

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

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

До захисту допущено:

В.о. завідувача кафедри

_____ Микола ЗЕНКІН

«___» _____ 2025 р.

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

**за освітньо-професійною програмою «Комп'ютеризовані поліграфічні системи»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»**

**на тему: «Дослідження кулачково-важільних механізмів
ниткошвейних машин»**

Виконав:

студент IV курсу, групи СМ-11

Макарчук Тарас Іванович

Керівник

Професор кафедри МАПВ, д.т.н., професор

Зенкін Микола Анатолійович

Рецензент

Доцент кафедри ТПВ, к.т.н., доцент

Зоренко Оксана Володимирівна

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2025 року

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість листів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проєкт	2	
2	A4	ДП СМ11. 00.004 ПЗ	Пояснювальна записка	84	
3	A4	ДП СМ11. 01.004 ТК	Кінетостатичне дослідження механізму	1	
4	A4	ДП СМ11. 02.004 ТК	Кінематичне дослідження механізму	1	
5	A4	ДП СМ11. 03.004 ТК	Проектування кулачкового механізму	1	
6	A4	ДП СМ11. 04.004 ТК	Сучасні ниткошвейні автомати. Призначення, сфера застосування, принцип побудови, основні вузли	1	
7	A4	ДП СМ11. 05.004 ТК	Дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти приводу	1	

				ДП СМ11 00.004.00		
	ПІБ	Підп.	Дата	Відомість дипломного проєкту	Лист	Листів
Розробн.	Макарчук Т.І.		05.25		1	1
Керівн.	Зенкін М.А.		05.25		КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. МАПВ Гр. СМ-11	
Консульт.						
Н/контр.						
Зав.каф.	Зенкін М.А.					

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Навчально-науковий видавничо-поліграфічний інститут

Кафедра машин та агрегатів поліграфічного виробництва

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 133 - Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма «Комп'ютеризовані поліграфічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. зав. кафедри МАПВ

_____ Микола ЗЕНКІН

« » _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Макарчуку Тарасу Івановичу

1. Тема проєкту: «Дослідження кулачково-важільних механізмів ниткошвейних машин», керівник проєкту Зенкін Микола Анатолійович, професор кафедри МАПВ, доктор технічних наук, професор, затверджені наказом по університету від «26» травня 2025 р. № 1753-с

2. Термін подання студентом проєкту: 13 червня 2025 року.

3. Вихідні дані до проєкту: літературні дані, дані з переддипломної практики.

4. Зміст пояснювальної записки: Вступ; Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження; Принципова будова ниткошвейних машин, Визначення параметрів роботи кулачково-важільних механізмів ниткошвейних машин, основні причини виходу з ладу; Дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин; Обчислення оптимальних параметрів механізму переміщення проколок ниткошвейної машини; Кінетостатичний розрахунок кулачково-важільних механізмів ниткошвейної машини.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Сучасні ниткошвейні автомати. Призначення, сфера застосування, принцип побудови, основні вузли (А4); Дослідження

нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти приводу (А4); Кінетостатичне дослідження механізму (А4); Кінематичне дослідження механізму (А4); Проектування кулачкового механізму (А4).

6. Дата видачі завдання: 03 березня 2025 року .

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1.	Формування вступу	13.03.2025	виконано
2.	Огляд і аналіз технічних матеріалів за темою дослідження	20.03.2025	виконано
3.	Опис принципу роботи кулачково-важільних механізмів ниткошвейних машин.	27.03.2025	виконано
4.	Дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин	10.04.2025	виконано
5.	Проведення розрахунків кулачково-важільних механізмів	24.04.2025	виконано
6.	Проектування технічних креслень	22.05.2025	виконано
7.	Написання загальних висновків	29.05.2025	виконано
11.	Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	09.06.2025	виконано
12.	Здача дипломного проєкту на кафедрі	13.06.2025	виконано

Студент

Т. І. Макаруч

Керівник проєкту

М. А. Зенкін

Реферат

Макарчук Тарас Іванович Дослідження кулачково-важільних механізмів ниткошвейних машин.

Національний технічний університет України "КПІ ім. Ігоря Сікорського",
кафедра Машин та агрегатів поліграфічного виробництва, 2025,
90 стор., 26 рис., 9 табл., бібліогр.: 33 назв.

Проведено аналіз динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин із урахуванням пружності приводу, муфти та ланок, що дозволило визначити оптимальні параметри роботи механізмів ниткошвейних машин.

Показано вплив зношування кулачкової пари на спектральні характеристики вібрацій, розроблено рекомендації з діагностики технічного стану механізмів на основі аналізу прискорень і коливань.

Виконано моделювання нелінійної динаміки виконавчих механізмів, проведено синтез законів руху з урахуванням умов замикання кулачкової пари, обґрунтовано вибір оптимальних законів руху для зниження динамічних навантажень.

Запропоновано удосконалення конструктивних параметрів вузлів кулачково-важільного механізму, що дозволяє підвищити надійність і довговічність роботи ниткошвейних автоматів.

Ключові слова: кулачково-важільний механізм, динаміка, привід, ниткошвейна машина, вібрація, знос, розрахунок.

Abstract

Makarchuk Taras Ivanovich Investigation of cam-important mechanisms of thread sewing machines

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Department of Printing Machines and Automated Complexes, 2025,

90 pages, 26 figures, 9 tables, bibliography: 33 titles.

An analysis of the dynamics of cam-lever mechanisms of post-printing printing machines was carried out, taking into account the elasticity of the drive, clutch, and links, which made it possible to determine the optimal parameters for the operation of thread sewing machine mechanisms.

The influence of cam pair wear on the spectral characteristics of vibrations is shown, and recommendations for diagnosing the technical condition of mechanisms based on the analysis of accelerations and oscillations are developed.

Modeling of the nonlinear dynamics of the executive mechanisms was performed, the laws of motion were synthesized taking into account the conditions of cam pair closure, and the selection of optimal laws of motion to reduce dynamic loads was justified.

Improvements to the design parameters of the cam-lever mechanism components have been proposed, which will increase the reliability and durability of thread sewing machines.

Keywords: cam-lever mechanism, dynamics, drive, thread sewing machine, vibration, wear, calculation.

Пояснювальна записка
до дипломного проєкту
на тему: «Дослідження кулачково-важільних механізмів
ниткошвейних машин»

Київ – 2025 року

ЗМІСТ

	Стор.
Реферат	5
ВСТУП	10
1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ПО ЗАДАЧАХ ДИНАМІКИ СИСТЕМ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ	12
1.1. Аналіз основної літератури із задач динаміки кулачково- важільних механізмів поліграфічних машин.....	12
1.2. Огляд літератури з методів розрахунку кулачково-важільних механізмів	20
1.3. Сучасні ниткошвейні автомати. Призначення, сфера застосування, принцип побудови, основні вузли.....	39
1.3.1. Призначення та класифікація ниткошвейних машин. Вимоги до ниткошвейних машин та їх продукції	39
1.3.2. Принципова будова та робота ниткошвейних машин	42
Висновки до розділу 1.....	49
2. ДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ПІСЛЯДРУКАРСЬКИХ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ ПРИВОДУ, МУФТИ ТА ЛАНОК ...	50
2.1. Дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти приводу	50
2.2. Обчислення оптимальних параметрів механізму переміщення проколів ниткошвейної машини з урахуванням пружності приводу та муфти	55
2.3. Моделювання нелінійної динаміки кулачково-важільного механізму переміщення проколюючих голок з урахуванням пружних властивостей привода і кулачкового механізму	60
Висновки до розділу 2	62
3. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КУЛАЧКОВО- ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ НИТКОШВЕЙНОЇ МАШИНИ.....	63

3.1. Синтез кулачкового механізму.....	63
3.1.1. Діаграми руху штовхача.....	63
3.1.2. Визначення радіуса штовхача.....	64
3.1.3. Профілювання штовхача.....	64
3.2. Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму..	65
3.2.1. Структурний аналіз механізму	65
3.2.2. Побудова планів механізму	67
3.2.3. Побудова планів швидкостей	67
3.2.4. Побудова планів прискорень.....	72
3.2.5. Кінематичний аналіз механізму методом побудови графіків	75
3.3. Кінетостатичне дослідження механізму	75
3.3.1. Визначення сили корисного опору	76
3.3.2. Визначення сил інерції ланок	76
3.3.3. Силевий розрахунок групи 4-5.....	77
3.3.4. Силевий розрахунок групи 2-3.....	78
3.3.5. Силевий розрахунок ведучої ланки механізму.....	79
3.3.6. Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського	79
3.4. Визначення моменту інерції маховика.....	80
3.4.1. Побудова графіка зведеного моменту сил опору та тяжіння	80
3.4.2. Побудова графіка робіт сил опору.....	82
3.4.3. Побудова графіка надлишкової роботи або приросту кінетичної енергії.....	82
3.4.4. Побудова діаграми зведених моментів інерції	83
3.4.5. Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика.....	84
3.4.6. Визначення геометричних розмірів та маси маховика.....	85
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	86
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	87

ВСТУП

Науково-технічний прогрес у техніці розвивається дуже динамічно і швидко. Необхідне прискорення він отримує завдяки розвитку ринкових відносин. Це також стосується й поліграфічної галузі. Вимоги до кінцевого продукту постійно зростають як за якістю, так і за швидкістю виготовлення, що, у свою чергу, змушує конструкторів поліграфічних машин створювати нове, більш досконале обладнання. Основним фактором, за яким оцінюють поліграфічне підприємство, є час. Чим менше часу потрібно друкарні для випуску книги, журналу або іншої поліграфічної продукції, тим більше, як правило, вона має замовлень. Звідси випливає логічний висновок: поліграфічна техніка повинна бути високошвидкісною та високоякісною [3, 6, 12, 27, 28].

Основною проблемною ділянкою в поліграфічній галузі залишається брошурувально-палітурний відділ [15, 18, 26]. Тому конструктори поліграфічного обладнання виділяють дві основні задачі. Перша - техніка повинна бути високошвидкісною, а також відповідати сучасним вимогам до якості друку та оздоблення. Друга - необхідно зменшити такі показники, як габарити та маса поліграфічних машин. Проте слід зазначити, що зі збільшенням швидкості роботи машини зростають і динамічні навантаження на її основні вузли. Це призводить до того, що сам процес проектування нової машини з погляду дослідження динамічних явищ повинен бути більш науково обґрунтованим, ніж раніше. Це, своєю чергою, дасть змогу виявити резерви для вдосконалення поліграфічного обладнання з метою підвищення його технічної ефективності.

Проблема полягає в тому, що наявна спеціальна література з динамічних розрахунків і проектування поліграфічних машин уже не відповідає сучасним вимогам. Виходячи з цього, стає очевидним, що вдосконалення методів динамічних розрахунків вузлів поліграфічних машин є актуальним завданням.

Збільшення швидкості роботи та інтенсивності динамічних навантажень, ускладнення сучасного друкарського та оздоблювального обладнання

призводять до зростання динамічних пружних деформацій і прискорень, які впливають на точність поліграфічних машин. Слід зазначити, що стохастичний підхід до опису умов роботи нелінійних пружних систем поліграфічних машин під дією динамічних навантажень є більш повним і точним, ніж лінійний детерміністичний, і краще відповідає реальним умовам експлуатації.

Метою цієї роботи є розробка розрахунку оптимальних параметрів кулачково-важільних механізмів поліграфічних машин, що дозволяють зменшувати негативний вплив різних динамічних навантажень на точність їх роботи з урахуванням пружності, нелінійності та стохастичного характеру складових впливів.

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ПО ЗАДАЧАХ ДИНАМІКИ СИСТЕМ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

1.1. Аналіз основної літератури із задач динаміки кулачково-важільних механізмів поліграфічних машин

Основним із напрямів технічного прогресу є розробка прогресивних технологічних процесів і створення досконалих механізмів і машин для їх реалізації. У зв'язку з цим проблема синтезу поліграфічних машин та їхніх систем стає дедалі актуальнішою [6, 19, 20].

Під час проектування або модернізації поліграфічних машин завдання підвищення їхнього технічного рівня і споживчих властивостей тісно переплітаються з питаннями поліпшення динаміки. Це пов'язано з тим, що робота кулачково-важільних механізмів, які широко застосовують у конструкції машин, що розглядаються, зі зростанням швидкостей супроводжується небажаною інтенсифікацією динамічних процесів, унаслідок чого підвищується рівень коливань елементів привода та виконавчих органів і, як наслідок, різко зростають динамічні навантаження.

Питанням дослідження поліграфічних машин з урахуванням динаміки їхніх механізмів присвячено низку праць [16, 18-20, 22, 25], в яких висвітлено питання синтезу та результати експериментальних досліджень циклових механізмів друкарських і переплетно-брошурувальних машин, розглядаються технологічні, технологічні параметри, що істотно впливають на роботу кулачкових механізмів, а також на якість вироблюваної продукції та продуктивність машин. У зазначених роботах не розглядаються питання взаємовпливу параметрів технологічного процесу і структури механізмів. У більшості випадків вивчення проводиться з урахуванням пружно-дисипативних властивостей ланок за допомогою одно- і двомасових динамічних моделей. Математичне дослідження проводять загальноприйнятими методами теорії

лінійних коливань систем зі скінченним числом ступенів свободи. Залучення для математичного забезпечення сучасної обчислювальної техніки дає змогу поставити динамічні розрахунки у формі алгоритму, що значно спрощує практичне їх застосування під час проектування.

У роботі [21, 22] було виділено основні комплексні завдання, які необхідно вирішити. По-перше, необхідно вивчити динаміку поблизу основних резонансних зон параметричного і силового збудження. При цьому виникає необхідність врахування якихось значних додаткових нелінійностей, що потребують використання апарату нелінійної механіки.

По-друге, потрібно встановити наявність і характер збурень та оцінити їхній коефіцієнт, що визначає роль періодичності процесу у формуванні динамічних спотворень «ідеальних» кінематичних залежностей.

Під час дослідження динамічних процесів циклових виконавчих механізмів мають вирішуватися такі завдання:

- побудова динамічних моделей механізмів з урахуванням найсуттєвіших фізичних властивостей елементів та їх аналітичний опис;
- визначення динамічних характеристик механізмів і вибір динамічного дослідження;
- вивчення чинників динамічної зв'язаності коливальних контурів з урахуванням їхньої структури;
- дослідження впливу коливальних процесів на спотворення кінематичних характеристик виконавчих органів і процесу перевизначення навантаження;
- визначення напрямів синтезу та забезпечення на його базі зменшення коливань і навантажень у ланках;
- розроблення інженерних рекомендацій щодо раціонального проектування досліджуваних механізмів.

Дослідження динамічних процесів у кулачково-важільних механізмах поліграфічних машин-автоматів належать до класу задач динаміки механізмів із нелінійною функцією положення. Нелінійність функції положення викликає значні труднощі математичних досліджень, тому що рухи ведених мас

механізмів описуються нелінійними диференціальними рівняннями. Ефективне розв'язання такого роду рівнянь неможливе без застосування ЕОМ для отримання високої точності розрахунків.

Але є ще одна проблема, це питання формалізації структури кулачково-важільних механізмів і автоматизації синтезу зовнішніх керуючих впливів. На жаль, наразі ці питання ще практично не розроблені.

Проблемою діагностики та працездатності пазових кулачкових механізмів займались видатні дослідники в Україні [16, 18, 23-26]. Він запропонував використовувати для діагностики працездатності спектральні методи. Суть цих методів полягає в наступному. Функціонування будь-яких пазових кулачкових механізмів супроводжується збудженням коливань. Уникнути виникнення їх неможливо. Причинами виникнення коливальних процесів є наявність низки чинників, що обурюють під час взаємодії кулачка і ролика. Так похибки виготовлення і монтажу, циклічний принцип дії, характер взаємодії, підпорядкований періодичному закону, пов'язаному з обертальним рухом, збуджують низькочастотні коливання. Наявність зазору між роликом і пазом кулачка призводить до появи періодичних ударів. Удари виникають унаслідок відривів штовхача від робочої поверхні кулачка під впливом сил інерції. Відриви, порушуючи нормальне замикання штовхача з кулачком, викликають появу ударного режиму коливань. Крім того, вплив сил тертя і зіткнення ролика з профілем кулачка, що відбуваються не по всій номінальній площі, а тільки по вершинах виступаючих мікронерівностей на їхніх поверхнях, призводить до імпульсного збудження вібрацій.

До цих факторів необхідно додати вплив зовнішніх вібрацій від інших елементів механізмів і вузлів ниткошвейної машини. Усі ці чинники викликають коливання ведених ланок механізмів на вимушених і власних частотах. Основна енергія коливань буде зосереджена в області низьких і середніх частот. Головним джерелом підвищеної коливальної енергії будуть періодичні удари, викликані відривами штовхача.

У загальному вигляді функцію збудження коливань можна представити у вигляді:

$$F_E(t) = F_{vp}(t) + F_{уд}(t) + F_{тр}(t) + T_{вн}(t), \quad (1.1)$$

де $F_{vp}(t)$ - збудження, викликане похибками виготовлення, монтажу та періодичним законом дії (відхилення від співвісності, перекося, дисбаланс тощо); $F_{уд}(t)$ - ударне збудження, спричинене вибіркою зазорів; $F_{тр}(t)$ - збудження, викликане мікронерівностями та силою тертя; $T_{вн}(t)$ - збудження від зовнішніх джерел.

Як видно, нормально функціонуюча кулачкова пара має певну віброактивність, спектр якої охоплює широку смугу частот і має складний характер. Поява і розвиток зношування будь-якого кулачкового механізму змінює умови взаємодії кулачка і ролика і відповідно вносить велику кількість змін у коливальні процеси, що супроводжують їхнє функціонування, сильно змінюючи сам характер коливань. У процесі зношування кулачкова пара за нормальних умов експлуатації проходить через три послідовні етапи. На етапі припрацювання зіткнення сполучених поверхонь через їхню хвилястість і шорсткість відбувається лише в окремих плямах контакту, розташованих на вершинах хвиль. У плямах контакту відбувається значна деформація поверхневих шарів. Наприкінці етапу припрацювання мікронерівності згладжуються і контактуючі поверхні набувають оптимальних властивостей.

Сила тертя знижується, і знос стабілізується доти, доки не відкриються нижні шари металу деталей, що мають низьку зносостійкість (рис. 1.1). На етапі усталеного зносу циклічно повторюватиметься деформація і руйнування поверхневих шарів, поява на окремих ділянках нового шару. Із поступовим збільшенням зазору в сполученні енергія і тривалість ударів, спричинених відривом штовхача, зросте (рис. 1.2). Значне збільшення зазору між роликом і пазом кулачка може призвести до раптових відмов машини. Ударні

навантаження зростають спочатку повільно, а потім катастрофічно швидко. Під час удару деталі в місці контакту випробовують всебічне, об'ємно-напружене стиснення, за якого відбувається деформація навіть зміцнених шарів.



Рисунок 1.1 – Залежність рівня вібрацій від зміни макро- і мікрогеометрії деталей із напрацюванням: Т - час напрацювання; А – рівень

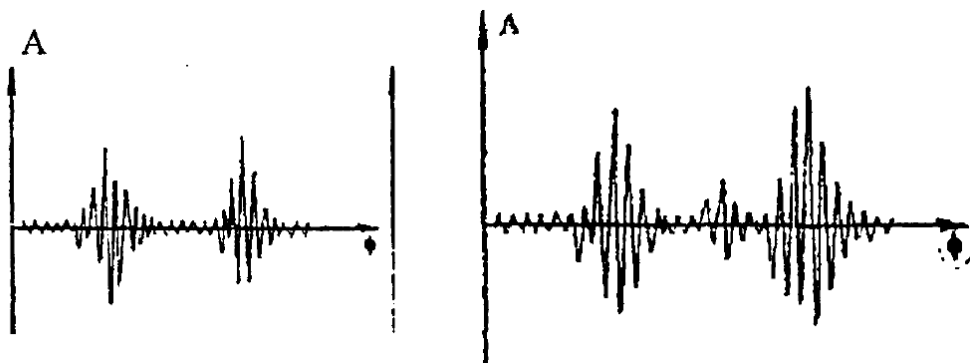


Рисунок 1.2 – Зміна вібрації кулачкової пари з напрацюванням у разі загального зношування (механізм знімного важеля): а - за нормального стану; б - за сильного зношування (А - амплітуда сигналу, φ - кут повороту головного валу машини)

У разі сильного змінання поверхонь і появи локальних ділянок профілю з підвищеним зносом у механізмі виникнуть нові ударні збудження, що спричиняють його коливання (рис. 1.3). У наслідок зносу в металі деталей відбуваються структурні зміни, які призводять до збільшення пластичних деформацій, відкриття нижніх шарів металу, що мають низьку зносостійкість. Швидкість зносу різко зростає і настає період прогресуючого зносу. При швидкому збільшенні зазорів, зміні форми і розмірів поверхонь, структури

металу, спотворюються задані закони руху, погіршуються показники роботи ниткошвейної машини, і в підсумку - вихід кулачкового механізму з ладу.

Таким чином, зношування механізмів впливає на зміну функції збудження коливань, спричиняє зміну співвідношень між її компонентами або призводить до появи нових. Ці зміни, відповідно, відображаються насамперед на спектральних характеристиках вібрацій.

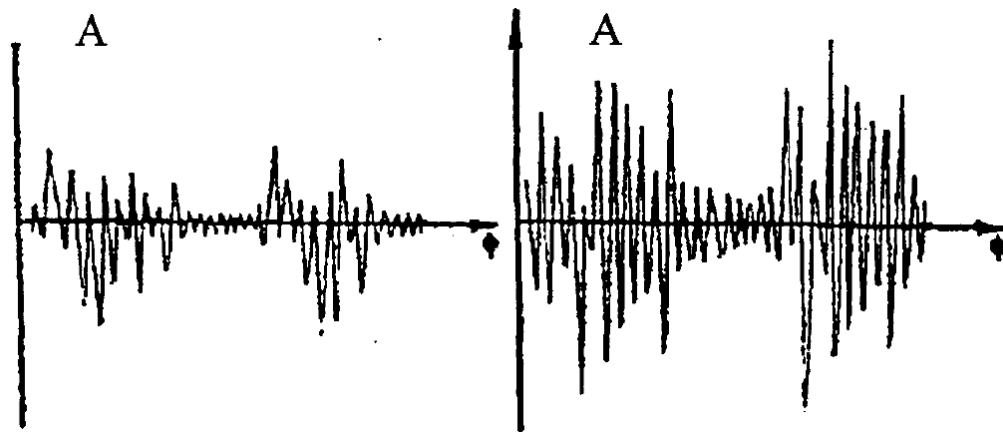


Рисунок 1.3 – Зміна вібрації кулачкової пари в разі виникнення місцевих дефектів (механізм хитного столу): а - за нормального стану; ф - у разі виникнення зминання або місцевого зносу (А - амплітуда сигналу; (р - кут повороту головного валу машини)

Загальна зміна мікронерівностей, сили тертя, мікро- і макрогеометрії деталей кулачкової пари, призводять до зростання збудження $F_{тр}(t)$. Збільшення зазору в сполученні спричиняє зростання амплітуд і модуляції віброімпульсів, призводить до появи комбінаційних частот і перерозподілу енергії всередині цього ряду. Зминання і місцевий знос профілю спричиняють появу і зростання періодичних сплесків вібросигналу на цих окремих ділянках [27, 30].

Діагностування необхідно проводити в режимі вимірювання прискорення. На прискорення дефекти профілю впливають сильніше, ніж на швидкість, тому що воно є другою похідною від переміщення штовхача і показує справжню динаміку механізму. Принципову схему вимірювального каналу для діагностування кулачкової пари на прикладі механізму голок, що проколюють, наведено на рис. 1.4.

Усі експлуатаційні дефекти викликають зростання амплітуд спектральних компонентів практично в усьому частотному діапазоні сигналу. За граничного зносу спектр може мати вигляд білого шуму, на тлі якого тонуть дискретні компоненти. Однак, кожна кулачкова пара характеризується своїми певними частотами збудження, кратними частоті обертання кулачка.

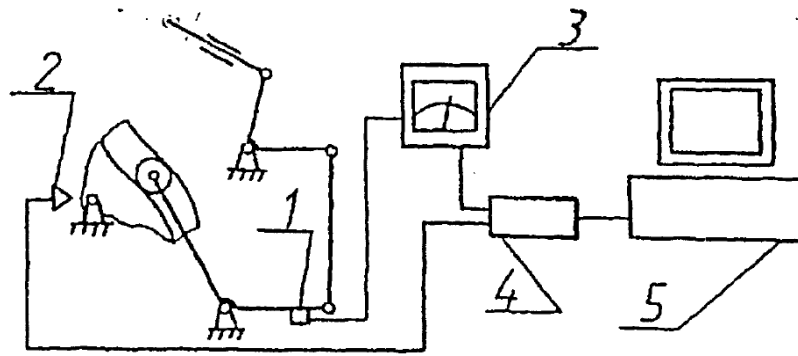


Рисунок 1.4 – Схема вимірювального каналу: 1 - віброперетворювач; 2 – датчик обертів (циклу); 3 - підсилювач; 4 - аналого-цифровий перетворювач; 5 - ПК

Діагностичною ознакою загального зносу пари може слугувати n -вимірний вектор спектра амплітудної обвідної, побудований з амплітуд ряду частот $k f_{вр}$, де $k - 1, 2, \dots, n$, а $f_{вр}$ - частота обертання кулачка або декількох спектральних амплітуд у зоні однієї з вимушених частот, що зазнають найбільшої зміни. Ступінь загального зносу визначається порівнянням довжин n -мірних векторів еталонного спектра і спектрів зношених станів. Зростання амплітуд і глибини модуляції вказує на ступінь розвитку зносу. Метод аналізу вимушених коливань дає змогу діагностувати і дефекти окремих ділянок профілю. Змінання і місцеве зношування профілю призводять до появи нових дискретних складових на частотах прокочування ролика по дефектних ділянках. Зростання числа викидів при збільшенні амплітуд і модуляції характеризує розвиток дефекту, а частоти нових складових спектра огинаючої вібросигналу локалізують місце виникнення змінання або місцевого зносу

Періодичні удари, що виникають під час відривів штовхача, пом'яття і місцевого зносу профілю, збуджують затухаючі коливання на власних частотах.

Спектр таких коливань має вигляд комбінаційних частот ($f \pm k \Omega$), з яскраво вираженими дискретними складовими. Діагностичною ознакою під час використання резонансного методу може слугувати приблизний вектор, побудований із відліків амплітуд частот $k \Omega$ спектра амплітудного огинання в зоні однієї з власних частот, визначення технічного стану проводиться періодичним порівнянням поточного вектора з еталонним.

Розвиток загального зносу або виникнення місцевих дефектів профілю кулачка насамперед відбивається на зміні спектральних амплітуд власних частот, а не на частотах вимушених коливань. Це є важливою перевагою діагностування за власними частотами, що дає змогу підвищити чутливість і точність діагностування, спростити алгоритми попереднього оброблення сигналу. Таким чином, можна зробити висновок про виникнення в процесі роботи кулачково-дряпальних механізмів ще кількох чинників, які негативно впливають на динаміку роботи і вносять нелінійний і стохастичний характер динамічних процесів на досліджувані механізми [8, 29, 32].

Для розроблення методів і засобів діагностики пазових кулачкових механізмів поліграфічних машин, необхідно вирішити комплекс завдань:

- детально вивчити досліджувані механізми, виявити їхні вразливі місця, скласти перелік параметрів, що виходять за допустимі норми, і розбити їх на класи технічних станів, що підлягають розпізнаванню;
- вибрати необхідні засоби вимірювання параметрів технічного стану і місця розміщення первинних перетворювачів на механізмах;
- визначити динамічні характеристики і математичні моделі досліджуваних вузлів та їхніх елементів для побудови діагностичних моделей;
- провести добір діагностичних ознак, чутливих до зміни параметрів технічного стану, і встановити їхні порогові значення;
- розробити алгоритми визначення поточного стану механізмів;
- розробити алгоритми прогнозування цього стану.

1.2. Огляд літератури з методів розрахунку кулачково-важільних механізмів

Кулачково-важільні механізми знайшли широке застосування у машинобудуванні. У поліграфічній галузі вони широко представлені на палітурно-брошурувальній дільниці, у ниткошвейних машинах, листопідбиральних пристроях, позолотних пресах, різальних машинах, пакувальних машинах тощо.

Відповідно, проблемами розрахунку та проєктування таких механізмів займалися у своїх роботах: Тір К.В., Полюдов О.М. [19-23], Книш О.Б. [18], Кузнєцов В.О.[23], Коломієць А.Б. [23], Петрук А.І. [21], Логазяк І.Ю. [16] та інші.

Кулачково-важільні механізми дозволяють здійснювати будь-які необхідні в машині рухи робочих органів. Завдяки цьому, а також через порівняльну простоту проєктування кулачкових механізмів за вибраним законом руху штовхача, виконавчі механізми автоматів переважно виконуються кулачково-важільними.

При цьому найчастіше застосовуються механізми з обертовими кулачками та хитними штовхачами. Значно рідше використовуються штовхачі з поступальним рухом. Залежно від відносного розташування осей валів кулачка і штовхача застосовують дискові або циліндричні кулачки. Дискові застосовуються у випадках, коли осі валів кулачка і штовхача паралельні між собою, а циліндричні — коли вони схрещуються під прямим кутом. Ті й інші кулачки виконуються відкритими із силовим (пружинним) замиканням кулачкової пари, а також пазовими або дворічковими із геометричним замиканням.

Силове (пружинне) замикання кулачкової пари спрощує конструкцію і технологію виготовлення кулачків, а також забезпечує усунення люфту штовхача. Водночас дія пружин спричиняє сильні коливання обертального моменту на ведучому валу.

Пазові кулачки та кулачки з дворічковими штовхачами складніші за відкриті за конструкцією та технологією виготовлення. У них неминучий люфт штовхача через наявність зазорів між роликами і стінками паза або профілями

кулачків. Відсутність пружин, що замикають кулачкову пару, зменшує коливання обертального моменту на ведучому валу.

Залежно від розміщення кулачково-важільного механізму в машині передача руху від штовхача до робочого органу здійснюється різними способами. В одному випадку робочий орган жорстко або за допомогою пружин з'єднується зі штовхачем, в іншому — штовхач є ведучою ланкою плоского або просторового передавального механізму, до веденої ланки якого жорстко або з пружинним замиканням приєднується робочий орган.

Плоский передавальний шарнірно-важільний механізм може бути застосований, якщо осі всіх шарнірів паралельні осі вала штовхача. Якщо це неможливо, то неминуче використання просторового передавального механізму. Просторові передавальні механізми найчастіше є шарнірно-важільними, але з включенням ланок, приєднаних кульовими шарнірами (рис. 1.5). Вони також застосовуються у палітурно-брошурувальних поліграфічних машинах.

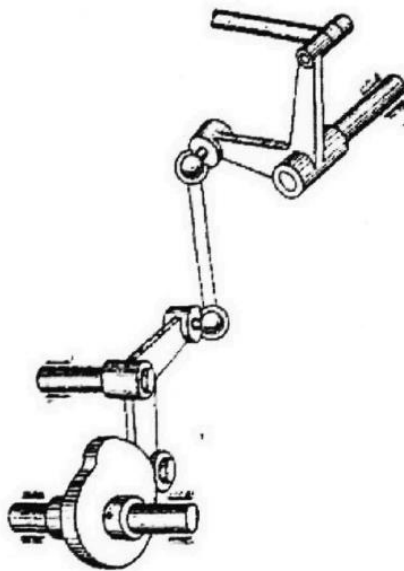


Рисунок 1.5 — Кулачково-важільний механізм з ланками, що приєднуються шарнірними з'єднаннями

Кулачково-важільні механізми мають низку недоліків, що перешкоджають збільшенню швидкостей роботи, а отже і підвищенню продуктивності машин, найважливішими з яких є:

а) швидкий знос профілів кулачків;

б) стрибкоподібний характер зміни і великі величини прискорень штовхача, що виникають через незначні неточності обробки профілів кулачків або неточності профілів внаслідок їх нерівномірного зносу;

в) сильні коливання обертаючого моменту на ведучому валу через вплив пружин, що служать для силового замикання кулачкових пар.

Внаслідок цього, там, де це можливо, доцільно в якості виконавчих механізмів машин застосовувати шарнірно-важільні механізми.

Використовуючи різні методи проєктування, часто шарнірно-важільними механізмами можна здійснити необхідні в поліграфічних машинах рухи робочих органів, при цьому кінематичні схеми шарнірно-важільних виконавчих механізмів не складніші за застосовувані в тих же умовах кулачково-важільні.

Проектування кулачково-важільних виконавчих механізмів виконується у такій послідовності. Виходячи з циклограми і технологічної операції, що виконується робочим органом, визначається форма робочого органу, необхідна траєкторія його руху, інтервали руху і зупинок. З урахуванням розташування в машині робочого органу і кулачкового валу вибирається схема механізму, тип кулачка та закон руху штовхача, визначаються основні розміри механізму та будується профіль кулачка [2,13,14].

При виборі схеми кулачково-важільного механізму і типу кулачка необхідно враховувати міркування, викладені вище, а також мати на увазі, що креслення профілю кулачка безпосередньо залежить від закону руху штовхача, а не від закону руху робочого органу, якщо останній не жорстко під'єднаний до штовхача. Якщо штовхач є лише ведучим елементом передавального механізму, з веденим елементом якого з'єднаний робочий орган, то завдяки раціональній схемі передавального механізму можна покращити динамічну характеристику всього кулачково-важільного механізму.

Закон руху штовхача характеризується залежностями переміщень, швидкостей, прискорень штовхача і динамічної потужності від часу. Залежності ці взаємопов'язані і вибір однієї з них визначає інші. Для якісної

оцінки законів руху такі критерії є основними:

а) безрозмірний коефіцієнт піку швидкості

$$K_{v_{\max}} = \frac{v_{\max}}{\psi_{\max} T}, \quad (1.2)$$

оскільки піки швидкостей іноді лімітують продуктивність механізму з технологічних причин;

б) безрозмірний коефіцієнт піка прискорення

$$K_{\varepsilon_{\max}} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\psi_{\max} T^{-2}}, \quad (1.3)$$

бо піки прискорень визначають максимальні значення динамічних зусиль (сил інерції);

в) безрозмірний коефіцієнт піка динамічної потужності, тобто тієї частини потужності, яка витрачається на розгін або зупинку механізму

$$K_{N_{\max}} = \frac{N_{\text{дин.макс}}}{I_{\text{прив}} \psi_{\max}^2 T^{-3}}, \quad (1.4)$$

оскільки піки динамічної потужності визначають максимальні величини динамічних навантажень на деталі приводу, що передають обертальний рух кулачку ($I_{\text{прив}}$ - приведений до штовхача момент інерції ланок механізму);

г) безударність роботи механізму, оскільки в результаті теоретично раптової появи прискорень на початку руху і відповідних динамічних зусиль, дійсний закон руху штовхача через виникаючі пружні коливання різко відрізняється від теоретичного закону руху.

У більшості виконавчих механізмів машин переважають динамічні навантаження, а статичними, що діють на робочий орган, можна практично знехтувати. Тому під час вибору закону руху штовхача необхідно, насамперед, забезпечити плавну зміну кривої прискорень штовхача і якомога менші піки прискорень, з метою виключення ударних впливів і зменшення інерційних зусиль. Одночасно бажаним є отримання якомога менших значень піків швидкості та динамічної потужності.

При виборі закону руху необхідно враховувати, який цикл руху у штовхача. Схема циклової діаграми виконавчого механізму машини за один повний оберт кулачка зображена на рис. 1.6 :

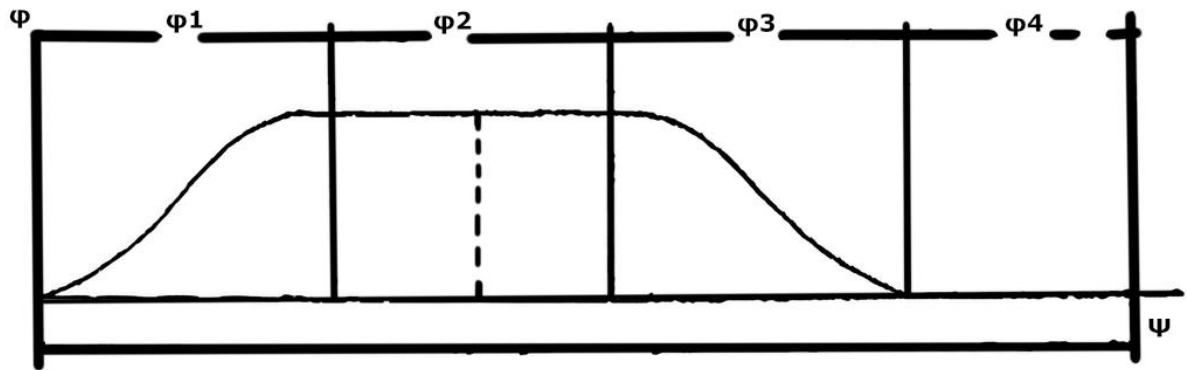


Рисунок 1.6 - Схема циклової діаграми виконавчого механізму за один оберт кулачка: Ψ - кут повороту штовхача від початкового положення, що відповідає дотику ролика штовхача з основною шайбою кулачка; φ - кут повороту кулачка від початку руху; φ_1 - кут повороту кулачка, що відповідає прямому ходу - ходу видалення штовхача від початкового положення; φ_2 - кут повороту кулачка, що відповідає виступу штовхача після прямого ходу; φ_3 - кут повороту кулачка, що відповідає зворотному ходу - наближенню штовхача до початкового положення; φ_4 - кут повороту кулачка, що відповідає виступу штовхача в початковому положенні

Цей повний цикл руху механізму можна розглядати як такий, що складається з двох частин, що характеризуються чередуванням переміщень і виїмок: вистій - переміщення - вистій.

При $\varphi_2 = 0$ розглядуваний цикл руху механізму зводиться до наступного: виїмка - прямий хід - зворотний хід - виїмка.

При $\varphi_2 = 0$ і $\varphi_3 = 0$ отримаємо рух без виїмок, що зводиться до чередування: прямий хід - зворотний хід.

Більш складні цикли руху, ніж зазначені на рис. 1.6, при наявності трьох і більше виїмок протягом циклу, розпадаються на кілька частин, кожна з яких

характеризується наступним чередуванням переміщень і виїмок: виїмка - переміщення - виїмка.

Таким чином, при виборі закону руху повинні бути розглянуті такі розрахункові цикли руху:

- а) виїмка - переміщення - виїмка;
- б) виїмка - прямий хід - зворотний хід - виїмка;
- в) прямий хід - зворотний хід.

При виборі закону руху штовхача слід враховувати спосіб замикання вищої пари в кулачковому механізмі — конструкцією кулачка і штовхача (геометричне замикання) або пружиною (силове замикання).

При геометричному замиканні вищої пари неминуха «гра» штовхача через наявність зазорів між роликами штовхача і стінками паза або профілями кулачків. У результаті цього, навіть при вибраному законі руху, з теоретично плавним зміною кривої прискорень штовхача, виникає удар, оскільки фактичний початок руху штовхача не збігається з теоретичним. У цьому випадку фактичний рух штовхача починається різким рухом у момент вибірки гри, і швидкість штовхача миттєво досягає значення, що відповідає теоретичній діаграмі часу фактичного початку руху. Після досягнення максимальної швидкості штовхач завдяки наявності гри продовжує рухатися з цією швидкістю до моменту вибірки «гри», коли швидкість знову миттєво змінюється [11, 21, 31, 33].

Оскільки величина енергії удару пропорційна квадрату швидкості руху, доцільно при геометричному замиканні вищої пари в кулачковому механізмі вибирати закон руху з малою швидкістю штовхача, що відповідає моменту фактичного початку руху.

Нарешті, при виборі закону руху штовхача потрібно враховувати реальність здійснення вибраного закону руху у зв'язку з точністю виготовлення деталей механізму і, особливо, точністю обробки профілю кулачка.

При різних видах обробки може бути досягнута точність лінійних розмірів профільних поверхонь, вказана в табл. 1.1.

Таблиця 1.1- Точність лінійних розмірів профільних поверхонь

Вид обробки	Точність (в мм) економічна	
	Економічна	Можлива максимальна
Ручне обпилювання та припасування за шаблоном	±0,1	±0,03
Обпилювання на верстаті за тих самих умов	±0,05	±0,02
Стругання та довбання за розміткою	±1,0	±0,2
Фрезерування за розміткою	±1,5	±0,8
Фрезерування за копіром на верстатах із механічним управлінням	±0,2	±0,08
Те ж, на верстатах зі слідкувальною системою	±0,05	±0,01
Точіння за копіром	±0,2	±0,05
Шліфування на верстатах з пантографом	±0,02	±0,01

Простими законами руху, що забезпечують плавну зміну кривої прискорень товкача, є закони з косинусоїдальними та синусоїдальними діаграмами прискорень. Перший з них забезпечує безударність роботи при циклі прямий хід - зворотний хід (без витримок), а другий - при циклі витримка - переміщення - витримка. Для косинусоїдального закону руху...

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} \cos \pi \frac{\varphi}{\varphi_1}, \quad (1.5)$$

для синусоїдального закону руху

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} \sin 2\pi \frac{\varphi}{\varphi_1}. \quad (1.6)$$

Ці закони руху характеризуються значеннями безрозмірних коефіцієнтів піків швидкості, прискорення та динамічної потужності, наведеними в табл. 1.2.

Як видно з наведених даних, значення цих коефіцієнтів для косинусоїдального закону руху незначні, а для синусоїдального - значно вищі. Тому застосування косинусоїдального закону руху для циклу прямий хід - зворотний хід є цілком доцільним. Однак застосування синусоїдального закону руху для циклу витримка - переміщення - витримка не є найкращим рішенням, зважаючи на високі значення безрозмірних коефіцієнтів піків швидкості, прискорення та динамічної потужності.

Таблиця 1.2 - Безрозмірні коефіцієнти для косинусоїдального та синусоїдального законів руху.

Закони руху	K_v макс	K_ε макс	K_N макс
Косинусоїдальний	1,57	4,94	3,88
Синусоїдальний	2,00	6,28	8,15

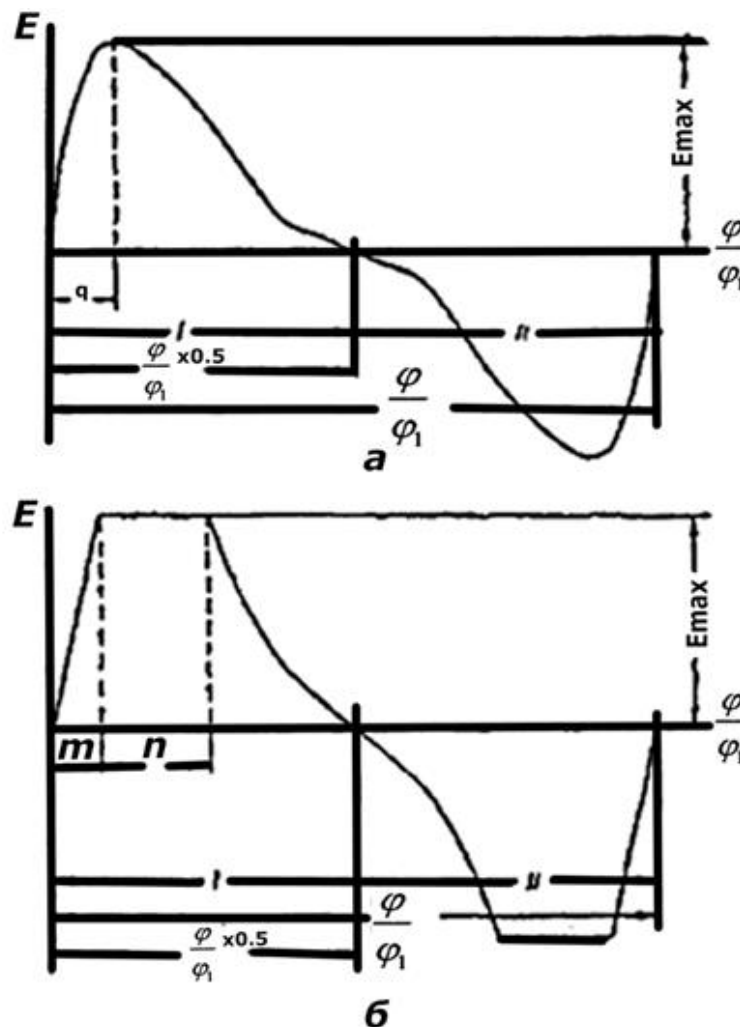


Рисунок 1.7 - Закони руху з діаграмами прискорень: а) з двох гілок сполучених гармонік; б) описаними трапецією та увігнутою параболою

Тір К.В. та Полюдов О.М. [18, 20, 23] синтезували і рекомендували наступні закони руху, що мають кращі показники, ніж синусоїдальний закон: а) закон руху з діаграмою прискорень з двох гілок сполучених гармонік (рис. 1.17, а); б) закон руху з діаграмою прискорень, описаною трапецією та увігнутою параболою степені і (рис. 1.7, б). Для першого з цих законів руху на ділянці

$$0 \leq \frac{\varphi}{\varphi_1} \leq q \quad (1.7)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{макс}} \sin \frac{2\pi}{q} \frac{\varphi}{\varphi_1},$$

і на ділянці

$$q \leq \frac{\varphi}{\varphi_1} \leq 0,5 \quad (1.8)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{макс}} \frac{1 + \cos \pi \frac{\frac{\varphi}{\varphi_1} - q}{0,5 - q}}{2}.$$

Для другого закону руху

На ділянці

$$0 \leq \frac{\varphi}{\varphi_1} \leq m \quad (1.9)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{макс}} \frac{\varphi}{m\varphi_1},$$

на ділянці

$$m \leq \frac{\varphi}{\varphi_1} \leq m + n \quad (1.10)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{макс}},$$

і на ділянці

$$m + n \leq \frac{\varphi}{\varphi_1} \leq 0,5$$

(1.11)

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} \left[\frac{0,5 - \frac{\varphi}{\varphi_1}}{0,5 - m - n} \right]^n.$$

Ці два закони руху характеризуються наступними значеннями безрозмірних коефіцієнтів піків швидкості, прискорення та динамічної потужності (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 - Безрозмірні коефіцієнти для законів руху, синтезованих Тіром К.В. та Полюдовим О.М. [21]

Закони руху	Значення						
	q	m	n	u	K _v max	K _e max	K _n max
З діаграмою прискорень із двох гілок спряжених гармонік	0,03	—	—	—	1,46	5,76	4,04
	0,05	—	—	—	1,49	5,81	4,26
З діаграмою прискорень, окресленої трапецією і вгнутою параболою ступеня u	—	0,03	0,07	1,50	1,47	6,00	3,95
	—	0,03	0,12	1,50	1,55	5,08	4,78
	—	0,03	0,12	1,75	1,47	5,61	4,38

Діаграма прискорення, окреслена трапецією та вгнутою параболою степені U, при i=1 перетворюється на трапецієподібну. Трапецеїдальний закон руху характеризується наступними показниками (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 -Безрозмірні коефіцієнти для трапецієподібних законів руху

Закони руху	Значення				
	m	n	K ω max	K ϵ max	K η max
Трапецієподібний (нерівнобічна трапеція)	0,05	0,10	1,62	5,40	4,40
	0,05	0,20	1,72	4,88	5,56
	0,05	0,30	1,83	4,57	6,80
Трапецієподібний (різнобічна трапеція)	0,05	0,40	2,00	4,44	8,40

Як видно з наведених даних, застосування синтезованих законів руху при циклі «вистій - переміщення - вистій», а також трапецієподібного закону, є більш доцільним, ніж застосування синусоїдального.

Для циклу «вистій - прямий хід - зворотний хід - вистій» доцільно застосовувати комбінований закон руху (рис. 1.8). У частинах I та IV прямого та зворотного ходів необхідно застосувати синусоїдальний закон руху (або краще один із законів, представлених на рис. 1.7), щоб забезпечити безударний початок і кінець руху, а в частинах II та III прямого і зворотного ходів цілком доречно застосувати косинусоїдальний закон. При цьому кутове прискорення та кутова швидкість повинні бути неперервними функціями. Умовами неперервності функцій є (1.11):

$$\omega_{1\max} = \omega_{2\max} , \quad (1.12)$$

$$\omega_{3\max} = \omega_{4\max} , \quad (1.13)$$

$$\omega_{1\max} = \omega_{4\max} . \quad (1.14)$$

Ці умови можуть бути легко виконані при $\varphi_1 = \varphi_3$ оскільки в цьому випадку графік кутового прискорення для III та IV частин циклу комбінованого закону руху буде симетричний тому ж графіку для I та II частин циклу, і, отже, буде достатньо задовольнити одну умову (1.11), щоб одночасно виконувалися умови (1.12) та (1.13).

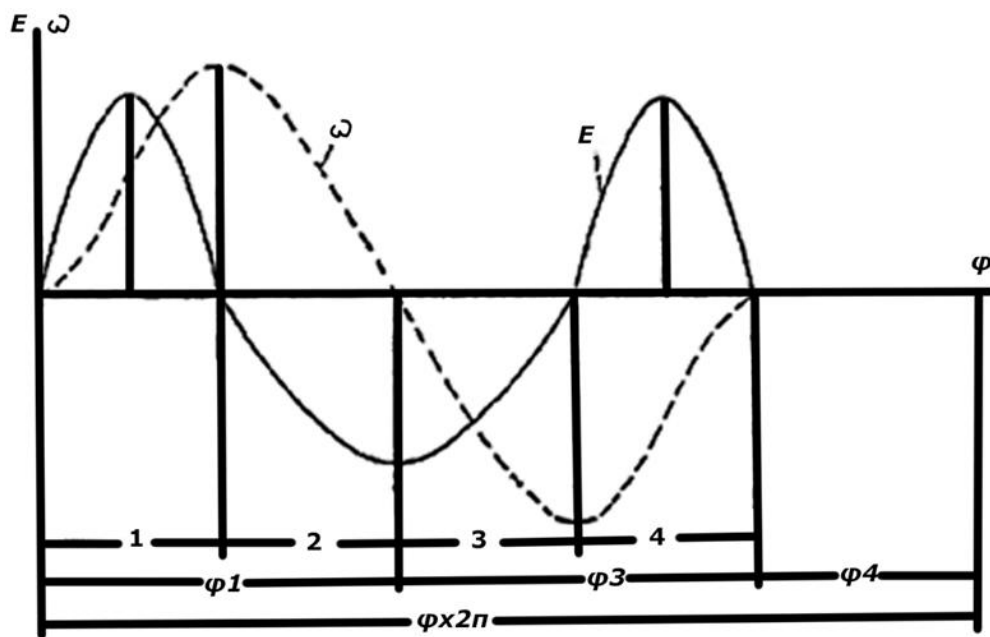


Рисунок 1.8 - Комбінований закон руху для циклу «вистій - прямий хід - зворотний хід - вистій»

З виразу (1.2) маємо

$$\omega_{\max} = K_{\omega_{\max}} \frac{\psi_{\max}}{T}. \quad (1.15)$$

Час одного інтервалу руху штовхача при рівномірному обертанні кулачка.

$$T = \frac{\varphi_1}{\omega_k}, \quad (1.16)$$

де ω_k – кутова швидкість кулачка.

Підставляючи це значення T у вираз (1.15), отримаємо

$$\omega_{\max} = K_{\omega_{\max}} \frac{\psi_{\max} \omega_k}{\varphi_1}. \quad (1.17)$$

Відповідно, для I і II частин циклу комбінованого закону руху (рис. 1.8) отримаємо:

$$\omega_{1\text{макс}} = K_{\omega 1\text{макс}} \frac{\psi_1 \omega_k}{\varphi_1}, \quad (1.18)$$

$$\omega_{2\text{макс}} = K_{\omega 2\text{макс}} \frac{\psi_2 \omega_k}{\varphi_2}. \quad (1.19)$$

Підставляючи ці значення в умову (1.12), отримуємо:

$$\frac{K_{\omega 1\text{макс}} \psi_1}{\varphi_1} = \frac{K_{\omega 2\text{макс}} \psi_2}{\varphi_2}, \quad (1.20)$$

Враховуючи також, що

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \varphi_{\text{макс}}, \quad (1.21)$$

$$\psi_1 + \psi_2 = \psi_{\text{макс}}. \quad (1.22)$$

і, задаючись співвідношенням

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = m, \quad (1.23)$$

да m – некоректне число, отримаємо:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_1}{1+m}, \quad (1.24)$$

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_2}{1+m}, \quad (1.25)$$

$$\psi_2 = \varphi_{\text{макс}} - \psi_1. \quad (1.26)$$

Підставляючи значення φ_1 , φ_2 ψ_2 з рівнянь (1.24), (1.25) і (1.26) у рівняння (1.20), отримаємо

$$\psi_1 = \frac{K_{\omega 2\text{макс}} \psi_{\text{макс}}}{m K_{\omega 1\text{макс}} + K_{\omega 2\text{макс}}}. \quad (1.27)$$

Оскільки з заданої циклової діаграми механізму та вибраних для кожної

частини циклу законів руху величини $K_{\omega_{\max}}, \psi_{\max}, \varphi_1$ відомі, то з формули (1.25) можна знайти ψ_1 , потім з формули (1.26) — величину ψ_2 , а з формул (1.24) і (1.25) — величини φ_1, φ_2 .

Наведені вище рекомендації щодо вибору закону руху при різних розрахункових циклах руху штовхача стосуються кулачкових механізмів із геометричним замиканням вищої пари за умови врахування лише динамічних навантажень. Для кожного конкретного випадку вибору закону руху необхідно також враховувати вплив люфту штовхача, який є неминучим при геометричному замиканні.

Якщо вища пара замикається пружиною, то в частині I прямого ходу сили інерції та сила дії пружини мають протилежні знаки, а в частині II — однакові. Щоб вирівняти сумарні навантаження, доцільно збільшити значення піка прискорення в частині I та зменшити його в частині II, скорочуючи час i , відповідно, кут повороту кулачка для частини I прямого ходу та збільшуючи час i кут повороту кулачка для частини II прямого ходу. Для частини III зворотного ходу кут повороту кулачка повинен бути аналогічно збільшений, а для частини IV — зменшений.

Основними розрахунковими розмірами кулачкового механізму з хитним штовхачем (рис. 1.9) є: радіус основної шайби центрального профілю кулачка r_0 , довжина штовхача l і міжцентрова відстань a .

Гострий кут між напрямками абсолютної та відносної швидкостей точки А товкачем називається кутом передачі руху. Гострий кут Q між нормаллю pp до профілю кулачка та напрямком абсолютної швидкості точки А товкачем називається кутом тиску.

Між кутом передачі руху та кутом тиску, як видно з рисунка, існує така взаємозв'язок:

$$Q = \frac{\pi}{2} - \gamma. \quad (1.28)$$

Відповідне значення кута тиску називають кутом заклинювання Q_3 .

З рівняння (1.30)

$$Q_3 = \arctg \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \quad (1.31)$$

Обраний кут тиску завжди повинен бути меншим за кут заклинювання, т. е.

$$Q < Q_3, \quad (1.32)$$

З іншого боку, для скорочення розмірів кулачкового механізму вигідно збільшувати кут Q .

Таким чином, виникає питання про знаходження оптимального кута тиску Q_0 з урахуванням отримання невеликих розмірів кулачкового механізму та достатнього віддалення механізму від заклинювання.

Прийнятні для практики значення кута тиску можна отримати з діаграми для визначення Q_0 залежно від суми коефіцієнтів тертя $\mu_1 + \mu_2$ [000].

Для штовхача з роликом можна приймати коефіцієнт тертя між штовхачем і кулачком $\mu_1 = 0,07-0,09$, а при виконанні роликів на підшипниках кочення $\mu_1 = 0,02$.

Коефіцієнт тертя в опорі штовхача що гойдається μ_2 обчислюється за формулою

$$\mu_2 = \frac{d}{2l} \mu, \quad (1.33)$$

де d – діаметр цапфи опори штовхачем, μ – коефіцієнт тертя ковзання. Величину коефіцієнта μ можна приймати за такими орієнтовними даними (табл. 1.5).

Залежність між кутом тиску та основними розрахунковими розмірами кулачкового механізму з штовхачем що гойдається можна отримати з такого співвідношення (рис. 1.10).

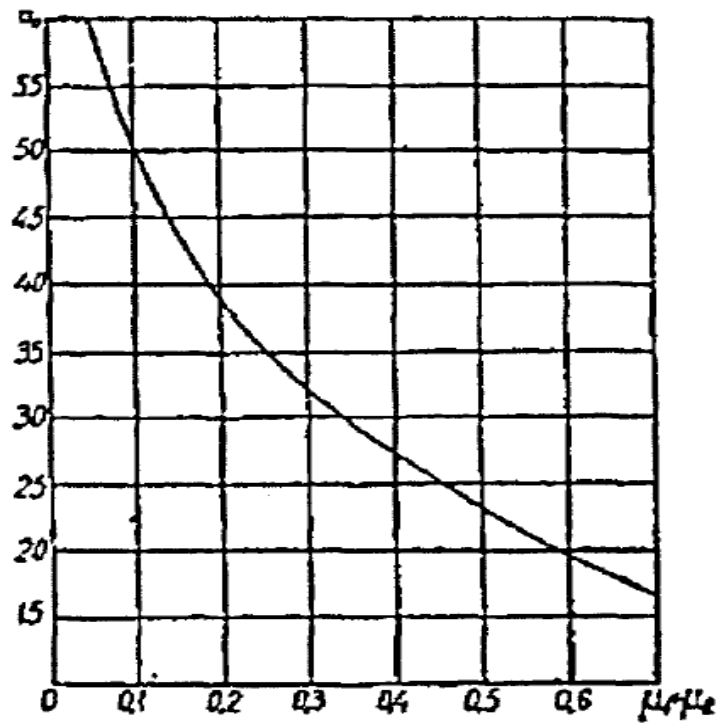


Рисунок 1.10 -Діаграма для визначення оптимального кута тиску

Таблиця 1.5 - Коефіцієнт тертя ковзання

Матеріал тертьових поверхонь	Коефіцієнт тертя ковзання μ	
	При хорошому змащуванні	При недостатньому змащенні
Сталь по сталі	0,05–0,10	0,15
Сталь по чавуну	0,05–0,15	0,18
Сталь по бронзі	0,10–0,15	0,15

$$\operatorname{tg} Q = \frac{\frac{v_A}{\omega_k} - a \cos(\psi + \psi_0) + l}{a \sin(\psi + \psi_0)} . \quad (1.34)$$

Оскільки

$$v_A = l\omega , \quad (1.35)$$

Тоді, підставляючи це значення v_A у співвідношення (1.34) і перетворюючи його, отримаємо

$$\frac{a}{l} = \frac{\omega + \omega_k}{\omega_k [\sin(\psi + \psi_0) \mp gQ + \cos(\psi + \psi_0)]}. \quad (1.36)$$

Для визначення розрахункових розмірів механізму у формулу (1.36) потрібно підставити значення кута тиску Q_0 , яке для проєктованого механізму буде максимальним, а також значення ω і ψ , що відповідають положенню механізму при максимальному куті тиску [18, 28].

З достатньою для визначення розрахункових розмірів механізму точністю у формулу (1.36) можна підставити значення $\omega_{\max}$ і значення кутового переміщення штовхача до моменту досягнення ним найбільшої швидкості, яке позначимо ψ_x .

Тоді, з урахуванням виразу (1.16), отримаємо:

$$\frac{a}{l} = \frac{K_{\omega_{\max}} \psi_{\max} \pm \varphi_1}{\varphi_1 [\sin(\psi_x + \psi_0) \mp gQ_0 \pm \cos(\psi_x + \psi_0)]}, \quad (1.37)$$

У формулі (1.37) верхні знаки відносяться до розглянутого випадку (рис. 1.14), коли кулачок і штовхач мають різні напрями обертання, а нижні — до випадку, коли напрями обертання кулачка і штовхач збігаються.

Задаючись значенням кута φ_0 , із формули (1.37) можна знайти величину співвідношення a/l . Обравши з умов розміщення кулачкового механізму в автоматі міжцентрову відстань a , визначаємо довжину штовхача l .

З трикутника OAB радіус основної шайби центрового профілю кулачка

$$r_0 = \sqrt{a^2 + l^2 - 2al \cos \psi_0}. \quad (1.38)$$

Отримані цим методом розрахункові розміри дадуть кулачковий механізм мінімальних габаритних розмірів. Якщо умови розміщення механізму в автоматі дозволяють збільшити його розміри, то доцільно взяти розрахунковий кут тиску меншим, ніж Q_0 за діаграмою, наведеною вище, оскільки при цьому

зменшаться зусилля, що діють на опору товкача, і збільшиться ККД механізму.

Під час вибору кута ψ_0 слід враховувати такі міркування. Пряма АОА'О (рис. 1.10), що з'єднує центри ролика у двох крайніх положеннях товкача, може проходити через вісь обертання кулачка, як це показано на рисунку, або знаходитися близько від неї. При цьому матиме місце таке співвідношення:

$$a \cos\left(\psi_0 + \frac{\psi_{\text{макс}}}{2}\right) \cong l, \quad (1.39)$$

Ця сама пряма може пройти праворуч від осі обертання кулачка. Тоді

$$a \cos\left(\psi_0 + \frac{\psi_{\text{макс}}}{2}\right) > l \quad (1.40)$$

Вкінці ця пряма може пройти ліворуч від осі обертання кулачка. Тоді

$$a \cos\left(\psi_0 + \frac{\psi_{\text{макс}}}{2}\right) < l, \quad (1.41)$$

Зі співвідношень (1.39), (1.40) і (1.41)

$$\psi_0 = \arccos \frac{x'}{a} - \frac{\psi_{\text{макс}}}{2} \quad (1.42)$$

де $X = 1$, коли пряма АОА'О проходить через вісь обертання кулачка або знаходиться близько від неї;

$X > 1$ - АОА'О зміщена вправо від осі обертання кулачка;

$X < 1$ - АОА'О зміщена вліво від осі обертання кулачка.

Зміщення АОА'О вправо від осі обертання кулачка (при вказаному на рис. 1.10 напрямку обертання кулачка) призведе до зменшення кутів тиску під час прямого ходу товкача і збільшення їх під час зворотного ходу, а зміщення АОА'О вліво (при тому ж напрямку обертання кулачка) вплине на зміну кутів тиску в протилежному напрямку.

Оскільки при виборі значення кута ψ_0 величина a/l ще невідома, то

значення кута можна знайти методом послідовного наближення.

1.3. Сучасні ниткошвейні автомати. Призначення, сфера застосування, принцип побудови, основні вузли.

1.3.1. Призначення та класифікація ниткошвейних машин. Вимоги до ниткошвейних машин та їх продукції.

Ниткошвейні машини призначені для зміцнення книжкових блоків нитками через згини зошитів, при цьому окремі внутрішні частини зошитів і самі зошити скріплюються між собою кількома безперервними нитками. Корінцевий матеріал, що служить для прикріплення палітурних кришок до блоків, може пришиватися цими ж нитками до корінців блоків або приклеюватися при подальшій обробці. Це залежить від технологічного процесу та обладнання для випуску книг [3, 15, 16, 18].

Позошитове шиття книжкових блоків нитками широко поширене в поліграфічному виробництві, оскільки воно забезпечує високу якість продукції, її міцність та довговічність.

Міцність книжкових блоків, зшитих нитками, визначається такими факторами: надійним зв'язком між внутрішніми частинами зошита та між окремими зошитами та палітурною кришкою; міцністю та довговічністю скріплення; гарним розкриттям.

Оскільки, крім якості готової продукції, оцінюючи той чи інший спосіб скріплення, необхідно брати до уваги його економічну ефективність, існує і низка недоліків. З цієї точки зору спосіб скріплення нитками дуже трудомісткий і дорогий. Так, трудомісткість шиття нитками становить близько 50% трудомісткості всіх переплетних процесів брошури.

Крім того, ниткошвейний процес, заснований на скріпленні блоків позошитово, не зручний для безперервного потокового виробництва.

На вітчизняних поліграфічних підприємствах використовуються різні типи ниткошвейних машин. Принцип утворення стібків та технологічні

можливості швейного обладнання в основному однакові. За ступенем автоматизації ниткошвейні машини можна поділити на дві групи: напівавтомати та автомати. Для напівавтоматів характерна ручна подача зошитів, а автоматах цю операцію виконують самонаклади.

Залежно від кількості зошитів у блоках продуктивність швейних машин, виміряна у книжкових блоках, змінюється, інші брошуровочно-плетувальні машини, які входять у склад поточкових ліній, працюють із постійною продуктивністю, яка залежить від обсягу блоків, оскільки вони обробляють продукцію побочно. Тому відповідно до числа зошитів у блоках у кожному тиражі в поточковій лінії необхідно включати різне число ниткошвейних машин при постійному кількісному складі іншого обладнання. При малому обсязі блоків частина ниткошвейних машин простоюватиме, а при великому машин для забезпечення постійної пропускної спроможності поточної лінії не вистачатиме [23, 26, 28].

Незручний позошитовий спосіб шиття ще й тому, що підібрані комплекти зошитів знову доводиться позошитно подавати в машини ниткошвейні. Всі перелічені вище причини і зумовлюють те, що шиття нитками починає поступатися місцем іншим видам скріплення, менш міцним, але більш економічним, наприклад, клейовому безшвейному скріпленню.

Найбільшого поширення в друкарнях набули поліграфічні ниткошвейні машини, що скріплюють блоки нитками потетрадно через фальц. На цих машинах можна виконувати чотири види стібків: простий брошурний, переставний брошурний, простий палітурний, переставний палітурний.

Брошурне шиття найбільш просте, зошити скріплюються лише нитками без корінця. Таке шиття не має великої міцності, але дає можливість добре обробити корінець блоку на машинах і блокообробних агрегатах [27, 28].

Палітурне шиття характерне тим, що зовнішніми стібками до корінця блоку пришивається марля або тасьма, що підвищує міцність скріплення.

Переставні стібки використовують для скріплення багатооб'ємних блоків. В цьому випадку розосереджуються внутрішні стібки і менше товщає корінець

частина блоку. Виконувати переставні стібки складніше, ніж прості. Переставні палітурні стібки застосовують для словникових та енциклопедичних видань.

У машині стібки утворюються за допомогою проколов, голок, гачків та шиберів.

До ниткошвейних машин та їх продукції пред'являються такі вимоги:

1. Можливість та зручність налаштування на задані різновиди стібків та швів;
2. Правильна послідовність розміщення зошитів у книжковому блоці;
3. Достатній та рівномірний натяг ниток;
4. Відсутність чи мінімальна кількість обривів ниток під час роботи;
5. Правильне розміщення корінцевих матеріалів та відсутність у них зморшок (при палітурному гаптуванні);
6. Зручність укладання зошитів у машину та знімання зшитих блоків;
7. Висока надійність роботи;
8. Автоматизація всіх додаткових операцій та зупинка при неполадках.

Для забезпечення безперебійної та якісної роботи ниткошвейних машин необхідно, щоб зошити, нитки та інші напівфабрикати відповідали технічним та технологічним вимогам [25-28].

Сторінність зошитів, що зшиваються в одному блоці, не повинна суттєво змінюватися: різниця не повинна перевищувати 8 сторінок. Зім'яті та порвані зошити або зошити, що мають інші дефекти, не придатні для шиття в ниткошвейних машинах.

У всіх зошитів, призначених для зшивання на автоматах зі шлейфними самонакладами, ширина лівого шлейфу має перевищувати 10—15 мм. Вкладки, накладки та інші елементи бажано склеювати з основним зошитом. Не слід приклеювати до першої сторінки зошита ілюстрації, а також застосовувати приклеювання та вклеювання, сфальцьовані «гармошкою».

Вкладки і накладки повинні бути однакової довжини з зошитом, а приклеювання - розташовуватися з відступом в 1-1,5 мм від корінця і точно вирівнюватися з головкою зошита.

1.3.2. Принципова будова та робота ниткошвейних машин

Ниткошвейні автомати з потетрадним скріпленням блоків є операційним устаткуванням, оскільки їх продуктивність залежить кількості зошитів у блоці. Тому ці автомати не можуть бути включені до складу потокових ліній, що працюють із постійною продуктивністю.

Залежно від технологічних можливостей ниткошвейні автомати можуть бути універсальними чи спеціалізованими. Універсальні автомати можуть зшивати книги будь-яким видом стібків, що застосовуються для скріплення книг: простим брошюрним, переставним брошюрним, простим палітурним, переставним палітурним. У цих універсальних машинах передбачені спеціальні механізми для розмотування та подачі корінцевого матеріалу.

Класифікація ниткошвейних машин викладена та докладно розглянута у низці наукових праць [16, 18, 26, 27].

Ниткошвейні машини поділяються на швейні, ущільнюючі та човникові. Перші, у свою чергу, бувають з кривими голками і прямими голками. Ниткошвейні машини з прямими голками поділяються на напіваавтоматичні і автоматичні. Автоматичні бувають універсальні і спеціалізовані.

Універсальні ниткошвейні автомати мають широкі форматні можливості.

Спеціалізовані ниткошвейні автомати розраховані на один варіант шиття (простим стібком без марлі) і обмежені формати видань. Вони використовуються на великих поліграфічних підприємствах, які обробку зшитих нитками блоків виконують на блокообробних агрегатах. За конструкцією спеціалізовані автомати простіші і вимагають менше часу на переналагодження.

У ниткошвейних автоматах всі операції, включаючи виведення зошитів з магазину, розкриття їх посередині, управління процесом шиття, контроль за правильністю комплектування тощо, виконуються без участі обслуговуючого персоналу.

Існують ниткошвейні напіваавтомати, в яких зазвичай механізовані всі операції, крім подачі та розкриття зошитів. Таке обладнання призначене для

невеликих підприємств, що обробляють продукцію малими накладками.

Ниткошвейні автомати виконують такі операції:

- подача, розкриття посередині та транспортування зошита до швейного апарату;
- прошивання зошита через фальц та приєднання до раніше зшитої частини блоку;
- прошовування прошитого зошита на приймальний стіл;
- склеювання крайніх пар зошитів блоку по корінцю;
- утворення холостого стібка;
- розрізання ниток між блоками;
- утворення петлі марлі (при шитті на корінцевому матеріалі);
- автоматичний контроль правильності комплектування зошитів у блоці.

Для реалізації зазначених технологічних операцій ниткошвейний автомат (рис. 1.11) складається з самонакладу-розкривача, транспортуючої системи, столу, що коливається, швейного апарату, приймального столу, клейового апарату, пульта управління.

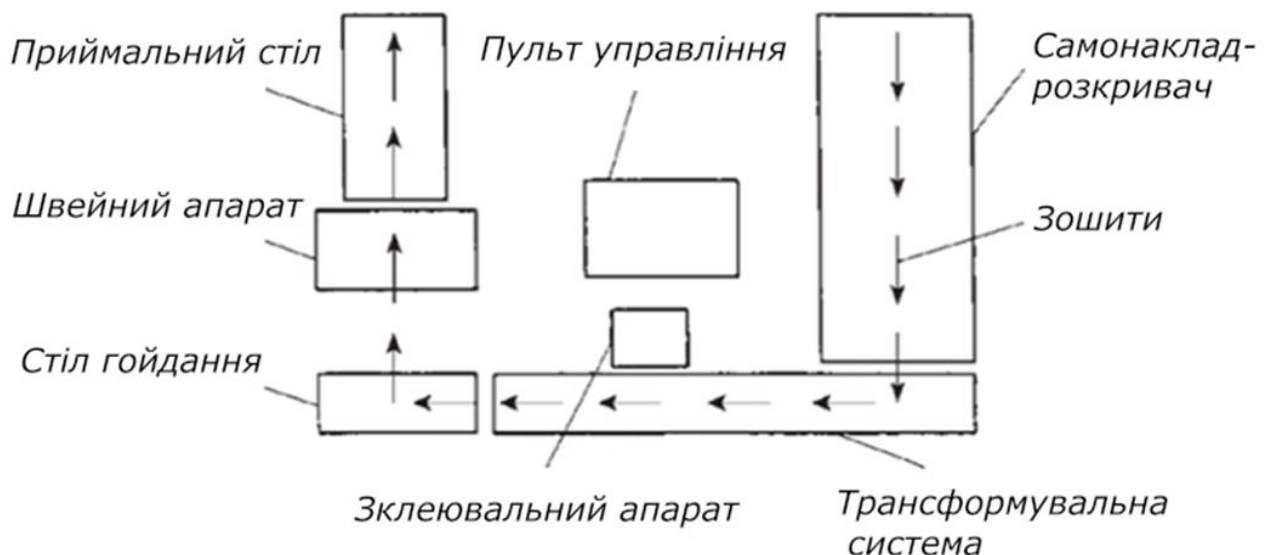


Рисунок 1.11 - Структурна схема ниткошвейного автомата

У ниткошвейному автоматі зошити зі шлейфом укладають у магазин.

Виведений з магазину самонакладом-розкривачем зошит падає на сідлоподібний стіл, де підхоплюється повідцем ланцюгового транспортера, що знаходиться всередині столу. У процесі транспортування зошита автоматично за допомогою фотоелектронного пристрою перевіряється правильність комплектування, а клейовим апаратом наноситься вузька смужка клею на корінцеву зону двох зошитів (другий та останній). Після проходження клейового апарату зошити подаються на стіл, що коливається, і знаходяться на його сідлі в напіврозкритому вигляді [21, 27, 28].

Процес шиття та виведення зшитих блоків здійснюється наступним чином (рис. 1.12). Стовп, що гоїдається, з розкритим зошитом повертається вправо і зупиняється. У цей момент стіл, що коливається, і швейна каретка утворюють швейний апарат. На столі, що коливається (всередині сідла) розташовані проколюючі голки і шибери, на швейній каретці встановлені швейні голки і гачки. Починається процес петлеутворення з урахуванням взаємодії всіх швейних інструментів. З-під столу спочатку виходять голки, що проколюють, і роблять отвори в корінці зошита. Потім опускається вниз швейна каретка, а отвори в фальці вводяться швейні голки з нитками і гачки, шибери захоплюють нитку і переносять її на гачки. Швейна каретка з усіма інструментами піднімається нагору: петля нитки виводиться назовні. В результаті зошит через фальц пришита до попередніх, а стіл, що коливається, повертається у вихідне положення для прийому наступного зошита.

Після закінчення шиття зошити проштовхуються на приймальний стіл. При поверненні столу, що коливається, у вихідне положення верхня половина зошита деякий час лежить на гребені сідла. Зняття її здійснює механізм важеля, що знімається.

У процесі шиття нитки розмотуються зі шпулі. При шитті блоків на марлі вона подається з бобін через механізм утворення марлевої петлі в зону шиття.

Зшиті блоки виходять на приймальний стіл у вигляді щільної горизонтальної стопи. Для поділу книжкових блоків у процесі шиття передбачено холостий стібок. При неодруженому стібку зошит з магазину

самонакладу не виводиться, а всі виконавчі пристрої автомата працюють вхолосту.

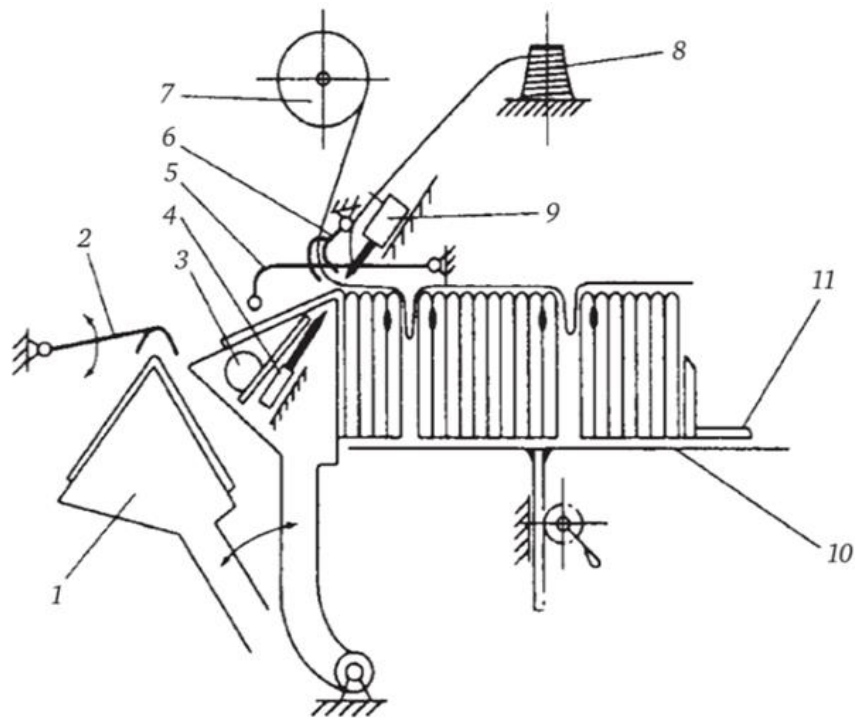


Рисунок 1.12 - Технологічна лінія шиття та виведення зшитих блоків: 1 - стіл, що гойдається; 2 - обтискна планка-кутник; 3 - шибери; 4 - голки, що проколюють; 5 - знімний важіль; 6 - механізм утворення марлевої петлі; 7 - бобіна з марлею; 8 - шпулі з ниткою; 9 - швейна каретка; 10 - приймальний стіл; 11 - бічний упор

Основними технологічними характеристиками ниткошвейних автоматів є швидкість роботи (цикл/хв), найменший і найбільший формат зошитів, кількість швейних апаратів, потужність приводу, габарити і маса.

Розглянемо сучасні ниткошвейні машини, що застосовуються на поліграфічних підприємствах України.

Зовнішній вигляд ниткошвейної машини «НШ-6-2» наведено на Рис. 1.13.

Ниткошвейна машина «Brehmer 381/3E» з самонакладною автоматичною машиною «Kolbus АН» (рис. 1.14 а,б) призначена для автоматичного скріплення книжкових зошитів нитками, виробник – «Poligraph» Німеччина, налаштовується на різні види швів, максимальний формат шиття – 355x272 мм,

0 продуктивність – 65-110 тактів за хвилину, комплектація – стандартна, вага – 915 кг.



Рисунок 1.13 – Загальний вигляд ниткошвейної машини «БНШ-6-2Е»



а



б

Рисунок 1.14 – Загальний вигляд ниткошвейної машини «Brehmer 381/3E» з самонакладною автоматичною машиною «Kolbus АН»

Самонакладна автоматична машина «Kolbus АН» до ниткошвейки «Brehmer 381/3E» призначена для накладання зошитів на транспортер ниткошвейної машини, виробник – Німеччина, власний вакуумний компресор «Backer», максимальний формат зошита – 355x270 мм, мінімальний 65-110 тактів за хвилину, комплектація – стандартна, вага – 510 кг, габарити – 3050×700×1300 мм;

Ниткошвейна напівавтоматична машина БНШ-6 для зшивання книжкових блоків на марлі та без марлі (Виробник ПрАТ "Київполіграфмаш"). Загальний вигляд ниткошвейної напівавтоматичної машини БНШ-6 наведено на рис. 1.15

Технічні характеристики:

Максимальний формат продукції - 225x300 мм;

Мінімальний формат продукції - 105x150 мм;

Кількість стібків - 2.....6шт.;

Діапазон швидкостей - 65 ... 115 цикл. / хв.;

Габаритні розміри – 2035x1570x1700 мм;

Маса - 910 кг.

Ниткошвейна напіваавтоматична машина БНШ-6 призначена для зшивання книжкових блоків на марлі та без марлі. Машина зшиває зошити в блоки трьома видами стібків: простим брошурним і палітурним, складним палітурним. Передбачено шиття із застосуванням корінця. Це дозволяє отримати продукцію високої якості та різних споживчих властивостей – від кишенькових видань до великоформатних та об'ємних словників.

Машина виготовляється на основі конструкції швейної бази, яка перевірена багаторічним досвідом експлуатації. Виробником введено новий вузол рівняння зошитів та модернізовано ряд вузлів та деталей, які дозволили покращити якість шиття. Оператор накладає зошити на транспортер, керує клейовим апаратом та закладкою марлі. Всі інші процеси здійснюються у машині автоматично.

Складна механіка взаємодії великої кількості циклових механізмів забезпечується кулачками, які виготовляються із високоміцного чавуну на точних швейцарських копіювально-фрезерних верстатах. Це виключає вібрації машини та забезпечує взаємодію механізмів швейного апарату з високою стабільністю. Роками відпрацьована технологія виготовлення точних деталей швейного апарату із застосуванням термообробки забезпечують стабільну його роботу всім видів стібків. Всі небезпечні зони закриті кожухами та прозорими огорожами, які мають блокування, забезпечують зручну та безпечну експлуатацію машини. Машина забезпечує високу якість роботи, проста в обслуговуванні і має тривалий експлуатаційний ресурс.



Рисунок 1.15 – Загальний вигляд ниткошвейної напівавтоматичної машини БНШ-6

Напівавтоматична ниткошвейна машина Purlux SXB430 (рис. 1.16). У завдання оператора входить лише розміщення на сидельному столі брошури.



Рисунок. 1.16 - Напівавтоматична ниткошвейна машина Purlux SXB430

Процедура зшивання та викиду готового блоку відбувається автоматично. Спосіб скріплення - позошитний, простим брошурним стібком. Агрегат оснащений централізованою системою мастила та системою захисту всіх рухомих частин машини. Привід здійснюється від ножної електромеханічної педалі.

Технічні характеристики:

Робочий формат 150x100 – 430x200 мм;

Кількість головок - максимально 7, у поставці 6;

Продуктивність 50 - 85 зошитів/хв.;

Довжина шва - 24 мм.;

Потужність - 1.1 кВт;

Електроспоживання: 1 фаза, 380 В, 50 Гц;

Габарити - 2300x2000x1500 мм;

Маса - 1000 кг

Висновки до 1 розділу

Виходячи з огляду та аналізу літератури щодо сучасного стану методів та завдань розрахунку та проектування поліграфічних циклових механізмів, можна сформулювати постановку завдань до основних об'єктів дослідження кулачково-важільних механізмів операційних поліграфічних машин, у яких навантаження носить ударно-динамічний характер циклічної дії зі стохастичною складовою. До таких механізмів, зокрема, належать механізми переміщення проколів, механізм пресуючих колодок при обтиску корінця книжкового блоку, механізм тиснення палітурних кришок.

Проведений аналіз дозволив сформулювати такі напрями вирішення основного завдання:

- необхідно створити динамічні моделі та методики розрахунку динаміки роботи кулачково-важільного механізму, що враховує пружно-демпфуючі властивості приводу, муфти, ланок для операційної поліграфічної машини;
- запропонувати нові конструктивні рішення для зниження ударних явищ та шуму з метою підвищення швидкості роботи механізму переміщення проколів ниткошвейної машини
- розробити методику вивчення динаміки кулачково-важільного механізму проколот НШМ та обробки результатів.

Це дозволить більш точно змодельовати динамічну поведінку систем поліграфічних оздоблювальних машин у процесі роботи та знайти шляхи вдосконалення елементів конструкції кулачково-важільних механізмів.

2. ДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ

МЕХАНІЗМІВ ПІСЛЯДРУКАРСЬКИХ ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИН З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ ПРИВОДУ, МУФТИ ТА ЛАНОК

2.1 Дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти приводу

Розглянемо задачу динаміки кулачково-важільного механізму післядрукарської поліграфічної машини з урахуванням нелінійності рівнянь та пружно-демпфуючих властивостей редуктора і муфти приводу. Маємо задачу динаміки деякого кулачково-важільного механізму операційної машини. Якщо вважати всі ланки механізму недеформуючими, а редуктор і муфту приводу — пружними, то динамічна модель матиме дві ступені вільності й описується системою нелінійних рівнянь першого порядку:

$\begin{cases} I_{\delta} \ddot{\varphi}_{\delta} = M_{\delta} - c_n (\varphi_{\delta} - \varphi_m) - \beta_n (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_m), \\ I_m^* \ddot{\varphi}_m = c_n (\varphi_{\delta} - \varphi_m) + \beta (\dot{\varphi}_{\delta} - \dot{\varphi}_m) - \frac{\omega^2}{2} \frac{dI_m^*}{d\varphi_m} - M_c^*, \\ \dot{\varphi}_m = d\varphi_m / dt, \\ \dot{\varphi}_{\delta} = d\varphi_{\delta} / dt. \end{cases}$	(2.1)
--	-------

У цих рівняннях φ_{δ} — кут повороту вала двигуна в перерізі А, φ_m — кут повороту кулачкового вала в перерізі В, M_{δ} — рушійний момент на валу двигуна, M_c^* — приведений до вала кулачка момент опору (сумарний момент технологічного зусилля, ваги ланок і замикаючої пружини кулачкового механізму), c_n — приведена жорсткість пружного редуктора і пружної муфти, β_n — коефіцієнт демпфування, I_{δ} — момент інерції на валу двигуна, I_m^* — приведений момент інерції на валу кулачка з урахуванням маховика.

Дана модель представлена на рис. 2.1.

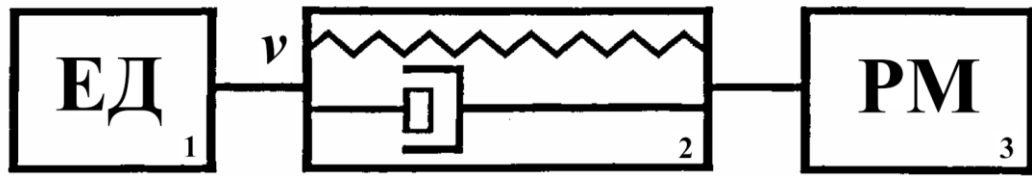


Рисунок 2.1- Динаміка кулачково-важільного механізму операційної машини

Ця система рівнянь розв'язується чисельним методом. Для цього її приводять до вигляду:

$$\begin{cases} \Delta\omega_\delta / \Delta t = M_\delta / I_\delta - c_n(\varphi_\delta - \varphi_m) / I_\delta - \beta(\dot{\varphi}_\delta - \dot{\varphi}_m) / I_\delta, \\ \Delta\omega_m / \Delta t = c_n(\varphi_\delta - \varphi_m) / I_m^* + \beta(\dot{\varphi}_\delta - \dot{\varphi}_m) / I_m^* - \omega_m^2(dI_m^* / d\varphi_m) / 2I_m^* - M_c^* / I_m^*, \\ \omega_\delta = \Delta\varphi_\delta / \Delta t, \\ \omega_m = \Delta\varphi_m / \Delta t. \end{cases} \quad (2.2)$$

Вважаємо, що приведений момент інерції I і його похідна за кутом повороту початкової ланки φ_1 багатоланкового кулачково-важільного механізму (тобто за узагальненою координатою) дорівнює сумі приведених моментів інерції та їхніх похідних від кожного з N послідовно з'єднаних елементів (модулів), якщо вони визначені як функція цієї координати [11, 13]. Якщо приведений момент інерції (і його похідна) контуру визначені відносно початкової ланки (кут φ_k), то справедливі такі співвідношення:

$$\begin{aligned} I^*(\varphi_1) &= I^*(\varphi_k) d\varphi_k / d\varphi_1 ; \\ dI^*(\varphi_1) / d\varphi_1 &= \sum_{k=1}^N [dI^*(\varphi_k) / d\varphi_k (d\varphi_k / d\varphi_1) + I^*(\varphi_k) (d^2\varphi_1 / d\varphi_1^2)] \end{aligned} \quad (2.3)$$

Це означає, що параметри механізму, необхідні для побудови динамічної моделі, можна «збирати по частинах», незалежно один від одного. Таким чином, приведений момент інерції та його похідну для багатоланкового механізму можна одержати в аналітичному вигляді, а не обчислювати наближеними методами. Це підвищує точність розв'язання диференціальних рівнянь руху машини [4,5,11,13].

Система рівнянь для чисельного розв'язання набуває вигляду (параметри

двигуна та жорсткість вала двигуна приведено до перерізу кулачкового вала):

$$\begin{aligned}\omega_{di+1} &= \omega_{di} + \Delta t[a + b\omega_{di} - c_n(\varphi_d - \varphi_m)/I_d - \beta(\omega_{di} - \omega_{mi})]/(I_d U^2), \\ \omega_{mi+1} &= \omega_{mi} + \Delta t[c_n(\varphi_{di} - \varphi_{mi}) + \beta(\omega_{di} - \omega_{mi}) - \omega_m^2(dI_m^*/d\varphi_m)/2 - M_c^*]/I_m^*, \\ \varphi_{di+1} &= \varphi_{di} + \Delta t(\omega_{di+1} + \omega_{di})/2 \\ \varphi_{mi+1} &= \varphi_{mi} + \Delta t(\omega_{mi+1} + \omega_{mi})/2, \\ \varepsilon_{di+1} &= \Delta t\{a + b\omega_{di} - c_n(\varphi_d - \varphi_m)/I_d - \beta(\omega_{di} - \omega_{mi})\}/(I_d U^2), \\ \varepsilon_{mi+1} &= \Delta t[c_n(\varphi_{di} - \varphi_{mi}) + \beta(\omega_{di} - \omega_{mi}) - \omega_m^2(dI_m^*/d\varphi_m)/2 - M_c^*]/I_m^*,\end{aligned}\quad (2.4)$$

Отримані рівняння для $\omega_{d(i+1)}$ і $\omega_{m(i+1)}$ можна подати так:

$$\omega_{di+1} = \omega_{di} + \Delta t F_1(\omega_{di}, \omega_{mi}, t_i)/(I_d U^2), \omega_{mi+1} = \omega_{mi} + \Delta t F_2(\omega_{di}, \omega_{mi}, t_i)/I_m^*. \quad (2.5)$$

Для розв'язання цієї системи рівнянь за методом Рунге-Кутта (алгоритм Фельдберга) кожен крок Δt поділяється на чотири підкроки, а обчислення $\omega_{d(i+1)}$ і $\omega_{m(i+1)}$ виконується за формулами:

$$\omega_{di+1} = \omega_{di} + \Delta t F_1(\omega_{di}, \omega_{mi}, t_i)/(I_d U^2), \omega_{mi+1} = \omega_{mi} + \Delta t F_2(\omega_{di}, \omega_{mi}, t_i)/I_m^*. \quad (2.6)$$

$j=0,1,2,3,4,5$; F_{ik} , l_j — деякі коефіцієнти

Переходимо до динамічного розрахунку конкретного механізму - переміщення пресуючих колодок при обжимі корінця книжкового блока, що приводиться в дію (через редуктор) від асинхронного електродвигуна.

Цей механізм належить до обжимної секції блокообробного агрегату, яка призначена для локального обжиму корінців книжкових блоків, забезпечення необхідної щільності й рівномірності товщини корінця. Обжим здійснюється двома губками преса (на схемі - повзунами) [7, 11, 18, 25].

Ланки виконані у вигляді стрижнів прямокутного перерізу, і центральні моменти інерції цих ланок визначаються за формулою: $I_s = m \cdot l^2 / 12$

Закон зміни кутового прискорення веденого коромисла кулачкового

механізму прийнято синусоїдальним [11].

Прискорення перерізу кулачкового вала має вигляд, аналогічний до прискорення жорсткозв'язаної моделі (рис. 2.2). На рис. 2.3 наведено графіки кутових прискорень за усталеного руху. І в цьому випадку, при малому демпфуванні, характер прискорень до та після пружного приводу суттєво відрізняється. Піки прискорень кулачкового вала виявляються вищими, ніж відповідні піки у випадку жорсткого приводу.

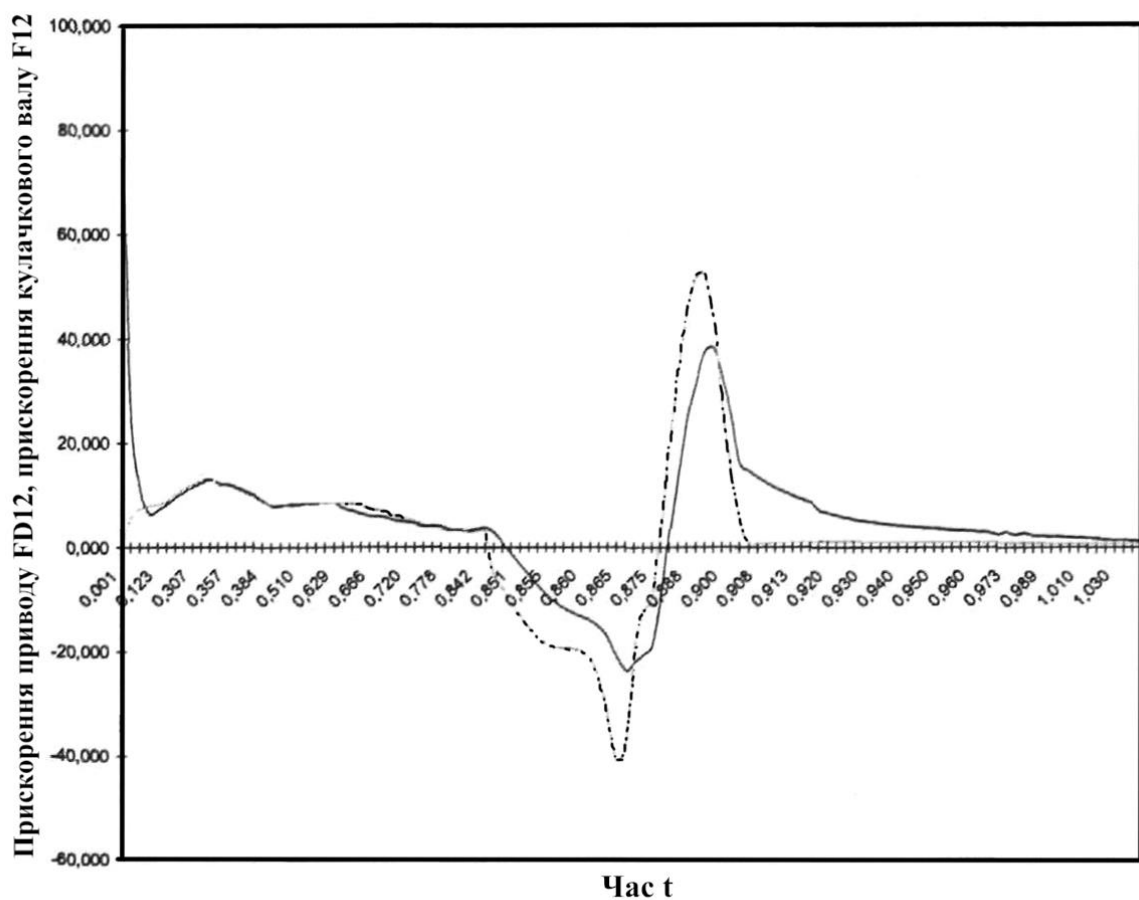


Рисунок 2.2 — Діаграма кутових прискорень, приведених до кулачкового вала

Маємо ще одну задачу - визначення динамічних характеристик кулачково-важільного механізму переміщення проколюючих голок (НШМ), а також оптимальних параметрів цього механізму. При цьому також враховується пружність редуктора та муфти, а також їхні демпфуючі властивості.

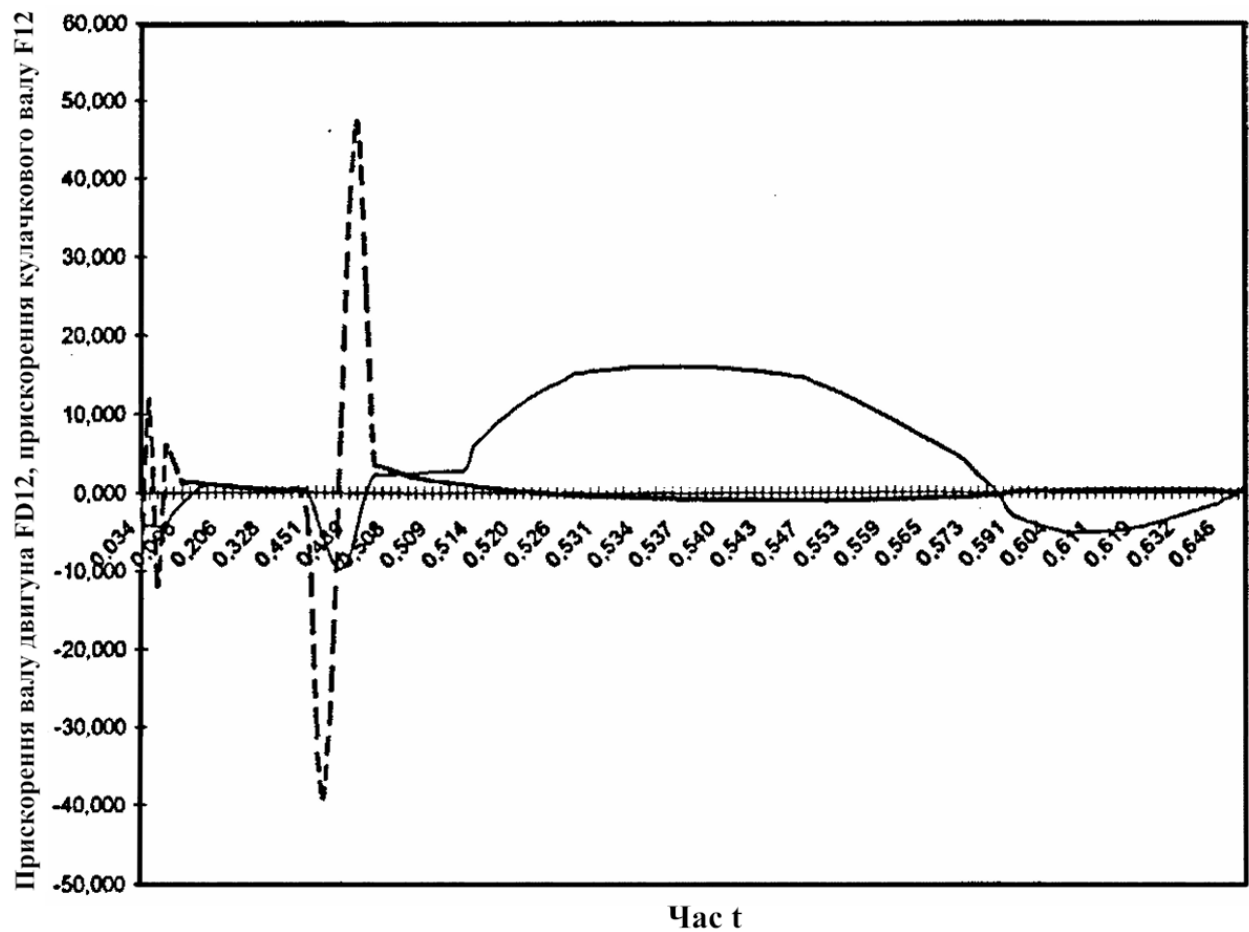


Рисунок 2.3 — Діаграма кутових прискорень за усталеного руху

Розглянемо вплив пружних і демпфуючих властивостей редуктора (а також пружної муфти) на параметри реального руху механізму. Для цього будеться аналогічна динамічна модель механізму з приводом кінцевої жорсткості.

Метод розв'язання

При розв'язанні системи рівнянь, аналогічної (2.1), методом Рунге–Кутта–Фельдберга кожен крок Δt розбивається на чотири підкроки, і обчислення $\omega_{д(i+1)}$ та $\omega_{м(i+1)}$ виконується за алгоритмом:

$$t_{ij} = t + k\Delta t, \quad (2.7)$$

$$\omega_{di+1} = \omega_{di} + (l_0 F_{10} + l_1 F_{11} + l_2 F_{12} + l_3 F_{13} + l_4 F_{14}) / (I_d U^2),$$

$$\omega_{ki+1} = \omega_{ki} + (l_0 F_{20} + l_1 F_{21} + l_2 F_{22} + l_3 F_{23} + l_4 F_{24}) / I_k^*.$$

$$j = 0, 1, 2, 3, 4, 5;$$

$$j = 0; k_0 = 0; l_0 = l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = 0;$$

$$j = 1; k_1 = 2/9; l_0 = 2/9; l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = 0;$$

$$j = 2; k_2 = 1/3; l_0 = 1/12; l_1 = 1/4; l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = 0;$$

$$j = 3; k_3 = 3/4; l_0 = 69/128; l_1 = -143/128; l_2 = 135/164; l_3 = l_4 = l_5 = 0;$$

$$j = 4; k_4 = 1; l_0 = -17/12; l_1 = 27/4; l_2 = -27/5; l_3 = 16/15; l_4 = l_5 = 0;$$

$$j = 5; k_4 = 5/6; l_0 = 65/432; l_1 = -5/16; l_2 = 13/16; l_3 = 4/27; l_4 = 5/144; l_5 = 0.$$

Остаточні значення коефіцієнтів для розрахунку $\omega_{д(i+1)}$ та $\omega_{м(i+1)}$:

$$l_0 = 1/9; l_1 = 0; l_2 = 9/20; l_3 = 16/45; l_4 = 1/12; l_5 = 0.$$

Цей алгоритм Фельдберга застосовується для врахування особливостей роботи механізму проколюючих голок НШМ: Піковий характер навантаження в момент проколу зошита; Тривалий вистій у процесі роботи швейного інструмента, зняття, подачі та вирівнювання зошита на хитному столі. Тому алгоритми з автоматичним вибором кроку тут неприйнятні [11, 16, 22, 26].

2.2. Обчислення оптимальних параметрів механізму переміщення проколювача ниткошвейної машини з урахуванням пружності приводу та муфти

Запишемо аналогічну систему диференціальних рівнянь для двох перерізів: перерізу вала двигуна та перерізу вала кулачка:

$$\begin{cases} I_d \ddot{\varphi}_d = M_d - C_R (\varphi_d - \varphi_k) - b_R (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k); \\ I_k^* \ddot{\varphi}_k = C_R (\varphi_d - \varphi_k) + b_R (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_k) - \frac{\omega_k^2}{2} \frac{dI_k^*}{d\varphi} - M_{cc}^*. \end{cases} \quad (2.8)$$

Система, приведена до вигляду, придатного для методу Рунге-Кутта:

$$\begin{cases} \omega_{\partial i+1} = \omega_{\partial i} + \Delta t \frac{b + k\omega_{\partial} - C_R(\varphi_{\partial} - \varphi_{\kappa}) - b_R(\omega_{\partial i} - \omega_{\kappa i})}{I_{\partial} u^2}; \\ \omega_{\kappa i+1} = \omega_{\kappa i} + \Delta t \left[\frac{C_R(\varphi_{\partial} - \varphi_{\kappa}) + b_R(\omega_{\partial i} - \omega_{\kappa i}) - M_{cc}^*}{I_{\kappa}^*} - \frac{\omega_{\kappa}^2}{2I_{\kappa}^*} \frac{dI_{\kappa}^*}{d\varphi} \right]; \\ \varphi_{\partial i+1} = \varphi_{\partial i} + \frac{\omega_{\partial i+1} + \omega_{\partial i}}{2} \Delta t; \\ \varphi_{\kappa i+1} = \varphi_{\kappa i} + \frac{\omega_{\kappa i+1} + \omega_{\kappa i}}{2} \Delta t. \end{cases} \quad (2.9)$$

Отримані рівняння для $\omega_{\partial(i+1)}$ та $\omega_{\kappa(i+1)}$ можна представити як

$$\begin{aligned} \omega_{\partial i+1} &= \omega_{\partial i} + \Delta t F_1(\omega_{\partial i}, \omega_{\kappa i}, t) / (I_{\partial} U^2), \\ \omega_{\kappa i+1} &= \omega_{\kappa i} + \Delta t F_1(\omega_{\partial i}, \omega_{\kappa i}, t) / I_{\kappa}^*. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Розрахунки для періоду розгону та усталеного руху виконуються за допомогою комп'ютера. За даними чисельних розрахунків будуються графіки кутових переміщень, швидкостей і прискорень двох перерізів приводу для ділянки розгону і усталеного руху (рис. 2.4 – 2.9).

Незважаючи на низький коефіцієнт нерівномірності, з графіків кутових прискорень для моделі механізму з пружним приводом видно, що між прискоренням валу ротора двигуна і прискоренням валу кулачка існує затримка у часі на ділянках запуску і дії пікового технологічного навантаження. Такі явища можуть призводити до стрибків прискорень, а отже до вібрацій і ударних навантажень у приводі, однак для нашого механізму наявність зносостійкості та демпфуючих властивостей у редуктора і муфти призводять до зменшення та згладжування його динамічних характеристик. При цьому зауважимо, що це практично не впливає на точність і синхронність його роботи, що видно з графіків кутової швидкості та кута повороту валу [11, 16, 18, 23].

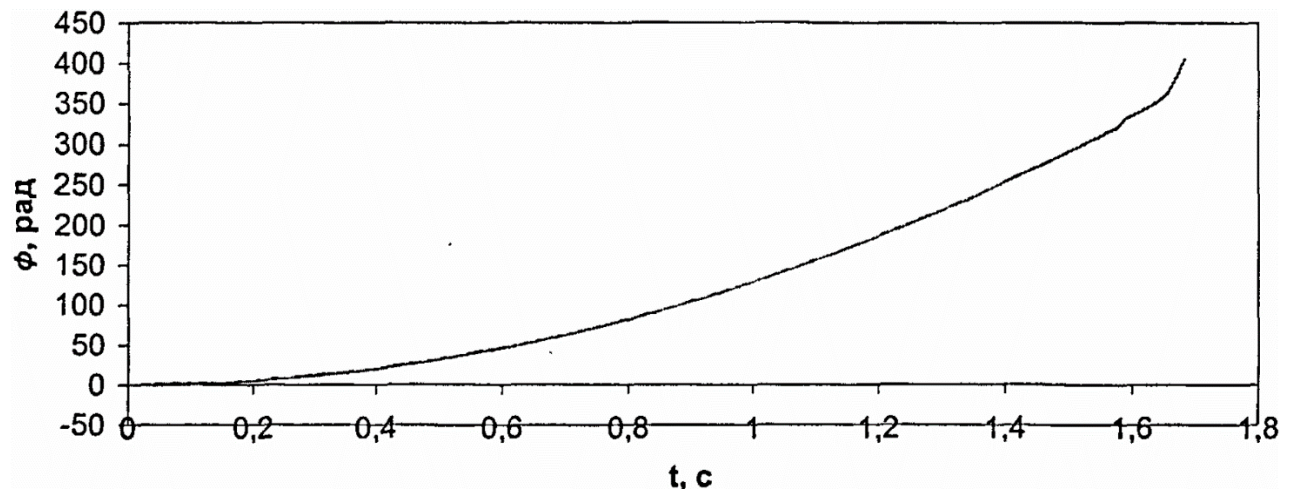


Рисунок 2.4 - Кути повороту ланок механізму з пружними ланками при розгоні

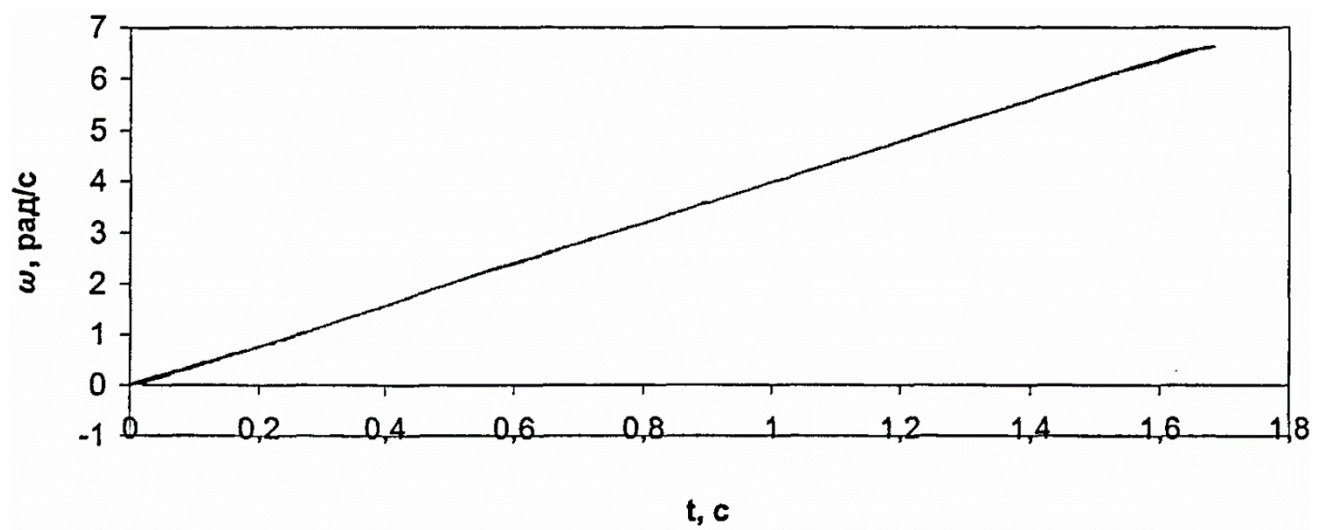


Рисунок 2.5 – Кутові швидкості механізму з пружними ланками при розгоні

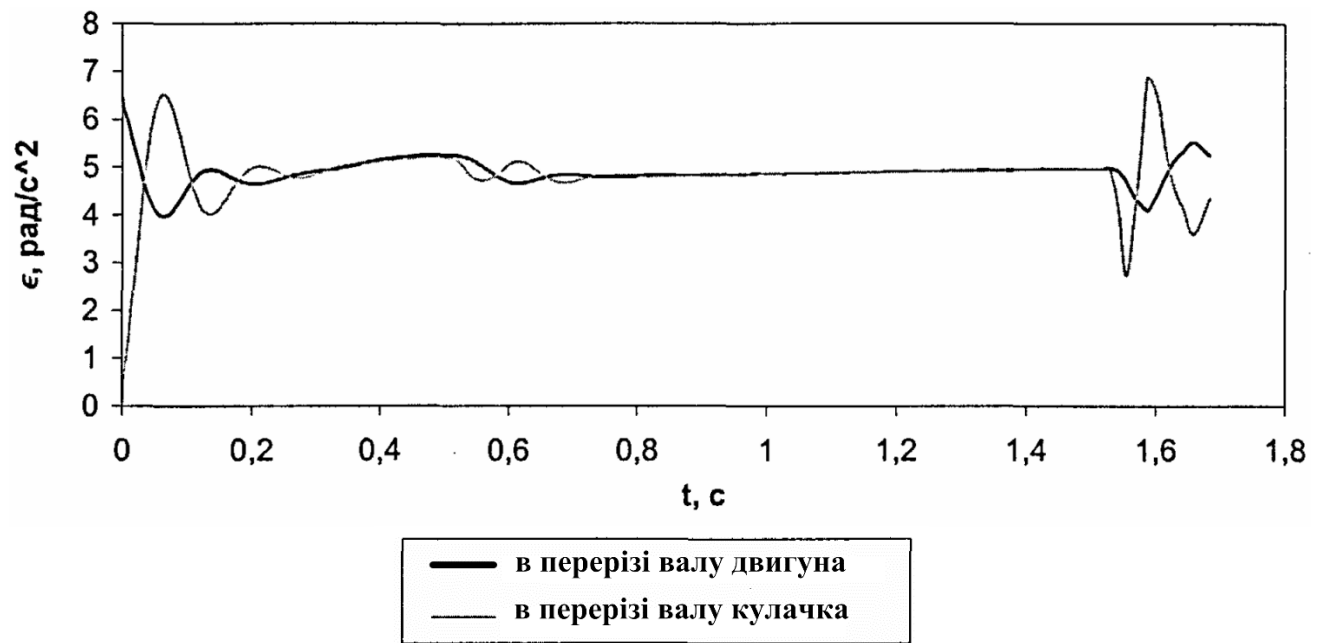


Рисунок 2.6 – Кутові прискорення механізму з пружними ланками при розгоні

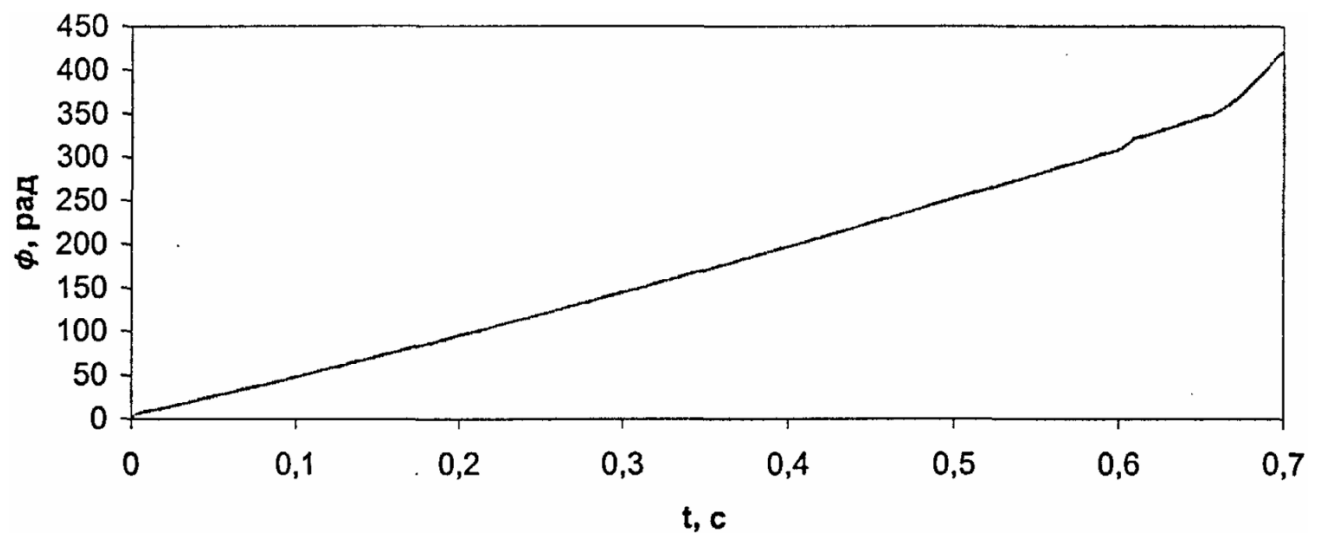


Рисунок 2.7 – Кути повороту ланок механізму з пружними ланками в усталеному режимі

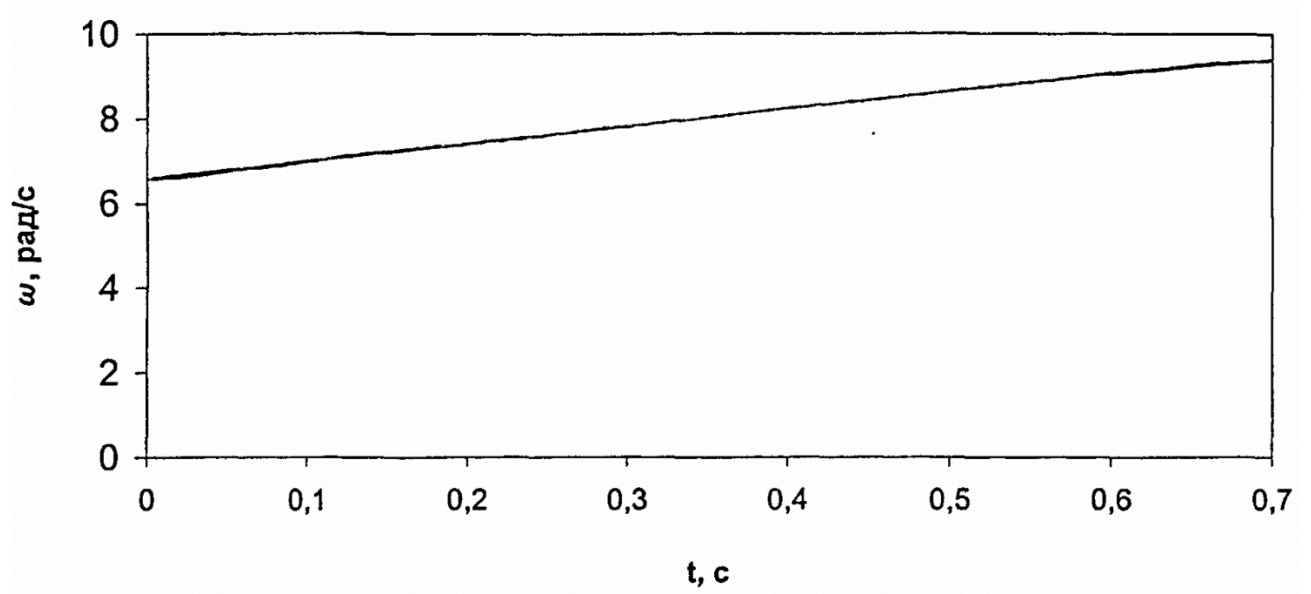


Рисунок 2.8 – Кутові швидкості механізму з пружними ланками в усталеному режимі

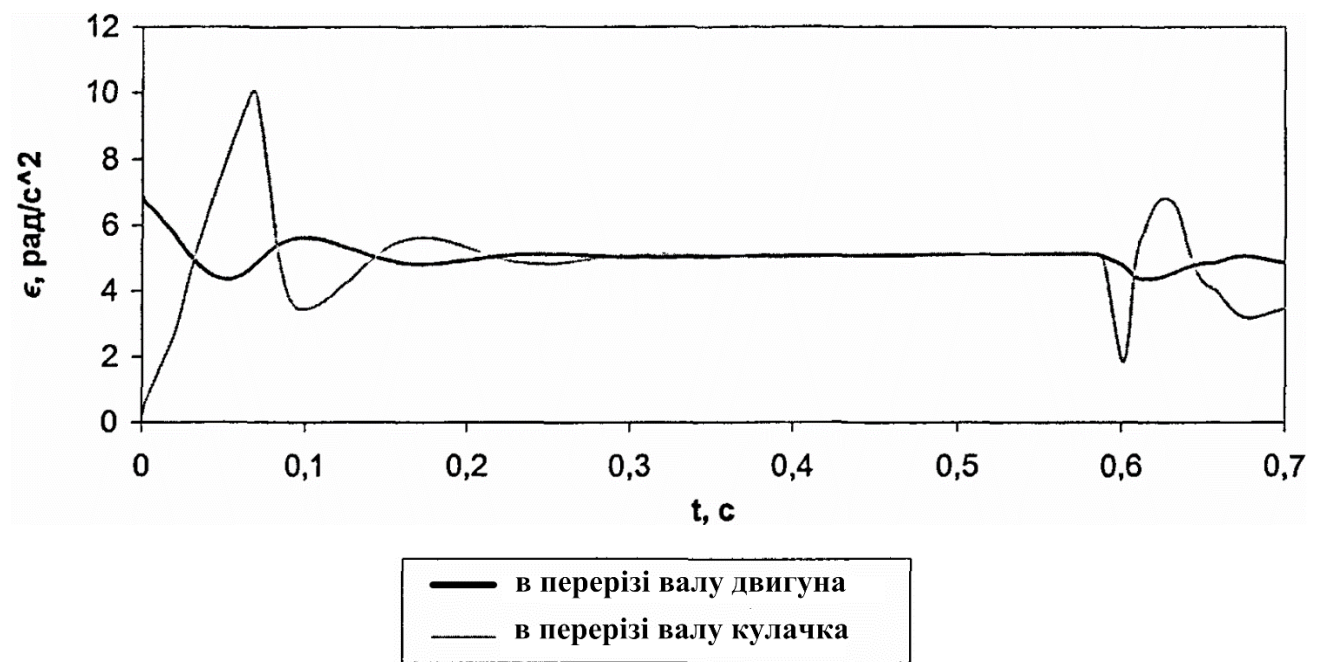


Рисунок 2.9 – Кутові прискорення механізму з пружними ланками в усталеному режимі

Розглянемо питання визначення оптимальних параметрів кулачково-важільного механізму переміщення проколювальних голок. У якості критерію оптимальності візьмемо критерій мінімуму максимального значення (за кутом повороту) кутового прискорення ε механізму:

$$J = \left[\max_{\varphi} \varepsilon(\bar{x}) \right] = \min$$

Тут $\bar{x}$ — параметри механізму (довжина шатуна l_4 , параметр закону руху коромисла, кут між плечима двуплечого важеля β).

У результаті аналізу цих результатів можна зробити наступні висновки: оптимальні параметри механізму переміщення проколювальних голок НШМ при заданих параметрах будуть:

1. $l_{4\text{опт}}=0,200\text{м}$;
2. закон періодичного руху — косинусоїдальний;
3. $\beta=75^\circ$

2.3. Моделювання нелінійної динаміки кулачково-важільного механізму переміщення проколюючих голок з урахуванням пружних властивостей привода і кулачкового механізму

Механізм переміщення проколюючих голок є одним із найважливіших механізмів ниткошвейної машини (НШМ), який визначає її швидкодію та надійність роботи. Розроблений алгоритм розв'язання диференціальних рівнянь динаміки механізму переміщення проколюючих голок і програма обчислень на комп'ютері дозволяють отримати графічне відображення змін динамічних параметрів механізму в межах прийнятої динамічної моделі, тобто здійснити комп'ютерне моделювання динаміки механізму [25-27].

На рис. 2.24 представлена кінематична схема механізму НШМ.

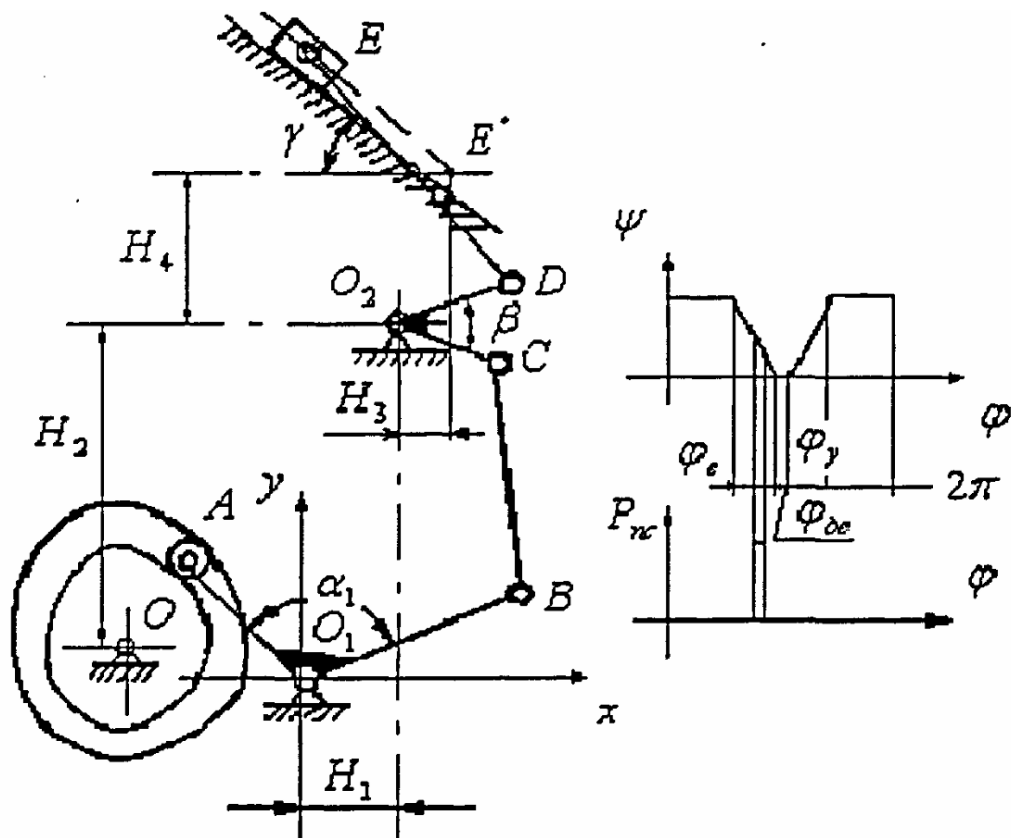


Рисунок 2.10 – Кінематична схема механізму НШМ

Параметри механізму приймаємо наступні:

а) Довжини ланок і важелів двоплечих ланок (у метрах): $l_1 = 0,8$; $l_{11} = 0,16$; $l_2 = 0,23$; $l_3 = 0,04$; $l_{31} = 0,03$; $l_4 = 0,8$.

б) Координати центрів кріплення шарнірів до стійки: $h_1 = 0,12$; $h_2 = 0,25$; координати нижньої точки повзуна з проколюючими голками: $h_3 = 0,15$; $h_4 = 0,78$.

в) Кутові параметри механізму: $\alpha = 75^\circ$; $\beta = 35^\circ$; $\gamma = 60^\circ$.

Маса погонного метра довжини ланки $q_m = 3\text{--}4$ кг/м. Формули для визначення мас і моментів інерції ланок:

$$m_i = q_m \cdot l_i; \quad I_i = m_i \cdot (l_i^2)/12.$$

Наприклад, при $q_m = 3$ кг/м маємо (у кг):

$$m_1 = 0,24; m_2 = 0,48; m_3 = 0,69; m_4 = 0,12; m_{31} = 0,09; m_5 = 2,4; m_6 = 3 \cdot m_4 = 7,2.$$

Відповідно (у кг·м²):

$$I_{s1} = 0,000128; I_{s11} = 0,001024; I_{s2} = 0,003; I_{s1} = 0,0000067; I_{s4} = 0,128.$$

Максимальне переміщення повзуна з проколюючими голками $S_m = 0,034$ м.

Фазові кути кулачка:

- віддалення $\varphi_y = 44^\circ$;
- дальній стан $\varphi_{dc} = 261^\circ$;
- повернення $\varphi_n = 45^\circ$.

Закон зміни прискорення коромисла кулачкового механізму задається (синусоїдальний, косинусоїдальний, рівноприскорений тощо).

Сумарне зусилля проколювання $P_{rs} = 400$ Н. Діапазон проколювання відносно ходу повзуна: $K_{11} = 0,7$; $K_{12} = 0,8$.

У якості двигуна вибрано асинхронний електродвигун, який має потужність $P_e = 0,6$ кВт, синхронну швидкість $n_c = 1500$ об/хв, номінальну швидкість $n_n = 1350$ об/хв, відношення пускового моменту до номінального $\lambda_p = 2$, відношення критичного моменту до номінального $\lambda_k = 2,2$.

Динамічна модель механізму переміщення проколюючих голок враховує пружність привода (редуктора) та пружність веденої частини кулачкового механізму.

Алгоритм чисельного розв'язання диференціальних рівнянь динаміки даного механізму представлений у роботі [11].

Висновки до розділу 2

У 2 розділі нами було виконано дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти привода, що дозволили запропонувати методи обчислення оптимальних параметрів механізму переміщення проколов ниткошвейної машини з урахуванням пружності привода та муфти. Також було запропоновано шляхи моделювання нелінійної динаміки кулачково-важільного механізму переміщення проколюючих голок з урахуванням пружних властивостей привода і кулачкового механізму.

3. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КУЛАЧКОВО- ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ НИТКОШВЕЙНОЇ МАШИНИ

3.1. Синтез кулачкового механізму

Вихідні параметри синтезу:

1. хід штовхача: $h = 18_{\text{мм}}$.

2. Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму:

$$\varphi_{\text{в}} = (0,54 - 0,02n)\varphi_{\text{р}};$$

$$\varphi_{\text{дв}} = 0,1\varphi_{\text{р}};$$

$$\varphi_{\text{н}} = (0,36 + 0,02n)\varphi_{\text{р}},$$

де $\varphi_{\text{р}} = 170^\circ$ – кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта – $n=3$);

$\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{дв}}$, $\varphi_{\text{н}}$ – фазові кути, відповідно, віддалення, дальнього вистоявання та наближення.

- віддалення - $\varphi_{\text{в}} = (0,54 - 0,02 \cdot 3)170 = 81,6^\circ$,

- далекого вистою - $\varphi_{\text{дв}} = 0,1 \cdot 170 = 17,0^\circ$,

- наближення - $\varphi_{\text{н}} = (0,36 + 0,02 \cdot 3)170 = 71,4^\circ$.

3. кут тиску: $\vartheta = 0_{\text{град}}$.

3.1.1. Діаграми руху штовхача

Для побудови профілю кулачка необхідно мати залежності переміщення штовхача від кута повороту кулачка.

Закон руху штовхача заданий у вигляді залежності аналога прискорення штовхача.

Будуємо задану залежність, та двічі графічно інтегруємо її. Обраховуємо масштабні коефіцієнти:

$$\text{масштаб часу: } \mu_t = \frac{\mu_\varphi}{\omega} = \frac{0,0106}{12} = 0,00088 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$$

масштаб вісі абсциси (кута обертання): $\mu_\varphi = \frac{\varphi_\Sigma}{L(\varphi)} = \frac{170 \cdot 3.14}{280} = 0.0106 \frac{рад}{мм}$

масштаб вісі ординат: $\mu \frac{ds}{d\varphi} = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0.241 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 0.0106} = 0.455 \cdot 10^{-3} \frac{м}{мм}$

масштаб вісі ординат: $\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\mu \frac{ds}{d\varphi}}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0.455 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 0.0106} = 1.073 \cdot 10^{-3} \frac{м}{мм}$

масштаб кутової швидкості: $\mu_v = \mu \frac{ds}{d\varphi} \cdot \omega = 0.455 \cdot 10^{-3} \cdot 12 = 5.46 \cdot 10^{-3} \frac{м/с}{мм}$

масштаб кутового прискорення: $\mu_a = \mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} \cdot \omega^2 = 1.073 \cdot 10^{-3} \cdot 12^2 = 0.154 \frac{м/с^2}{мм}$

3.1.2. Визначення радіуса кулачка

Мінімальний радіус кулачка за методом Героніуса показано листі -4. З діаграм переміщення кулачка (h_φ) та його прискорення ($\frac{d^2s}{d\varphi^2}$) графічно виключаємо параметр кута обертання кулачка (φ). Проводимо дотичну АВ до тої частини кривої, що лежить в другому квадранті під кутом 45^0 до вісі S. Відрізок ОВ в масштабі $\mu_s \cdot \sin \gamma$ і є мінімальним радіусом кулачка.

$$R_{\min} = OB \cdot \mu_s \cdot \sin \gamma = 55.1 \cdot 0.966 = 53.2 мм$$

3.1.3. Профілювання кулачка

Побудову профілю кулачка починаємо з прийнятого мінімального радіусу кулачка. Центровий профіль кулачка (траєкторія штовхача в його русі щодо кулачка) будуємо методом зверненого руху в масштабі: $\mu_L = 1,0 \cdot 10^{-3} \frac{м}{мм}$. Зазначений метод полягає в тому, що всьому механізму умовно задається обертальний рух з кутовою швидкістю $-\omega_k$, але протилежно спрямований. При цьому кулачок зупинений, а штовхач зі своєю нерухомою опорою обертається навколо центру обертання кулачка з цією кутовою швидкістю. Штовхач при цьому ковзається по нерухомому кулачку, в результаті чого штовхач в

переносному обертальному русі разом з опорою здійснює ще й відносний поступальний рух уздовж опори, за законом залежного від профілю кулачка. При цьому відносне розташування ланок кулачка нового механізму буде таким як і при дійсному русі.

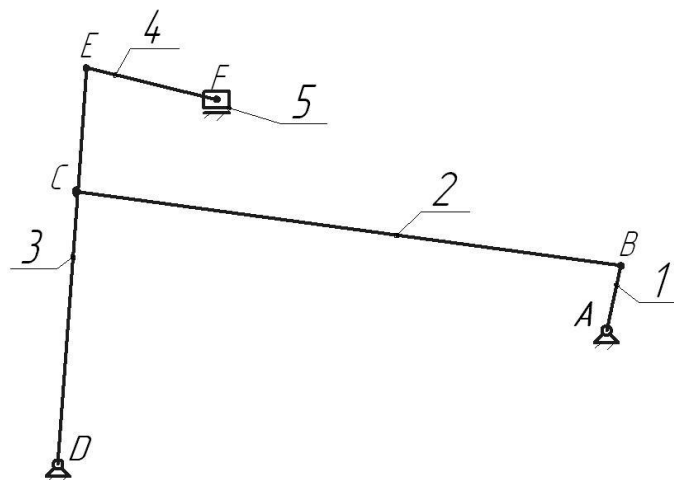
Викреслюємо механізм таким чином, щоб штовхач знаходився в положенні початку віддалення. Для цього : а) з точки О (центр обертання кулачка) проводимо коло радіусом кулачка і дотично до нього проводимо площину АВ під кутом $\gamma = 90^\circ$ до вісі штовхача $\alpha-\alpha$; б) крізь точку дотику до площини АВ проводимо нормаль N-N.

Ділимо початкове коло кулачка на відповідні вазові кути профілю: віддалення, дальнього вистою та наближення.

Розмітимо положення точки С (перетин вісі штовхача з площиною) на вісі штовхача $\alpha-\alpha$ в фазові періоди роботи механізму. Для цього для кожного положення відмітимо положення нормалі та площини АВ. З'єднавши т.С для кожного положення будемо мати профіль кулачка.

3.2. Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму

3.2.1. Структурний аналіз механізму



1. а) 1-кривошип (ведуча ланка);
- б) 2- шатун;

- в) 3- коромисло;
- г) 4-шатун;
- д) 5-повзун;
- е) 0-нерухома ланка (стояк).

В механізмі рухомих ланок: $n=5$.

2. а) кінематична пара (0,1), P_5 – оберտальна;
- б) кінематична пара (1,2), P_5 – обертальна;
- в) кінематична пара (2,3), P_5 – обертальна;
- г) кінематична пара (0,3), P_5 – обертальна;
- д) кінематична пара (3,4), P_5 – обертальна;
- е) кінематична пара (4,5), P_5 – обертальна;
- ж) кінематична пара (0,5), P_5 – поступальна.

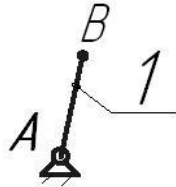
В механізмі кінематичних пар: $P_5=7$; $P_4=0$.

3. Число ступенів вільності за формулою Чебишева:

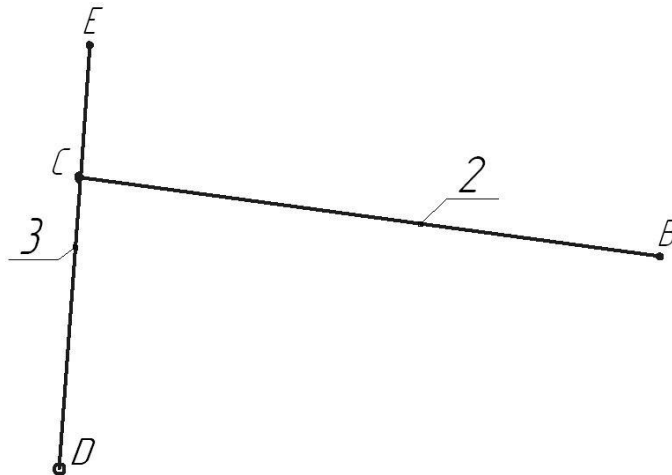
$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

4. Ланки механізму:

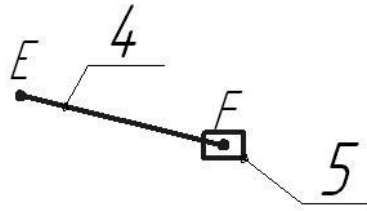
- а) ведуча ланка - кривошип (0-1) – 1-кл.



- б) група Ассура (2-3) – 2 кл. 2 пор. 2 вид



в) група Ассура (4-5) – 2 кл. 2 пор. 2 вид



5. Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму виражаємо формулою будови механізму:

→ Послідовність кінематичного аналізу →

1 кл.(0,1)→2 кл.2 пор.2 вид(2,

3)→2 кл.2 пор.2 вид(4,5)

← Послідовність силового аналізу ←

3.2.2. Побудова планів механізму

Кінематичну схему механізму будуємо в масштабі

$$\mu_L = \frac{L_{AB}}{AB} = \frac{0.11}{27.5} = 4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

де L_{OA} – дійсна відстань між двома шарнірами, м;

(OA) – довжина відрізка, мм, яка зображає відстань між двома шарнірами на плані механізму.

Побудову кінематичної схеми починаємо з відкладання відстані між двома шарнірами, точок O і C . Будуємо коло з центром в точці O і радіусом OA ($OA = L_{OA} / \mu_L$), аналогічно знаходяться всі інші відрізки, які зображають лінійні розміри механізму). Від одержаної точки A_0 траєкторію руху точки A розбиваємо на 12 рівних частин і нумеруємо одержані точки в напрямі обертання кривошипа. Тим же методом засічок будуємо всі інші 11 положень механізму.

3.2.3 Побудова планів швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі **6-го** положення механізму. З полюса P_v плану швидкостей за напрямом обертання кривошипа

перпендикулярно **ОА** відкладаємо в масштабі вектор швидкості точки **А**, величина якого

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = 12 \cdot 0.11 = 1.32 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 115}{30} \approx 12 \text{с}^{-1}.$$

Приймаємо довжину відрізка, який зображає вектор швидкості точки **В**, **Р_а**= 66 мм. Тоді масштаб плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_B}{pb} = \frac{1.32}{66} = 0.02 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Швидкість точки **С**, яка належить шатуну **ВС** і в даний момент збігається з точкою **С**, що належить коромислу **З**, визначаємо з системи рівнянь:

$$\overline{V_C} = \overline{V_B} + \overline{V_{CB}}$$

$$\overline{V_C} = \overline{V_D} + \overline{V_{CD}}$$

Розв'язуємо цю систему векторних рівнянь графічним методом: з точки **а**, кінця вектора **pb**, проводимо пряму перпендикулярну ланці **ВС**, а з точки **О**, яка збігається з полюсом **р**, проводимо пряму перпендикулярну до **ДС**. На перетині цих прямих одержуємо точку **с**.

Використовуючи теорему подібності, знаходимо положення точки **е** на плані швидкостей, попередньо записавши пропорцію:

$$\frac{(DC)}{(DE)} = \frac{pc}{pe}$$

$$pe = \frac{(DC)}{(DE)} pc$$

Швидкість точки **Е**, яка належить відповідно шатуну **4** і повзуну **5**, можна виразити через швидкості точок **Е**. Тоді можна записати векторні рівняння:

$$\overline{V_F} = \overline{V_E} + \overline{V_{FE}};$$

$$\overline{V_F} = \overline{V_{CT}} + \overline{V_{FCT}}.$$

На плані швидкостей з точки **f** проводимо перпендикулярно ланці **EF** пряму, яка визначає напрям швидкості **V_{FE}**, а з полюса проводимо лінію паралельно напрямній, що визначає напрям швидкості точки **F** відносно стояка. Відрізки **fe** і **pf** в масштабі **μ_v** зображають вектори швидкостей **V_{FE}** і **V_F**.

Центри ланок **2**, **3**, та **4** лежать на їх серединах.

Для визначення дійсних значень величин швидкостей вимірюємо відповідні відрізки в **мм** на плані швидкостей і множимо їх на масштабний коефіцієнт **μ_v**.

Абсолютні швидкості:

$$V_C = pc \cdot \mu_v = 65.9 \cdot 0.02 = 1.32 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_E = pe \cdot \mu_v = 98.2 \cdot 0.02 = 1.96 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_F = pf \cdot \mu_v = 99.6 \cdot 0.02 = 1.99 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Відносні швидкості:

$$V_{BC} = bc \cdot \mu_v = 9.9 \cdot 0.02 = 0.20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{FE} = fe \cdot \mu_v = 7.2 \cdot 0.02 = 0.14 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для визначення швидкостей центрів мас: **S₂** ланки **AB**, **S₃** коромисла **BCD**, **S₄** шатуна **ED**, **S₅** повзуна **5** з'єднаємо відповідні точки з полюсом **p**. Отримані відрізки зображають відповідні швидкості:

$$V_{s2} = ps2 \cdot \mu_v = 65.8 \cdot 0.02 = 1.32 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{s3} = ps3 \cdot \mu_v = 49.1 \cdot 0.02 = 0.98 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{s4} = ps4 \cdot \mu_v = 99.8 \cdot 0.02 = 2.0 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{s5} = ps5 \cdot \mu_v = 99.6 \cdot 0.02 = 1.99 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Плани швидкостей для інших положень механізму будують аналогічно.

Отримані значення відрізків, які зображають вектори швидкостей наведені у табл. 3.1., значення швидкостей наведені у табл. 3.2 та 3.3.

Таблиця 3.1. Довжини відрізків планів швидкостей, мм

	pb	pc	pe	pf	cb	fe	ps2	ps3	ps4	ps5
0,12	66.0	0.0	0.0	0.0	66.0	0.0	33.0	0.0	0.0	0.0
1	66.0	38.0	54.8	52.4	43.3	8.5	49.3	27.4	53.4	52.4
2	66.0	50.5	73.0	71.9	13.7	4.6	52.2	36.5	72.4	71.9
3	66.0	65.9	98.2	99.6	2.9	7.2	65.8	49.1	99.8	99.6
4	66.0	45.6	65.9	67.1	28.8	13.6	48.3	33.0	66.2	67.1
5	66.0	26.6	38.4	39.0	46.0	10.7	36.4	19.2	38.3	39.0
6	66.0	0.0	0.0	0.0	55.2	0.0	27.6	0.0	0.0	0.0
7	66.0	21.8	31.8	31.6	49.2	9.2	33.9	14.6	32.0	31.6
8	66.0	43.4	62.8	66.4	27.2	14.0	47.5	31.4	64.2	66.4
9	66.0	56.5	81.9	83.3	7.5	7.6	56.1	41.2	83.1	83.3
10	66.0	53.9	95.3	94.2	41.8	4.3	50.2	47.1	94.7	94.2
11	66.0	33.8	48.9	45.7	59.9	7.5	34.3	24.5	47.7	45.7

Таблиця 3.2. Дійсні значення швидкостей точок і ланок механізму, м/с

	V_B	V_C	V_E	V_F	V_{CB}	V_{FE}
0,12	1.32	0.0	0.0	0.0	1.32	0.0
1	1.32	0.76	1.10	1.05	0.87	0.17
2	1.32	1.01	1.46	1.44	0.27	0.09
3	1.32	1.32	1.96	1.99	0.20	0.14
4	1.32	0.91	1.32	1.34	0.58	0.27
5	1.32	0.53	0.77	0.78	0.92	0.21
6	1.32	0.0	0.0	0.0	1.10	0.0
7	1.32	0.44	0.64	0.63	0.98	0.18
8	1.32	0.89	1.26	1.33	0.54	0.28
9	1.32	1.13	1.64	1.67	0.15	0.15
10	1.32	1.08	1.91	1.88	0.84	0.09
11	1.32	0.68	0.98	0.91	1.20	0.15

Таблиця 3.3. Дійсні значення швидкостей центрів ваги ланок механізму, м/с

	Vs2	Vs3	Vs4	Vs5
0,12	0.66	0.0	0.0	0.0
1	0.99	0.55	1.07	1.05
2	1.04	0.73	1.45	1.44
3	1.32	0.98	2.0	1.99
4	0.97	0.66	1.32	1.34
5	0.73	0.38	0.76	0.78
6	0.55	0.0	0.0	0.0
7	0.68	0.29	0.64	0.63
8	0.95	0.63	1.28	1.33
9	1.12	0.82	1.66	1.67
10	1.00	0.94	1.90	1.88
11	0.69	0.49	0.95	0.91

Визначаємо кутові швидкості ланок **2, 3 і 4**.

Кутова швидкість ланки **2** дорівнює:

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{BC}} = \frac{0.2}{0.9} = \mathbf{0.22 \text{ c}^{-1}}.$$

Щоб визначити напрям кутової швидкості ω_2 , розглянемо обертання ланки **2** відносно точки **A**. Напрямок руху точки **B** відносно точки **A** визначається вектором швидкості V_{BA} . Подумки переносимо цей вектор у точку **A** механізму. Отже, ланка **AB** відносно точки **A** обертається проти годинникової стрілки.

Кутову швидкість ланки **3** визначаємо за формулою:

$$\omega_3 = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{1.32}{0.45} = \mathbf{2.93 \text{ c}^{-1}}.$$

Напрямок кутової швидкості ω_3 знаходимо за допомогою умовного переносу вектора швидкості V_{BC} в точку **B**. Отже, ланка **BC** навколо точки **C** обертається проти годинникової стрілки.

Кутову швидкість ланки **4** визначаємо за формулою:

$$\omega_4 = \frac{V_{FE}}{l_{FF}} = \frac{0.14}{0.22} = 0.64 \text{ c}^{-1}.$$

Напрям кутової швидкості ω_4 знаходимо за допомогою умовного переносу вектора швидкості V_{ED} в точку **D**. Отже, ланка **ED** навколо точки **D** обертається проти годинникової стрілки.

Отримані значення кутових швидкостей для інших положень наведені у табл. 3.4.

Таблиця 3.4.Значення кутових швидкостей ланок механізму, c^{-1}

	ω_2	ω_3	ω_4
0,12	1.47	0.0	0.0
1	0.97	1.69	0.77
2	0.30	2.24	0.41
3	0.22	2.93	0.64
4	0.64	2.02	1.23
5	1.02	1.17	0.95
6	1.22	0.0	0.0
7	1.09	0.98	0.82
8	0.60	1.98	1.27
9	0.17	2.51	0.68
10	0.93	2.40	0.41
11	1.33	1.51	0.98`

3.2.4. Побудова планів прискорень

Визначимо прискорення точки **B**. Через те, що кривошип обертається рівномірно, точка **B** має тільки нормальне прискорення, яке напрямлене вздовж ланки **AB** до центра обертання. Значення цього прискорення:

$$a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{BA} = 12.0^2 \cdot 0.11 = 15.8 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Приймемо довжину відрізка (**па**), який зображає вектор прискорення точки **B** таким, що дорівнює **79.0 мм**. Тоді масштаб плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{15.8}{158} = 0.1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}.$$

З довільної точки π , яка прийнята за полюс плану прискорень, відкладаємо паралельно ланці $\mathbf{AB}$ вектор $\pi\mathbf{b}$.

Розглянемо рух точки $\mathbf{C}$ що належить шатуну $\mathbf{BC}$ і коромислу $\mathbf{3}$ та складемо векторні рівняння:

$$\overline{a_C} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}} = \overline{a_B} + \overline{a_{CB}^n} + \overline{a_{CB}^\tau};$$

$$\overline{a_C} = \overline{a_D} + \overline{a_{CD}} = \overline{a_D} + \overline{a_{CD}^n} + \overline{a_{CD}^\tau}.$$

де a_{CB}^n - вектор нормального прискорення т.С, що належить ланці $\mathbf{CB}$, a_{CB}^τ - вектор дотичного прискорення т.С, що належить ланці $\mathbf{CB}$

$$\overline{a_{CB}^n} \parallel \mathbf{CB} \rightarrow \mathbf{B}; \quad \overline{a_{CB}^\tau} \perp \mathbf{CB};$$

a_{CD}^n вектор нормального прискорення т.С, що належить ланці $\mathbf{DC}$, a_{CD}^τ - вектор дотичного прискорення т.С, що належить ланці $\mathbf{DC}$

$$\overline{a_{CD}^n} \parallel \mathbf{DC} \rightarrow \mathbf{D}; \quad \overline{a_{CD}^\tau} \perp \mathbf{DC}.$$

Нормальні прискорення т. С обчислюються формулами

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB};$$

$$a_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{DC}.$$

Прискорення точки $\mathbf{E}$, яка належить коромислу $\mathbf{3}$, визначаємо за теоремою подібності планів прискорень, склавши пропорцію

$$\frac{(ED)}{(CD)} = \frac{\pi e}{\pi c}$$

$$\pi e = \frac{(ED)}{(CD)} \pi c$$

Відкладаючи відрізок πe , отримаємо величину і напрямок вектора прискорення точки $\mathbf{E}$

Розглянемо рух точки $\mathbf{F}$ що належить шатуну $\mathbf{EF}$ і повзуну $\mathbf{5}$ та складемо векторні рівняння:

$$\overline{a_F} = \overline{a_E} + \overline{a_{FE}} = \overline{a_E} + \overline{a_{FE}^n} + \overline{a_{FE}^\tau};$$

$$\overline{a_{EF}} = \overline{a_{CT}} + \overline{a_{FCT}} = \overline{a_{CT}} + \overline{a_{FCT}^n} + \overline{a_{FCT}^\tau}.$$

де a_{FE}^n - вектор нормального прискорення т. F, що належить ланці EF, a_{FE}^τ - вектор дотичного прискорення т. F, що належить ланці EF

$$\overline{a_{FE}^n} \parallel EF \rightarrow E; \quad \overline{a_{FE}^\tau} \perp EF;$$

a_{BC}^n вектор нормального прискорення т. B, що належить ланці BC, a_{BA}^τ - вектор дотичного прискорення т. B, що належить ланці BC

$$\overline{a_{FCT}^n} \perp X - X; \quad a_{FCT}^n = 0; \quad \overline{a_{FCT}^\tau} \parallel X - X.$$

Нормальне прискорення т. E обчислюються формулами

$$a_{FE}^n = \omega_4^2 \cdot l_{FE}.$$

Положення – 2:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 0.22^2 \cdot 0.90 = 0.04 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD} = 2.93^2 \cdot 0.45 = 3.86 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{FE}^n = \omega_4^2 \cdot l_{FE} = 0.66^2 \cdot 0.22 = 0.10 \frac{M}{c^2}.$$

Розміри відрізків прискорень на кресленні

$$ncb = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{0.04}{0.1} = 0.4 \text{ мм},$$

$$ncd = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{3.86}{0.1} = 38.6 \text{ мм},$$

$$nfe = \frac{a_{FE}^n}{\mu_a} = \frac{0.10}{0.1} = 1.0 \text{ мм}.$$

Прискорення точок ланок механізму

$$a_C = \pi c \cdot \mu_a = 41.7 \cdot 0.1 = 4.2 \frac{M}{c^2};$$

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a = 60.2 \cdot 0.1 = 6.0 \frac{M}{c^2};$$

$$a_F = \pi f \cdot \mu_a = 14.4 \cdot 0.1 = 1.4 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{CB}^\tau = \tau cb \cdot \mu_a = 117.9 \cdot 0.1 = 11.8 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{CD}^\tau = \tau cd \cdot \mu_a = 15.7 \cdot 0.1 = 1.6 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{FE}^\tau = \tau fe \cdot \mu_a = 55.3 \cdot 0.1 = 5.5 \frac{M}{c^2}.$$

Кутові прискорення ланок механізму

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{CB}} = \frac{11.8}{0.9} = 13.1 \text{ c}^{-2};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} = \frac{1.6}{0.45} = 3.6 \text{ c}^{-2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{FE}^r}{l_{FE}} = \frac{5.5}{0.22} = 25.0 \text{ c}^{-2}.$$

Прискорення центрів ваги ланок:

$$a_{s2} = \pi s_2 \cdot \mu_a = 99.3 \cdot 0.1 = 9.9 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

$$a_{s3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 30.1 \cdot 0.1 = 3.0 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

$$a_{s4} = \pi s_4 \cdot \mu_a = 33.9 \cdot 0.1 = 3.4 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

$$a_{s5} = \pi s_5 \cdot \mu_a = 14.4 \cdot 0.1 = 1.4 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

3.2.5. Кінематичний аналіз механізму методом побудови графіків

Будуємо графік переміщення повзуна в масштабі: $K_s = 4.0 \cdot 10^{-3} = \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Масштаб часу: $K_t = \frac{2\pi}{\omega L} = \frac{2\pi}{12 \cdot 240} = 0.00218 \frac{\text{с}}{\text{мм}}$.

Методом графічного дифференціювання будуємо графік швидкості повзуна в

масштабі: $K_v = \frac{K_s}{K_t \cdot H_1} = \frac{4.0 \cdot 10^{-3}}{0.00218 \cdot 30} = 0.0612 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$.

Методом графічного дифференціювання будуємо графік прискорення повзуна в

масштабі: $K_a = \frac{K_v}{K_t \cdot H_2} = \frac{0.0612}{0.00218 \cdot 30} = 0.935 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$.

3.3. Кінетостатичне дослідження механізму

До задач кінетостатичного дослідження відносять:

- 1) Знаходження зовнішніх сил, що діють на ланки механізму;
- 2) Визначення реакцій у кінематичних парах;
- 3) Знаходження зрівноважувальної сили або моменту, прикладених до ведучої ланки.

Вихідні дані:

Сили ваги ланок: $G_2 = 340\text{Н}$, $G_3 = 390\text{Н}$, $G_4 = 95\text{Н}$, $G_5 = 930\text{Н}$.

Моменти інерції ланок відносно центральних осей (IS_2 , IS_3 , IS_4) визначити за формулою $Js_i = m_i l_i^2 / 12$, де m_i , l_i , відповідно, маса та довжина i -ої ланки: $JS_2 =$

$$34 \cdot 0.9 / 12 = 2.55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$JS_3 = 39 \cdot 0.65 / 12 = 2.11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$JS_4 = 9.5 \cdot 0.22 / 12 = 0.174 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.3.1. Визначення сили корисного опору

Силу корисного опору визначаємо за заданою діаграмою $P_{ko} = P_{ko}(se)$.

Сила корисного опору- $F_{ko(3)} = 4100 \text{ Н}$.

3.3.2. Визначення сил інерції ланок

Сили інерції ланок визначаємо за формулою $\Phi_i = -m_i \cdot a_i$, моменти сил інерції $M_i = -J_{si} \cdot \varepsilon_i$. Знак "-" у цих формулах означає, що сила інерції напрямлена протилежно до напрямку прискорення центра мас S_i , а моменти сил інерції – протилежно напрямку кутового прискорення ε_i .

Тоді величина сили інерції ланки - 2:

$$\Phi_2 = m_2 \cdot a_{s2} = 34 \cdot 9.9 = 337 \text{ Н}.$$

Величина сили інерції ланки - 3:

$$\Phi_3 = m_3 \cdot a_{s3} = 39 \cdot 3.0 = 117 \text{ Н}.$$

Величина сили інерції ланки - 4:

$$\Phi_4 = m_4 \cdot a_{s4} = 9.5 \cdot 3.4 = 32 \text{ Н}.$$

Величина сили інерції ланки - 5:

$$\Phi_5 = m_5 \cdot a_{s5} = 93 \cdot 1.4 = 130 \text{ Н}.$$

Знайдемо сили інерції, які замінюють момент інерції, що діє на ланки:

Ланка-2

$$F'_{i2} = F''_{i2} = \frac{M_{i2}}{l_{BC}} = \frac{33.4}{0.9} = 37.1 \text{ Н},$$

де $M_{i2} = -J_{s2} \cdot \varepsilon_2 = -2.55 \cdot 13.1 = -33.4 \text{ Нм},$

Ланка-3

$$F'_{i3} = F''_{i3} = \frac{M_{i3}}{l_{CD}} = \frac{7.6}{0.45} = 16.9 \text{ H},$$

де $M_{i3} = -J_{s3} \cdot \varepsilon_3 = -2.11 \cdot 3.6 = 7.6 \text{ Нм},$

Ланка-4

$$F'_{i4} = F''_{i4} = \frac{M_{i4}}{l_{EF}} = \frac{0.44}{0.22} = 2.0 \text{ H},$$

де $M_{i4} = -J_{s4} \cdot \varepsilon_4 = -0.174 \cdot 2.5 = 0.44 \text{ Нм},$

3.3.3. Силевий розрахунок групи 4-5

Визначення реакцій в кінематичних парах починаємо з аналізу групи 4-5. Прикладаємо до ланок 4 і 5 всі зовнішні сили, включаючи сили інерції. Дію ланок 0 і 5, заміняємо реакціями **R05** і **R34**. Реакцію **R05** прикладаємо в центрі повзуна Е. Напрямок вибираємо перпендикулярно до стояка. Оскільки ланка **DE** і кормисло 3 з'єднані у шарнірі, то реакцію **R34** розкладаємо на нормальну і дотичну.

Складаючи рівняння рівноваги, визначаємо тангенційну складову реакції

R_{τ34}:

$$\sum M_E = -R_{\tau34} \cdot EF - F_{i4} \cdot EF + G_4 \cdot h_{G4} - \Phi_4 \cdot h_{\Phi4} = 0$$
$$R_{\tau34} = \frac{-F_{i4} \cdot EF + G_4 \cdot h_{G4} - \Phi_4 \cdot h_{\Phi4}}{ED} = \frac{-2.55 + 930 \cdot 26.7 - 32 \cdot 25.2}{55} = 435 \text{ H}.$$

Невідомі сили **R_{n34}** і **R05** знаходимо, побудувавши силевий багатокутник, відкладаючи відрізки, що визначають значення відповідних сил у вибраному масштабі:

$$\mu_F = \frac{G_5}{[G_5]} = \frac{930}{37.2} = 25 \frac{\text{H}}{\text{мм}}.$$

Послідовність побудови силового багатокутника для даної групи Ассура буде виглядати таким чином:

$$\overrightarrow{R_{n34}} + \overrightarrow{R_{\tau34}} + \overrightarrow{P_{ko}} + \overrightarrow{G_5} + \overrightarrow{\Phi_5} + \overrightarrow{G_4} + \overrightarrow{\Phi_4} + \overrightarrow{R_{05}} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізків і визначаємо сили:

$$R_{n34} = [R_{n34}] \cdot \mu_F = 158.5 \cdot 25 = 3963 \text{ H};$$

$$R_{34} = [R_{34}] \cdot \mu_F = 159.4 \cdot 25 = 3985 \text{ H};$$

$$R_{05} = [R_{05}] \cdot \mu_F = 62.0 \cdot 25 = 1550 \text{ H}.$$

3.3.4 Силовий розрахунок групи 2-3

Зображуємо групу разом з прикладеними силами. Прикладаємо до ланок **2** і **3** всі зовнішні сили, включаючи сили інерції. Дію ланок **3** і **4**, заміняємо реакцією **R43**. Оскільки ланка **CB** і ведуча ланка **1** з'єднані у шарнірі, то реакцію **R12** розкладаємо на нормальну і дотичну. Реакцію **R03**, шарнірного з'єднання коромисла **3** зі стояком **0** розкладемо на нормальну і дотичну.

Складаючи рівняння рівноваги ланки **3**, визначаємо тангенційну складову реакції **Rτ03**:

$$\sum M_C = -R_{\tau 03} \cdot CD - F'_{i3} \cdot CD + G_3 \cdot h_{G3} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi 3} + R_{43} h_{R43} = 0,$$

$$R_{\tau 03} = \frac{-F'_{i3} \cdot BC + G_3 \cdot h_{G3} + \Phi_3 \cdot h_{\Phi 3} + R_{43} h_{R43}}{BC} = \frac{-16.9 \cdot 162.5 + 390 \cdot 2.2 + 117 \cdot 11.5 + 3985 \cdot 51}{162.5} = 1248 \text{ H}$$

.

Складаючи рівняння рівноваги ланки **2**, визначаємо тангенційну складову реакції **Rτ12**:

$$\sum M_C = -R_{\tau 12} \cdot CB + F'_{i2} \cdot CB - G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi 2} = 0,$$

$$R_{\tau 12} = \frac{F'_{i2} \cdot CB - G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi 2}}{CB} = \frac{37.1 \cdot 225 - 340 \cdot 111.9 - 337 \cdot 98.5}{225} = -280 \text{ H}.$$

Послідовність побудови силового багатокутника для даної групи Ассура буде виглядати таким чином:

$$\overrightarrow{R_{n12}} + \overrightarrow{R_{\tau 12}} + \overrightarrow{R_{43}} + \overrightarrow{G_2} + \overrightarrow{\Phi_2} + \overrightarrow{G_3} + \overrightarrow{\Phi_3} + \overrightarrow{R_{\tau 03}} + \overrightarrow{R_{n03}} = 0.$$

Відкладаємо відрізки, що визначають значення відповідних сил у вибраному масштабі: $\mu_F = 25.0 \frac{\text{H}}{\text{мм}}.$

З креслення вимірюємо довжину відрізків і визначаємо сили:

$$R_{n12} = [R_{n12}] \cdot \mu_F = 215.8 \cdot 25.0 = 5395 \text{ H};$$

$$R_{12} = [R_{12}] \cdot \mu_F = 216.1 \cdot 25.0 = 5403 \text{ H};$$

$$R_{n03} = [R_{n03}] \cdot \mu_F = 39.0 \cdot 25.0 = 975 \text{ H};$$

$$R_{03} = [R_{03}] \cdot \mu_F = 63.3 \cdot 25.0 = 1583 \text{ H}.$$

3.3.5. Силовий розрахунок ведучої ланки механізму

В одному масштабі з механізмом будуюмо кривошип **ОА** відповідно до досліджуваного **3-го** положення. На кривошип **О2А** діє реакція **R 21= R 12 = 5403 H**, реакція **R 01**.

Зрівноважувальну силу визначаємо з умови рівноваги кривошипа відносно точки **О**:

$$\sum M_0 = R_{21} \cdot h_{R21} - F_{зр} \cdot OA = 0,$$

Тоді

$$F_{зр} = \frac{1}{OA} (R_{21} \cdot h_{R21}) = \frac{1}{27.5} (5403 \cdot 27.0) = 5305 \text{ H}.$$

3.3.6. Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського

Для того, щоб знайти зрівноважувальний момент методом Жуковського, необхідно:

- 1) Побудувати план швидкостей для **3-го** положення, повернутий на 90° .
- 2) Знайти на плані точки, що відповідають точкам плану положень, до яких прикладено сили.
- 3) На повернутий план швидкостей перенесемо сили, що діють на ланки механізму, причому зрівноважувальний момент замінемо силою, прикладеною до плеча **P-а**
- 4) Складаємо рівняння рівноваги, розглядаючи план швидкостей, як жорсткий важіль (суму моментів шукаємо відносно полюса **PV**).

$$\sum M_{pV} = (-P_{ко} + \Phi_5) \cdot pf + G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi2} + G_3 \cdot h_{G3} - \Phi_3 \cdot h_{\Phi3} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi4} + F_{зр} \cdot pa = 0$$

Тоді

$$F_{зр} = \frac{1}{pa} ((-P_{ко} + \Phi_5) \cdot pf + G_2 \cdot h_{G2} - \Phi_2 \cdot h_{\Phi2} + G_3 \cdot h_{G3} - \Phi_3 \cdot h_{\Phi3} + G_4 \cdot h_{G4} + \Phi_4 \cdot h_{\Phi4}) = \frac{1}{132} ((4100 - 130) \cdot 199.3 - 340 \cdot 16.2 + 337 \cdot 63 - 390 \cdot 7 + 117 \cdot 36.9 + 95 \cdot 7 + 213 \cdot 113.7) = 5422 \text{ Н}$$

Визначимо похибку:

$$\Delta F_{зр} = \frac{F_{зр}^{ж} - F_{зр}}{F_{зр}^{ж}} \cdot 100\% = \frac{5422 - 5305}{5422} \cdot 100\% = 2.2\%.$$

Отже, похибка в межах норми.

3.4. Визначення моменту інерції маховика

Мета розрахунку: визначення моменту інерції маховика і його геометричних розмірів, які забезпечують роботу машини з допустимою нерівномірністю руху.

Вихідні дані:

Сили ваги ланок: $G_2 = 340 \text{ Н}$, $G_3 = 390 \text{ Н}$, $G_4 = 95 \text{ Н}$, $G_5 = 930 \text{ Н}$.

Моменти інерції ланок відносно центральних осей (IS2, IS3, IS4) визначити за формулою $Is_i = m_i l_i^2 / 12$, де m_i , l_i , відповідно, маса та довжина i-ої ланки: $JS_2 = 34 \cdot 0.9 / 12 = 2.55 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$,

$JS_3 = 39 \cdot 0.65 / 12 = 2.11 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$,

$JS_4 = 9.5 \cdot 0.22 / 12 = 0.174 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Середня кутова швидкість ведучої ланки $\omega_1 = 12.0 \text{ с}^{-1}$.

Коефіцієнт нерівномірності руху машини $\delta = 1/40$.

3.4.1. Побудова графіка зведеного моменту сил опору та тяжіння

Користуючись даними, складемо таблицю зведених моментів сил для 12 положень механізму.

$$M_{пр} = \frac{1}{\omega_1} \left(G_2 V_{s2} \cos(\widehat{G_2 V_{s2}}) + G_3 V_{s3} \cos(\widehat{G_3 V_{s3}}) + G_4 V_{s4} \cos(\widehat{G_4 V_{s4}}) + P_{ко} \cdot V_{s5} (\widehat{P_{ко} V_{s5}}) \right)$$

$$M_{np0,12} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.66 \cos(167.3^\circ) + 390 \cdot 0 \cdot \cos(0^\circ) + 95 \cdot 0 \cdot \cos(0^\circ) + 0 \cdot 0.27 \cdot \cos(0^\circ)) = -17 \text{ Hм};$$

$$M_{np1} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.99 \cos(48.8^\circ) + 390 \cdot 0.55 \cos(104.2^\circ) + 95 \cdot 1.07 \cos(21.2^\circ) + 4100 \cdot 1.05 \cdot \cos(180^\circ)) = 398 \text{ Hм};$$

$$M_{np2} = \frac{1}{12} (340 \cdot 1.04 \cos(18.5^\circ) + 390 \cdot 0.73 \cos(109.2^\circ) + 95 \cdot 1.45 \cos(10.2^\circ) + 4100 \cdot 1.44 \cdot \cos(180^\circ)) = -536 \text{ Hм};$$

$$M_{np3} = \frac{1}{12} (340 \cdot 1.32 \cos(11.3^\circ) + 390 \cdot 0.98 \cos(73.0^\circ) + 95 \cdot 2.0 \cos(2.2^\circ) + 4100 \cdot 1.99 \cdot \cos(180^\circ)) = -703 \text{ Hм};$$

$$M_{np4} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.976 \cos(41.2^\circ) + 390 \cdot 0.66 \cos(81.4^\circ) + 95 \cdot 1.32 \cos(9.8^\circ) + 4100 \cdot 1.34 \cdot \cos(180^\circ)) = -498 \text{ Hм};$$

$$M_{np5} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.73 \cos(71.2^\circ) + 390 \cdot 0.38 \cos(93.6^\circ) + 95 \cdot 0.76 \cos(29.9^\circ) + 4100 \cdot 0.78 \cdot \cos(180^\circ)) = -286 \text{ Hм};$$

$$M_{np6} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.55 \cos(101.3^\circ) + 390 \cdot 0.0 \cos(106.6^\circ) + 95 \cdot 0.0 \cos(78.8^\circ) + 4100 \cdot 0.0 \cdot \cos(180^\circ)) = 16 \text{ Hм}$$

;

$$M_{np7} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.68 \cos(131.2^\circ) + 390 \cdot 0.29 \cos(116.2^\circ) + 95 \cdot 0.64 \cos(138.2^\circ) + 2050 \cdot 0.63 \cdot \cos(180^\circ)) = -97 \text{ Hм}$$

;

$$M_{np8} = \frac{1}{12} (340 \cdot 0.95 \cos(161.1^\circ) + 390 \cdot 0.63 \cos(62.2^\circ) + 95 \cdot 1.28 \cos(161.1^\circ) + 2050 \cdot 1.33 \cdot \cos(180^\circ)) = -208 \text{ Hм};$$

$$M_{np9} = \frac{1}{12} (340 \cdot 1.12 \cos(168.8^\circ) + 390 \cdot 0.82 \cos(66.5^\circ) + 95 \cdot 1.66 \cos(177.9^\circ) + 2050 \cdot 1.67 \cdot \cos(180^\circ)) = -285 \text{ Hм};$$

$$M_{np10} = \frac{1}{12} (340 \cdot 1.0 \cos(138.8^\circ) + 390 \cdot 0.94 \cos(73.9^\circ) + 95 \cdot 1.90 \cos(169.3^\circ) + 2050 \cdot 1.88 \cdot \cos(180^\circ)) = -321 \text{ Hм};$$

$$M_{np11} = \frac{1}{12} (34 \cdot 0.69 \cos(108.8^\circ) + 390 \cdot 0.49 \cos(83.3^\circ) + 95 \cdot 0.95 \cos(150.3^\circ) + 2050 \cdot 0.91 \cdot \cos(180^\circ)) = -145 \text{ Hм}.$$

3.4.2. Побудова графіка робіт сил опору

Інтегруючи графічно діаграму $M_{зв0}=M_{зв}(\varphi)$, одержимо діаграму $A_{ко}=A_{ко}(\varphi)$ робіт сил корисного опору. Побудову діаграми виконуємо в масштабі μ_A :

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 10.0 \cdot 0.0261 \cdot 50 = 13.05 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$$

де $H = 50 \text{ мм}$ - полюсна відстань.

Згідно із завданням на курсовий проект приймаємо, що зведений момент рушійних сил M_p має сталі значення у всіх положеннях механізму. Величину M_p за один цикл роботи визначаємо з рівності робіт $A_{ко} = A_p$, прийнявши роботу сил опору $A_o = A_{ко}$. За цієї умови діаграма $A_p = A_p(\varphi)$ буде похилою прямою, яка з'єднує початок координат з кінцевою точкою ординати $0-0'$, отримаємо графік роботи рушійних сил.

3.4.3. Побудова графіка надлишкової роботи або приросту кінетичної енергії

Для побудови графіка складаємо алгебраїчно додатні ординати діаграми $A_p=A_p(\varphi)$ і від'ємні діаграми $A_{ко}=A_{ко}(\varphi)$, отримані відрізки відкладаємо вгору і вниз від осі, суворо дотримуючись їх знаків. З'єднавши кінцеві точки ординат, одержимо графік зміни кінетичної енергії $\Delta A = \Delta T = \Delta E(\varphi)$ без машини: $\Delta A = A_{ко} - A_p$

Масштаб діаграми $\mu_T=\mu_A = 13.05 \text{ Дж/мм}$.

3.4.4. Побудова діаграми зведених моментів інерції

Зведеним моментом інерції називається такий умовний момент ланки зведення, кінетична енергія якої дорівнює кінетичній енергії всіх ланок механізму. В загальному вигляді для даного механізму можна записати:

$$J_{зв} = J_{s2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + J_{s3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + J_{s4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{v_{s5}}{\omega_1}\right)^2.$$

$$J_{зв0,12} = 2.55 \cdot \left(\frac{1.47}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{0}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{0}{12}\right)^2 = 0.04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{зв1} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.97}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{1.69}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.77}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.05}{12}\right)^2 \\ = 0.75 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв2} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.30}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{2.24}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.41}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.44}{12}\right)^2 \\ = 1.41 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв3} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.22}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{2.93}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.64}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.99}{12}\right)^2 \\ = 2.66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв4} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.64}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{2.02}{12}\right)^2 + 1.19 \cdot \left(\frac{1.23}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.34}{12}\right)^2 \\ = 1.24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв5} = 2.55 \cdot \left(\frac{1.02}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{1.17}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.95}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{0.78}{12}\right)^2 \\ = 0.46 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв6} = 2.55 \cdot \left(\frac{1.22}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{0.0}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.0}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{0.0}{12}\right)^2 \\ = 0.025 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв7} = 2.55 \cdot \left(\frac{1.09}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{0.98}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.82}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{0.63}{12}\right)^2 \\ = 0.32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв8} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.60}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{1.98}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{1.27}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.33}{12}\right)^2 \\ = 1.22 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв9} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.17}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{2.51}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.68}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.67}{12}\right)^2 \\ = 1.90 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв10} = 2.55 \cdot \left(\frac{0.93}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{2.40}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.41}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{1.88}{12}\right)^2 \\ = 2.38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{зв11} = 2.55 \cdot \left(\frac{1.33}{12}\right)^2 + 2.11 \cdot \left(\frac{1.51}{12}\right)^2 + 0.174 \cdot \left(\frac{0.98}{12}\right)^2 + 95 \cdot \left(\frac{0.91}{12}\right)^2 \\ = 0.62 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

3.4.5. Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика

Методом графічного виключення з діаграм $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ і $I_{зв} = I_{зв}(\varphi)$ параметра φ , будуємо криву Віттенбауера - діаграму $\Delta E = \Delta E(I_{зв})$ змасштабним коефіцієнтом $\mu_T = \mu_A = 13.05 \text{ Дж/мм.}$;

Величина моменту інерції маховика при заданому значенні коефіцієнта δ знаходиться за допомогою діаграми Віттенбауера. До одержаної кривої проводимо дотичні під кутами $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ до осі $J_{зв}$, які відсікають на осі ординат відрізок kl . Кути нахилу дотичних $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ знаходимо за формулами:

$$tg\Psi_{\max} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \cdot \omega_{\text{ср}}^2 \cdot (1 + \delta) = \frac{0.025}{2 \cdot 13.05} \cdot 12^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{40}\right) = 0.282 ;$$

$$tg\Psi_{\min} = \frac{\mu_I}{2\mu_T} \cdot \omega_{\text{ср}}^2 \cdot (1 - \delta) = \frac{0.025}{2 \cdot 13.05} \cdot 12^2 \cdot \left(1 - \frac{1}{40}\right) = 0.269 .$$

Тоді

$$\Psi_{\max} = 15.8^\circ,$$

$$\Psi_{\min} = 15.1^\circ.$$

Відрізок kl одержуємо на перетині з віссю ординат даних дотичних під кутом $\Psi_{\max}$ і $\Psi_{\min}$ до горизонталі так, що вони дотикаються до діаграми відповідно зверху і знизу. Отримаємо:

$$(kl) = 46.9 \text{ мм.}$$

Тоді момент інерції маховика:

$$J_M = \frac{(kl) \cdot \mu_T}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta} = \frac{46.9 \cdot 13.05}{12^2 \cdot \frac{1}{40}} = 170 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.4.6 Визначення геометричних розмірів та маси маховика

Конструктивно приймаємо, що маховик виготовлений в вигляді диска з масою, зосередженою на ободі, момент інерції якого:

$$J_M = (m \cdot D^2) / 8.$$

Тоді маємо:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot J_M}{\pi \cdot \psi_B \cdot \rho}} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 170}{3.14 \cdot 0.2 \cdot 7100}} = 1.04 \text{ м},$$

де $\psi_B = b/D$ – відносна ширина маховика, яку рекомендується приймати в межах $\psi_B = 0.2 \dots 0.4$ (в даному випадку приймаємо $\psi_B = 0.2$); ρ – густина матеріалу (для чавуна $\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$).

Знаходимо внутрішній діаметр кільця:

$$D_1 = D \cdot \Psi_H = 1.04 \cdot 0.6 \approx 0.625 \text{ м},$$

де $\Psi_H = D_1/D$ - відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, яке рекомендується приймати в межах $\Psi_H = 0.6 \dots 0.8$ (в даному випадку приймаємо $\Psi_H = 0.6$).

Ширина обода маховика:

$$b = D \cdot \psi_B = 1.04 \cdot 0.2 = 0.208 \text{ м}.$$

Знаходимо масу маховика:

$$m = 8 \cdot J_M / D^2 = 8 \cdot 170 / 1.04^2 = 1100 \text{ кг}.$$

Знаходимо колову швидкість обода маховика:

$$V = \frac{\omega \cdot D}{2} = \frac{12 \cdot 1.04}{2} = 6.24 \text{ м/с}$$

Така швидкість допустима для чавунних маховиків ($V_{\text{доп}} \leq 35 \text{ м/с}$ – допустима колова швидкість обода чавунних маховиків).

ВИСНОВКИ

В результаті виконаного дипломного проекту нами, у відповідності до отриманого завдання, було досліджено кулачково-важільні механізми ниткошвейних машин.

Виконаний аналіз дозволив з'ясувати, що кулачково-важільних механізмів операційних поліграфічних машин, зокрема ниткошвейних машин носить ударно-динамічний характер циклічної дії зі стохастичною складовою.

З'ясовано, що до таких механізмів, зокрема, належать механізми переміщення проколів, механізм пресуючих колодок при обтиску корінця книжкового блоку, механізм тиснення палітурних кришок.

Виконано дослідження нелінійної динаміки кулачково-важільних механізмів післядрукарських поліграфічних машин з урахуванням властивостей редуктора і муфти приводу, що дозволили запропонувати методи обчислення оптимальних параметрів механізму переміщення проколов ниткошвейної машини з урахуванням пружності приводу та муфти.

В результаті виконаних досліджень нами було створено динамічні моделі та методики розрахунку динаміки роботи кулачково-важільного механізму ниткошвейної машини, що враховує пружно-демпфуючі властивості приводу та муфти.

Запропоновано методику вивчення динаміки кулачково-важільного механізму проколов НШМ та обробки результатів та сформульовано вимоги до конструктивних рішень для зниження ударних явищ та шуму з метою підвищення швидкості роботи механізму переміщення проколів ниткошвейної машини.

В рамках виконання завдання розглянуто і запропоновано узагальнений алгоритм аналізу схем кулачково-важільних механізмів ниткошвейних машин. Виконано рішення векторного контуру з групою Асура III класу та геометричний синтез та оцінку механізмів, кінематичне і кінетостатичне дослідження механізму, проектування кулачкового механізму.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Атлас деталей машин. Навчальний посібник для технічних вузів. – Х.: Основа. 1996. – 256 с.
2. Боженко Л. І. Технологія машинобудування / Л. І. Боженко. – Львів : Світ, 1996. – 367 с.
3. Гавенко С.Ф. Оцінка якості поліграфічної продукції: навч. посібник. / С. Ф. Гавенко, О.В. Мельников. – Львів: Афіша, 2000. – 120 с.
4. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
5. Грабар І.Г. Основи надійності машин: Навчальний посібник./ І.Г. Грабар. – Житомир: ЖІТІ, 1998. – 298 с.
6. Грабовський Є. М. Технологічні процеси видавничої поліграфічної справи / Є. М. Грабовський, М. М. Оленич. – Харків : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2015. – 192 с.
7. Деталі машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, В. С. Гапонов, О. І. Дубинець, О. І. Пилипенко, А. В. Гайдамака, С. Л. Панов, А. С. Столбовий. – Київ: Талком, 2014. – 684 с.
8. Дідич В. П. Методика інженерного синтезу механізмів фальцювально-різальних апаратів рулонних друкарських машин Львів: Українська академія друкарства, 2001. – 64 с.
9. 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-terminy-ta-vyznachennya-ponyat>
10. 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>

11. Златопольський Ф.Й., Філімоніхін Г.Б., Коваленко В.В., Чайковський О.Б. Дослідження важільних механізмів з допомогою ПЕОМ. Навчальний посібник. - Кіровоград: ПП "КОД", 1999. - 107 с.
12. Канарчук В. Є. Надійність машин: Підручник. / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. 424 с
13. Карнаух С.Г. Розрахунки механічних передач: навчальний посібник до курсового й дипломного проектування / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2008. – 204 с.
14. 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.
15. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин: навч. посібник / Л. В. Курмаз. – Харків : Видавництво «Підручник НТУ ХПІ», 2010. – 532 с.
16. Логазяк І. Ю. Класифікація ниткошвейних машин для скріплення книжкових блоків / І. Ю. Логазяк // Квалілогія книги. - 2010. - № 1. - С. 65-70. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kk_2010_1_11.
17. Невдаха Ю. А. Деталі машин. Курсове проектування. Частина І: Навчальний посібник / Ю. А. Невдаха, В. В. Пирогов, А.Ю. Невдаха, В.В. Пукалов. – Кропивницький: видавець Лисенко В.О., 2018. – 252 с.
18. 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.
19. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних автоматів: навч. посіб. / О.М. Полюдов. - К.: УМК ВО, 1991. – 168 с.
20. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин: навч. посіб. / О.М. Полюдов. - Львів: УАД, 2005.- 177 с.
21. Полюдов О.М. Петрук А.І. Зрівноважувальні кулачкові механізми: теорія, дослідження, розрахунки, – К.:ВАТ „УкрНДІСВД”, 2005. – 192 с.
22. Полюдов О.М. Проектування поліграфічних машин: навч. посіб. / О.М. Полюдов. - Львів: Фенікс ЛТД., 1993.-104 с.

23. Полюдов О.М., Кузнецов В.О., Коломієць А.Б. Розрахунки циклових механізмів поліграфічних і пакувальних машин на персональному комп'ютері (теорія, програми, інструкції): навчальний посібник. – Львів, Вид-во УАД, 2004. – 94 с.
24. Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2019. - 268 с.
25. Розрахунок важільних і кулачкових механізмів з допомогою ПЕОМ. Навчальний посібник / Ф.Й.Златопольський, Г.Б.Філімоніхін, В.В.Коваленко, О.Б.Чайковський. – 2-е вид., пер. і доп. - Кіровоград: ПП “КОД”, 2003. - 149 с.
26. 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.
27. Шаблій І. В. Технології друкарських процесів / І. В. Шаблій. – Львів : Оріяна-Нова, 2003. – 208 с.
28. Ярема С.М. Видавничі поліграфічні технології та обладнання: навч. посіб. / С.М. Ярема. – К.: УН-Т «Україна», 2003. – 320 с.
29. Galabov V., Avramov I., Mihaylov V. and Roussev R. Modernization of textile machines by the structural-dimensional synthesis of function generator cam-lever mechanisms. Mechanics of Machines, vol. 14, pp. 70-76, 1996. (in Bulgarian)
30. Galabov V., Roussev R. and Paleva-Kadiyska Bl. Synthesis of cam mechanisms I. Sofia: New Man Publishing House, 2020. (in Bulgarian)
31. Maja Čavić, Marko Penčić, Milan Rackov, Ivan Knežević Dynamic Optimization of the Cam-Lever Mechanism for Thermoforming Machine Tool Driving In book: Proceedings of 5th International Conference on Advanced Manufacturing Engineering and Technologies. NEWTECH 2017 (pp.185-198), Edition: LNME, pp. 185-198. (DOI:10.1007/978-3-319-56430-2_13)
32. Miha Dežman, Andrej Gams Rotatable cam-based variable-ratio lever compliant actuator for wearable devices / Mechanism and Machine Theory Volume 130, December 2018, Pages 508-522

33. Palacio-Betancur, A., & Soto, M. G. (2024). Development of Semi-active Cam-Lever Friction Device on a Small-Scale Structure Subjected to Earthquake Loads. In H. Y. Noh, M. Whelan, & P. S. Harvey (Eds.), Dynamics of Civil Structures, Volume 2 - Proceedings of the 41st IMAC, A Conference and Exposition on Structural Dynamics 2023 (pp. 215-219). (Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series). Springer. (https://doi.org/10.1007/978-3-031-36663-5_28)