рух, при якому ніж плавно входить у стопу, покращуючи якість різу та зменшуючи навантаження на механізм приводу.

1.4. Механізм приводу ножа

Привідний механізм призначений для приведення в рух ножеутримувача з ножем. При включенні головного приводу 17 (рис. 1.15, а) починає обертатися вал і закріплений на ньому шків 14 з маховиком. Через клинопасову передачу 13 обертання передається на шків 12 черв'ячного редуктора 9. Шків-маховик 12 посаджений на валу черв'яка вільно на шарикопідшипниках. Тому в режимі холостого ходу, коли ніж 1 знаходиться у верхньому вихідному положенні, шків-маховик 12 обертається, але черв'ячний редуктор не працює, оскільки між шківом і валом черв'яка відсутній зв'язок, що здійснюється через муфту включення 11.

Коли оператор натискає дві кнопки вмикання (при ручному керуванні) або машина працює за заданою програмою (автоматичне управління) - включається муфта 11. Обертання від шківів 12 передається на вал черв'яка і черв'ячне колесо, кривошип 10 починає обертатися і надає руху тязі 8, яка переміщає ножеутримувач з ножем 1. Останній робить робочий хід і розрізає стопу

листового матеріалу, що лежить на столі машини. Кривошип 10, зробивши повний оборот, зупиняється у вихідному положенні, а ножа-тримач повертається у верхнє положення.



а



б

Рисунок 1.15 - Кінематична схема механізму ножа (а); привід механізму ножа (загальний вигляд) (б)

Одноцикловою роботою приводу управляє комп'ютерна система машини, яка здійснює контроль за положенням ножа у всіх позиціях його роботи і за наявності будь-яких відхилень вимикає муфту, внаслідок чого приводний механізм автоматично гальмується, а ніж блокується.

Електродвигун приводу кріпиться на задній стінці правої тумби станини (рис. 1.15, б) [42]. Він служить не тільки для приводу механізму ножа, але через клинопасову передачу 15 - і для приводу гідронасоса 16 гідравлічної системи машини (див. рис. 1.15, а).

На валу електродвигуна задля забезпечення рівномірності ходу встановлено маховик. Натяг клинових ременів забезпечується за рахунок переміщення електродвигуна вниз у бік віддалення від черв'ячного редуктора.

Черв'ячний редуктор з муфтою включення призначений для створення крутного моменту на кривошипі, необхідного для приводу механізму ножа.

Черв'ячний редуктор (рис. 1.15, а) складається з черв'яка з муфтою включення-гальмом, черв'ячного колеса з валом і корпусу.

Черв'ячний редуктор виконаний за вертикальною схемою з нижнім розташуванням черв'яка. Корпус редуктора роз'ємний (рис. 1.16,б), складається з двох деталей: власне корпусу 1 і вертикальної кришки 2, котрі разом кріпляться до станин 3 машини. До корпусу редуктора (рис. 1.16, а) праворуч приєднаний гідравлічний циліндр 11 з поршнем 7. На валу черв'яка 10 зліва вільно обертається на підшипниках кочення шків 1, поруч з ним на шлицях (на рис. показано у вигляді шпонкового з'єднання) розташований диск муфти включення 3. На валу черв'ячного колеса 4 (рис. 1.16, б) укріплений кривошип 5 приводу механізму ножа [42].

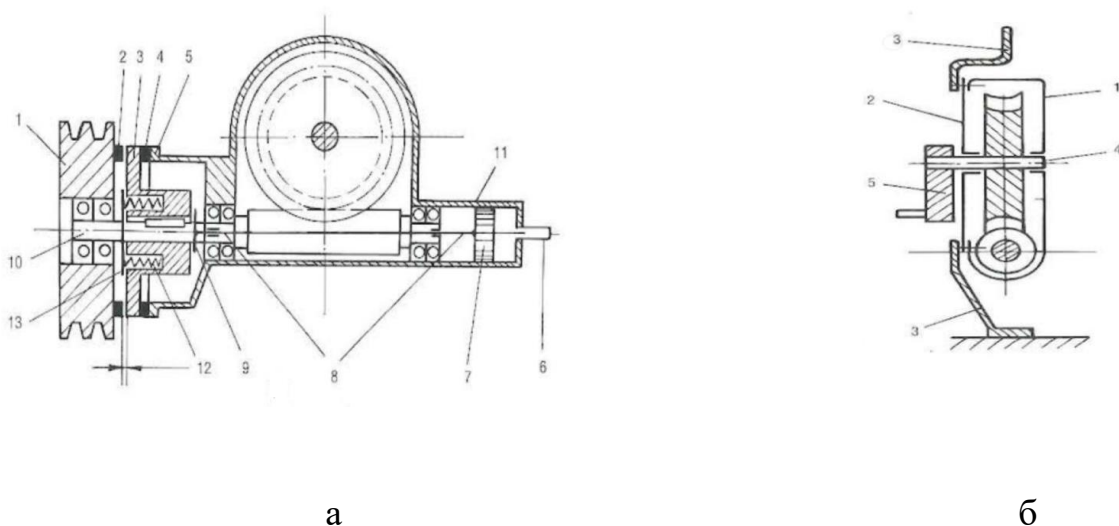


Рисунок 1.16 – Черв'ячний редуктор: а - вид спереду; б – вид збоку

Вал черв'яка виконаний порожнистим, через всю його довжину проходить шток включення 8 муфти. На один кінець штока посаджений поршень 7, який переміщається в порожнині гідроциліндра муфти включення. Інший кінець штока 8 впливає на диск 3 муфти [42].

У звичайному стані, коли муфта вимкнена, а гальмо включено, диск муфти 3 притискається до накладок 4 нерухомого корпусу редуктора 5 пружинами 12, які впираються в нерухоме кільце 13, що сидить на валу. При цьому шків 1 обертається вхолосту. При подачі гід-розмішування в порожнину гідроциліндра

по трубопроводу 6 поршень 7 переміщує шток 8 з штовхачем 9, який тисне на диск 3 і притискає його до фрикційних накладок 2 шківа 1, тобто. включає муфту. Зазор між ними становить $S \sim 0,4$ мм. Виникаючий момент тертя обертає черв'як і весь приводний механізм. При припиненні подачі гідросуміші в порожнину циліндра тиск штока на штовхач диска слабшає і пружини 12, розташовані в гніздах фрикційного диска 3, зрушують його в бік накладки 4, укріпленої на нерухомому корпусі 5 редуктора. Відбувається гальмування черв'ячного редуктора.

Ефективність роботи муфти приводу визначається величиною моменту, що передається фрикційним шляхом, та її швидкодією. Величина створеного моменту залежить від зусилля притиску фрикційного диска до накладок шківа або корпусу, оскільки сила тертя ковзання прямо пропорційна нормальному зусиллю. Нормальне зусилля притиску може бути створене різними шляхами: наприклад, в машині Polar 78 для цієї мети використовується електромагніт, а в моделях Polar 92 – 176 – гідравлічний привід. Зазвичай зусилля притиску створюється в одному напрямку (у бік шківа, що обертається). У зворотному напрямку (до нерухомих накладок 4 при гальмуванні) тиск створюється пружинами 12, які повертають фрикційний диск у вихідне (праве) положення при припиненні тиску від гідроциліндра.

Пошуки шляхів зниження технологічних навантажень призвели до створення безлічі конструкцій механізмів приводу ножа. Найбільшого поширення набули шарнірно-важільні механізми [42]. Їхні основні переваги такі: відсутність силового замикання, властиве вищим кінематичним парам, технологічність, висока ремонтпридатність, що дозволяє здійснити уніфікацію та стандартизацію, високий коефіцієнт корисної дії.

Як відомо, з усіх видів руху ножа (вертикальний, похилий, похилий з поворотом) найбільшого поширення набув похилий рух з поворотом, зване також "шабельним різом". Переваги такого руху ножа полягають у відсутності удару ножа об папір, неминучого при врізанні по всій довжині пачки, що

розрізається, а значить, отримання більш точного і якісного різну, що здійснюється при більш низьких зусиллях різання [42].

Що стосується загальної оцінки аналізованих механізмів, то принципово на даному етапі питання про прийнятність тієї чи іншої схеми ножа відкрито. Це є наслідком убогості в літературних джерелах конкретних рекомендацій щодо доцільності застосування певних схем та відбору різних типів схем механізмів стосовно обраних умов, відсутність інформації про їх кінематичні, динамічні, технічні характеристики, відсутність також узагальнених критеріїв оптимізації та якісної оцінки механізмів, які дозволили б провести порівняльний аналіз та об'єктивно вибрати оптимальні параметри за заданими технологічними та конструктивними умовами.

Основні тенденції, що простежуються за останніми конструкціями, що застосовуються у зарубіжних моделях, такі:

- індивідуальний привід, що відповідає сучасним тенденціям заміни багатокулачкового валу приводу на «мультирухову» систему під управлінням мікропроцесора, а також ускладнення електронних та електронно-механічних компонентів конструкції машин;
- застосування багатоланкових важільних схем, що дають приблизно необхідний вистій ножа у верхньому положенні замість кулачкового приводу або приводу із застосуванням неповнозубих коліс;
- підвищення коефіцієнта корисної дії за рахунок зниження втрат на тертя, пов'язане із заміною поступальних пар (повзунів) обертальними (шарнірами);
- ущільнення циклограми взаємної роботи бічних та переднього ножів у триножових різальних машинах [42].

Швидкість роботи триножових однопозиційних машин обмежується різними факторами: інерційними навантаженнями, що виникають у зв'язку з реверсивним рухом значних мас, зосереджених у ножедержачах, несприятливим розподілом складових елементів часу кінематичного циклу; конструктивними та кінематичними рішеннями основних механізмів та законами їх руху.

У триножових різальних машинах кінематика приводу бічних і переднього ножів обрана таким чином, щоб уникнути їх зіткнення, хоча траєкторії руху ножів перетинаються. Досягається це різними шляхами: наприклад, у деяких моделях лезо переднього ножа відводиться убік бічними ножами, що опускаються. Тим самим на переміщення найбільш навантажених у динамічному та технологічному відносінах механізмів можна відвести більше часу. В інших моделях рух переднього та бічних ножів відбувається за такими законами, при яких спрацьовування обох механізмів відбувається незалежно один від одного і їх тимчасові інтервали можуть бути взаємопов'язані не так щільно. У нових моделях машин, що працюють з високою швидкістю, враховано ці фактори і вони спроектовані з урахуванням усіх вимог до їх кінематики та динаміки. Так, три ножові автомати німецьких фірм "Kolbus" та "Wohlenberg" працюють зі швидкістю до 100 циклів за хвилину [30, 32, 42].

У двопозиційних різальних машинах підвищення швидкості роботи до 160...200 циклів за хвилину не є надто складною проблемою. Вже зараз відомі багато моделей подібних машин, що працюють із такою швидкістю [9, 26, 34].

Конструкції одноножових різальних машин удосконалюються шляхом подальшого скорочення ручної фізично важкої праці шляхом механізації та автоматизації багатьох допоміжних операцій. Повністю вуст поранити робітника від участі в технологічному процесі розрізання листів у стопі в найближчому майбутньому не вдасться: стопи листів мають занадто нестабільну характеристику і можуть істотно відрізнятись навіть в межах однієї партії, що і є перешкодою для повної механізації та автоматизації розрізання.

У конструкції нових паперорізальних машин все ширше застосовуються системи програмного управління розрізанням, мікропроцесори, гідравлічні приводи подавця і притиску, що дозволяють у найкоротший час встановлювати стопу під ножом і розрізати її з високою точністю. Положення стопи на столі та можливі відхилення від номінального положення, а також помилки при розрізанні на велику кількість частин висвічуються на екрані пульта керування.

Загальний напрямок у розвитку машинобудування, у тому числі поліграфічного, полягає у широкому впровадженні принципів механотроніки. Основний принцип полягає в проектуванні технологічної машини як єдиного цілого, без поділу машини на функціональні вузли, випуск яких забезпечується серійним виробництвом. При цьому передбачається максимальний ступінь вбудовування в технологічну машину електродвигунів, вимірювальних пристроїв, керуючих обчислювальних систем, аж до розробки спеціалізованих компонентів, що органічно вписуються в єдину конструкцію [42].

Другим найважливішим принципом механотроніки є максимальне зближення виконавчого двигуна (перетворювача енергії) з навантаженням, відмова від поняття "головного двигуна" та розподіл енергії через систему механічних передач та редукторів. В результаті технологічні машини стають багаторуховими, синхронізація та узгодження робочих фаз окремих двигунів здійснюється розвиненою системою управління, як правило, замикається через керуючий комп'ютер. Протягом останніх 5-10 років з'явилися нові види електрообладнання, що розширили сферу його застосування в технологічних машинах, що дає можливість серйозно спростити конструкції машин, зменшити їх масу, підвищити на роботу і довговічність. Головна властивість нового електрообладнання - підвищена здатність до управління режимом роботи технологічних машин. Це електродвигуни, здатні працювати в режимі "пророкування"; у старт-стоп режимі з частотою до 70 і більше включень за хвилину, забезпечені гальмом, а також агрегати "двигун - редуктор" на базі таких двигунів, у тому числі двошвидкісні; безконтактні (вентильні) двигуни; лінійні магнітні двигуни; потужні лінійні електромагнітні двигуни (ЛЕМД), більш відомі як електромагніти, що працюють зі значною частотою та м'якою зупинкою якоря.

Механотронний підхід до проектування технологічного обладнання передбачає наявність розвиненої контрольно-вимірювальної (сенсорної) системи, вбудованої, як уже зазначалося, в технологічну машину. Неодмінною

умовою також є високий ступінь автоматизації, що мінімізує втручання обслуговуючого персоналу не тільки в робітники, але в підготовчі та заключні (переналагоджувальні) режими роботи технологічної машини.

Використання принципів механотроніки дозволяє значно знизити кількість деталей у конструкції машини за рахунок ускладнення електронних та електронно-механічних компонентів, що призводить до зменшення маси та габаритів машини. Проектування машини як єдиного цілого призводить до зменшення з'єднань як механічних, так і електричних, що зменшує рівень внутрішніх шумів і дозволяє отримати більш високу якість продукції, збільшити швидкість робочих режимів. Завдяки високому ступеню автоматизації механотронного обладнання знижуються вимоги щодо кваліфікації операторів, зменшується кількість операторів на одиницю обладнання.

Підвищення продуктивності машин та якості їхньої роботи забезпечує адекватну реакцію на сучасні тенденції у видавничо-поліграфічній галузі, що характеризуються падінням тиражів, збільшенням кількості найменувань, зростанням вимог щодо оперативності та якості видань. Одним із кроків у напрямку переходу до механотронного обладнання можна назвати тенденцію, що простежується у сучасних різальних машинах. Наявність індивідуальних двигунів для приводу ножів, притиску, подавача, використання датчиків контролю показує цю тенденцію.

Висновки до розділу 1

В результаті виконаного аналізу сучасних науково-технічних джерел інформації та світового досвіду створення і експлуатації механізмів ножів швидкісних різальних машин нами було з'ясовано, що проектування машини як єдиного цілого призводить до зменшення з'єднань як механічних, так і електричних, що зменшує рівень внутрішніх шумів і дозволяє отримати більш високу якість продукції, збільшити швидкість робочих режимів.

З'ясовано, що основними тенденціями, що простежуються за останніми конструкціями, які застосовуються у моделях провідних виробників, такі:

- індивідуальний привід, що відповідає сучасним тенденціям заміни багатокулачкового валу приводу на мультирухову систему під управлінням мікропроцесора, а також ускладнення електронних та електронно-механічних компонентів конструкції машин;

- застосування багатоланкових важільних схем, що дають приблизно необхідний вистій ножа у верхньому положенні замість кулачкового приводу або приводу із застосуванням неповнозубих коліс;

- підвищення коефіцієнта корисної дії за рахунок зниження втрат на тертя, пов'язане із заміною поступальних пар (повзунів) обертальними (шарнірами);

- ущільнення циклограми взаємної роботи бічних та переднього ножів у триножових різальних машинах.

Відмічено, що пошуки шляхів зниження технологічних навантажень призвели до створення безлічі конструкцій механізмів приводу ножа. Найбільшого поширення набули шарнірно-важільні механізми. Їхні основні переваги такі: відсутність силового замикання, властиве вищим кінематичним парам, технологічність, висока ремонтпридатність, що дозволяє здійснити уніфікацію та стандартизацію, високий коефіцієнт корисної

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНОЇ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ

2.1. Узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин

У теорії механізмів і машин визначення кінематичних передатних функцій (аналогів швидкостей і прискорень) різних механізмів, зазвичай, застосовується метод векторних контурів окремих важелів модулів. Аналітичний опис кінематики всього механізму виходить як поєднання алгоритмів окремих модулів. Метод дозволяє отримати алгоритми для різних механізмів і далі проводити дослідження з огляду на його індивідуальні особливості. У цьому розділі використаний інший підхід. Оскільки розглядаються схеми механізмів переміщення ножів різальних машин, то доцільно і дослідження цієї функціональної групи механізмів проводити за допомогою узагальнених алгоритмів та узагальнених програм. Серед наведених механізмів є механізми з групами Асура III класу, котрим векторними методами не можна отримати рішення у вигляді.

Основні типи механізмів переміщення ножа наведено на рис. 2.1 [32, 42].

Розглянемо алгоритми кінематики цих механізмів та узагальнимо їх.

2.1.1. Механізм приводу ножа одноножової паперорізальної машини БР-125

Структурна формула цього механізму 1-3, де 1-початкова ланка, 3 - група Асура III класу (див. рис. 2.2).

Якщо уявити ланки цього механізму як векторів, виходить два векторних контури (ABCD і ABEFO).

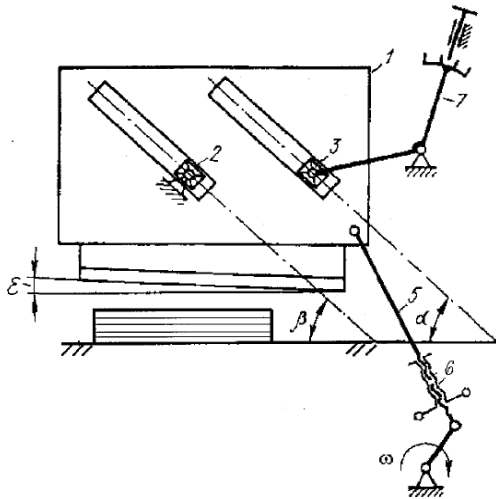
Рівняння замкнутості цих контурів мають такий вигляд:

Перший контур ABCD.

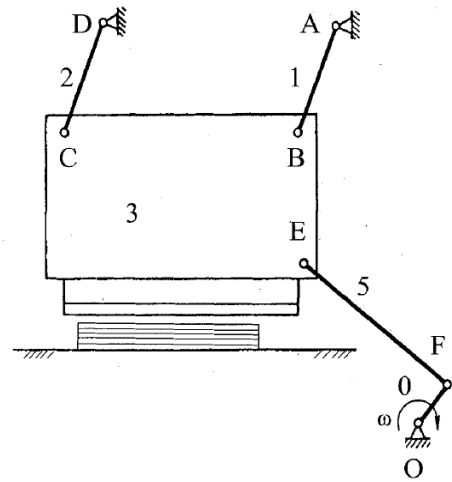
$$\bar{L}_1 - \bar{L}_3 - \bar{L}_2 + \bar{H}_{11} = 0.$$

Другий контур АВЕFO.

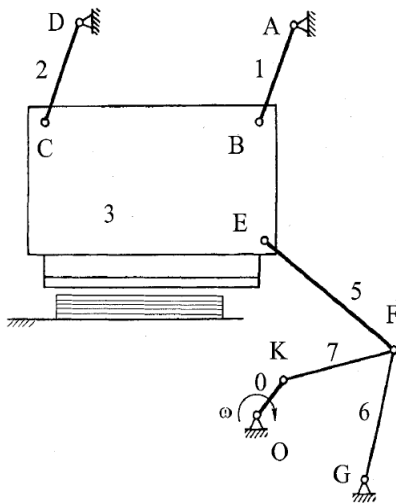
$$\bar{L}_1 + \bar{L}_4 - \bar{L}_5 - \bar{L}_6 - \bar{H}_{12} - \bar{H}_2 = 0.$$



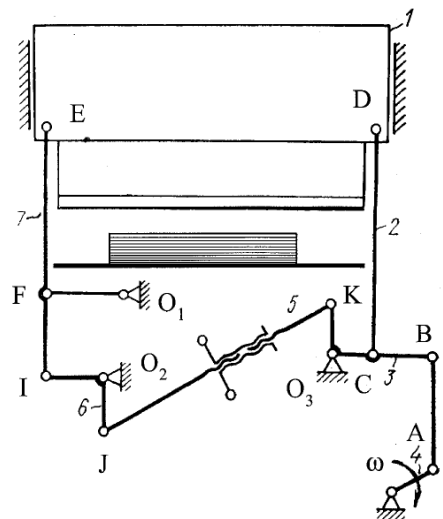
а



б



в



г

Рисунок 2.1 – Основні типи механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин: а – БР-119 ; б – БР-125, DocuTrim; в – БР-136; г – БР-110

Виберемо початок координат у точці А та спроектуємо рівняння векторних контурів на осі координат:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_3 \cos \varphi_3 - l_2 \cos \varphi_2 + h_{11} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_3 \sin \varphi_3 - l_2 \sin \varphi_2 = 0; \\ l_1 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_5 - l_6 \cos \varphi_6 - h_{12} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_4 \sin \varphi_4 - l_5 \sin \varphi_5 - l_6 \sin \varphi_6 - h_2 = 0; \end{cases}$$

де $\varphi_4 = \varphi_3 + \psi_1$.

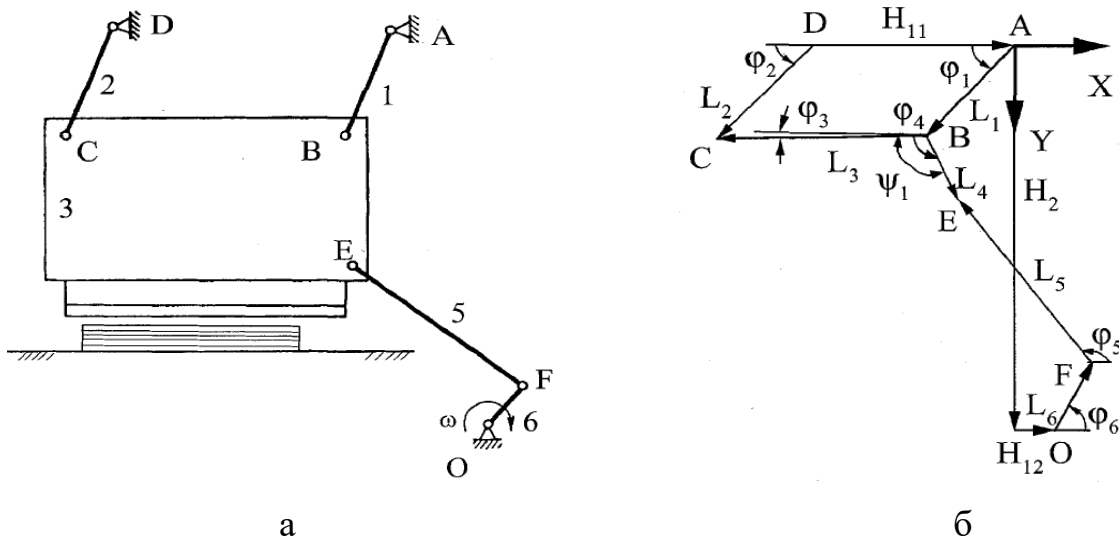


Рисунок 2.2 – Кінематична схема (а) та схема векторних контурів (б) машини БР-125. Ведуча ланка - OF

2.1.2. Механізм приводу ножа БР-136

Структурна формула механізму 1 – 2 – 3. Цей механізм має три векторні контури (див. рис. 2.3).

Перший контур ABCD.

$$\vec{L}_1 - \vec{L}_3 - \vec{L}_2 + \vec{H}_{11} = 0.$$

Другий контур ABCD.

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_4 - \vec{L}_5 - \vec{L}_6 - \vec{H}_{12} - \vec{H}_2 = 0.$$

Третій контур OJFG.

$$\bar{L}_0 + \bar{L}_7 - \bar{L}_6 + \bar{H}_{12} + \bar{H}_{21} = 0.$$

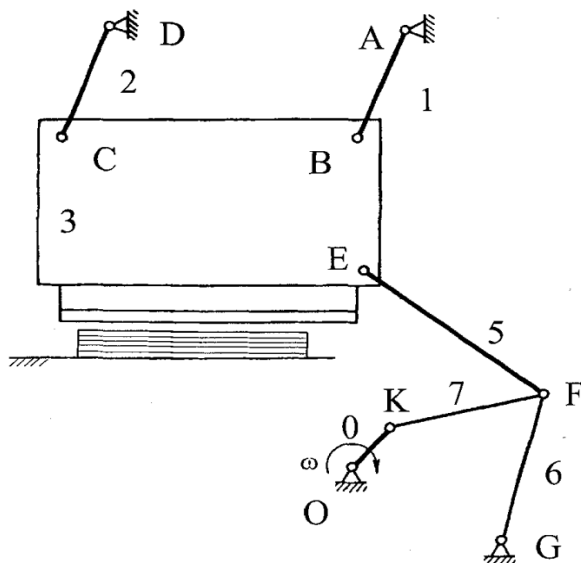
Виберемо початок координат у точці А та спроектуємо рівняння векторних контурів на осі координат:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_3 \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_2 + h_{11} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_3 \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 = 0; \end{cases}$$

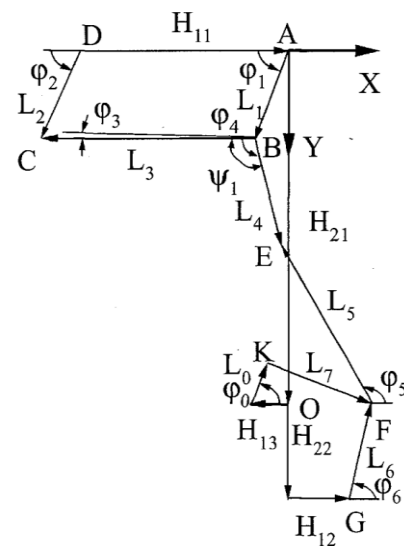
$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_5 - l_6 \cos \varphi_6 + h_{12} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_4 \sin \varphi_4 - l_5 \sin \varphi_5 - l_6 \sin \varphi_6 + h_2 = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_0 \cos \varphi_0 + l_7 \cos \varphi_7 - l_6 \cos \varphi_6 + h_{12} = 0; \\ l_0 \sin \varphi_0 + l_7 \sin \varphi_7 - l_6 \sin \varphi_6 + h_{21} - h_{22} = 0. \end{cases}$$

де $\varphi_4 = \varphi_3 + \psi_1$.



а



б

Рисунок 2.3 – Кінематична схема (а) та схема векторних контурів (б) машини БР-136. Провідна ланка – ОК

2.1.3. Механізм приводу ножа БРП-4 (БРП-4М)

Це найскладніший механізм приводу ножа одноножових машин. Його структурна формула $1 - 2 - 2 - 3$ (рис. 2.4).

У механізмі чотири векторні контури: ABCD, ABEFG, OJKM і OJIFG. Рівняння замкнутості векторних контурів такі Перший контур ABCD

$$\vec{L}_1 - \vec{L}_3 - \vec{L}_2 + \vec{H}_{11} = 0.$$

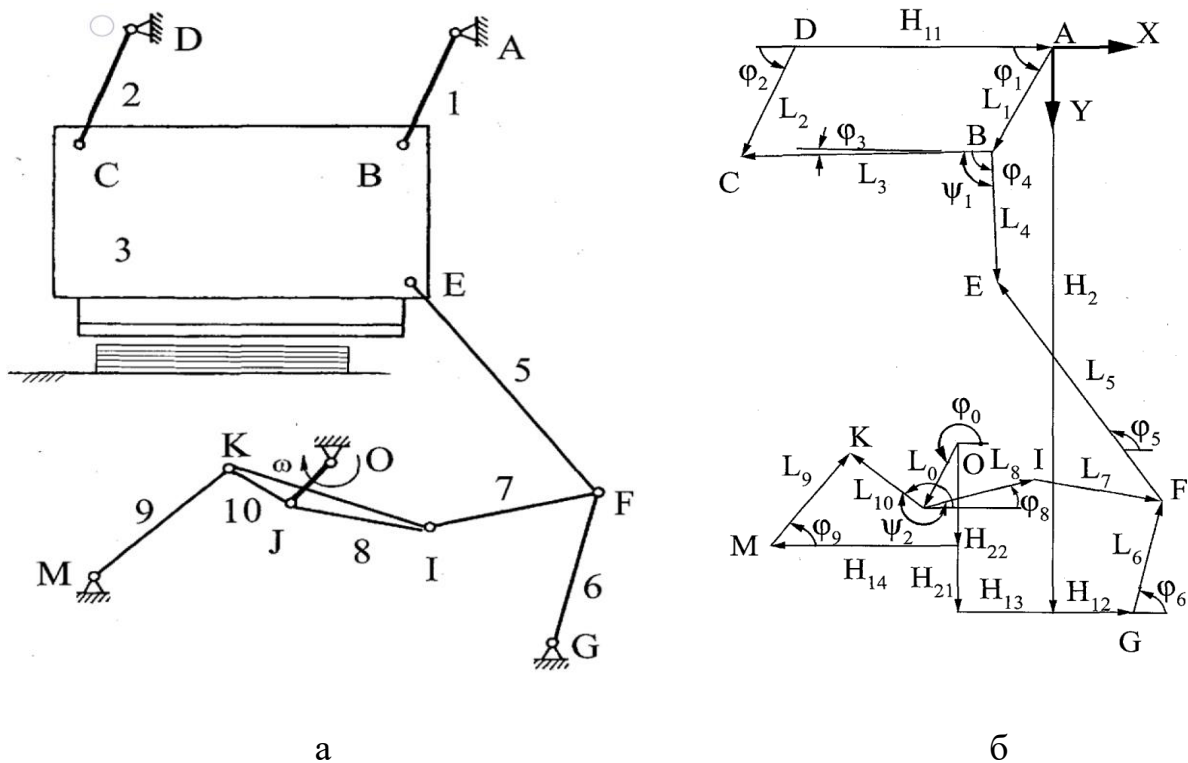


Рисунок 2.4 – Кінематична схема (а) та схема векторних контурів (б) машини БРП-4

Другий контур ABEFG.

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_4 - \vec{L}_5 - \vec{L}_6 + \vec{H}_{12} + \vec{H}_2 = 0.$$

Третій контур OJKM

$$\vec{L}_0 + \vec{L}_9 - \vec{L}_{10} + \vec{H}_{23} - \vec{H}_{22} + \vec{H}_{14} - \vec{H}_{13} = 0.$$

Четвертий контур OJIFG

$$\vec{L}_0 + \vec{L}_8 + \vec{L}_7 - \vec{L}_6 + \vec{H}_{12} - \vec{H}_{13} + \vec{H}_{21} - \vec{H}_{22} = 0.$$

Помістивши початок координат у точку А, отримаємо наступні проекції рівнянь векторних контурів на осі координат:

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 - l_3 \cos \varphi_3 + l_2 \cos \varphi_2 + h_{11} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 - l_3 \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_4 \cos \varphi_4 - l_5 \cos \varphi_5 - l_6 \cos \varphi_6 + h_{12} = 0; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_4 \sin \varphi_4 - l_5 \sin \varphi_5 - l_6 \sin \varphi_6 + h_{12} = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_0 \cos \varphi_0 - l_3 \cos \varphi_3 - l_{10} \cos \varphi_{10} + h_{14} - h_{13} = 0; \\ l_0 \sin \varphi_0 - l_3 \sin \varphi_3 - l_{10} \sin \varphi_{10} + h_{23} - h_{22} = 0; \end{cases}$$

$$\begin{cases} l_0 \cos \varphi_0 - l_8 \cos \varphi_8 + l_7 \cos \varphi_7 + l_6 \cos \varphi_6 + h_{12} + h_{13} = 0; \\ l_0 \sin \varphi_0 - l_8 \sin \varphi_8 + l_7 \sin \varphi_7 + l_6 \sin \varphi_6 + h_{21} + h_{22} = 0. \end{cases}$$

де $\varphi_4 = \varphi_3 + \psi_1$;
 $\varphi_8 = \varphi_9 + \psi_2$.

2.1.4. Аналітичний вираз узагальненого алгоритму

Для того щоб можна було провести аналіз будь-якого механізму за допомогою єдиної програми, складемо узагальнений алгоритм. Для цього випишемо найбільш повну систему векторних рівнянь, з якої можна отримати систему для будь-якого механізму, що входить до узагальненої програми:

$$\begin{cases} \bar{L}_0 - \bar{L}_9 + \bar{L}_{10} - \bar{H}_{22} - \bar{H}_{14} = 0; & (2.1) \\ \bar{L}_0 + \bar{L}_8 + \bar{L}_7 - \bar{L}_6 - \bar{H}_{21} - \bar{H}_{13} = 0; & (2.2) \\ \bar{L}_1 + \bar{L}_3 - \bar{L}_2 + \bar{H}_{11} = 0. & (2.3) \end{cases}$$

Проекції рівнянь замкнутості контурів на осі ОХ и ОУ:

$$\left\{ \begin{array}{l} l_0 \cos \varphi_0 - l_9 \cos \varphi_9 + l_{10} \cos \varphi_{10} - h_{14} = 0; \end{array} \right. \quad (2.4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_0 \sin \varphi_0 - l_9 \sin \varphi_9 + l_{10} \sin \varphi_{10} - h_{22} = 0; \end{array} \right. \quad (2.5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_0 \cos \varphi_0 + l_8 \cos \varphi_8 + l_7 \cos \varphi_7 - l_6 \cos \varphi_6 - h_{13} = 0; \end{array} \right. \quad (2.6)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_0 \sin \varphi_0 + l_8 \sin \varphi_8 + l_7 \sin \varphi_7 - l_6 \sin \varphi_6 - h_{21} = 0; \end{array} \right. \quad (2.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 \cos \varphi_1 + l_3 \cos \varphi_3 - l_2 \cos \varphi_2 + h_{11} = 0; \end{array} \right. \quad (2.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_1 \sin \varphi_1 + l_3 \sin \varphi_3 + l_2 \sin \varphi_2 = 0. \end{array} \right. \quad (2.9)$$

де, $\varphi_8 = \varphi_9 + \psi_2$.

Оскільки у узагальнений алгоритм входять кілька механізмів, введемо ознаку схеми p , що приймає значення 2.1, 2.2, 2.3.

Схема 1, $p = 1$ (БР-125).

$$\varphi_6 = \varphi_0; l_6 = l_0; l_7 = 0; l_8 = 0; l_9 = 0; l_{10} = 0; \psi_2 = 0;$$

$$H_{13} = 0; H_{14} = 0; H_{21} = 0; H_{22} = 0.$$

Схема 2, $p = 2$ (БР-136).

$$l_8 = 0; l_9 = 0; l_{10} = 0; \psi_2 = 0; H_{14} = 0; H_{22} = 0.$$

Схема 3, $p = 3$ (БРП-4).

Всі геометричні параметри в принципі відмінні від нуля (в окремому випадку можливо $\psi = 0$).

2.1.5. Рішення узагальненого алгоритму

Для векторних контурів $i = 1, 2, 3$ зробимо заміни та введемо позначення a_i, b_i, A_i, B_i :

$$i = 1: \quad \varphi_i = \varphi_9, \quad \varphi_{i+1} = \varphi_{10},$$

$$l_i = l_9, \quad l_{i+1} = l_{10}.$$

$$A_i = l_0 \cos \varphi_0 - h_{14};$$

$$B_i = l_0 \sin \varphi_0 + h_{21};$$

$$a_i = \frac{A_i^2 + B_i^2 + l_9^2 - l_{10}^2}{2A_i l_i}; \quad b_i = \frac{A_i}{B_i}.$$

$$\begin{aligned} i = 2: \quad & \varphi_i = \varphi_7, \quad \varphi_{i+1} = \varphi_6, \\ & l_i = l_7, \quad l_{i+1} = l_6. \\ & A_i = l_0 \cos \varphi_0 + l_8 \cos(\varphi_9 + \psi_2) - h_{13}; \\ & B_i = l_1 \sin \varphi_1 + l_8 \sin(\varphi_9 + \psi_2) + h_{21}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i = 3: \quad & \varphi_i = \varphi_3, \quad \varphi_{i+1} = \varphi_2, \\ & l_i = l_3, \quad l_{i+1} = l_2. \\ & A_i = l_1 \cos \varphi_1 + h_{11}; \\ & B_i = l_1 \sin \varphi_1. \end{aligned}$$

Зробивши ці заміни, розв'язання рівнянь (2.4), (2.5), (2.6), (2.7):

$$\varphi_i = \arctg \frac{a_i b_i + q_i R_i}{a_i - q_i b_i R_i},$$

де $R = \sqrt{1 - a_i^2 + b_i^2}.$

Негативний підкорінний вираз для R говорить про те, що вибрані параметри не забезпечують побудову механізму в цьому положенні і потребують коригування.

$$\text{Якщо } \frac{a_i b_i + q_i R_i}{a_i - q_i b_i R_i} < 0, \quad \text{то} \quad \varphi_i = \pi + \arctg \frac{q_i R_i - a_i b_i}{-q_i b_i R_i - a_i},$$

де q_i - ознака, що приймає значення -1 або +1 залежно від складання контуру. Ознака обходу, наприклад, площа трикутника CEF. При одному напрямку обходу площа трикутника є позитивною, при протилежному - негативною.

$$\varphi_{i+1} = \arctg \frac{-B_i + l_i \sin \varphi_i}{-A_i + l_i \cos \varphi_i}.$$

2.1.6. Рішення векторного контуру з групою Асура III класу

Контур при $i = 3$ містить групу Асура III класу і може бути дозволений аналітично. При вирішенні цього завдання деякими авторами робилося припущення, що довжини підвісок ножедержача - ланок 1 та 2 однакові [6, 11]. Це дозволяє отримати рішення векторного контуру у явному вигляді. Але в результаті такого припущення замість шабельного різку виходить похилий рух без повороту. Для того, щоб отримати максимально достовірну інформацію, необхідно розрахувати параметри кінематики без спрощення. Це означає, що потрібно вирішити векторний контур, що включає групу Асура III класу.

Для вирішення такого векторного контуру можна застосувати метод пошуку. Завдання пошуку полягає в наступному: до кожного положення кривошипа положення інших ланок механізму знаходять зміною положення однієї з ланок механізму. При цьому схема механізму розмикається в шарнірі E, внаслідок чого виділяється шарнірний чотириохланочник ABCD (рис. 2.5). Ланці AB цього чотириохланочника задається переміщення, потім визначається відстань між вільним шарніром ножедержача - точкою E і вільним шарніром кривошипа - точкою F. Координати цих точок:

$$\begin{cases} X_E = l_1 \cos \varphi_1 + l_4 \cos(\varphi_3 + \psi_1); \\ Y_E = l_1 \sin \varphi_1 + l_4 \sin(\varphi_3 + \psi_1); \end{cases}$$
$$\begin{cases} X_F = H_{12} + l_6 \cos \varphi_6; \\ Y_F = H_{21} + l_6 \sin \varphi_6. \end{cases}$$

Пошук здійснюється для знаходження такого положення ланки AB, при якому різниця між квадратом довжини ланки l_5 і квадратом відстані l_{EF} буде меншою за деяку задану похибку ε . Похибка вибирається такою, щоб, наприклад, знайдена відстань l_{EF} відрізнялася від l_5 на 0,01 мм. Це відповідає наступній моделі оптимізації:

$$l_5^2 - l_{EF}^2(\varphi_1) \rightarrow 0,$$

$$\varphi_{10} \geq \varphi_1 \geq \varphi_1^0,$$

де φ_{10} та φ_1^0 - крайнє положення ланки АВ

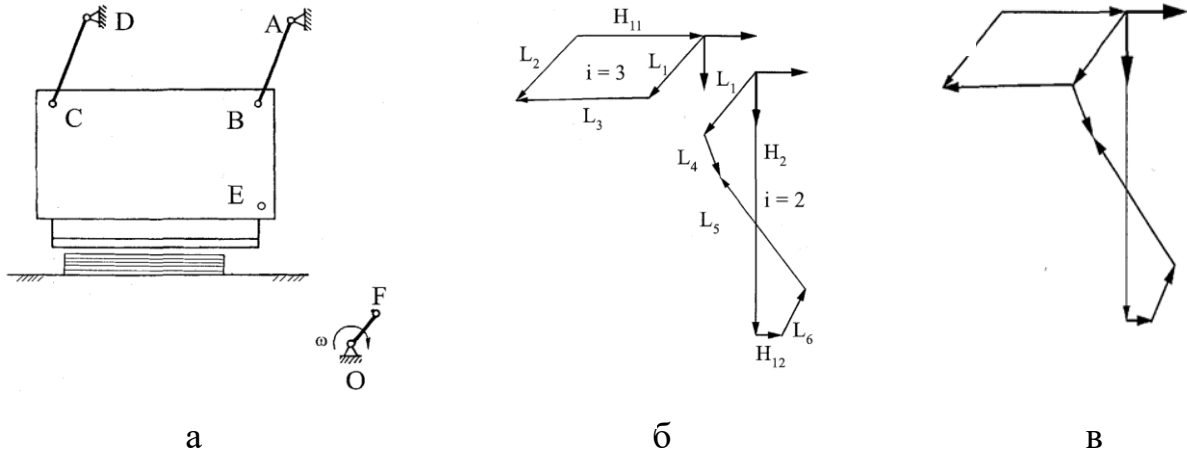


Рисунок 2.5 – Кінематична схема з розривом у шарнірі Е (а); схема векторних контурів з розривом у шарнірі Е (б) та нерозірвана схема векторних контурів (в) машини DocuTrim фірми с.р.Burg

Знаючи координати точок Е і F, помилку, порівнювану з похибкою ε , можна записати так:

$$\Delta l = l_5^2 - (X_E - X_F)^2 + (Y_E - Y_F)^2.$$

Пошук проводиться всередині діапазону між φ_{10} та φ_1^0 . Ці положення визначаються приблизно таким чином. Ланки АВ і ВС вважаються рівними і визначаються кути φ_{10} та φ_1^0 при $\varphi_5 = \varphi_6$ для двох випадків: $l_{10} = l_5 + l_6$ та $l_1 = l_5 - l_6$. Кутам φ_{10} та φ_1^0 дається невеликий допуск-запас і далі для всіх положень зміна кута φ_1 відбувається тільки в цьому діапазоні, що значно прискорює швидкодію програми.

Після того, як визначаються крайні положення ланки АВ, тобто діапазон гойдання $\varphi_{10} > \varphi_1 > \varphi$, визначається ознака переходу функції $f = l_5^2 - l_{EF}^2(\varphi_1)$ через нуль ε_1 , якому надається значення 1. Суть методу полягає в тому, що шукають таке положення ланки АВ (кута φ при якому різниця квадратів $l_5^2 - l_{EF}^2(\varphi_1)$ була б менше заздалегідь заданої величини ε

Як метод пошуку обраний метод Больцано (метод половинного поділу), який діє за наведеною нижче схемою.

1) Визначається помилка (Δl_5) при попередньому значенні кута повороту підвіски АВ φ_1

2) Якщо похибка (помилка) більше заданої, то куту φ_1 дається деяке збільшення і знову визначається помилка.

3) Можливі три варіанти:

- помилка зросла – збільшення змінює знак;
- помилка зменшилася - збільшення залишається незмінним;
- помилка змінила знак. У цьому випадку збільшення зменшується наполовину і змінює знак;

4) Пошук вважається завершеним при виконанні умови: помилка стає рівною нулю, або менше заданої похибки обчислення ε .

Застосований алгоритм розрахунку дозволяє при кожному положенні кривошипа з використанням чисельних методів визначити значення кутових переміщень всіх ланок, їх швидкостей і прискорень, а також навантажень, що виникають внаслідок дії сил інерції без припущень та спрощень.

2.2. Синтез та оцінка механізмів приводу ножів

2.2.1. Геометричний синтез та оцінка механізмів приводів ножів

Для дослідження та проектування обирали схеми механізмів переміщення ножів одно-і триножових різальних машин (рис. 2.6 - 2.10). Вказані розміри ланок відповідні чи близькі до реальних прототипів.

У всіх наведених схемах вихідними даними для синтезу є параметри В х L х h (ширина х довжина х висота) стопи листів (прикрутки блоків), а також довжина ножа L_н.

Розташували лезо ножа в нижньому положенні горизонтально, а у верхньому під необхідним кутом нахилу та забезпечивши таке розташування леза, щоб у процесі різання воно завжди було в контакті з папером (у верхньому

положенні в одній точці, а в нижньому - по всій довжині стопи). Таким чином отримуємо два шукані положення ножа.

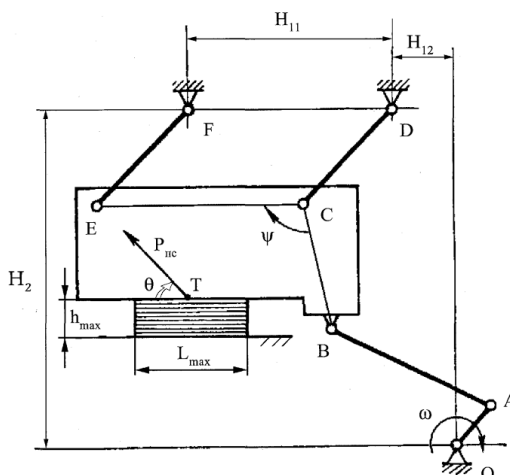


Рисунок 2.6 – Кінематична схема механізму переміщення ножа паперорізальної машини типу БР-125

Задавшись розмірами ножетримача та положеннями двох його шарнірів, пов'язаних з тягами (рис. 2.6, 2.7, 2.9), або повзунів (рис. 2.8, 2.10), отримаємо по дві точки для кожного шарніра, що відповідають двом положенням механізму.

Для схем, що представлені на рис. 2.6, 2.7 та 2.9, легко визначити геометричні місця шарнірного кріплення тяг F і D, G і F, O2 і O2 відповідно.

Для цього треба провести прямі, перпендикулярні до відрізків E_1E_2 , C_1C_2 і, відповідно, K_1K_2 , E_1E_2 та E_1E_2 , D_1D_2 через їх середини. На цих прямих вибираються центри шарнірів F, D, G, H, O₁, O₂. Для схеми приводу бічних ножів машини 2БРТ-125 положення точок B_1B_2 і C_1C_2 визначають напрямні повзунів.

Після цих операцій визначаються розміри ланок, що зв'язують провідний кривошип або кулачок із ножетримачем. Для схеми механізму приводу ножа машини типу БР-125 (рис. 2.6) розміри ланок AB та AO повинні бути такими, щоб ланка AO була кривошипом, тобто. проверталася повністю.

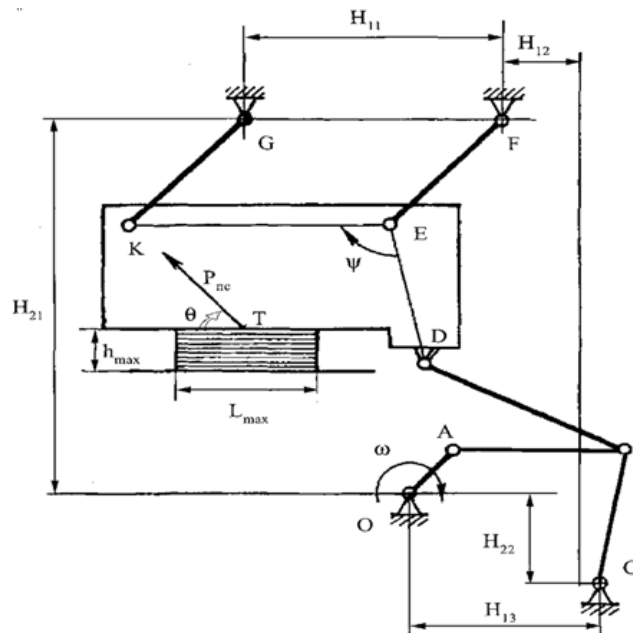


Рисунок. 2.7 – Кінематична схема механізму переміщення ножа паперорізальної машини типу БР-136

Крайні положення механізму повинні відповідати положенням, у яких ланки АО та АВ витягуються в одну лінію або накладаються одне на інше.

У схемі приводу ножа машини БР-136 (рис. 2.7) ланка ВС не кривошипом, а коромислом. Це дозволяє забезпечити кращу передачу зусилля на ланку ВС, оскільки кут $\angle DBC$ близький до прямого. При виборі ланок АТ і АВ слід мати на увазі, що ланка АТ - кривошип. За умовою Грасгофа про існування кривошипа в шарнірній чотириланці по-перше, кривошип повинен бути найменшою ланкою: $AO < BC$, $AO < OC$, $AO < AB$, і, по-друге, сума найменшої та найбільшої ланок повинна бути меншою за суму двох інших ланок, наприклад, $AO + OC < AB + BC$, якщо OC — найбільша ланка.

Геометричний синтез механізму переміщення бічних ножів триножової машини 2БРТ-125 (рис. 2.8) здійснюється за наступним алгоритмом:

- 1) за розмірами прикрутки блоків і довжиною ножа визначаються два положення ножетримача;
- 2) визначаються положення шарнірів В і С та проводяться напрямні для повзунів в цих шарнірах. Між шарнірами В і С встановлюється тяга ВС;

3) вибираються параметри шатуна АВ та кривошипу АТ. Для кращої передачі сил кут ВАО у процесі різання має бути близьким до 90° .

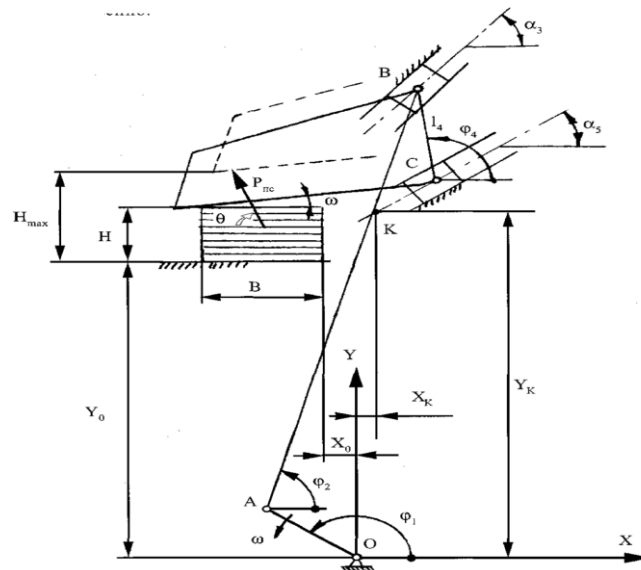
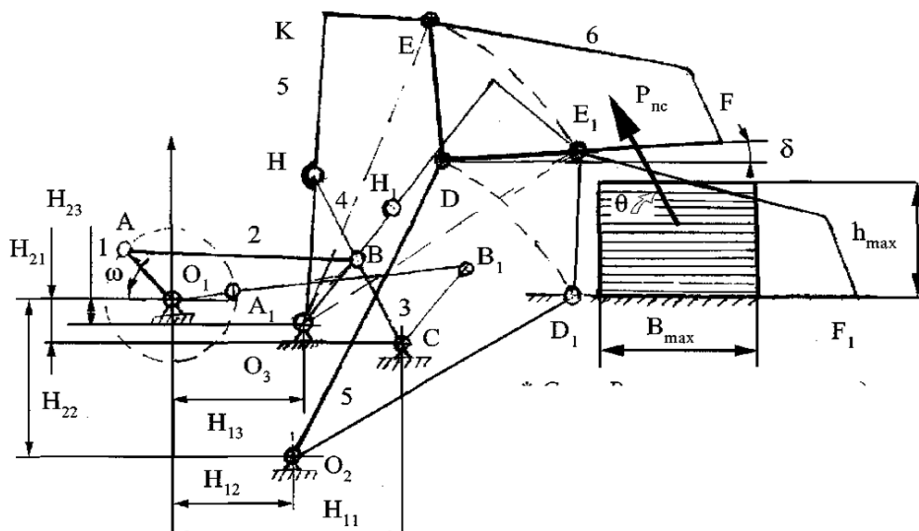


Рисунок 2.8 – Кінематична схема механізму переміщення бічних ножів машини для тристороннього обрізання блоків типу 2БРТ-125

Механізм приводу бічних ножів представлений на рис. 2.9, має ряд переваг у порівнянні з попереднім. У ньому відсутні поступальні пари і, отже, суттєво знижуються втрати на тертя, підвищується ККД механізму. Немає кулачка або неповнозубих зубчастих коліс, традиційних для подібних механізмів. Необхідний висотою у верхньому положенні забезпечується спеціально підібраним важільним механізмом.

Розглянемо геометричний синтез цього механізму за етапами. По-перше, визначаються два положення ножа з ножетримачем і визначаються положення шарнірів D і E. Далі знаходяться геометричні місця центрів O_2 і O_3 . Будується механізм O_2DEO_3 , близький до паралелограма. На відміну від паралелограма ($O_2D \approx OE$, $O_2O_3 \neq DE$) пояснюється тим, що для забезпечення шабельного характеру різання лезо ножа DF у верхньому положенні має бути нахилено до горизонту під кутом $3 - 4^\circ$.



* Сила P показана умовно для ПС І положення ножа під час різку

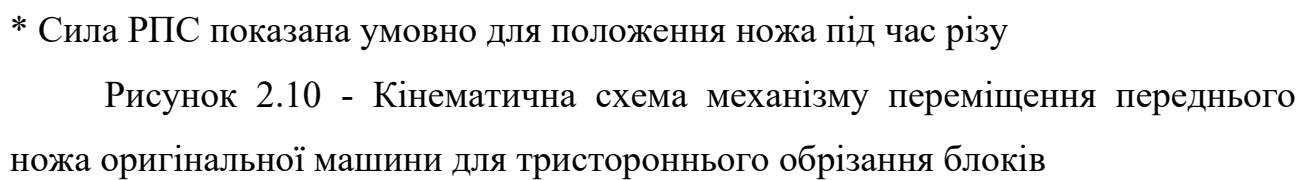
Рисунок 2.9 - Кінематична схема механізму переміщення бічних ножів оригінальної машини для тристороннього обрізання блоків

Щоб розмістити важільний механізм, що забезпечує хитання ланки O_3E , ланка O_3E виконується двоплечевою (друге плече - OK).

Встановлюється точка H цьому ланці і вводяться ланки NB і BC . Ці ланки при верхньому положенні ножа витягуються в одну лінію HC . Це забезпечує досить хорошу передачу сил у механізмі.

Шатун AB і кривошип AO вибираються таким чином, щоб забезпечити невелике хитання ножа у верхньому положенні (грубий, але достатній у цій ситуації вистій). Одне з крайніх положень шарнірної чотириланки A_4B_4 обрано таким, при якому ланка O_3H відхиляється від крайнього положення на невелику величину. Це положення ланки O_3H повторюється тричі (при проходженні кривошипу через точки A_2 , A_4 , A_6 , що забезпечує хитання ножа поблизу верхнього крайнього положення під час повороту провідного кривошипа на достатній для вистою кут (для цієї схеми близько 280°).

Ідея затримки веденої ланки в крайньому положенні полягає в тому, що у двоконтурному механізмі (у даному випадку O_1A_1BC і O_2H_1BC) відбувається



ω_{11} - аналог кутової швидкості ланки O_2H_1 по відношенню до ланки ВС.

Існують механізми [11], що складаються з двох певним чином пов'язаних чотириланочників, які забезпечують вісім коливань і, отже, більш точний вистій. В даному випадку запропонованого рішення з двома коливаннями достатньо.

56

Висновки до розділу 2

У результаті виконаних у 2 розділі досліджень нами було розглянуто і запропоновано узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножа одноножових різальних машин.

З метою можливості проведення аналізу будь-якого механізму за допомогою єдиної програми, складено узагальнений алгоритм.

Виконано рішення векторного контуру з групою Асура III класу та геометричний синтез та оцінку механізмів приводів ножів.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНОЇ МОДЕЛІ АНАЛІЗУ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ ПРИ ТРИСТОРОННЬОМУ ОБРІЗУВАННІ БЛОКІВ

3.1. Узагальнений алгоритм аналізу схем механізмів переміщення ножів і машин для тристоронньої обрізки блоків

Основні типи механізмів переміщення бічних та переднього ножів машин для тристороннього обрізання блоків наведено на рис. 3.1.

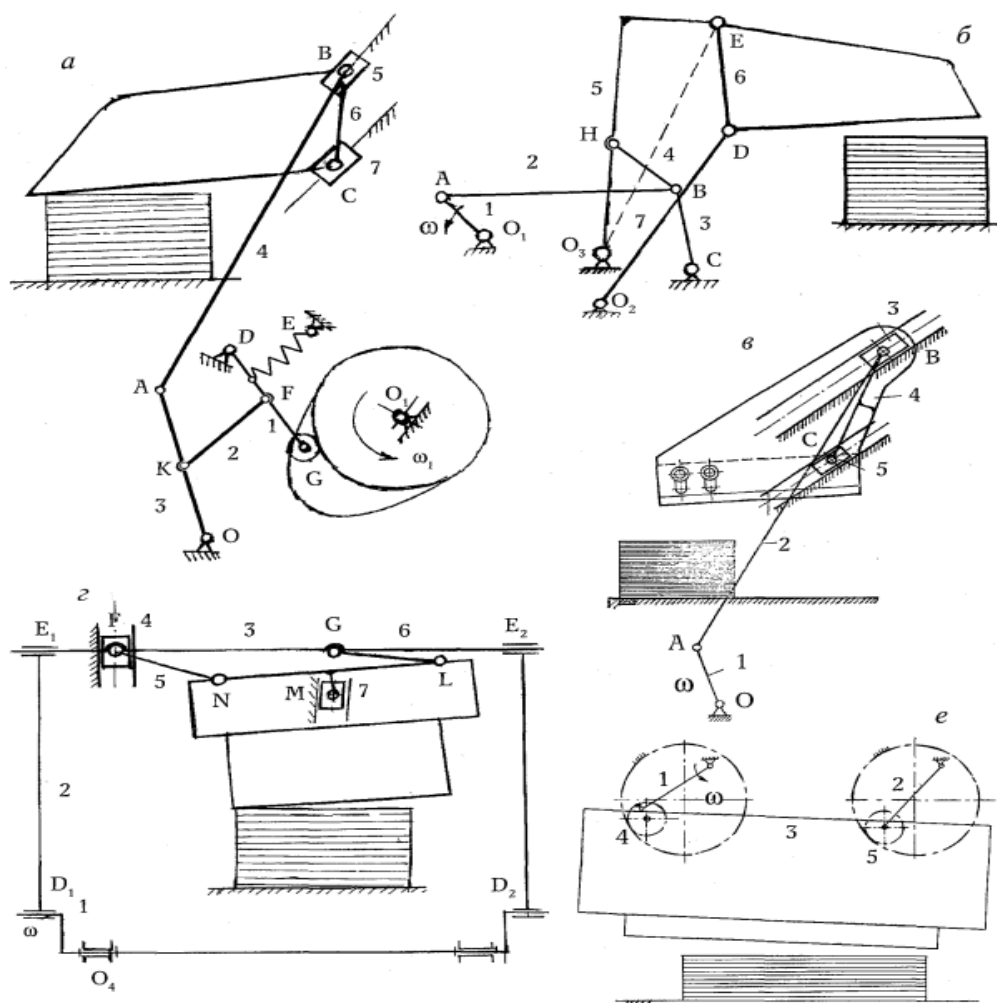


Рисунок 3.1. – Основні типи механізмів приводу для тристороннього обрізання блоків: механізм бічних (а, б, в, е) та переднього ножів (г, е) машин

Механізм представлений на рис. 3.1 (е) стоїть трохи осторонь і має відмінності від інших механізмів приводів ножів триножових різальних

машин, розглянутих нами. Принцип його роботи полягає в тому, що ножі здійснюють не зворотно-поступальний або коливальний рух, а обертальний з постійною швидкістю, отже інерція механізму значно менша, ніж у традиційних схемах. Також це найбільш портативна схема приводу. Але деякі його особливості обмежують його застосування та використання у різальних машинах. Так, до недоліків слід віднести, насамперед, значні труднощі у забезпеченні заданих параметрів закону періодичного руху. Наявність вищих кінематичних пар при значних технологічних навантаженнях викликає велику напругу в матеріалі ланок, що в свою чергу несприятливо позначається характер навантаження. Це є причиною появи зазорів, деформації зубів і, як наслідок, похибок прирізування, ударів у механізмі. За наявними даними, подібний привід реалізовано тільки в одній із моделей триножових різальних машин фірми Muller Martini. З огляду на вище зазначене дослідження його нами не проводилось. Побудуємо для цих механізмів узагальнений кінематичний алгоритм аналізу. З цією метою виділимо сімейство векторних контурів для даних механізмів. Випишемо векторні рівняння, які їм відповідають.

Механізм приводу бічних ножів ЗБРТ-450 (рис. 3.2, а):

$$\begin{cases} \bar{L}_{11} + \bar{L}_2 - \bar{L}_{31} + \bar{H}_{11} + \bar{H}_{21} = 0; \\ \bar{L}_3 + \bar{L}_4 - \bar{L}_5 - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{22} = 0; \\ \bar{X}_B + \bar{Y}_B - \bar{L}_6 - \bar{L}_7 - \bar{H}_{13} - \bar{H}_{23} = 0. \end{cases}$$

Механізм приводу бічних ножів оригінальної машини для тристороннього обрізання (рис. 3.2, б):

$$\begin{cases} \bar{L}_1 + \bar{L}_2 - \bar{L}_3 - \bar{H}_{11} - \bar{H}_{21} = 0; \\ \bar{L}_3 + \bar{L}_4 - \bar{L}_{51} + \bar{H}_{11} + \bar{H}_{21} - \bar{H}_{12} + \bar{H}_{13} = 0; \\ \bar{L}_5 + \bar{L}_6 - \bar{L}_7 - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{23} = 0. \end{cases}$$

Механізм приводу бічних ножів 2БРТ-125 (рис. 3.2, в):

$$\begin{cases} \bar{L}_1 + \bar{L}_2 - \bar{L}_3 - \bar{H}_{11} - \bar{H}_{21} = 0; \\ \bar{X}_B + \bar{Y}_B - \bar{L}_4 - \bar{L}_5 - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{22} = 0. \end{cases}$$

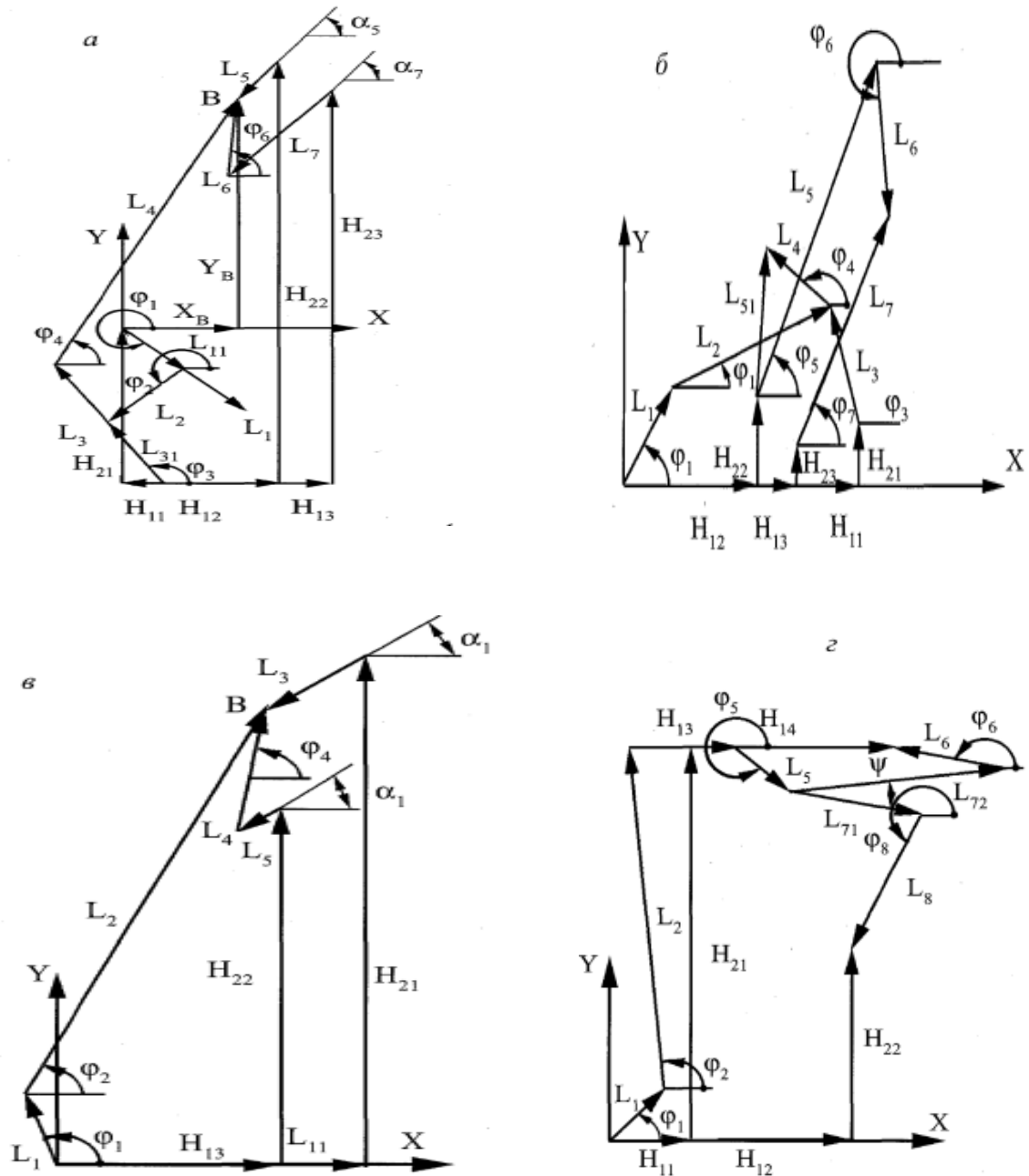


Рисунок 3.2. – Векторні контури механізмів приводу ножів для тристороннього обрізання блоків.

Механізм приводу бічних ножів 2БРТ-125 (рис. 3.2, в):

$$\begin{cases} \bar{L}_1 + \bar{L}_2 - \bar{L}_3 - \bar{H}_{11} - \bar{H}_{21} = 0; \\ \bar{X}_B + \bar{Y}_B - \bar{L}_4 - \bar{L}_5 - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{22} = 0. \end{cases}$$

Механізм приводу переднього ножа 2БРТ-125 (рис. 3.2, г):

$$\begin{cases} \bar{L}_1 + \bar{L}_2 - \bar{H}_{11} - \bar{H}_{21} = 0; \\ \bar{L}_5 + \bar{L}_{71} - \bar{L}_8 + \bar{H}_{21} + \bar{H}_{11} - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{22} = 0; \\ \bar{L}_5 + \bar{L}_{72} + \bar{L}_6 - \bar{H}_{22} - \bar{H}_{14} = 0. \end{cases}$$

У попередньому розділі були докладно наведені алгоритми аналізу механізмів приводу ножа одноножових різальних машин. Тому обмежимося описом узагальненого алгоритму у векторному вигляді з короткими поясненнями. Найбільш проста схема *в*. Її векторний алгоритм може бути отриманий з алгоритму схеми *а* при дотриманні наступних умов:

$$\begin{aligned} L_2 = 0; \quad L_{31} = 0; \quad L_3 = 0; \quad H_{11} = 0; \quad H_{21} = 0; \quad L_4 = L_2; \\ L_6 = L_4; \quad L_7 = L_5; \quad H_{12} = H_{11}; \quad H_{22} = H_{21}; \quad H_{13} = H_{12}; \quad H_{23} = H_{22}. \end{aligned}$$

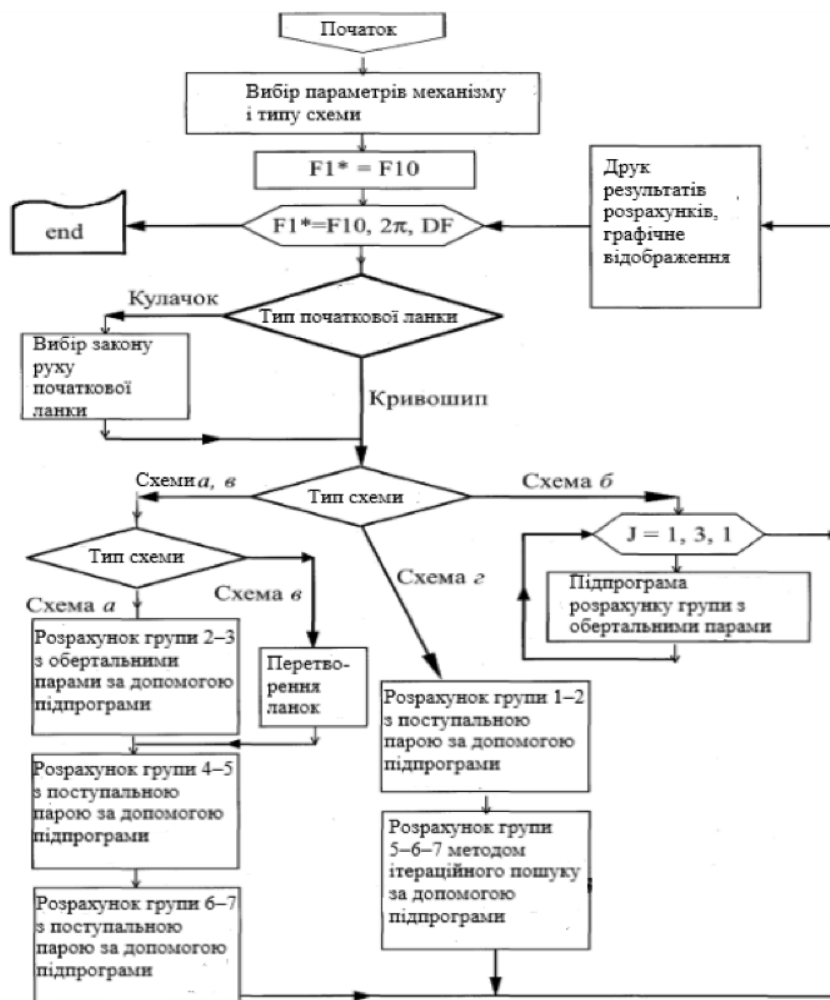
Ліві параметри належать до схеми *а*, праві — схеми *в*. Ланка 1 у схемі *а* отримує рух від кулачка. Це означає, що:

$$\Phi_1 = \psi(\varphi_k); \quad \Phi_1^I = \psi^I(\varphi_k); \quad \Phi_1^{II} = \psi^{II}(\varphi_k);$$

де φ_k - кут повороту кулачка,

$\psi(\varphi_k)$, $\psi^I(\varphi_k)$, $\psi^{II}(\varphi_k)$ - кутові переміщення, аналог кутової ланки 1, вибрані відповідно до прийнятого закону прискорення веденого ланки кулачкового механізму (синусоїдальним, косинусоїдальним, законом Шуна і т.д.). Для інших схем ланка 1 обертається рівномірно, причому $\psi(\varphi_k) = 1$; $\psi'(\varphi_k) = 1$.

Аналіз векторних рівнянь схем *a*, *б* показує, що узагальнений алгоритм повинен розгалужуватися, так як перша схема містить дві групи Ассура другого класу з повзунами, друга схема - дві групи другого класу обертальними парами, а схема 4 містить груп у Ассура третього класу,



положення ланок якої можна визначити методом пошуку аналогічно до третього векторного контуру. Рисунок 3.3 – Блок-схема узагальненого алгоритму, покладеного в основу програми для аналізу схем механізмів приводу триножових ножів різальних машин

На рис. 3.3. наведено блок-схему узагальненого алгоритму, покладеного в основу програми для аналізу схем механізмів приводу триножових ножів різальних машин. Для схеми *a* $F1^* = F1K$; для схем *б*, *в* і *г* $F1^* = F1$.

3.2. Кінетостатика з урахуванням тертя в механізмах приводу ножів машини для тристоронньої обрізки

Більшість кінематичних схем приводу переднього та бічних ножів машин для тристороннього обрізання блоків є багатоланковими кулачкововажільні та важільні механізми. Для підвищення плавності врізання ножа в папір схеми механізмів побудовано так, щоб забезпечити так званий шабельний різ. З цією метою застосовується, наприклад, схема з послідовно з'єднаними групами, що складаються з шатунів з повзунами, причому кут нахилу повзунів до горизонту коливається в межах $40...49^\circ$. Це означає, що тертя повзунів про спрямування і тертя в шарнірах може бути значним і має враховуватись у силовому розрахунку. Відомий метод кінетостатичного розрахунку з урахуванням сил тертя, що складається з двох етапів [31, 32, 34]. На першому етапі визначаються реакції в шарнірах без урахування тертя, потім за знайденими реакціями визначаються сили тертя. На другому етапі проводиться силовий розрахунок із включенням до систем сил поряд з іншими сил тертя. Цей метод дає поправки до реакцій від сил тертя, причому малим силам тертя відповідають і малі виправлення. Метод цей принципово непридатний на дослідження положень, близьких до зон самогальмування, де сили тертя різко зростають тому для кінетостатичних розрахунків механізмів, подібних до наведеного на рис. 3.4, скористаємося іншим методом.

Розглянемо кінетостатичний розрахунок найпоширенішої схеми приводу бічних ножів (машини 2БРТ-125/450), що представлена на рис. 3.4. Схема складається з початкового механізму (ланки ОА та стійки) та двох структурних груп 2-3 та 4-5. Силовий розрахунок раціонально розпочати з групи 4-5, шатун 4 якої несе ножоутримувач з ножом (див. рис. 3.5.).

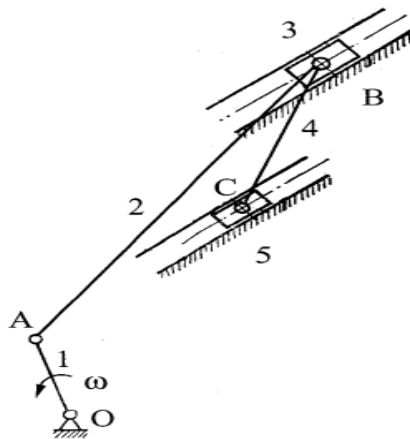


Рисунок 3.4 – Кінематична схема приводу бічних ножів машини 2 БРТ-450

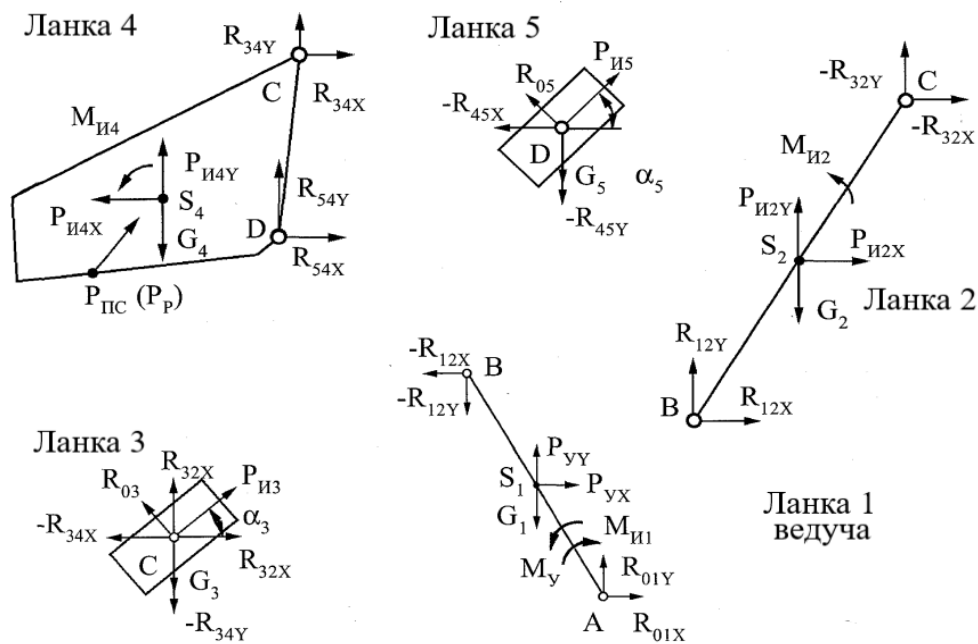


Рисунок 3.5. – Схема механізму приводу бічних ножів триножової різальної машини з розкладанням на групи Ассур та доданими силами

3.2.1. Розрахунки групи 4—5.

Нехай задана зовнішня сила P , результуюча трьох сил різання, ваги ланки 4 з ножом та сили інерції; сили ваги повзуна 5. Задано коефіцієнти тертя в шарнірах D і C - f ш радіуси цапф у цих шарнірах $r = r_D = r_C$.

Задані коефіцієнти тертя тертя повзуна 5 по напрямні. Потрібно визначити реакції у шарнірах С і D (R_{34} , R_{54}) і реакцію з боку стійки на повзун 5 - R_{05} .

Силу тертя повзуна по напрямним визначимо так:

$$F_5 = f_5 \cdot R_{05},$$

а сили тертя в шарнірах С і D представимо у вигляді моменту в тертя M_4 і M_5 , так як це дозволяє перенести реакції R_{34} і R_{54} в центри шарнірів.

Виберемо систему координат XOY так, щоб вісь OX була горизонтальна, а вісь OY-вертикальна .

Напрямні повзунів 3 і 5 нахилені під кутами пекло та до осі OX, а сила P спрямовано під кутом α_4 .

Реакції в шарнірах С і D представимо у вигляді горизонтальних та вертикальних складових R_{34X} і R_{34Y} , R_{54X} та R_{54Y} відповідно. Для групи 4-5 можна скласти наступну систему рівнянь статки.

$$\begin{cases} R_{34X} + P \cos \alpha_4 + R_{54X} = 0; \\ R_{34Y} + P \sin \alpha_4 + R_{54Y} = 0; \\ -R_{54X} + P_5 \cos \alpha_5 - R_{05} \sin \alpha_5 + f_5 R_{05} \cos \alpha_5 = 0; \\ -R_{54Y} + P_5 \sin \alpha_5 + R_{05} \cos \alpha_5 - G_5 + f_5 R_{05} \sin \alpha_5 = 0; \\ M_3 + M_5 - P_4 h_4 - R_{34X} h_{34X} + R_{34Y} h_{34Y} = 0; \\ M_3 = f_{шп} r_{шп} \sqrt{R_{34X}^2 + R_{34Y}^2}; \\ M_5 = f_{шп} r_{шп} \sqrt{R_{54X}^2 + R_{54Y}^2}. \end{cases}$$

(Знак M_3 протилежний знаку кутової швидкості ($\omega_{43} = \omega_4 - \omega_3$). M_5 протилежний знаку кутової швидкості $\omega_{54} = \omega_5 - \omega_4$).

Вирішення цієї системи рівнянь призводить до алгебраїчного рівняння четвертого ступеня щодо R_{05} .

Вихідне рівняння:

$$\sqrt{R_{34X}^2 + R_{34Y}^2} + \sqrt{R_{54X}^2 + R_{54Y}^2} - R_{34X} h_{34X} / f_{шп} r_{шп} = A,$$

де, $A = P_4 / f_{\text{ш}} r_{\text{ш}};$

$$R_{34X} = C_{1X} - C_{2X}R_{05},$$

де $C_{1X} = -P\cos\alpha_4 - P_5\cos\alpha_5;$

$$R_{34Y} = C_{1Y} - C_{2Y}R_{05},$$

де $C_{1Y} = -P\sin\alpha_4 - P_5\sin\alpha_5 - G_5;$

$$R_{54X} = (f\cos\alpha_5 - \sin\alpha_5)R_{05} + D_{1X},$$

де, $D_{1X} = P_5\cos\alpha_5;$

$$R_{54Y} = (\cos\alpha_5 - f\sin\alpha_5) \cdot R_{05} + D_{1Y},$$

де, $D_{1Y} = P_5\sin\alpha_5 - G_5.$

Ітак,

$$(C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 - \\ - E_X R_{34X} + E_Y R_{34Y} = A;$$

Або

$$(C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 - \\ - E_X \cdot (C_{1X} - C_{2X}R_{05}) + E_Y \cdot (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05}) = A;$$
$$(C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 + \\ + (C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 = \\ = (A + E_X \cdot (C_{1X} - C_{2X}R_{05}) + E_Y \cdot (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05}))^2;$$

Після того

$$\begin{aligned}
& (C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 = \\
& = (A^2 + (E_X^2 - 1) \cdot (C_{1X} - C_{2X}R_{05}) + (E_Y^2 - 1) \cdot (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05}))^2 - (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 - \\
& - (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 + 2AE_X \cdot (C_{1X} - C_{2X}R_{05}) + 2AE_Y \cdot (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05}) + E_X E_Y \cdot (C_{1X} - C_{2X}R_{05});
\end{aligned}$$

Зробивши заміну, отримаємо

$$\begin{aligned}
& (C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 + (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 = \\
& = A^2 + (E_X^2 - 1)C_{1X}^2 - 2C_{2X}(E_X^2 - 1)C_{1X}R_{05} + (E_X^2 - 1)C_{2X}^2R_{05}^2 + (E_Y^2 - 1)C_{1Y}^2 - \\
& - 2C_{1Y}C_{2Y}(E_Y^2 - 1)R_{05} + C_{2Y}^2R_{05}^2(E_Y^2 - 1) - D_{1X}^2 - 2D_{1X}C_{2X}R_{05} + C_{2X}^2R_{05}^2 - D_{1Y}^2 - \\
& - 2D_{1Y}C_{2Y}R_{05} + C_{2Y}^2R_{05}^2 + 2AE_X C_{1X} - 2AE_X C_{2X}R_{05} + 2AE_Y C_{1Y} - \\
& - 2AE_Y C_{1Y}R_{05} + E_X E_Y C_{2X}R_{05}; \\
& ((C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2) \cdot ((D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + \\
& + (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2) = (AA + 2 \cdot BB \cdot R_{05} + CC \cdot R_{05}^2)^2;
\end{aligned}$$

У цих рівняннях нижче введено заміни

$$AA = A^2 + (E_X^2 - 1)C_{1X}^2 + (E_X^2 - 1)C_{1Y}^2 - D_{1X}^2 - D_{1Y}^2 + 2AE_X C_{1X} + 2AE_Y C_{1Y} + E_X E_Y C_{1X};$$

$$BB = -C_{2X}C_{1X}(E_X^2 - 1) - C_{1Y}C_{2Y} \cdot (E_Y^2 - 1) - D_{1X}C_{2X} - D_{1Y}C_{2Y} - AE_X C_{2X} - AE_Y C_{2X};$$

$$CC = (E_X^2 - 1) \cdot C_{2X}^2 + C_{2Y}^2 \cdot (E_Y^2 - 1) + C_{2X}^2 + C_{2Y}^2 = E_X^2 C_{2X}^2 + C_{2Y}^2 E_Y^2;$$

$$\begin{aligned}
& (C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 \cdot (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 - (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 \cdot (D_{1X} + C_{2X}R_{05})^2 + \\
& + (C_{1X} - C_{2X}R_{05})^2 \cdot (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05})^2 + \\
& + (C_{1Y} - C_{2Y}R_{05})^2 \cdot (D_{1Y} + C_{2Y}R_{05}) = (AA + 2BBR_{05} + CCR_{05}^2)^2;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (C_{1X}^2 - 2C_{1X}C_{2X}R_{05} + C_{2X}^2R_{05}^2)(D_{1X}^2 + 2D_{1X}C_{2X}R_{05} + C_{2X}^2R_{05}^2 + D_{1Y}^2 - 2D_{1Y}C_{2Y}R_{05} + \\
& + C_{2Y}^2R_{05}^2) + (C_{1Y}^2 - 2C_{1Y}C_{2Y}R_{05} + C_{2Y}^2R_{05}^2) \cdot (D_{1X}^2 + 2D_{1X}C_{2X}R_{05} + C_{2X}^2R_{05}^2 + D_{1Y}^2) + \\
& + 2D_{1Y}C_{2Y}R_{05} + C_{2Y}^2R_{05}^2 = (AA + 2BBR_{05} + CCR_{05}^2)^2;
\end{aligned}$$

$$(C_{1X}^2 - 2C_{1X}C_{2X}R_{05} + C_{2X}^2R_{05}) \cdot ((D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) + 2 \cdot (D_{1X}C_{2X} - C_{2Y}D_{1Y})R_{05} + (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) \cdot R_{05}^2) + ((C_{1Y}^2 - 2C_{1Y}C_{2Y}R_{05} + C_{2Y}^2R_{05}^2) \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) + 2 \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) \cdot R_{05}^2) = (AA + 2BBR_{05} + CCR_{05}^2)^2;$$

$$AA1 = C_{1X}^2 \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2 + C_{1Y}^2 \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2));$$

$$BB1 = -C_{1X}C_{2X} \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) - C_{1Y}C_{2Y} \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) + 2C_{1X}^2(D_{1X}C_{2X} - D_{1Y}C_{2Y});$$

$$CC1 = C_{2X}^2 \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2 + C_{2Y}^2 \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) - 4C_{1X}C_{2X} \cdot (D_{1X}C_{2X} - C_{2Y}D_{1Y}) - 4C_{1Y}C_{2Y} \cdot (D_{1X}C_{2X} + D_{1Y}C_{2Y}));$$

$$DD1 = -2C_{1X}C_{2X} \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) + 2C_{2X}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} - C_{2Y}D_{1Y}) + 2C_{2Y}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} + D_{1Y}C_{2Y}) - 2C_{1Y}C_{2Y} \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2);$$

$$EE1 = C_{2X}^2 \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) + C_{2Y}^2 \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2);$$

Підставимо та отримаємо

$$AA1 + 2BB1R_{05} + CC1R_{05}^2 + DD1R_{05}^3 + EE1R_{05}^4 = AA^2 + 4BBR_{05}^2 + CC^2R_{05}^4 + 2AABBR_{05} + AACCR_{05}^2 + 2BBCCR_{05}^3;$$

I, остаточно:

$$(EE1 - CC^2) \cdot R_{05}^4 + (DD1 - 2BBCC) \cdot R_{05}^3 + (CC1 - AACC) \cdot R_{05}^2 + 2 \cdot (BB1 - AAB B) \cdot R_{05} + AA1 - AA^2 = 0.$$

Алгоритм силового розрахунку для групи 4-5 виглядає так:

$$\mathbf{AXR}_{05}^4 + \mathbf{BXR}_{05}^3 + \mathbf{CXR}_{05}^2 + \mathbf{DXR}_{05} + \mathbf{EX} = \mathbf{0};$$

де,

$$\begin{aligned} \mathbf{AX} &= \mathbf{EE1} - \mathbf{CC}^2; \\ \mathbf{BX} &= \mathbf{DD1} - 2\mathbf{BBCC}; \\ \mathbf{CX} &= \mathbf{CC1} - \mathbf{AACC}; \\ \mathbf{DX} &= 2 \cdot (\mathbf{BB1} - \mathbf{AAB B}); \\ \mathbf{EX} &= \mathbf{AA1} - \mathbf{AA}^2; \end{aligned}$$

В свою чергу:

$$AA1 = (C_{1X}^2 + C_{1Y}^2) \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2);$$

$$BB1 = - (C_{1X}C_{2X} + C_{1Y}C_{2Y}) \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) + \\ + 2C_{1X}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} - D_{1Y}C_{2Y}) + 2C_{1Y}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} + D_{1Y}C_{2Y});$$

$$CC1 = (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) \cdot (D_{1X}^2 + D_{1Y}^2) - 4C_{1X}C_{2X} \cdot (D_{1X}C_{2X} - C_{2Y}D_{1Y}) - \\ - 4C_{1Y}C_{2Y} \cdot (D_{1X}C_{2X} + D_{1Y}C_{2Y});$$

$$DD1 = -2C_{1X}C_{2X} \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2) + 2C_{2X}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} - C_{2Y}D_{1Y}) + \\ + 2C_{2Y}^2 \cdot (D_{1X}C_{2X} + D_{1Y}C_{2Y}) - 2C_{1Y}C_{2Y} \cdot (C_{2X}^2 + C_{2Y}^2);$$

де,
$$AA = A^2 + (E_X^2 - 1) \cdot C_{1X}^2 + (E_X^2 - 1) \cdot C_{1Y}^2 - D_{1X}^2 - \\ - D_{1Y}^2 + 2AE_XC_{1X} + 2AE_YC_{1Y} + E_XE_YC_{1X};$$

$$BB = - C_{2X}C_{1X} \cdot (E_X^2 - 1) - C_{1Y}C_{2Y} \cdot (E_Y^2 - 1) - D_{1X}C_{2X} - \\ - D_{1Y}C_{2Y} - AE_XC_{2X} - AE_YC_{2Y}E_XE_YC_{2X};$$

$$CC = E_X^2C_{2X}^2 + C_{2Y}^2E_Y^2;$$

Як результат,

$$A = P_4h_4 / f_{шr_{II}}; \\ C_{1X} = - P_4\cos\alpha_4 - P_5\cos\alpha_5; \\ C_{1Y} = - P_4\sin\alpha_4; \\ D_{1X} = P_5\cos\alpha_5; \\ D_{1Y} = P_5\sin\alpha_5 - G_5; \\ E_X = h_{34X} / (f_{шr_{II}}); \\ E_Y = h_{34Y} / (f_{шr_{II}}).$$

Для вирішення цього рівняння скористаємося методом Феррарі. Суть методу полягає у тому, що складається так зване резольвентне рівняння (допоміжне рівняння третього ступеня). У нашому випадку воно виглядає наступним чином:

$$8y^3 - 4 \cdot (CX / AX) \cdot y^2 + (2 \cdot (BXDX / AX^2) - 8 \cdot (EX / AX)) \cdot y + \\ + EX \cdot (4 \cdot (CX / AX) - (BX / AX)^2) / AX - DX^2 / AX^2 = 0.$$

Знаходиться дійсний корінь цього рівняння y_1 . Коріння рівняння

$$X^4 + (BX / AX) \cdot X^3 + (CX / AX) \cdot X^2 + (DX / AX) \cdot X + EX / AX = 0$$

збігаються з корінням двох квадратних рівнянь

$$X^2 + (BX / AX + Z) \cdot X / 2 + (Y + ((BX / AX) \cdot Y - (DX / AX)) / Z) = 0,$$

де, $Z = 8Y + BX^2 / AX^2 - Y \cdot (CX / AX).$

Маємо рівняння третього ступеня $ax^3 + bx^2 + cx + d = 0$. Це рівняння найкраще вирішувати за наступною схемою. Наведемо його до вигляду:

$$y^2 + 3py + 2q = 0,$$

де, $y = x + b / 3a;$

$$3p = (3ac - b^2) / 3a^2$$

і $2q = (2b^3 / 27a^3) - bc / 3a^2 + d / a.$

Кількість дійсних рішень залежить від знаку дискримінанти $D=q_2+p_3$. Введемо величину $\gamma = |p|$. Знак γ має збігатися зі знаком q .

Для визначення коренів резольвентного рівняння можна скористатися таблицею 3.1. У цій таблиці гіперболічні функції замінені експонентними та натуральними логарифмами, що дозволяє скористатися стандартними функціями машинних мов.

Таблиця 3.1

$p < 0$		$p \geq 0$
$DIS \leq 0$	$DIS \leq 0$	$sh\varphi = q / r^3$ $\varphi = arsh\varphi =$ $= \ln(q / r^3 + (q / r^3)^2 + 1)$
$\cos\varphi = q / r^3$ $\varphi = arctg\varphi =$ $= arctg \frac{1 - (q / r^3)^2}{q / r^3}$	$ch\varphi = q / r^3$ $\varphi = arch\varphi =$ $= \ln(q / r^3 \pm (q / r^3)^2 - 1)$	
$Z_1 = -2 \cdot r \cdot$ $\cdot \cos(\varphi/3)$ $Z_2 = 2 \cdot r \cdot$ $\cdot \cos(\pi/3 - \varphi/3)$ $Z_3 = 2 \cdot r \cdot$ $\cdot \cos(\pi/3 + \varphi/3)$	$Z_1 = -2 \cdot r \cdot ch(\varphi/3)$ де $Z_1 = -r \cdot$ $\cdot (e^{\varphi/3} + e^{-\varphi/3})$ Z_2 и Z_3 – комплексні	$Z_1 = -2 \cdot r \cdot sh(\varphi/3)$ де $Z_1 = -r \cdot$ $\cdot (e^{\varphi/3} - e^{-\varphi/3})$ Z_2 и Z_3 – комплексні

3.2.2. Розрахунки групи 2—3.

Для групи 2-3 можна записати наступну систему кінетостатичних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{12X} + P_2 \cos \alpha_2 + R_{32X} = 0; \\ R_{12Y} + P_2 \sin \alpha_2 + R_{32Y} = 0; \\ -R_{32X} + P_3 \cos \alpha_3 - R_{03} \sin \alpha_3 + f_3 R_{03} \cos \alpha_3 = 0; \\ M_2 + M_{32} - P_3 h_3 + R_{12X} h_{12X} - R_{12Y} h_{12Y} = 0; \\ M_3 = f_{ш} r_{ш} \sqrt{R_{34X}^2 + R_{34Y}^2}; \\ M_5 = f_{ш} r_{ш} \sqrt{R_{54X}^2 + R_{54Y}^2}. \end{array} \right.$$

Вочевидь, що у п. 3.2.1 алгоритм дає рішення для цієї системи рівнянь. В результаті розрахунку визначаються проекції реакції на осі координат X і Y - R12x R12Y.

3.2.3. Розрахунок початкової ланки

Рівняння моментів щодо точки А:

$$M_A + G_1 h_{11} - P_{и1} h_{12} - R_{21} h_{13} - P_y h_y + M_B = 0;$$

$$M_A = f_{ш} r_{ш};$$

$$R_{01X}^2 + R_{01Y}^2 + P_Y \cos \alpha_Y + R_{21X} + P_{и1X} + R_{01X} = 0;$$

$$P_Y \sin \alpha_Y + R_{21Y} + P_{и1Y} + R_{01Y} + G_1 = 0;$$

де, $R_{21X} = -R_{12X}; R_{21Y} = -R_{12Y}.$

Невідомими у цьому рівнянні є величини P_y , R_{01X} і R_{01Y} .

$$R_{01X}^2 + R_{01Y}^2 - P_y h_y / f_{ш} r_{ш} = A,$$

де, $A = (-G_1 h_{11} + P_{и1} h_{12} - R_{21} h_{13} - M_B) / f_{ш} r_{ш};$

$$R_{01X}^2 + R_{01Y}^2 = A^2 + 2h_y^* A P_y + h_y^{*2} P_y^2,$$

де, $h_y^* = h_y / f_{ш} r_{ш};$

$$R_{01X} = P_Y \cos \alpha_Y + BX,$$

де, $BX = -R_{21X} - P_{и1X};$

$$R_{01Y} = P_Y \cos \alpha_Y + BY,$$

де, $BY = -R_{21Y} - P_{и1Y} + G_1.$

$$\begin{aligned} P_y^2 \cos^2 \alpha_Y + 2BX P_y \cos \alpha_Y + BX^2 + P_y^2 \sin^2 \alpha_Y + 2BY P_y \sin \alpha_Y + BY^2 = \\ = A^2 + h_y^* A P_y + h_y^{*2} P_y^2; \end{aligned}$$

$$AA P_y^2 + 2BB P_y + CC = 0,$$

де,

$$AA = h_y^* - 1;$$

$$BB = h_y^* A - BX \cos^2 \alpha_y - BY \sin \alpha_y;$$

$$CC = A^2 - BX^2 - BY^2.$$

Остаточно врівноважуюча сила P_y дорівнює:

$$P_y = \frac{BB \pm \sqrt{BB^2 - AACC}}{2AA}.$$

Висновки до розділу 3

На підставі проведених досліджень механізмів приводу ножів різальних машин було розроблено комплекс алгоритмів і методик, спрямованих на визначення реакцій у кінематичних парах цих механізмів. Створено алгоритми у матричній формі для аналізу без урахування сил тертя, а також методику точного врахування сил тертя без використання методу послідовних наближень. Це дозволяє мінімізувати похибки в умовах заклинювання та забезпечити коректність розрахунків. Для вирішення систем рівнянь кінетостатики застосовано метод Феррарі.

Систематизовано конструкції механізмів приводу ножів, розподілених на одноножові й триножові машини. Для першої групи запропоновано узагальнену схему, що дозволяє генерувати різноманітні варіанти конструкцій. Розроблено алгоритми для визначення кутових і лінійних переміщень ланок, а також ітераційні схеми аналізу положення механізмів із групами Ассура. Додатково створено методи матричного визначення аналогів швидкостей і прискорень.

Для другої групи механізмів (триножові машини) сформовано узагальнену структурну схему, що включає варіанти з кулачковим і важільним приводами.

Результати досліджень визначають закономірності зміни кінематичних параметрів і силових характеристик механізмів, що забезпечує точність та ефективність їх аналізу. На основі цього сформульовано рекомендації щодо удосконалення конструкцій приводу ножів, а також оптимізації їхніх робочих параметрів для підвищення надійності та продуктивності різальних машин.

РОЗДІЛ 4. СИНТЕЗ ТА ОЦІНКА МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДУ НОЖІВ

4.1. Геометричний синтез і оцінка механізмів у приводів ножів

На рис. 4.1. - 4.5., дані для дослідження та проектування схеми механізмів переміщення ножів одно- та триножових різальних машин. Вказані та розміри ланок, відповідні або близькі до реальних прототипів [31].

У всіх наведених схемах вихідними даними для синтезу є параметри $B \times L \times H$ (ширина $\times$ довжина $\times$ висота) стопи листів (прикрутки блоків), а також довжина ножа LH .

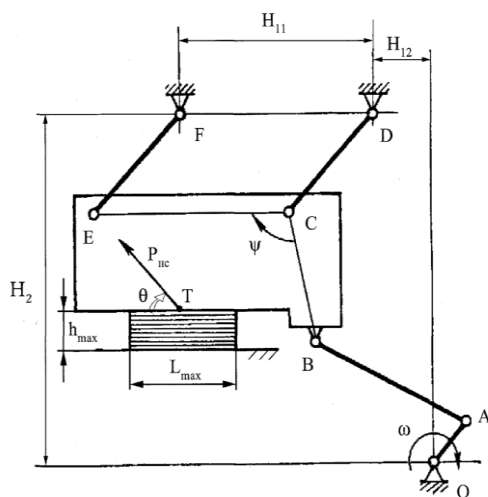


Рисунок 4.1 - Кінематична схема механізму переміщення ножа паперорізальної машини типу БР-125

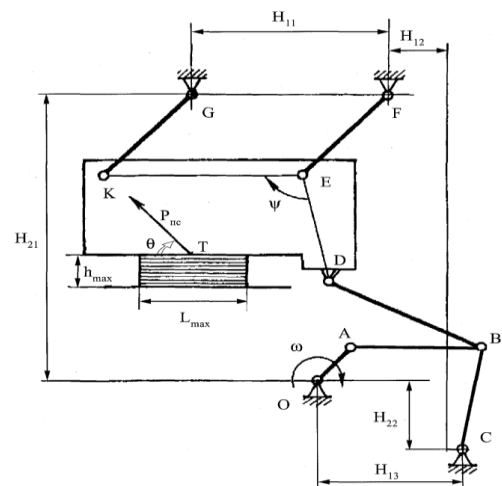


Рисунок 4.2 - Кінематична схема механізму переміщення ножа паперорізальної машини типу БР-136

Розташували лезо ножа в нижньому положенні горизонтально, а у верхньому під необхідним кутом нахилу зі і забезпечивши таке розташування леза, щоб у процесі різання воно завжди було в контакті з папером (в верхньому положенні в одній точці, а в нижньому - по всій довжині стопи або прикрутки). Таким чином виходить два шукані положення ножа.

Задавшись розмірами ножетримача та положеннями двох його шарнірів, пов'язаних з тягами (рис. 4.1., 4.2., 4.4.), або повзунів (рис. 4.3., 4.5.), отримаємо

по дві точки для кожного шарніра, відповідні двом положенням механізму.

Для схем, представлених на рис. 4.1., 4.2. і 4.4., легко визначити геометричні місця шарнірного кріплення тяг - P і B , O і P , O_2 та O_2 відповідно.

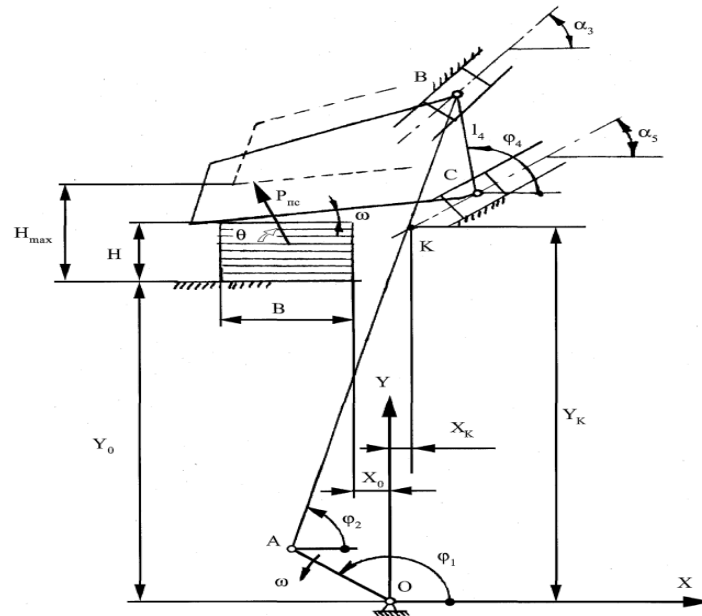


Рисунок 4.3 - Кінематична схема механізму переміщення бічних ножів машини для тристороннього обрізання блоків типу 2БРТ-125

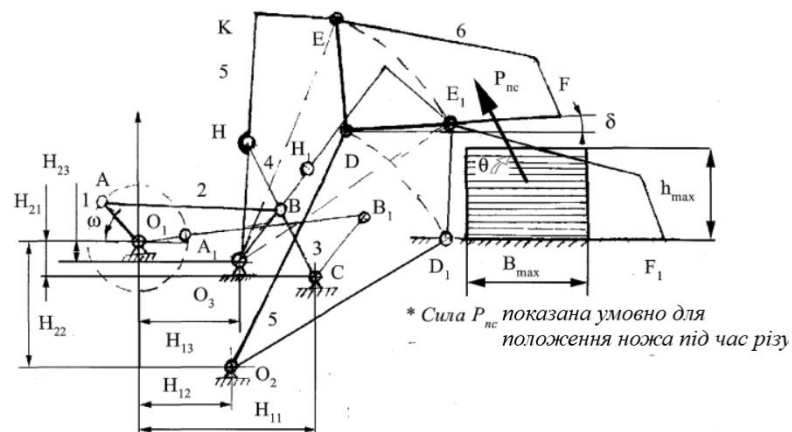
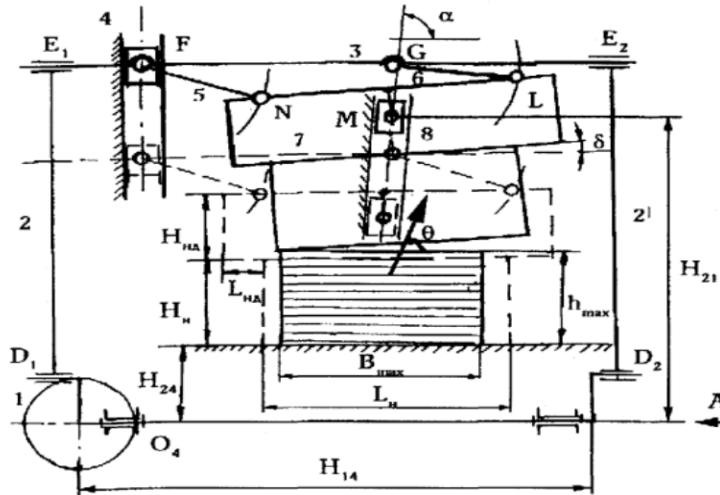


Рисунок 4.4 - Кінематична схема механізму переміщення бічних ножів оригінальної машини для тристороннього обрізання блоків



* Сила P_{nc} продемонстрована умовно для положення ножа під час різання.

Рисунок 4.5 - оригінальної машини для тристороннього обрізання блоків

Для цього треба провести прямі, перпендикулярні до відрізків E_1E_2 , C_1C_2 і, відповідно, K_1K_2 , E_1E_2 і E_1E_2 , D_1D_2 через їх середини. цих прямих вибираються центри шарнірів F, D, G, H, Oj. Для схеми приводу бічних ножів машини 2БРТ-125 положення точок B_1B_2 та C_1C_2 визначають напрямні повзунів.

Після цих операцій визначаються розміри ланок, що зв'язують провідний кривошип або кулачок із ножетримачем. Для схеми механізму приводу ножа машини типу БР-125 (рис. 4.1) розміри ланок АВ та АТ мають бути такі, щоб ланка АТ було кривошипом, тобто. проверталосся повністю. Крайні положення механізму повинні відповідати положенням, в яких ланки АТ і АВ витягуються в одну лінію або накладаються одне на інше.

У схемі приводу ножа машини БР-136 (рис. 4.2) ланка ВС є не кривошипом, а коромислом. Це дозволяє забезпечити кращу передачу зусилля на ланку ЗС, оскільки кут DBC близький до прямого. При виборі ланок АТ і АВ слід пам'ятати, що ланка АТ - кривошип. За умовою Грасгофа про існування кривошипа в шарнірному чотирьох ланковому механізмі, по-перше, кривошип повинен бути найменшою ланкою: $AT < BC$, $AT < OC$, $AT < AB$, і по-друге, сума найменшої та найбільшої ланок повинна бути меншою від суми двох інших ланок, наприклад, $AT + OC < AB + BC$, якщо ОС – найбільша ланка.

Геометричний синтез механізму переміщення бічних ножів трьохножової машини 2БРТ-125 (рис. 4.3) здійснюється за наступним алгоритмом:

1) за розмірами прикрутки блоків і довжиною ножа визначаються два положення ножетримача;

2) визначаються положення шарнірів В та С і проводяться напрямні для повзунів у цих шарнірах. Між шарнірами В і С встановлюється тяга ВС;

3) вибираються параметри шатуна АВ та кривошипу АТ.

Для кращої передачі сил кут ВАО у процесі різання має бути близьким до 90° .

Механізм приводу бічних ножів, представлений на рис. 4.4, має низку переваг у порівнянні з попереднім. У ньому відсутні поступальні пари і, отже, суттєво знижуються втрати на тертя, підвищується ККД механізму. Немає кулачка або неповнозубих зубчатих коліс, традиційних для подібних механізмів. Необхідна висота у верхньому положенні забезпечується спеціально підібраним важільним механізмом.

Розглянемо геометричний синтез цього механізму за етапами. По-перше, визначаються два положення ножа з ножетримачем та визначаються положення шарнірів В та Е. Далі знаходяться геометричні місця центрів O_2 та O_3 . Будується механізм O_2DEO_3 , близький до паралелограма. Відмінність від паралелограма ($O_2D \approx OE$, $O_2O_3 \neq DE$) пояснюється тим, що для забезпечення шабельного характеру різання лезо ножа ВЕ у верхньому положенні має бути нахилено до горизонту під кутом $3...4^\circ$.

Щоб розмістити важільний механізм, що забезпечує хитання ланки O_3E , ланка O_3E виконується двоплечевою (друге плече - ОК).

Встановлюється точка Н у цій ланці і вводяться ланки НВ і НД. Ці ланки при верхньому положенні ножа витягуються в одну лінію НС. Це забезпечує досить хорошу передачу сил у механізмі.

Шатун АВ і кривошип АТ вибираються таким чином, щоб забезпечити невелике качання ножа у верхньому положенні (грубий, але достатньо точний у

цій ситуації вистій). Одне із крайніх положень шарнірного чотириланочника A_4B_4 обрано таким, при якому ланка O_3H відхиляється від крайнього положення на невелику величину. Цей стан ланки O_3H повторюється тричі (при проходженні кривошипу через точку A_2, A_4, A_6 , що забезпечує хитання ножа поблизу верхнього крайнього положення під час повороту провідного кривошипа на достатній для вистою кут (для цієї схеми - близько 280°).

Ідея затримки веденої ланки в крайньому положенні полягає в тому, що у двоконтурному механізмі (в даному випадку O_1A_1BC і O_2H_1BC) відбувається чергування крайніх положень одного та іншого контуру. Аналог кутової швидкості ланки $OH_1 - \omega_{H1}$ дорівнює добутку.

$$\omega_{H1} = \omega_I \omega_{II},$$

де, ω_I - аналог кутової швидкості ланки BC ;

ω_{II} - аналог кутової швидкості ланки O_2H_1 по відношенню до ланки BC .

Вочевидь, що $\omega_{BC} = 0$, як при $\omega_I = 0$, і при $\omega_{II} = 0$. У цих положеннях ланка O_1H досягає крайнього становища.

Існують механізми [10, 20, 24], що складаються з двох певних образом пов'язаних чотириланкових, які забезпечують вісім хитань і, отже, точніший вистій. В даному випадку, на наш погляд, запропоноване рішення з двома хитаннями є достатнім.

Ця ж ідея застосована у схемі приводу переднього ножа (рис. 4.5.) механізму переднього ножа, в якому ведена ланка є повзуном.

Оскільки механізми переміщення переднього ножа та бічних ножів, зазвичай мають загальний привід, то шатун бокового ножового механізму повинен зв'язувати шарнірно з коромислом O_2H або BC , забезпечуючи необхідне чергування крайніх положень ведених ланок контурів та взаємну ув'язку роботи ножів та їх вистоїв у верхньому положенні (об'єднана залежність переміщень кромek переднього та бічних ножів від кута повороту кривошипу наведена рис. 4.6).

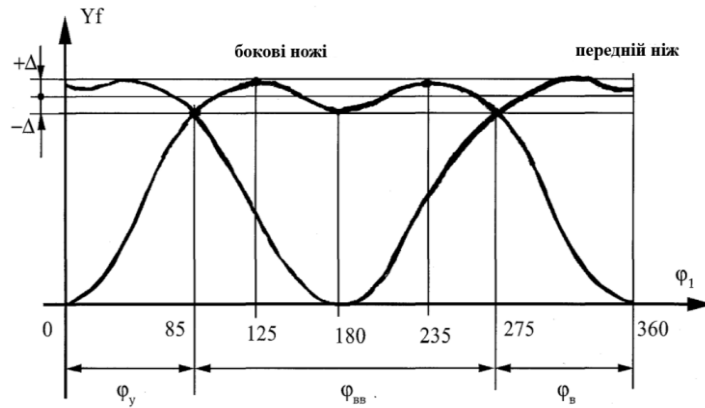


Рисунок 4.6 -Об'єднана діаграма механізму приводу ножів (залежність висоти ножа над столом від кута повороту кривошипу)

4.2. Синтез кінематичної схеми механізму приводу бічних ножів машин для тристороннього обрізання

Розглянемо синтез однієї з найбільш поширених схем приводу бічних ножів машини для тристороннього обрізання блоків [31]. Провідною ланкою в даній схемі є рівномірно обертовий кривошип 1 (рис. 4.7).

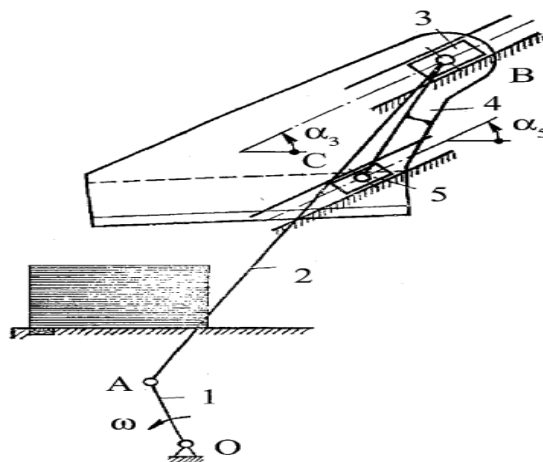


Рисунок 4.7 - Схема механізму бічних ножів

Ножі роблять складний рух, здійснюючи так званий «шабельний» різ. Бічні ножі (їх два) 4 шарнірно пов'язані з повзунами 3 та 5, ковзними в напрямних, що

мають нахил до горизонту α_3 і α_5 , причому $\alpha_3 > \alpha_5$. За рахунок різниці кутів нахилу напрямних відбувається поворот ножів при опусканні, необхідний здійснення шабельного різку. Повзуни 3 і 5 переміщуються похилою напрямною від шатуна 2. За такою схемою шатун 2 рухається, періодично обертаючись кривошипом 1, який закріплений на валу приводу ножів. Вал приводу ножів обертається періодично і здійснює повний оберт за ту частину кінематичного циклу, яка відведена на спрацьовування бічних ножів.

Недоліком більшості попередніх конструкцій, виконаних на основі цієї схеми, було те, що обертання кривошипу 1 протягом певної частки періоду кінематичного циклу здійснювалася від спеціальних механізмів періодичного повороту, що ускладнювали загальну конструкцію машини. Останніми роками з'явилися нові види електрообладнання, що дозволяє керувати режимом їхньої роботи. Такі двигуни здатні працювати в старт-стопному режимі з частотою 40-70 і більше циклів за хвилину і забезпечені гальмом [31].

Застосування подібних двигунів як приводу механізму бічних ножів дозволить уникнути традиційних механізмів періодичного повороту, таких, наприклад, як неповнозубих зубчастих коліс. При цьому проста схема з кривошипом, шатунами та повзунами стає знову життєздатною.

Нами отримані рівняння синтезу схеми за заданим форматом блоків, що обрізуються. На рис. 4.8. показана схема, яка відповідає формату обрізних блоків 70 x 108 x 16. При цьому ширина блоку

$$B = 0,25 \cdot 70 = 17,5 \text{ см};$$

довжина

$$L = 0,25 \cdot 108 = 27 \text{ см}.$$

Висоту привертання приймемо за $H = 12$ см.

Система координат XOY має центр (точку O) у центрі кривошипу кривошипно-повзунного механізму. На рис. 4.8. цей центр перенесено ліворуч умовно, щоб при виведенні рівнянь синтезу всі координати були позитивними. Насправді центр кривошипу розташований поблизу точки перетину координати

H_{21} із віссю абсцис OX .

Вхідними параметрами синтезу вважаємо наступні:

1. Ширина прикрутки блоків B ;
2. Висота привертання блоків H ;
3. Координати правого нижнього кута пачки X_0 і Y_0 ;
4. Кут початкового врізання ножа в пачку ω ;
5. Кут, під яким розташовується направляюча повзуна 5 по відношенню до горизонтальної осі α_5 ;
6. Координати однієї з точок, що лежать на напрямній повзуна 5 - H_{12} і H_{21} .
7. Довжина шатуна, що з'єднує центри повзунів 3 і 5 - 1.

Цих даних достатньо, щоб визначити параметри схеми механізму.

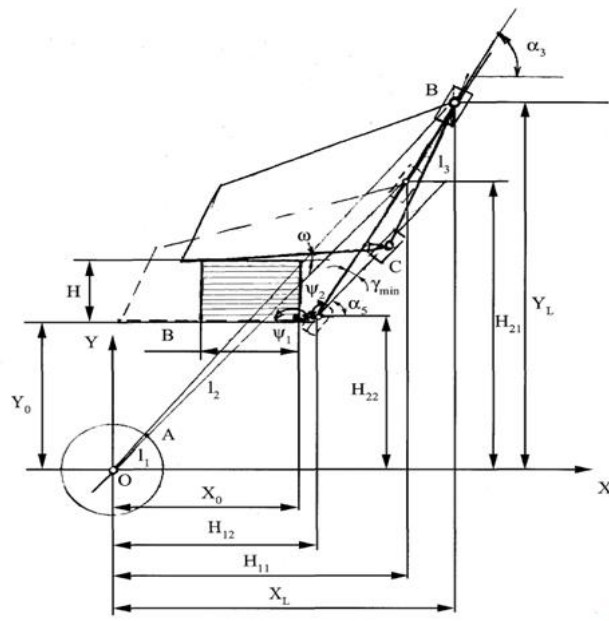


Рисунок 4.8 - До синтезу механізму приводу бічних ножів

За вказаними даними аналітично визначаються:

1. Кут між шатуном і скосом ножетримача (конструктивно він може виглядати по-різному) ψ_2 ;
2. Максимальне переміщення повзуна 5 - S_5 ;
3. Точка на напрямній повзуна 3, відповідна його нижньому положенню: координати H_{11} і H_{21} ;

4. Точка на направляючій повзуна 3, що відповідає його верхньому положенню: координати X і Y ;

5. Максимальне переміщення повзуна 3 - S_3 ;

6. Кут нахилу направляючої повзуна 3 - α_3 ;

7. Довжина кривошипа OA - l і довжина шатуна 2 - 1.

Знайдемо рівняння синтезу.

Рівняння замкнутості векторних контурів у нижньому положенні ножа (горизонтальне) та у положенні, що відповідає початку врізання, мають вид (рис. 4.9.):

$$\begin{cases} \bar{X}_0 + \bar{Y}_0 + \bar{L}_{41} - \bar{H}_{12} - \bar{H}_{22} + \bar{S}_{50} = 0; \\ \bar{X}_0 + \bar{Y}_0 + \bar{B} + \bar{H} + \bar{L}_p + \bar{L}_{41} - \bar{H}_{12} - \bar{H}_2 \end{cases}$$

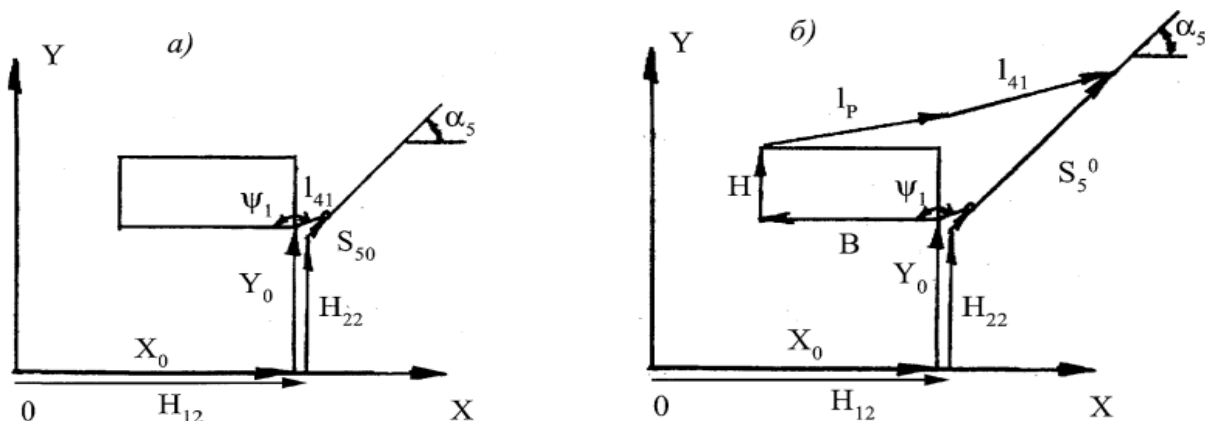


Рисунок 4.9 - Векторні контури механізму приводу бічних ножів у нижньому положенні (а) та у положенні, що відповідає початку врізання ножа (б)

У цих рівняннях:

S_{50} - Початкове нижнє положення повзуна 5;

S_5^0 – верхнє положення повзуна 5.

Таким чином, повне переміщення повзуна 5 дорівнює:

$$S_5 = S_{50} + S_5^0.$$

Векторному рівнянню відповідають два скалярні рівняння:

$$\begin{cases} X_0 + l_{41} \cos(180^\circ - \psi_1) - H_{12} - S_{50} \cos \alpha_5 = 0; \\ Y_0 + l_{41} \sin(180^\circ - \psi_1) - H_{22} - S_{50} \sin \alpha_5 = 0; \end{cases}$$

З цих рівнянь знаходимо:

$$l_{41} = \frac{(X_0 - H_{12}) \cdot \sin \varphi_5 - (X_0 - H_{22}) \cdot \cos \varphi_5}{\sin(\varphi_5 + \psi_1)};$$

$$S_{50} = \frac{(X_0 - H_{12}) \cdot \sin \psi_1 + (Y_0 - H_{22}) \cdot \cos \psi_1}{\sin(\varphi_5 + \psi_1)}.$$

Кут $\psi_2 = 360^\circ - (\psi_1 + \alpha_5 + \gamma_{\min})$,

де $\gamma_{\min}$ - мінімальний кут між шатуном ВС і напрямною повзуна 5.

Векторному рівнянню відповідають два скалярні рівняння:

$$\begin{cases} X_0 + B + L_p \cos \omega + l_{41} \cos(360^\circ - (\psi_1 + \psi_2 - \omega)) - H_{12} - S_5^0 \cos \alpha_5 = 0; \\ Y_0 + H + L_p \sin \omega + l_{41} \sin(360^\circ - (\psi_1 + \psi_2 - \omega)) - H_{22} - S_5^0 \sin \alpha_5 = 0. \end{cases}$$

Ввівши величини AA і BP, що дорівнюють:

$$\begin{cases} AA = (X_0 - H_{12}) + B - l_{41} \cos(\psi_1 + \psi_2 - \omega) \\ BB = (Y_0 - H_{22}) + H + l_{41} \sin(\psi_1 + \psi_2 - \omega), \end{cases}$$

розв'язання системи рівнянь виглядатиме так:

$$S_5^0 = \frac{BB \cdot \cos \omega - AA \cdot \sin \omega}{\sin(\alpha_5 - \omega)};$$

$$L_p = \frac{BB \cdot \cos \alpha_5 - AA \cdot \sin \alpha_5}{\sin(\alpha_5 - \omega)}.$$

де ω - кут врізання ножа у верхньому положенні.

Координати крайньої верхньої точки положення повзуна 3:

$$\begin{cases} X_L = H_{11} + S_5^0 \cos \alpha_5; \\ Y_L = H_{21} + S_5^0 \sin \alpha_5, \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \text{де} \quad H_{11} &= H_{12} + S_5^0 \cos \alpha_5 + l_4 \cos(\alpha_5 + \gamma_{\min}); \\ H_{21} &= H_{22} + S_5^0 \sin \alpha_5 + l_4 \sin(\alpha_5 + \gamma_{\min}); \end{aligned}$$

Сума довжин крипошипу l_1 і l_2 становить:

$$l_{x1} = \sqrt{X_L^2 + Y_L^2};$$

Різниц довжин :

$$l_{x2} = \sqrt{H_{11}^2 + H_{21}^2}.$$

Отже, довжини кривошипа 1 і шатуна 2 дорівнюють:

$$l_1 = \frac{l_{x2} - l_{x1}}{2}; \quad l_2 = \frac{l_{x2} + l_{x1}}{2}.$$

Кут нахилу верхньої напрямної (повзуна 3):

$$\alpha_3 = \arctg \frac{Y_L - H_{21}}{X_L - H_{11}}.$$

Практично для того, щоб забезпечити виконання циклограми, ножі повинні мати вільний хід до моменту, коли почнеться врізання. Це означає, що в програмі розрахунку використовуються розміри привертання блоків не $V \times H$, а $V_1 \times H_1$, де

$$V_1 = V + \Delta V$$

$$H_1 = H + \Delta H,$$

де ΔV і ΔH — величини, що забезпечують наявність вільного ходу ножа до зустрічі з блоком або викруткою блоків. При цьому необхідно збільшити початковий кут врізання ω .

Висновки до розділу 4

В результаті проведених досліджень у межах розділу було отримано такі результати.

Проведено геометричний синтез і оцінку механізмів приводу ножів, що дозволило визначити основні конструктивні співвідношення для забезпечення оптимальних параметрів їх роботи. Показано, що аналіз ключових кінематичних параметрів, які впливають на точність руху ножів, їх плавність і стабільність, дозволяє досягти високої ефективності різального процесу.

Запропоновано кінематичну схему механізму приводу бічних ножів для машин, що виконують тристороннє обрізання. Вона враховує вимоги до точності, надійності, а також мінімізації впливу динамічних навантажень. Встановлено, що реалізація запропонованих схем дозволяє досягти оптимальних траєкторій руху ножів, що сприяє підвищенню якості обробки матеріалів та продуктивності обладнання.

Таким чином, виконані дослідження з геометричного синтезу і оцінки механізмів приводу ножів є основою для подальшого вдосконалення конструкцій різальних машин, забезпечуючи їх ефективну роботу, високу надійність і продуктивність.

Результати дослідження були представлені на 24-й Міжнародній науково - технічній конференції студентів і аспірантів «Друкарство молоде» та XVI International Scientific and Practical Conference «Methods of solving complex problems in science» (Zenkin M., Khakhuda M. Research of knife mechanisms of high-speed cutting knives. Proceedings of the XVI International Scientific and Practical Conference “Methods of solving complex problems in science” (April 25 – 28, 2023) . Prague, Czech Republic. International Science Group. 2023. - 541 p. - Pp. 499-503.)

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП ПРОЄКТУ

Мета розробки даного стартапу є висвітлення ринкової цінності ідеї вдосконаленого приводу механізму ножів швидкісних різальних машин з урахуванням рекомендованого вибору матеріалу деталей приводу з ціллю продовження його терміну експлуатації та впровадження, реалізація і комерціалізація розробки в господарській діяльності при максимально ефективному використанні ресурсів з найменшими затратами у стислі терміни.

Для досягнення мети висвітлюємо маркетингові аспекти створення стартапу: відбору ідей, створенню концепції продукту, визначення перспектив ринкової реалізації проекту та розроблення маркетингової стратегії. Виконаємо маркетинговий аналіз стартапу – вдосконалення механізму ножів швидкісних різальних машин шляхом вибору матеріалу деталей приводу механізму ножів швидкісних різальних машин з метою подовження його терміну експлуатації задля визначення принципової можливості його ринкового впровадження та можливих напрямів реалізації цього впровадження.

Таблиця 5.1 – Опис стартап проєкту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Методика відбору раціональних параметрів узагальненої механічної системи з урахуванням динамічних характеристик, а також визначення раціональних конструкцій для різних структурних	Поліграфічна промисловість, а також в інших галузях народного господарства, пов'язаних з обробкою паперу, картону, тканини,	Поліпшення якості друкованої продукції; Зменшення з'єднань як механічних так і електричних, що зменшує рівень внутрішніх шумів. Збільшення швидкості робочих режимів

конфігурацій багатоланкових механізмів та матеріалу деталей які застосовуються у приводах механізму ножів швидкісних різальних машин. Забезпечення продовження терміну експлуатації приводу механізму ножів швидкісних різальних машин.	фольги, фанери та інших матеріалів	Покращення якості продукції та невисока ціна. Розроблено пропозиції з обслуговування та змащування редуктора, запропоновані сучасні мастильні матеріали, послідовність та заходи безпеки при складанні редуктора. Високий коефіцієнт корисної дії висока ремонтпридатність, що дозволяє здійснити уніфікацію та стандартизацію.
---	------------------------------------	---

У табл. 5.2 проведено аналіз потенційних техніко-економічних переваг ідеї (чим відрізняється від існуючих аналогів та замінників) порівняно із пропозиціями конкурентів.

Таблиця 5.2 – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проєкту

№ з / п	Техніко-економічні характеристики ідеї	Потенційні товари/концепції конкурентів	W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
1	Використання оптимізаційних розрахункових формул	Стандартні розрахункові формули для багатоланкових механізмів	-	-	Підвищення точності та швидкості розрахунків

2	Вибір матеріалів деталей для динамічних характеристик	Використання застарілих матеріалів	-	-	Збільшення довговічності системи
3	Удосконалення конструкцій приводу ножів швидкісних різальних машин	Використання стандартних конструкцій	-	Наявність обмежень	Зменшення часу на розрахунок і монтаж
4	Розробка програмного забезпечення для автоматизації розрахунків	Відсутність автоматизації у конкурентів	-	Складність інтеграції	Спрощення процесу проектування

Таблиця 5.3 – Технологічна здійсненність ідеї проекту

№ з / п	Ідея проекту	Технології та реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
1	Вибір раціональних параметрів механізму приводу	Створення математичних моделей для аналізу динамічних характеристик	Частково доступні	Потребують додаткового тестування
2	Оптимізація вибору матеріалів для механічних деталей	Аналіз властивостей сучасних матеріалів	Доступно	Доступно
3	Удосконалення програмного забезпечення для швидких розрахунків	Використання існуючих алгоритмів та їх адаптація	Потребує доопрацювання	Потребує залучення спеціалістів

Обрана технологія реалізації ідеї проекту: теоретичне дослідження приводу механізму ножів швидкісних різальних машин.

Таблиця 5.4 – Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ з/п	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	15
2	Загальний обсяг продаж, шт	25 000
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Стабільне зростання
4	Наявність обмежень для входу	Низький рівень обмежень
5	Специфічні вимоги до стандартизації	Можливе оновлення вимог
6	Середня норма рентабельності в галузі	10-20%

Таблиця 5.5 – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ з/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
1	Вдосконалені конструкції приводів для ножів швидкісних різальних машин	Підприємства поліграфії та виробництва пакувальних матеріалів	Орієнтація на зменшення експлуатаційних витрат та підвищення довговічності обладнання	Надійність, тривалий термін служби, простота обслуговування
2	Оптимізація розрахунків для конструкцій багатоланкових механізмів	Конструкторські бюро, машинобудівні підприємства	Потреба в точних і простих у використанні методиках	Точність, універсальність, адаптивність

3	Збільшення терміну експлуатації деталей приводів завдяки вибору оптимальних матеріалів	Постачальники запасних частин, технічні служби експлуатації обладнання	Вибір матеріалів з урахуванням умов експлуатації	Висока якість, стійкість до зносу, доступність
- Включає аналіз потреб ринку, цільової аудиторії, їх поведінкових відмінностей і вимог до товару. - Для друкарських установ зазначені ключові потреби — економія часу, простота і надійність розрахунків.				

Таблиця 5.6 – Фактори загроз

№ з/п	Фактор	Зміст загрози	Можливість реакції компанії
1	Точність	Недостатньо точні розрахунки, що можуть призвести до поломок обладнання	Регулярна перевірка і вдосконалення алгоритмів розрахунків
2	Лояльність споживачів	Використання класичних, менш точних, але звичних методів	Активна популяризація переваг нових підходів
3	Конкуренція	Поява альтернативних рішень від інших виробників	Розробка унікальних функцій і технологій
- Описує ризики, які можуть вплинути на успішність проєкту, та можливі стратегії реагування. - Втрата точності може призвести до відмови від методик, тому важливо забезпечити максимальну достовірність.			

Таблиця 5.7 – Фактори можливостей

№ з/п	Фактор	Зміст можливостей	Можлива реакція компанії
-------	--------	-------------------	--------------------------

1	Лояльність споживачів	Підвищення попиту на вдосконалені механізми	Вдосконалення маркетингових стратегій
2	Новітні матеріали	Використання інноваційних матеріалів для підвищення якості	Удосконалення виробничих процесів
3	Зростання ринку поліграфії	Збільшення попиту на швидкісні різальні машини	Розширення асортименту продукції
- Показує можливості для зростання компанії та описує потенційні дії для їх реалізації. - Якщо методика отримує лояльність споживачів, це стимулює вдосконалення розрахункової бази.			

Таблиця 5.8 – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
За типом конкуренції – чиста	Створення обладнання з кращими показниками якості	Пошук нових рішень та впровадження нових технологій
За рівнем конкурентної боротьби – міжнародний	Пропонування вдосконалених приводів за кордоном	Закріплення позицій компанії на міжнародному ринку
За галузевою ознакою – внутрішньогалузева	Пропозиція нових розрахунків для заміни старих	Скорочення часу і витрат на розрахунки
Конкуренція за видами товарів – товарно-видова	Впровадження інноваційних підходів до розрахунків	Підвищення конкурентоспроможності
Досліджує різні аспекти конкуренції (рівень, галузь, тип продукту, конкурентні переваги) і можливі заходи для забезпечення конкурентоспроможності.		

- За нецінковою конкуренцією підкреслюється простота та швидкість нових методів розрахунків.

Таблиця 5.9 – Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ з/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування
1	Якість	Підвищення точності та надійності розрахунків
2	Точність	Висока точність результатів, зменшення похибок
3	Надійність	Використання перевірених методик
4	Новизна	Інноваційні матеріали та методи розрахунків
• Визначає ключові показники, що забезпечують переваги продукту над конкурентами. • Новизна втілюється у використанні спрощених формул для розрахунків.		

Таблиця 5.10 – Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін проекту

№ з/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали (1-20)	Рейтинг товарів-конкурентів (методик) у порівнянні з «Вдосконалений привід механізму ножів швидкісних різальних машин»
1	Якість	19	+
2	Точність	20	+
3	Надійність	18	-
4	Новизна	17	+
5	Ціна	18	0
• Ранжує фактори конкурентоспроможності за рейтингами і демонструє переваги продукту над конкурентами. • «Якість» та «Точність» отримують максимальний рейтинг 20 балів, що підтверджує їх значимість для цільового ринку.			

Таблиця 5.11 – SWOT – аналіз стартап-проєкту

Сильні сторони Якість Ціна Новизна	Слабкі сторони Точність
Можливості Економія часу на розрахунки Підвищення прибутку	Загрози Прихильність споживачів

Таблиця 5.12 – Альтернативи ринкового впровадження

№ з/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1	Збільшення рекламних заходів	25%	1-2 місяці
2	Створення рекламних акцій	15%	1-2 місяці
3	Збільшення терміну гарантійної підтримки розрахункової програми	25%	2-3 місяці

Таблиця 5.13 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ з/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу в сегмент
1	Всі види поліграфічних підприємств, які займаються	Готовність висока: новітня технологія,	Високий	Конкуренти можуть зацікавитися запропонован	Легко, оскільки всі зацікавл

	розрахунками та ремонтom	економія часу без втрати якості		им продуктом	ені в економії часу та витрат
--	-----------------------------	---------------------------------------	--	--------------	--

Таблиця 5.14 – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ з / п	Чи є проект «першопрохідце м» на ринку	Чи буде компанія шукати нових споживачів або забирати існуючих у конкурентів	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які	Стратегія конкурентн ої поведінки
1	Так	Забирати у існуючих конкурентів	Основні елементи формули не копіюються, а є новими	Фронтальни й наступ

Таблиця 5.15 – Визначення базової стратегії розвитку

№ з / п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
1	Стратегія лідерства по витратах	Вибірковий розподіл	Використання запропонованих залежностей для розрахунків, що дозволяє суттєво зменшити час і підвищити точність проектування. Новизна алгоритму, що забезпечує оптимізацію роботи приводу різальних машин. Гнучкість застосування алгоритму для різних моделей і типів машин. Підвищення продуктивності та	Стратегія виклику лідера

№ з / п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
			зниження витрат у виробничих процесах	
			Можливість інтеграції алгоритму в сучасні автоматизовані системи проектування (CAD).	
			Відповідність міжнародним стандартам, що полегшує вихід на глобальні ринки.	

Таблиця 5.16 – Визначення стратегії позиціонування

№ з / п	Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції старту	Вибір асоціацій для формування позиції
1	До продукту: зростання якості, зниження ціни; до компанії: сервісне обслуговування, надійність	Стратегія розвитку (проникнення, розширення ринку)	Якість, ціна, новаторство	1. Позитивні особливості технології 2. Показники якості 3. Економія часу на розрахунках

Таблиця 5.17 – Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ з/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами
1	Надійність, якість, ціна, простота	Якість, ціна, простота	Надійність, точність, економія часу

Таблиця 5.18 – Визначення меж встановлення ціни

№ з/п	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	10 000 – 20 000 гривень	15 000 – 25 000 гривень	3 000 000 гривень на рік	11 000 – 15 000 гривень

Таблиця 5.19 – Формування системи збуту

№ з/п	Специфіка закупівельної поведінки клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1	Новатори (менш схильні до ризику), суперноватори (готові експериментувати)	Пропонувати товар поліграфічним підприємствам, а також в інших галузях народного господарства, пов'язаних з обробкою паперу, картону, тканини, фольги,	Нульовий рівень	Власна стратегія збуту

№ з / п	Специфіка закупівельної поведінки клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальн а система збуту
		фанери та інших матеріалів		

№ з/п	Специфіка поведінки клієнтів	Канали комунікацій	Ключові позиції	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
1	Використання оновлених залежностей зменшує час на розрахунки Оскільки розрахунки приводу є важливим етапом у проектуванні різальних машин, використання оновлених залежностей, що зменшують час на розрахунки, стане корисним для всіх виробників та інженерів-проектувальників	Виставки, журнали, електронні ресурси, конференції та соціальні мережі	Якість, ціна, простота	Розповсюдити товар на глобальному ринку. Підкреслити переваги узагальненого алгоритму розрахунку приводу різальних машин, що забезпечує швидкість, точність і простоту в проектуванні для клієнтів по всьому світу.	Втомилися від зайвих турбот? Обирайте прості рішення!

Таблиця 5.20 - Концепція маркетингових комунікацій

Висновки до розділу 5

Розроблено стартап «Удосконалення механізму ножів швидкісних різальних машин». Для підготовки виходу стартапу на ринок і забезпечення його реалізації проведено дослідження переваг та недоліків у порівнянні з аналогічними товарами і замінниками. Основна увага зосереджена на потребах проектних організацій та виробничих компаній, які зацікавлені в прискоренні розрахунків без втрати точності.

Продаж продукції планується здійснювати безпосередньо підприємствам і проектним організаціям. Як стратегію конкурентної поведінки обрано фронтальну атаку, що базується на можливості пропонувати продукцію за нижчою ціною, забезпечуючи при цьому її вищу якість. Завдяки цьому є потенціал для завоювання значної частки ринку в сегменті інтелектуальних ресурсів.

Запропонований проект має всі передумови для успішної реалізації та може досягти значного успіху на ринку серед проектувальників і виробників різального обладнання.

ВИСНОВКИ

В результаті виконаної магістерської дисертації нами, у відповідності до отриманого завдання, було досліджено механізму ножів швидкісних різальних машин та виконано аналіз сучасних науково-технічних джерел, що дозволило встановити основні тенденції у створенні таких механізмів. Зокрема, було відзначено впровадження індивідуальних приводів, використання багатоланкових важільних схем, підвищення коефіцієнта корисної дії за рахунок заміни поступальних пар на обертальні, а також ущільнення циклограм роботи ножів у триножових машинах.

Виконаний аналіз показав, що проектування машини як єдиного цілого зменшує кількість механічних і електричних з'єднань, що, в свою чергу, знижує рівень внутрішніх шумів і підвищує якість продукції та швидкість робочих режимів. Особливу увагу було приділено розробці алгоритмів і методик для кінематичного й кінетостатичного аналізу механізмів, які включають ітераційні схеми для механізмів із групами Ассура та методи врахування сил тертя без використання послідовних наближень. Це дозволило мінімізувати похибки у зонах заклинювання та забезпечити коректність розрахунків, для чого застосовано метод Феррарі.

Виконано геометричний синтез механізмів, що дозволив визначити оптимальні конструктивні параметри приводу ножів, і розроблено кінематичні схеми для триножових машин, які враховують динамічні навантаження, забезпечуючи високу точність, стабільність і надійність роботи. Проведено розрахунок приводу механізму ножів: вибрано електродвигун, виконано кінематичний розрахунок, розрахунок конструктивних розмірів черв'яка та черв'ячного колеса.

Запропоновано матеріали для виготовлення відповідальних деталей приводу та їх термічну обробку, а також проведено перевірку деталей на міцність. Розроблено пропозиції з обслуговування та змащування редуктора,

запропоновані сучасні мастильні матеріали, описано послідовність та заходи безпеки при складанні редуктора.

Результати досліджень були представлені на 24-й Міжнародній науково - технічній конференції студентів і аспірантів «Друкарство молоде» та XVI International Scientific and Practical Conference «Methods of solving complex problems in science» (Zenkin M., Khakhuda M. Research of knife mechanisms of high-speed cutting knives. Proceedings of the XVI International Scientific and Practical Conference “Methods of solving complex problems in science” (April 25 – 28, 2023) . Prague, Czech Republic. International Science Group. 2023. - 541 p. - Pp. 499-503.) та використані для розробки стартапу «Удосконалення механізму ножів швидкісних різальних машин». Запропоновані розробки мають перспективу для практичного застосування у проектуванні сучасних різальних машин, забезпечуючи підвищення їхньої продуктивності, надійності та якості обробки матеріалів

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Булгаков В.М. та ін. Прикладна механіка / В.М. Булгаков, В.В. Адамчук, О.М. Черниш, М.Г. Березовий, Г.М. Калетнік, В.В. Яременко. – К.: Аграр. наука, 2016. – 816 с.
2. Боженко Л. І. Технологія машинобудування / Л. І. Боженко. – Львів : Світ, 1996. – 367 с.
3. Волощак І. А. Автоматизований електропривод поліграфічних машин: Підручник для студ. поліграф. вузів, які навч. за спец. 7.092501 "Автоматизоване управління технол. процесами та виробництвами поліграфії". / І.А. Волощак, І.Т. Стрепко. - Львів : Фенікс, 1998. - 239с.
4. Гавенко С. Ф. Практикум з оцінки якості поліграфічної продукції / С. Ф. Гавенко, О. В. Ворожасва. – Львів : Афіша, 2001. – 106 с.
5. Гавенко С.Ф. Оцінка якості поліграфічної продукції: навч. посібник. / С. Ф. Гавенко, О.В. Мельников. – Львів: Афіша, 2000. – 120 с.
6. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К.: Видавництво “Наукова думка”, 2002. – 660 с.
7. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 450 с.
8. Грабар І.Г. Основи надійності машин: Навчальний посібник./ І.Г. Грабар. – Житомир: ЖІТІ, 1998. – 298 с.
9. Грабовський Є. М. Технологічні процеси видавничої поліграфічної справи / Є. М. Грабовський, М. М. Оленич. – Харків : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2015. – 192 с.
10. Теорія механізмів і машин: навчальний посібник. для студентів технічних спеціальностей всіх форм навчання / М. І. Кінденко. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 82 с.

11. Дідич В. П. Методика інженерного синтезу механізмів фальцювально-різальних апаратів рулонних друкарських машин Львів: Українська академія друкарства, 2001. – 64 с.
12. ДСТУ 3003:2006. Технологія поліграфічних процесів. Терміни та визначення понять. [Електронний ресурс] / Держстандарт України. - Режим доступу: <https://archive.chytomo.com/standards/dstu-30032006-tekhnohhiya-polihrafichnykh-protsesiv-termyny-ta-vyznachennya-ponyat>
13. ДСТУ 3934–99. Матеріали й устаткування поліграфічні. Терміни та визначення. – Вперше; чинний від 2001–01–01. [Електронний ресурс] / Держстандарт України. – Режим доступу: <http://www.ukrbook.net/vidavc.html>
14. ДСТУ 4489:2005. Видання книжкові і журнальні. Вимоги до форматів [Електронний ресурс] / Держстандарт України. – Режим доступу: vo.ukraine.edu.ua/mod/resource/view.php?id=60982.
15. Йордан Г. Основи поліграфії: навч. посіб. // За редакцією С. Гавенко – Тернопіль: Підручники і посібники, 2007. – 176 с.
16. Канарчук В. Є. Надійність машин: Підручник. / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. 424 с
17. Солоня О. В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник / О.В. Солоня, І.М. Купчук. – 2-ге вид., допов. і перероб. – Вінниця: ВНАУ, 2019. – 249 с.
18. Киричок П. О. Зміцнюючо-оздоблювальна обробка деталей у машинобудуванні / П. О. Киричок. – К. : Знання, 1990. – 36 с.
19. Киричок П.О. Фінішне оброблення зносостійких деталей друкарських машин : навч. пос.. 2-е видання перероблене та доповнене, ч. 1. / П. О. Киричок, А. П. Гавриш, Т. А. Роїк, Ю. Ю. Віцюк. – К. : Видавничий дім „АртЕк”, 2018.- 408 с.

20. Кірієнко О.А. Теорія механізмів і машин. Деталі машин: розрахунки механічних передач / О.А. Кірієнко, Ю.М. Гузенко: Нац. техн. ун-т України «Київ. політехн. ін.-т». – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – 188 с.
21. Клименко С. А. Фактральна параметризація структури матеріалів, їх оброблюваність різанням та зносостійкість різального інструменту / С. А. Клименко, Ю. О. Мельничук, Г. В. Встовский. – К. : ІНМ НАНА, 2009. – 168 с.
22. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин : навч. посібник / Л. В. Курмаз. – Харків : Видавництво «Підручник НТУ ХПІ», 2010. – 532 с.
23. Мойсеенко О.И., Чкалова О.И. Инструментальные материалы. Киев, «Вища школа». 1983. – 192 с.
24. Теорія механізмів і машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування / Довбуш А.Д., Хомик Н.І., Довбуш Т.А. – Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2018. – 70 с.
25. Післядрукарські процеси : Навч. посібник / Ткаченко В.П. та ін.- Х.: ХНУРЕ, 2005.- 168 с.
26. Полюдов О. М., Книш О. Б. Проектування поліграфічних та пакувальних машин. Динамічні розрахунки циклових механізмів. Навч. посіб. / Українська академія друкарства. – Л.: УАД, 2006. – 132 с.
27. Романо Ф. Принт-медиа бизнес. Современные технологии издательско-полиграфической отрасли / Фрэнк Романо. – М.: ПРИНТ-МЕДИА центр, 2006. – 456 с.
28. Сава В. І. Основи техніки творення книги: навч. посіб. – Львів : Каменяр, 2000. – 136 с
29. Хведчин Ю.Й. Брошурувально-палітурне устаткування. Розрахунки виконавчих механізмів: навч. посіб. / Ю. Й. Хведчин, О. Б. Книш, А. Б. Коломієць; Укр. акад. друкарства. – Л., 2010. – 128 с.

30. Хведчин Ю.Й. Брошурувально-палітурне устаткування. Ч. І. Брошурувальне устаткування. Підручник / Ю. Й. Хведчин. – Львів : ТеРус, 1999. – 336 с.
31. Хведчин Ю.Й. Резальные машины и комплексы POLAR: учебное пособие / Ю.И. Хведчин, Ю.А. Шостачук, М. Оучар – К.: ПКП «СТ-Друк», 2004. – 204 с.
32. Хведчин Ю.Й. Вимоги до ножів машин для різання етикеток / Ю. Й. Хведчин, Р. Петріашвілі // Упаковка. – 2006. – № 6. – С. 46-49.
33. Чехман Я.І. Друкарське устаткування: підруч. / Я.І. Чехман, В.Т. Сенкус, В.П. Дідич, В.О. Босак. – Львів: Укр. Акад. Друкарства, 2005. – 468 с.
34. Шаблій І. В. Технології друкарських процесів / І. В. Шаблій. – Львів : Оріяна-Нова, 2003. – 208 с.
35. Шпак В. Поліграфія: книга редактора: навч. посіб. / В. Шпак. – К.: ДП «Експрес-об'ява», 2017. – 336 с.
36. Ярема С.М. Видавничі поліграфічні технології та обладнання: навч. посіб. / С.М. Ярема. – К.: Ун-т «Україна», 2003. – 320 с.
- 37.<https://lenoreindustries.com/an-ultimate-guide-for-paper-cutting-machines/>
- 38.<https://lenoreindustries.com/category/automatic-paper-cutting-machine/>
- 39.<https://www.friendsenggco.com/articles/the-technology-of-paper-cutting-machine>
- 40.<https://www.nytimes.com/wirecutter/reviews/the-best-electronic-cutting-machines-from-cricut-and-silhouette/>
- 41.<https://web-machines.net/>
42. Хахуда, М. І. Механізм ножів швидкісних різальних машин : дипломний проект ... бакалавра : 133 Галузеве машинобудування / Хахуда Марія Ігорівна. – Київ, 2023. – 91 с. <https://ela.kpi.ua/items/674c226f-1a6e-4a8d-976c-cc00a447f09c>

ДОДАТКИ

