

Хмельницький національний університет  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем


## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

Удосконалення кривошипно-кулісного механізму  
ниткопритягувача швейної машини

Галузь знань 13 «Механічна інженерія»  
Шифр, назва  
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»  
Шифр, назва  
Освітня програма «Машини і апарати легкої промисловості»

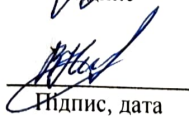
Шифр МРМА 24.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу  
група МБм-23-1

  
Підпис


В. В. Мудранинець  
Ініціали, прізвище

Керівник

  
Підпис, дата

В. С. Неймак  
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер

  
Підпис, дата

О. Тимошук  
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

  
Підпис, дата

В. С. Неймак  
Ініціали, прізвище

Зав. кафедри МАЕЕС

17 12 2024 р.

# ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури

Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

Освітній рівень магістр

Галузь знань 13 Механічна інженерія

Шифр і назва

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Шифр і назва

Освітня програма Машини і апарати легкої промисловості

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАЕЕС

к.т.н., доц. Неймак В.С.

17 . 12 . 2024р.

## ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Мудранинець Василь Васильович

Прізвище, ім'я, по батькові студента

1. Тема роботи Удосконалення кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини

керівник роботи Неймак Віталій Станіславович, к.т.н., доцент

Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом ректора університету від 16 . 08 . 2024 р. № 60

2. Строк подання студентом роботи на кафедру \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи технічні характеристики швейних машин

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

Вступ. 1. Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи. 2. Розробка моделі кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача. 3. Кінематичний та динамічний аналіз кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача. Перелік джерел посилання.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень)

1. Кулісні механізми (ДО, А1). 2. Швейна машина 224 кл. (КЗ, А1). 3. Модель кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини 224 класу (РР, А1). 4. Процес подачі нитки (ДТ, А1). 5. Кінематичне дослідження механізму (РР, А1). 6. Моделювання ниткопритягувача (РР, А1). 7. Діаграма подачі нитки (ЕЗ, А1).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

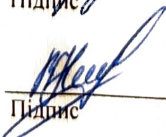
Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1. Огляд та аналіз існуючих з технологічних та технічних рішень тематики магістерської роботи.	до 30.10.24р.	
2. Розробка моделі кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача	до 10.11.24р.	
3. Кінематичний та динамічний аналіз кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача	до 20.11.24р.	
4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу	до 12.12.24р.	

Студент

  
Підпис

В.В. Мудранинець  
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

  
Підпис

В.С. Неймак  
Ініціали, прізвище

# АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента  
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

1. Прізвище, ім'я та по батькові Мудранинець Василь Васильович

2. Тема магістерської роботи Удосконалення кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента \_\_\_\_\_

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 7 арк., сторінок записки 70

5. Завданням магістерської роботи було провести аналітичні та числові дослідження кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини 224 класу з метою оптимізації його параметрів. В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам. В першому розділі розглянуто технологічні питання ниткопритягування, класифікацію механізмів ниткопритягувачів, проведено огляд кулісних механізмів швейних машин. В результаті сформульовано мету магістерської роботи: провести аналітичні та числові дослідження кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини 224 класу з метою оптимізації його параметрів. В другому розділі проаналізовано технічні характеристики швейної машини 224 кл, побудовано кінематичні діаграми, розроблено модель кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача з метою подальшого її дослідження та оптимізації. В третьому розділі розглянуто методику кінематичного та динамічного аналізу за допомогою ЦЕОМ, розроблено схеми заміщення механізму та програму для кінематичного та динамічного аналізу кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача, отримані результати вказують необхідність подальшого аналізу кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини 224 кл для оптимізації його технологічних параметрів.

Підпис студента \_\_\_\_\_

" 17 " 12 20 24 р.

## РІШЕННЯ ЕК:

Протокол 4 від " 26 " 12 20 24 р.

Оцінка проєкту ЕК добре

Рекомендації ЕК \_\_\_\_\_

Особливі відмітки \_\_\_\_\_

Технічний секретар \_\_\_\_\_



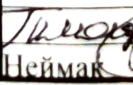
" 26 " 12 20 24 р.

# ЗМІСТ

с.

## Вступ

1 Аналіз існуючих технічних і технологічних рішень із тематики магістерської роботи .....	6
1.1 Технологічні питання ниткопритягування .....	6
1.2 Класифікація механізмів ниткопритягувачів .....	14
1.3 Огляд кулісних механізмів швейних машин.....	26
Висновки до першого розділу .....	34
2 Розробка моделі кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача.....	35
2.1 Аналіз технічних характеристик швейної машини 224 кл.....	35
2.2 Побудова кінематичних діаграм.....	40
2.3 Розробка моделі кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача....	43
Висновки до другого розділу .....	45
3 Кінематичний та динамічний аналіз кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача .....	46
3.1 Методика кінематичного аналізу за допомогою ЦЕОМ.....	46
3.2 Розробка схем заміщення механізму.....	52
3.3 Розробка програми розрахунку .....	55
Висновки до третього розділу.....	67
Загальні висновки.....	68
Перелік джерел посилання.....	69
Додатки	

<b>МРМА 24.00.00.000 ПЗ</b>				
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата
Виконав		Мудранинець		
Перевір.		Неймак		
Н.контр.				
Затвер.		Неймак		
Удосконалення кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини			Літера	Аркуш
			ХНУ, гр.МБм-23	



уково-технічний прогрес, в якій би формі він не відбувався, відіграє важливу роль у розвитку промислового виробництва, оскільки включає в себе фундаментальні теоретичні дослідження, прикладні розробки, конструкторські розробки і підготовку зразків нової техніки для впровадження в народне господарство. У човникових швейних машинах рух верхньої нитки до голки і човника здійснюється спеціальним робочим органом, який називається ниткопритягувачем. Механізм, який здійснює цей рух, називається ниткопритягувачем. Він подає верхню нитку до голки і човника, знімає петлю верхньої нитки з човника, закріплюючи готовий стібок, і намотує наступну нитку з шпульки. В результаті ниткопритягувача верхня і нижня нитки човникового стібка переплітаються в центрі виробу, що зшивається. Верхні нитки тягнуться до переплетення, так що матеріал щільно притискається один до одного після утворення стібка. Існують різні конструкції механізмів ниткопритягувача. Вдала конструкція механізму ниткопритягувача може значно підвищити швидкість роботи швейної машини. Метою магістерської роботи є проведення аналітичного та чисельного дослідження кривошипно-шатунного механізму ниткопритягувача швейної машини класу 224 та оптимізація його параметрів.

Завдання магістерської роботи

- Огляд та аналіз обладнання та технічних параметрів механізму ниткопритягувача

- Визначення параметрів механізму та режимів роботи, що впливають на рух механізму ниткопритягувача

- Створення моделі механізму за допомогою PRANS-PC

- Створення схеми механізму ниткопритягувача швейної машини класу 224

Кінематичні та динамічні дослідження для оптимізації параметрів.

# 1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНІЧНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ІЗ ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

## 1.1 Технологічні питання ниткопритягування

Функція нитковтягувача полягає в подачі необхідної довжини нитки на кожному етапі процесу, швидкому зтягуванні утворених петель і перемотуванні верхньої нитки, що використовується для виконання стібка, з шпульки. Довжина нитки, що подається, залежить від етапу формування стібка. Нитковтягувач буде виконувати свою функцію тільки в тому випадку, якщо довжина нитки, що подається або витягується ним, буде точно відповідати довжині, необхідній для формування стібка. Для того, щоб правильно розрахувати механізм ниткопритягувача або оцінити його роботу, необхідно якимось чином встановити, яка кількість верхньої нитки необхідна в кожний конкретний момент утворення стібка. Використання верхньої нитки починається незадовго до моменту входження голки у вушко в матеріал. Поки нитка проходить крізь матеріал, довжину витраченої верхньої нитки можна вважати такою, що дорівнює подвоєній відстані, пройденій вушком голки. Слід мати на увазі, що видалення нитки попереднього стібка здійснюється тоді, коли матеріал, що зшивається, вже просунутий механізмом подачі приблизно на половину довжини стібка. На цю ситуацію можна не звертати уваги при шитті тонких матеріалів з невеликою довжиною стібка. Однак при шитті більш товстих матеріалів з більшою довжиною стібка цю витрату нитки не можна ігнорувати. Тому можна припустити, що нитковтягувач повинен подавати верхню нитку довжиною  $L=s/2$  (де  $s$  - довжина стібка) ще до того, як вушко голки зануриться в матеріал. Довжина нитки, яка повинна бути подана нитковтягувачем до того, як вушко голки опуститься в найнижче положення, визначається за формулою:

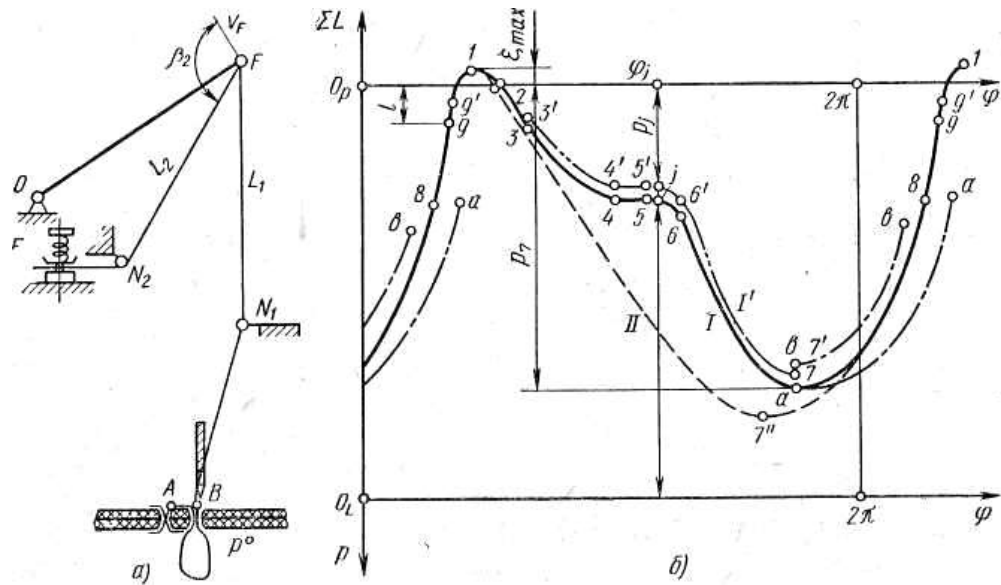
$$L=1/2s+2h+2m, \quad (1.1)$$

Де  $L$  - необхідна довжина нитки,  $2h$  - відстань від поверхні голкової пластини до найнижчого вушка голки і  $2m$  - товщина матеріалу, що прошивається. Поки голка піднімається з нижнього положення і носик човника знаходиться в петлі, необхідна довжина нитки залишається майже незмінною, але як тільки носик човника потрапляє в петлю і починає обертатися навколо шпульки, витрата нитки різко зростає. Зручніше визначати графічно довжину нитки, необхідну в період розширення петлі, намалювавши положення і приблизну форму петлі у великому масштабі, визначивши окремі відрізки і підсумувавши їх всі. На основі результатів розрахунку будується крива залежності довжини нитки  $L$  від кута повороту головного валу. Довжина верхньої нитки, що випускається ниткопритягувачем, залежить від положення його вушка. З іншого боку, максимальна довжина нитки, яка може бути випущена і подана ниткопритягувачем, залежить від ходу або розміру і положення ниткопритягувача. Якщо намотувач нитки (разом з пристроєм натягу нитки) встановлений вище нижнього положення вушка важеля намотувача нитки, довжина нитки, яка може бути випущена, зменшується. На швейних машинах човникового типу ниткопритягувач слід встановлювати нижче крайнього положення вушка. На машинах ланцюгового стібка положення ниткопритягувача часто регулюється відповідно до довжини верхньої нитки, що використовується для цього стібка. Оскільки довжина нитки, що випускається ниткопритягувачем в кожен момент часу, повинна повністю відповідати довжині нитки, необхідної для утворення стібка, вушко ниткопритягувача повинно рухатися не хаотично, а в суворій відповідності з рухом голки і човника і згідно з чітко визначеними законами. Основними проблемами є забезпечення необхідної подачі нитки, синтез механізму та обладнання, а також конструктивні розрахунки. Далі розглядаються механізми та пристрої ниткоподачі човникових швейних машин, а по-

тім механізми та пристрої ниткоподачі швейних машин ланцюгового стібка, що утворюють ланцюговий стібкок. Робочий процес механізму з ниткоподавачем можна охарактеризувати функцією необхідної подачі нитки по відношенню до кута повороту приводного вала машини і відхиленням від цієї функції (рис. 1.1, а).

$$p(\varphi) = p^0 - \xi - \zeta, \quad (1.2)$$

Де  $p^0$  - зміна окружності петлі, - переміщення нитки відносно гальма, стібкок - витягування нитки біля гальма Якщо кути відраховувати від вертикального верхнього положення голкового кривошипа, то функція швейної машини з голкою, що не відхиляється, така, як показано на лінії 1 (рис. 1.1, б). Відрізок лінії має наступні функції (- кут, що відповідає точці на схемі): - зменшення деформації нитки; - переміщення нитки голкою; - утворення петлі; - розширення петлі та її обгортання навколо шпульного колпачка або човника; - вибірка нитки з човника; - затягування стібка і нитки для наступного стібка Подача нитки. Загальний час набирання нитки в таких машинах в 2,0-2,3 рази перевищує загальний час обрізання нитки. Необхідна подача нитки залежить від конструктивних і технічних факторів. До перших відносяться параметри, що характеризують конструкцію інструменту і його механізму, а до других - довжина стібка, товщина деталі, що зшивається, і фізико-механічні властивості нитки і деталі. Основними факторами, що варіюються, є параметри механізму голки на сегменті, параметри човника і його механізму на сегменті, параметри човника, його механізму і механізму подачі нитки на сегменті, технічні фактори і параметри механізму подачі нитки на сегменті. Зі зменшенням довжини стібка, товщини деталі, що зшивається, і подовженням нитки при затягуванні стібка зменшується необхідна подача нитки (лінія «I») (MRMA 24.00.00.000 DT).



а - схема ділянок нитки; б - графіки функцій  $p(\varphi)$  і  $\Sigma L(\varphi)$

Рисунок 1.1 – Схема і графік, що характеризують подачу нитки

Дослідження показали, що рух нитки відносно гальма повинен відбуватися при затягуванні стібка, зменшенні жорсткості нитки і збільшенні її подовження зі збільшенням швидкості швейної машини. Тому функціональний відрізок повинен відповідати максимальному значенню  $p^\circ$ , тобто максимальній довжині стібка, що спостерігається в статичних умовах (мінімальна швидкість швейної машини), товщині деталі, що зшивається, мінімальному подовженню нитки і мінімальній жорсткості нитки і опору гальма. Функціональний сегмент повинен визначатися найвищим гальмівним опором, найнижчою жорсткістю нитки і найвищою швидкістю швейної машини. Фактична подача нитки в машині значно відрізняється від необхідної. Лінії показують великі відхилення від функції і від попереднього зразка нитки (лінія II). Необхідну подачу шнека можна визначити розрахунковим шляхом:

$$p_1 = \xi_{\max}, \tag{1.3}$$



У шторному механізмі вушко F розташоване на важелі, жорстко з'єднаному зі шторою, що хитається; у чотириланковому механізмі штора приводиться в рух кривошипом 1 (рис. 1.2). Кулісний механізм можна синтезувати графоаналітично за положенням коромисла (куліси), а також за допомогою гармонічних рядів. Графоаналітичний метод розв'язання описано нижче. Досвід проектування та експлуатації кривошипно-шатунних механізмів показує, що ці механізми можуть подавати пряжу тільки при великому відхиленні від необхідної подачі. Для зменшення тиску на кінематичну пару і, як наслідок, збільшення довговічності механізму, куліси роблять порожнистими, а важіль подачі пряжі - змінного перерізу.

## 1.2 Класифікація механізмів ниткопритягувачів

Основні конструктивні варіації механізмів намотування нитки наступні [1-5]. Оскільки вушко ниткопритягувача є отвором у голководі, механізм намотування нитки виконується інтегрованим з голководом. Наприклад, в деяких старих моделях швейних машин з вертикальними човниками, розташованими у вигляді шторки з голководом, що рухається поступально, механізм заправки нитки в голку був виконаний саме так. Це пов'язано з тим, що подовжня петля вимагає відносно невеликої верхньої подачі нитки. Заправник нитки має форму важеля, що коливається, з вушком для нитки на кінці, який приводиться в рух циліндричним кулачком. Циліндричні кулачки використовуються тому, що вони забезпечують більш компактний механізм ниткопритягувача, ніж кулачки інших форм. Перевага кулачкового механізму полягає в тому, що він може забезпечити будь-який закон руху вічка ниткопритягувача. Це пов'язано з тим, що в цих машинах, коли подовжений носик човника намотує верхню нитку, подача нитки повинна бути припинена на відносно тривалий час. Найпростіший спосіб забезпечити стабільність петельника - викорис-



Ниткопритягувач - це шатун чотириланкового шарнірного з'єднання, який також є шарнірно-важільним механізмом. Такі шатунні механізми довговічніші, ніж кулісні, де більшому зносу піддається передавальна пара куліс [3]. У чотириланковому з'єднанні різні точки шатуна рухаються по різних траєкторіях, що називається кривою шатуна. Оскільки точки шатуна рухаються зі змінною швидкістю вздовж кривої шатуна, ця характеристика може бути використана для створення механізму захоплення нитки. Для цього ниткопритягувач з'єднується з точкою шатуна, яка рухається вгору приблизно вдвічі швидше, ніж вниз. Типовим прикладом механізму, в якому ниткопритягувачем є шатун чотириланкового шарнірного механізму, є механізм, що використовується в машинах класу 22-А (рис. 1.1).

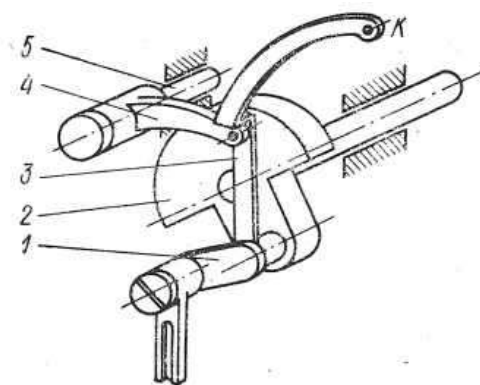


Рисунок 1.3 – Шатунний шарнірно-стержневий механізм ниткопритягувача

Ця траєкторія може гарантувати досить точну подачу верхньої нитки до голки та човника. Він складається з кривошипа противаги 2, подвійного кривошипа і, коромисла 4, вала коромисла 5 і шатуна 5 і є типовим для ниткоукладачів з однією точкою К. Конструктивно описаний механізм намотувача нитки виконаний за одне ціле з механізмом голководу. Спільним для обох є подвійний палець. При обертанні кривошипа шатун механізму, що розглядається, здійснює складний плоский рух і його вістря з вушком нитки описує замкнуту кривошипну криву. Оскільки ниткопритягувач механізму, що рухається по замкнутій кривій, не має мертвих зон і зменшує обрив верх-

ньої нитки, кривошипно-шатунні механізми намотування нитки широко застосовуються в швейних машинах. Якщо вони виконані з високою точністю з використанням голкових підшипників і легкого ниткопритягувача, а також надійно змащені, швидкість обертання шпинделя швейної машини може бути збільшена до 5000 об/хв. Побудова траєкторії руху вушка шатунного шарнірного механізму і визначення його поточної швидкості і прискорення можуть бути виконані за допомогою звичайних інженерних методів. При цьому, крім траєкторії центру вушка, спочатку необхідно визначити вертикальну швидкість  $v_u$ , з якою вушко діє на різьбу. Для цього в окремих положеннях механізму, наприклад, в положенні 2, будується план швидкостей і проектується вектор швидкості розрахункової точки у вертикальному напрямку (рис. 1.4) (рис. 1.4). Передбачається, що пряжа тепер буде подаватися мотальним пристроєм з вертикальною швидкістю  $v_{lj2}$ . Після того, як план швидкостей був підготовлений для всіх 12 положень механізму, послідовно отримані всі вертикальні швидкості  $v_u$  центру вічка мотального пристрою.

					МРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		15

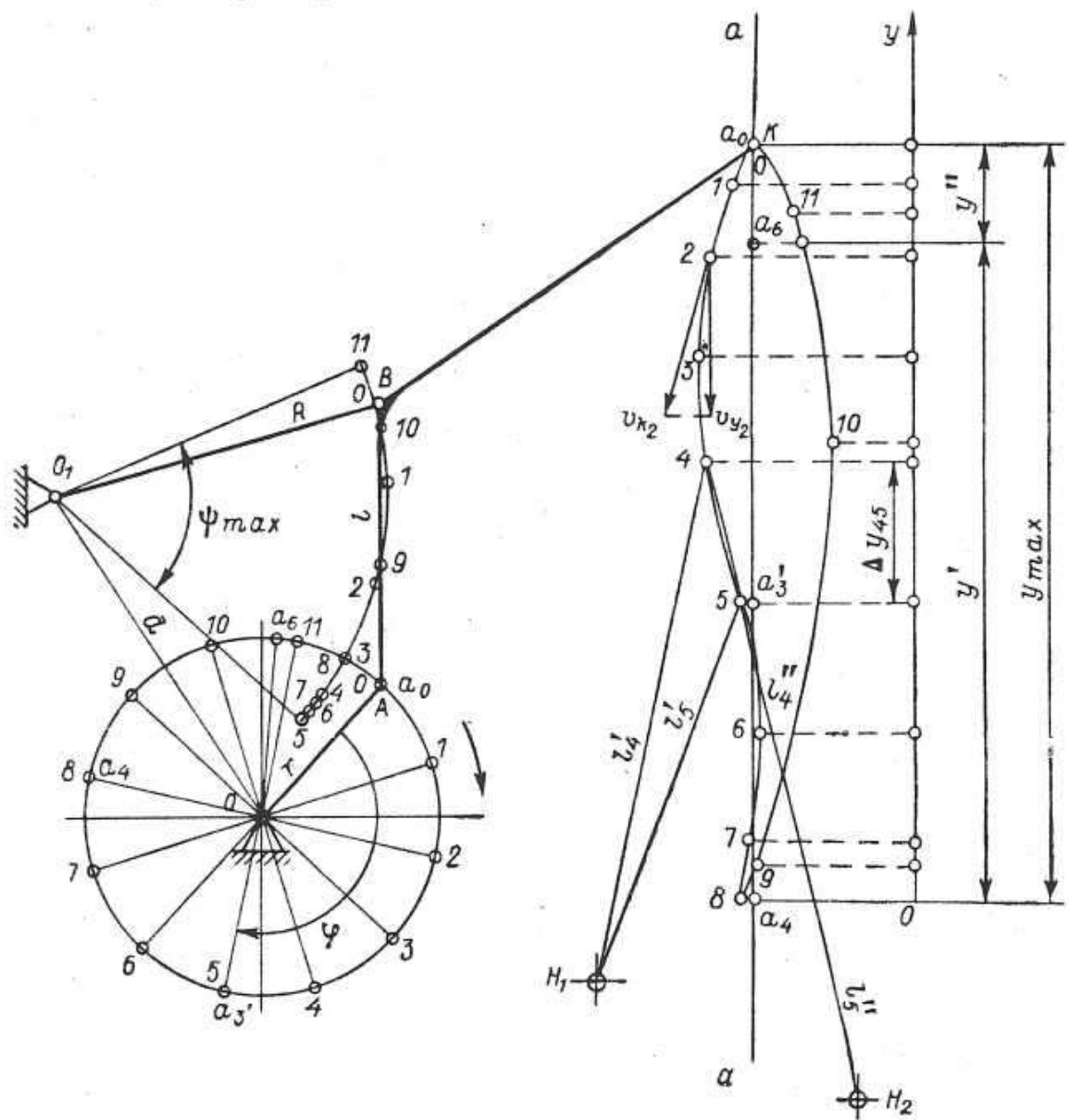


Рисунок 1.4 – Кінематична схема механізму ниткопритягувач машини 22-А кл.

На рисунку 1.5 показано графік зміни вертикальної швидкості  $v_y$  центру К ниткопритягувача на машині класу 22-А з кутом повороту шпинделя  $\phi$ .

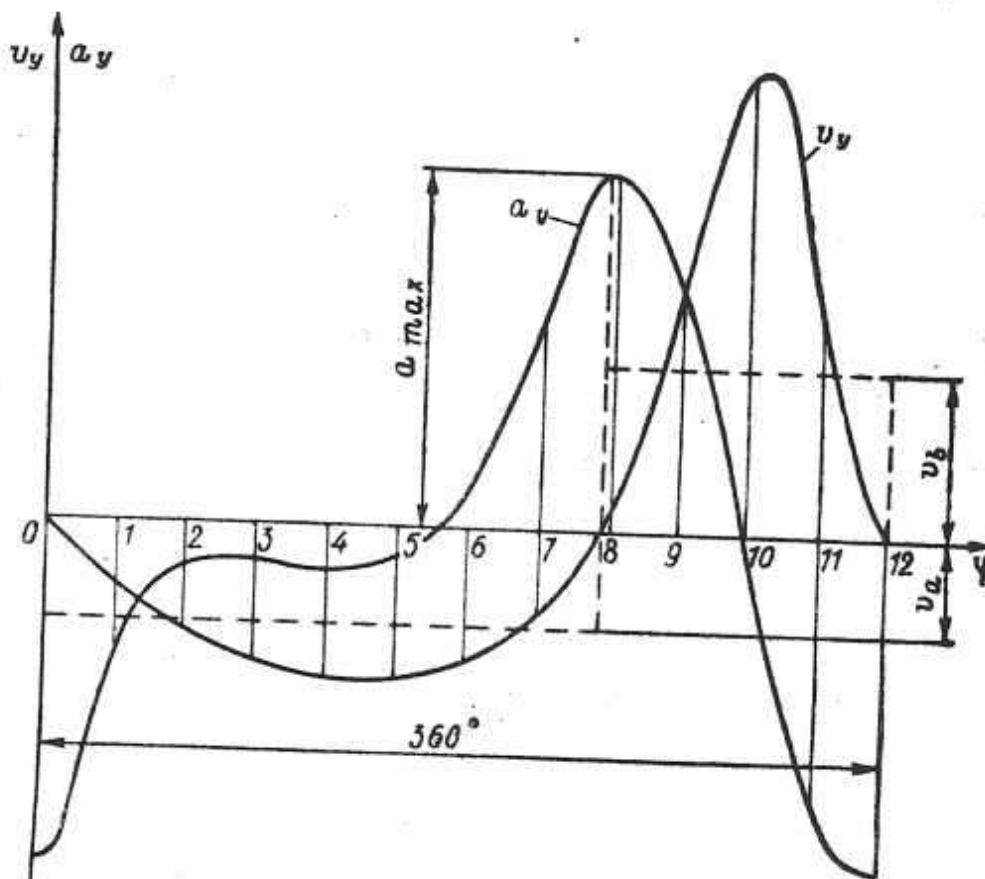


Рисунок 1.5 – Зміна вертикальної швидкості центру вічка ниткопритягувача машини 22-А кл.

Початок графіка збігається з початком низхідного руху ока. У розглянутому механізмі середня швидкість  $v_a$  низхідного руху центру вічка (позначена пунктиром) приблизно вдвічі менша за середню швидкість  $v_b$  його висхідного руху. Таке співвідношення швидкостей вічка намотування нитки неминуче повинно мати місце в машині класу 22-А. Ниткоприймач виконаний у вигляді рівномірно обертового диска з пальцями, на які наноситься верхня нитка [6]. Такий ниткопритягувач називається ротаційним і здійснює один оберт навколо своєї осі. Слід зазначити, що ротаційна намотувальна машина була запропонована і розроблялася паралельно з шарнірно-стержневим типом. На той час існувало два

основних типи: пальчикові та фасонні. Найпростіша ротаційна нитконамотувальна машина пальцевого типу має диск 2, розміщений на шпинделі 4, на якому змонтовано пальцевий ниткопритягувач 2 (рис. 1.6). Верхня нитка проходить через нерухомий нитконапрямник 3, огинає пальцевий ниткотримач 2 голководія і намотується на голку 5. Регулятор натягу верхньої нитки встановлений на тому ж валу, що і ниткопритягувач 2. Для того, щоб описаний вище механізм заправки нитки надійно працював на швейній машині, човник повинен обертатися в три рази швидше, ніж головний вал.

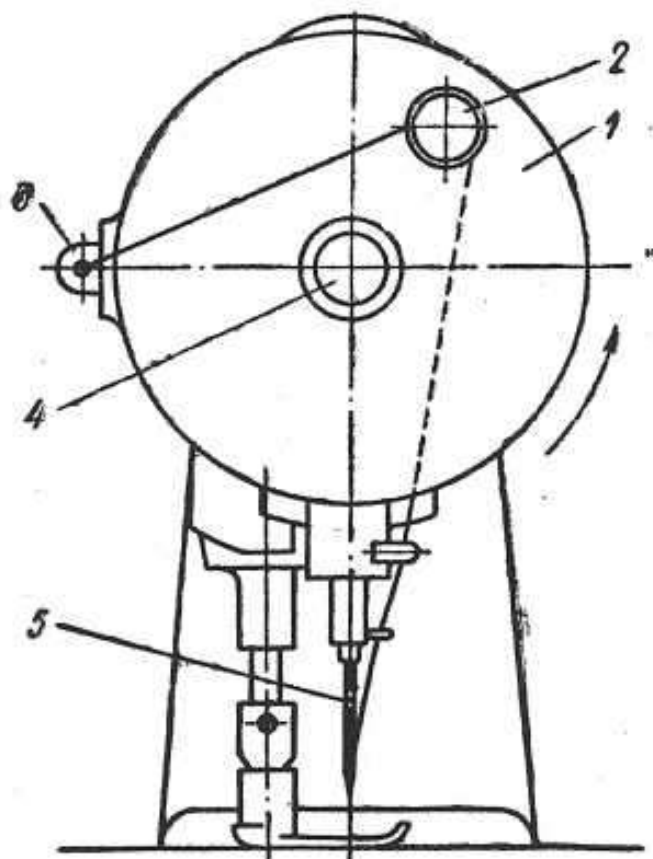


Рисунок 1.6 – Ротаційний однопальцевий механізм ниткопритягувача

Однак, якщо швидкість обертання човника занадто висока, швейна машина швидко виходить з ладу. Крім того, описана нитконамотувальна машина не мала ножа, що виключало можливість намотування верхньої нитки на

пальці нитконамотувача 2. З цих причин від однопальцевого ниткоукладача довелося відмовитися. Введення в конструкцію ротаційної ниткоукладальної машини другого і навіть третього пальцевого ниткоукладача дозволило зберегти передавальне число  $i = 2$  між головним і човниковим валами. Однак, хорошої відповідності між подачею верхньої нитки і її споживанням швейною машиною все одно не було досягнуто. Зі збільшенням кількості перегинів нитки на додаткових пальцях збільшувався обрив нитки. Першим ротаційним голководом, який добре зарекомендував себе, був дводисковий, що використовувався на швейній машині класу 400 Вт фірми Singer (США). Він (рис. 1.7) складався з двох дисків 1 і 10 різних діаметрів, на яких закріплювався ниткопритягувач: обидва диски оберталися в одному напрямку, але швидкість обертання меншого диска 10 була вдвічі більшою, ніж диска 1. Для з'єднання з головним валом 3 великий диск 1 був жорстко закріплений на пальці 2, який одночасно був валом кривошипа механізму голководу. Менший диск 10 був встановлений на додатковому валу 9 і приводився в рух від основного валу 5 за допомогою нековзної пасової передачі зі штапельним ременем з передавальним числом  $i = 2$ . До диска 1 було прикріплено кільце 6 за допомогою різьбових пальців 4 і 5 таким чином, щоб пальці знаходилися між диском і кільцем. Аналогічне кільце 11 було закріплено на диску 10 за допомогою пальців 7 і 8. Крім того, на диску 10 був додатковий наскрізний палець 12.



строї подача нитки і затягування швів здійснюється лише одним пальцевим ниткопритягувачем 1 (рис. 1.8), який жорстко закріплений на зубчастому пасі 4. Ниткопритягувач 1 приводиться в рух двома дисками 15, що обертаються двома зубчастими дисковими барабанами 2 і 3. Диски мають передавальне число  $i = 1$ . Верхній з них отримує рівномірне обертання від головного валу за допомогою шестерні 5.

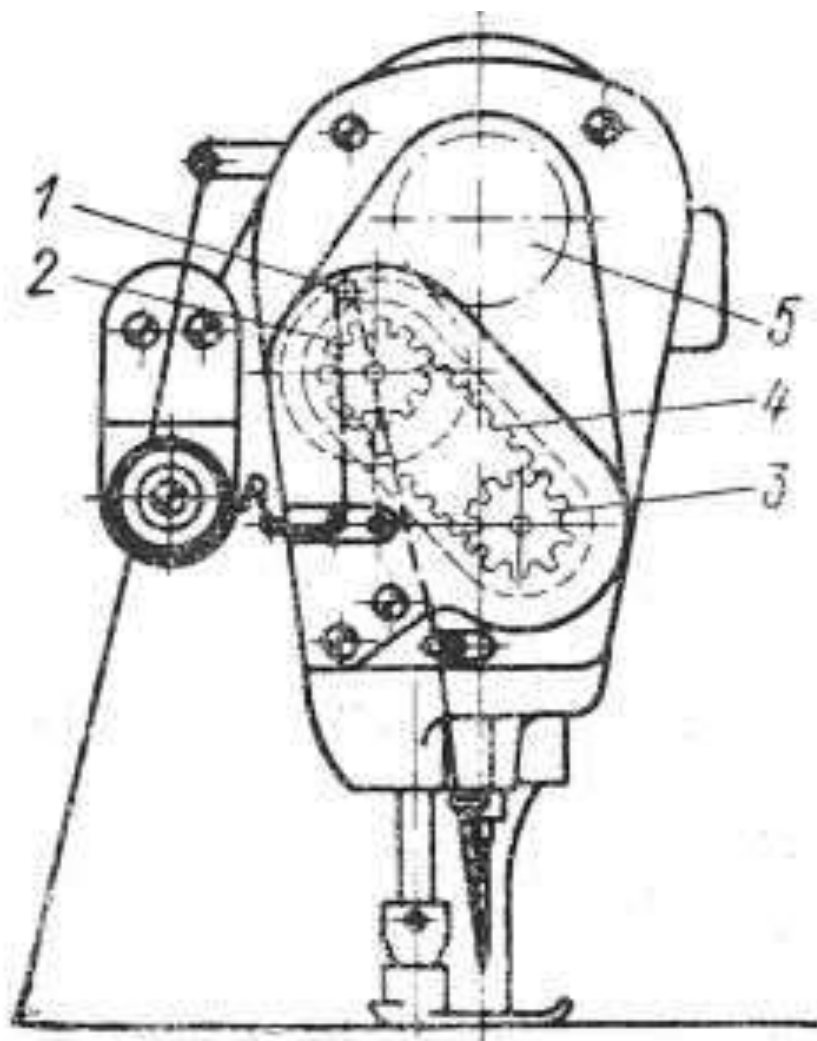


Рисунок 1.8 – Дводисковий однопальцевий ротаційний ниткопритягувач із зубчастим пасом

Схема подачі пряжі, що забезпечується описаним механізмом ниткопритягувача, майже ідентична схемі звичайного шатунного механізму. Однак за допомогою цього механізму можна досягти високих швидкостей, оскільки

відсутні зв'язки з коливальними або складними плоскими рухами. Як ми бачили, за допомогою рівномірно обертового обертового пальця можна узгодити подачу і витрату, просто ускладнивши конструкцію. Додавши нерівномірне обертання пальцевому механізму заправки голкової нитки, можна узгодити подачу і витрату нитки, просто встановивши два пальці на один диск. Такий ротаційний ниткопритягувач з двома пальцями на штуку з нерівномірним обертанням використовується, наприклад, в домашній швейній машині Yuk (Японія). Ниткоукладувач ротаційної форми являє собою рівномірно обертовий диск складного профілю, покритий верхньою ниткою і рухається по краю своєї форми для забезпечення необхідної подачі нитки і закріплення шва. Завдяки правильному профілю ниткоукладувача, незважаючи на його рівномірне обертання, довжина нитки, що подається ниткоукладувачем, може бути більш точно підібрана до довжини нитки, необхідної для голки і човника. У той же час, диск для намотування нитки може бути ідеально збалансований, оскільки він фактично є єдиним обертовим компонентом. Це дозволяє розпошивальним машинам з ниткопритягувачем ротаційного типу виконувати до 6000 стібків на хвилину [7]. Виходячи з наведених вище міркувань, можна представити класифікацію катушок ниток, що використовуються у швейних машинах (рис. 1.9). Відповідно до цієї класифікації всі механізми намотування нитки спочатку поділяються на чотири групи: комбіновані з голководом, кулачкові, шарнірні та ротаційні.

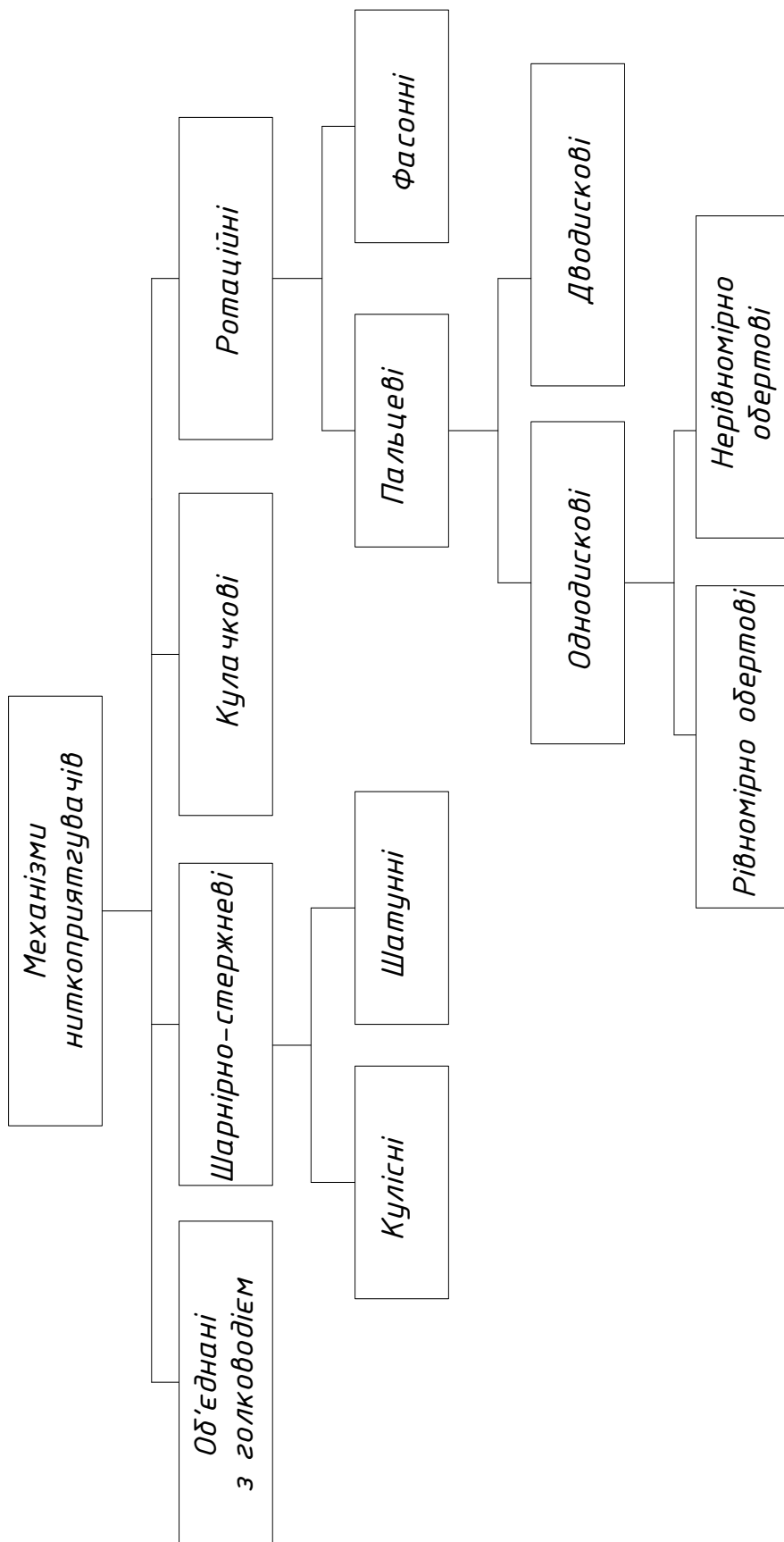


Рисунок 1.9 – Класифікація механізмів ниткопротягувачів

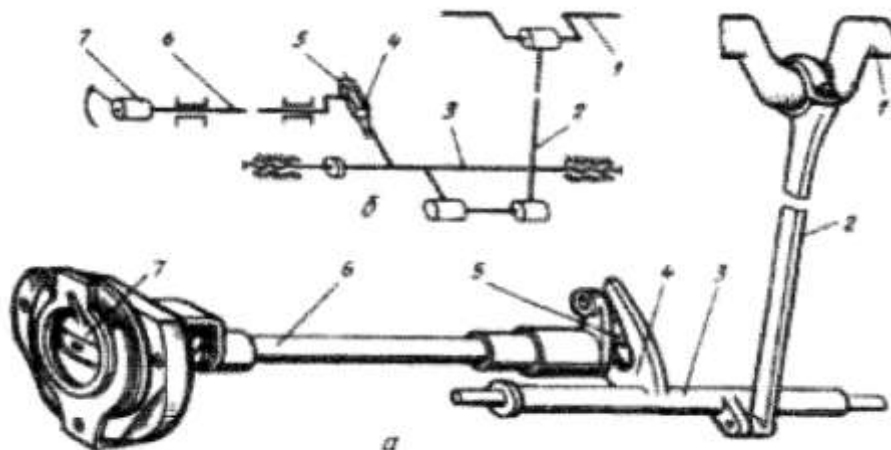
Шарнірні стрижневі ретрактори поділяються на стрижневі ретрактори та шатунні ретрактори. Ниткопідтягувачі з обертовою голкою поділяються на пальцеві та фасціальні. Пальчикові різьбонатягувачі поділяються на однодискові та дводискові. Однодискові ниткопідтягувачі поділяються на з рівномірно та нерівномірно обертовими дисками. Оцінюючи різні конструкції ротаційних механізмів намотування голкової нитки, описані в класифікації, можна стверджувати, що найбільш прийнятною з них є обертова форма. По-перше, такі човники є найпростішими в конструкції, оскільки фактично складаються лише з одного компонента. По-друге, диск ротаційної петлі має відповідний профіль, щоб подача пряжі була співмірною з витратою. По-третє, диски ротаційного петельника можуть бути ідеально збалансовані, що виключає вплив інерційних сил механізму петельника на роботу швейної машини. По-четверте, вартість високошвидкісної швейної машини нижча, ніж при використанні інших конструкцій ниткоукладувачів.

### 1.3 Огляд кулісних механізмів швейних машин

#### 1.3.1 Механізм човника

Відомий човниковий механізм, що складається з шатуна, ролика, повзуна і човника. Обертальний рух головного вала перетворюється в коливальний рух човника за допомогою човникового механізму (рис. 1.10). Рух головного вала перетворюється в коливальний рух ролика 3 за допомогою шатуна 2. Повзун 5, вставлений у вилку 4 коливального ролика, отримує коливальний рух від ролика. Повзун рухається в вилці і приводить в рух човниковий вал 6. На лівому кінці човникового валу знаходиться сепаратор, в який вставляється човник 7. Коли коливальний рух передається від осцилюючих роликів на вал човника, кут повороту човника збільшується. Перевагами такого механізму є то-

чність передачі руху і те, що невеликий оберт приводу забезпечує обертання відомої ланки. До недоліків можна віднести необхідність чіткої взаємодії механізму з іншими механізмами швейної машини і ризик мимовільного гальмування човникового механізму (MRMA 24.00.00.000 DO).



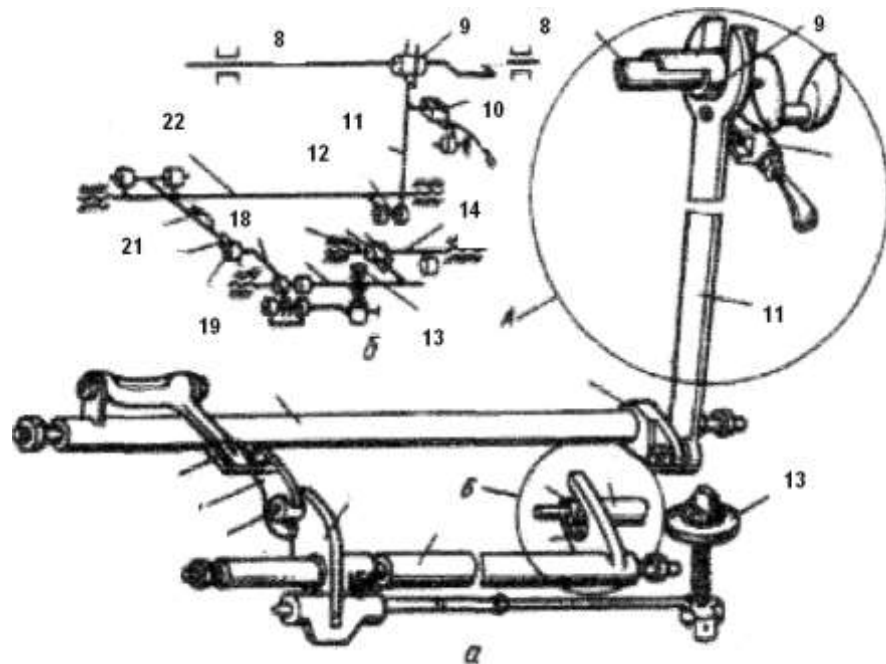
а - вузол човника, б – кінематична схема механізму човника

Рисунок 1.10 - Механізм човника

### 1.3.2 Механізм пересування тканини

Механізм переміщення тканини складається з шатунів, човників, рухомих рейок, роликів і важелів керування строчкою. Механізм переміщення тканини (рис. 2.2) складається з трьох блоків: блоку горизонтального переміщення, блоку вертикального переміщення і блоку лапки. Блок горизонтального переміщення використовує ексцентриковий механізм (а на рис. 1.11) для перетворення обертального руху в зворотно-поступальний або коливальний. У швейних машинах блок горизонтального переміщення (рис. 1.11) включає в себе вал переміщення 22, а вал коромисла 12, з'єднаний з нижньою головкою шатуна 11, отримує рух від головного вала 8 за допомогою ексцентрикового механізму 9. При обертанні головного вала шатун вилки здійснює коливаль-

ний рух.



А-ексцентриковий механізм, Б- кулачковий механізм, а-механізм пересування тканини, б-кінематична схема механізму

Рисунок 1.11 – Механізм пересування тканини

Шатун піднімається, що в свою чергу піднімає коромисло 12 і повертає вал переміщення проти годинникової стрілки. Важіль 20, закріплений на лівому кінці вала, відхиляється разом з валом, відводячи вилку від виконавчого об'єкта. Поздовжнє переміщення рейки 21 регулюється важелем регулятора стібка 10, який з'єднаний з шатуном за допомогою поворотного гвинта і натягнутого на нього повзуна. Повзунок вставлений в паз важеля регулятора стібка. Опускання або підняття важеля змінює величину обертання шатуна, що призводить до значного обертання притискного вала, збільшуючи поздовжнє переміщення рейки і, таким чином, довжину стібка. У вузлі вертикального переміщення для створення обертового руху в замкнутому циклі використову-





кінець стержня гвинтом 48 з'єднаний з повзунком 47, що обертається, за допомогою гвинта 48. До повзуна прикріплений кабель 41 в оболонці 42. Другий кінець троса з'єднаний з важелем 39 за допомогою пружини 40. Важіль обертається на кронштейні 38, розташованому на шарнірному штифті 37. Штифт вкручується в корпус машини. Нижній кінець важеля 39 контактує зі штоком 35 ниткопритягувача натяжного пристрою. При включенні електромагніту шток 49 і повзунок 47 переміщуються вліво. Важіль 39 обертається за годинниковою стрілкою навколо вала 38 за допомогою троса 41. Нижній кінець важеля 39 натискає на шток 35, звільняючи шайбу на натягувачі 34 і послаблюючи голкову нитку. При русі повзунка 47 вліво засувка 45 повертається навколо своєї осі під дією пружини 46 і зачіпає виступ В повзунка 47, фіксуючи в натягнутому стані шайбу натяжителя голкової нитки.

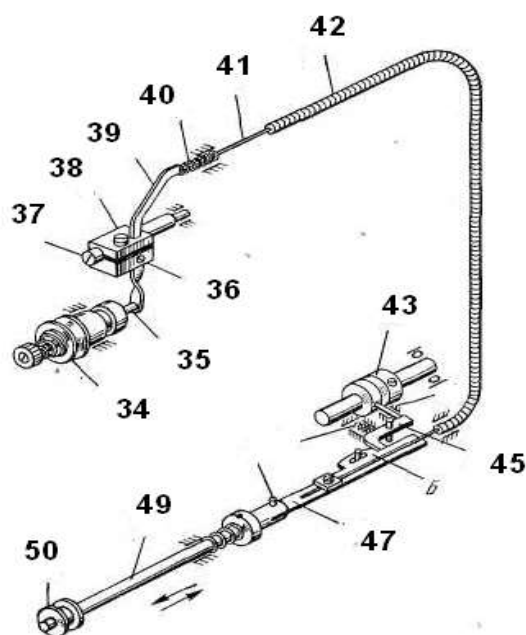


Рисунок 1.13 – Механізм для послаблення голкової нитки

При включенні швейної машини кулачок 43 повертає засувку 45 за допомогою штовхача 44, від'єднуючи її від повзунка, і шайба натяжителя затис-

кає голкову нитку. Кулачок 43 повинен від'єднати засувку 45 від повзунка 47 в момент, коли голка починає проколювати тканину. [2]

### 1.3.5 Механізм човника машини 220-го класу

Розглянемо типовий механізм переміщення човника на швейній машині класу 220 (рис. 1.14). Шатун 52 з кульковою головкою у верхній частині входить в зачеплення з кульковою шийкою кола 58 головного вала 51. Тут кулькова пара використовується замість циліндричної для усунення непаралельності між віссю вала і віссю отвору, що особливо шкідливо при високих швидкостях обертання шпинделя швейних машин. Нижній кінець шатуна шарнірно з'єднаний з горизонтальним плечем кутового важеля 53. На вертикальному плечі кутового важеля у відкритому пазу у вигляді вилки ковзає повзунок (куліса) 54, який сидить на штифті куліси 55.

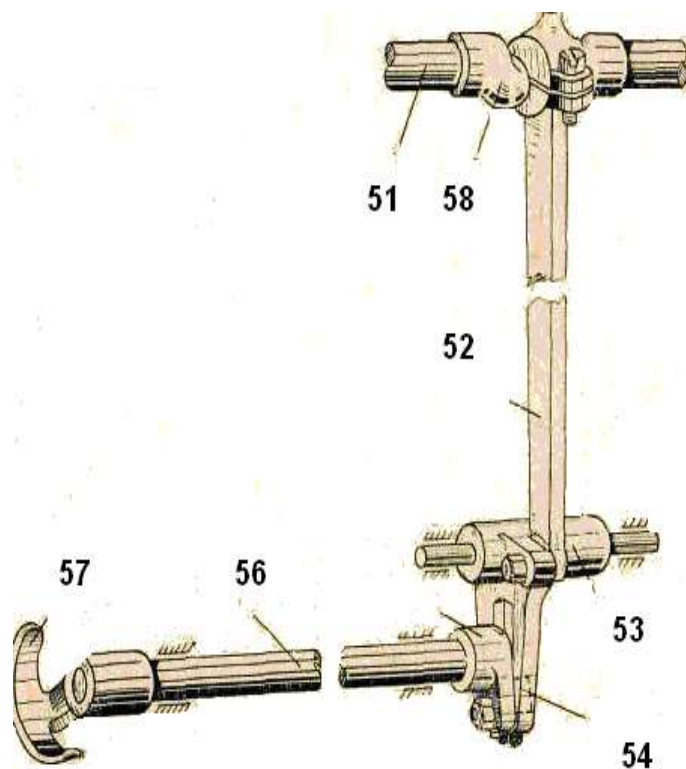


Рисунок 1.14 – Механізм човника машини 220-го класу

Коромисло 55 прикріплене до заднього кінця човникового валу 56, до переднього кінця якого прикріплений човниковий двигун 57. При обертанні кутового важеля 53 повзун 54 переміщується у відкритому пазу і повертає коромисло 55.

Особливістю цього механізму є те, що обертання веденої ланки досягається при невеликому повороті ведучої ланки. Кут повороту вала човника в цьому механізмі не повинен бути занадто великим, оскільки існує ризик самогальмування механізму, якщо кут перевищує  $100^\circ$ .

Човник повинен повертатися на кут  $206-210^\circ$ . Рух передається наступним чином: від коліна головного валу OA і шатуна AB кутовий важіль BCD отримує обертальний рух на  $90-100^\circ$ . Коромисло DE повертається на значно більший кут. Кут повороту коромисла в цьому механізмі не повинен бути занадто великим. Це пов'язано з тим, що при такому куті верхнє положення - це коли коліно OA і шатун AB виходять на лінію, що проходить через центр вала O. Те ж саме відбувається і в нижньому положенні, але тоді A2 знаходиться на нижній стороні кола.

Механізм човника повинен працювати з іншим механізмом машини - голковим. Для цього кривошип голководу повинен бути закріплений на шпинделі з точністю  $\pm 0,5^\circ$  по відношенню до коліна шпинделя, тобто повинен бути встановлений кут зсуву фаз між пальцем кривошипа, голководом і коліном шпинделя. [1]

#### Висновки до першого розділу

У розділі 1 описано технічні проблеми ниткопритягувача, класифікацію механізмів ниткопритягувача та заднього механізму швейних машин. В результаті було сформульовано мету магістерської роботи. Провести аналітичне та чисельне дослідження кривошипно-шатунного механізму ниткоп-

ритягувача швейної машини класу 224 з метою оптимізації його параметрів.

					МРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		32

## 2 РОЗРОБКА МОДЕЛІ КРИВОШИПНО-КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ НИТКОПРИТЯГУВАЧА

### 2.1 Аналіз технічних характеристик швейної машини 224 кл

Технічні вимоги до обладнання наступні:

1.	Частота обертання головного вала, об/хв	до 3000
2.	Довжина стібка, мм	від 1,4 до 3
3.	Відстань між двома паралельними стібками, мм	
-	основна	1,8
-	допоміжна	1,4
4.	Сумарна товщина скріплюваних матеріалів, мм	до 4
5.	Номера голок 0335	75,85,90,100

Двоголкова швейна машина кл. 224 з плоскою платформою призначена для скріплення деталей верху взуття зі шкіри хромового дублення двома паралельними стібками, з довжиною стібка 0,4-3 мм і міжголковою відстанню 1,8 мм. [2] Механізм ниткопритягувача човникового типу широко розповсюджений в сучасних швейних машинах, особливо в двоголкових машинах з вертикальним човником на осі обертання. На рисунку 2.1 показана кінематична схема швейної машини класу 224 (MRMA 24.00.00.000 К3). На рисунку 2.2 зображено механізм петельника швейної машини ПМЗ 224-го класу.

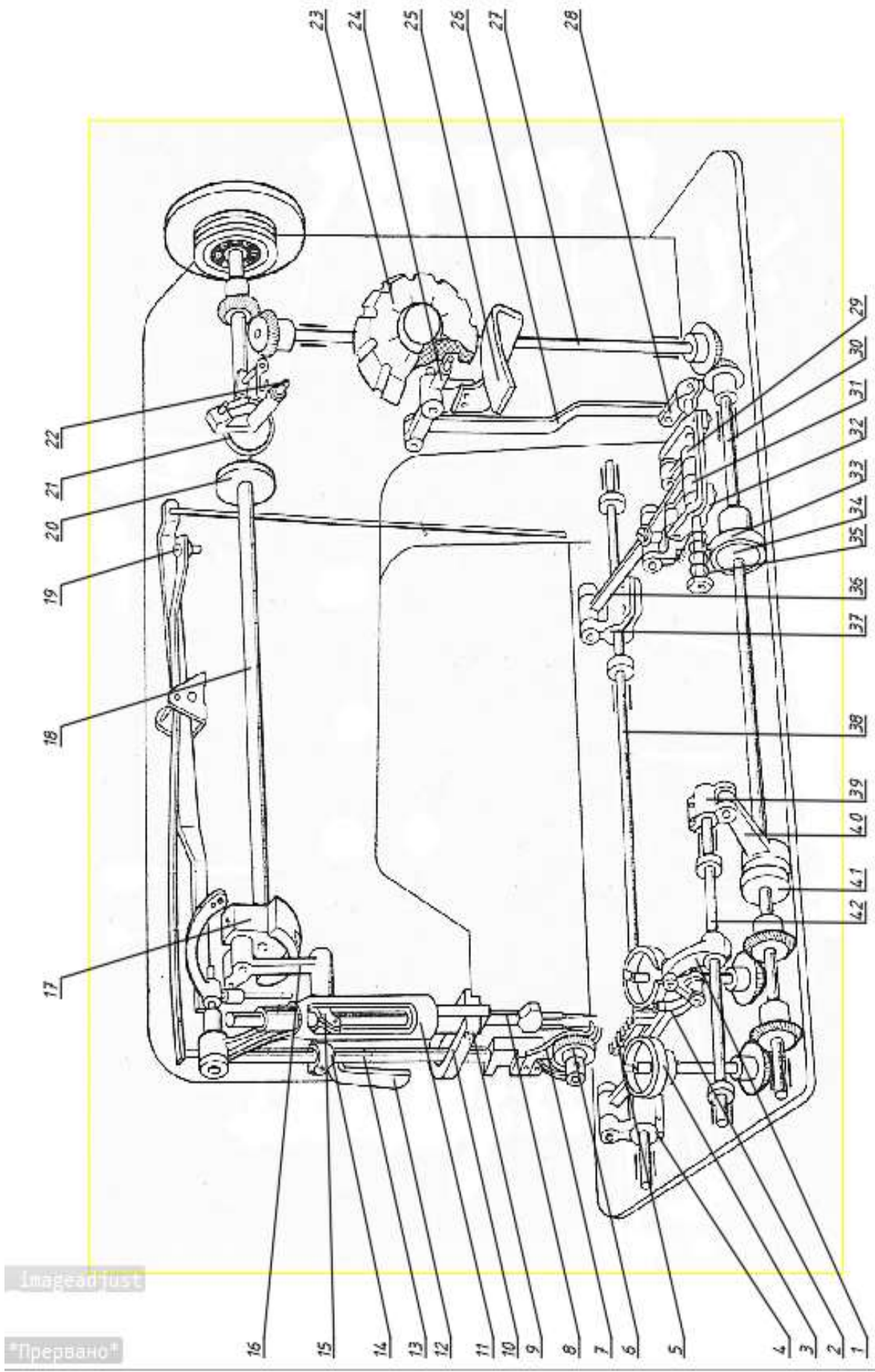


Рисунок 2.1 – Кінематична схема машини 224-го класу

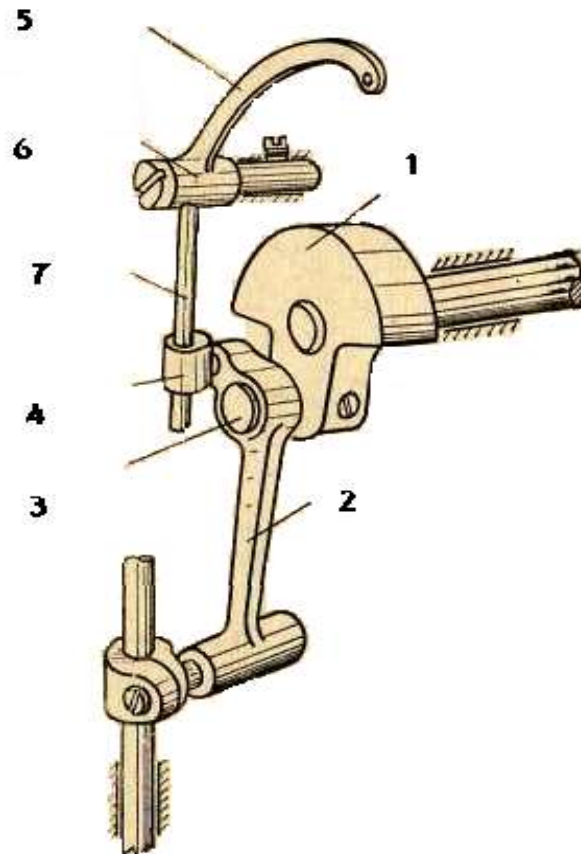


Рисунок 2.2 – Кулісний механізм ниткопритягувача машини 224-го класу

Цей механізм є частиною того ж ланцюжка, що і механізм голки, і тому не може розглядатися окремо від нього. Голковий механізм також є звичайним кривошипно-шатунним механізмом, в якому голководій виконує роль повзунка, а голка закріплена на його нижньому кінці. Кривошип голководу 1 жорстко закріплений на передньому кінці шпинделя з противагою для часткового врівноваження рухомих частин тієї ж форми, що і шарнірний ниткопритягувач. Тут шатун голководу 2 має форму подовженої верхньої головки з двома отворами. Це пов'язано з тим, що ця частина основної функції шатуна голки є також основною частиною механізму заправки нитки в голку. Верхня головка шатуна встановлюється в перший отвір пальця 3 кривошипа голководу, а в другий отвір головки вставляється хвостовик повзунка 4, че-



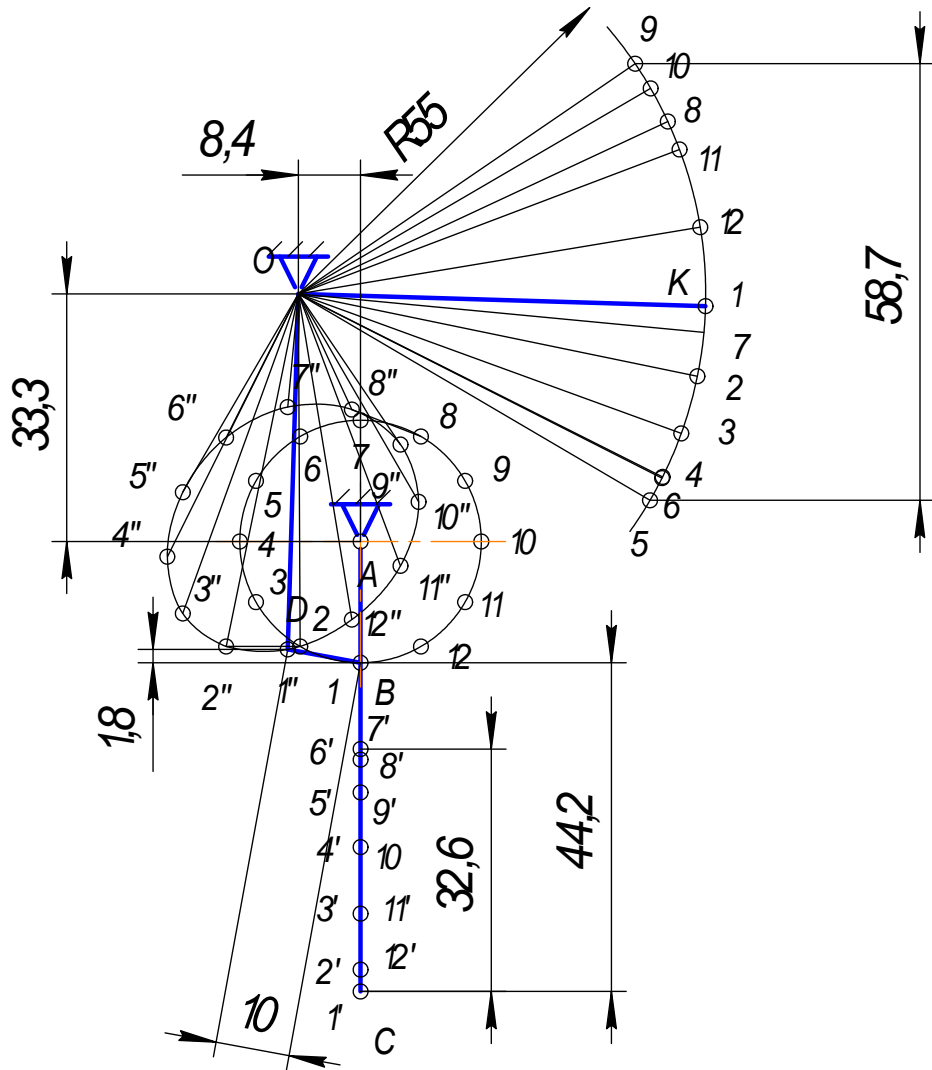


Рисунок 2.3 – Кінематична схема механізму ниткопритягувача машинки 224-го класу

Положення стержня важеля ниткопритягувача визначається при проходженні променя світла в центрі  $O$  хитання важеля через точки  $1', 2', 3' \dots, 12'$ , які визначаються. Дуги  $1, 2, 3, \dots$ . Положення точки  $K$  ока на  $12$  знаходиться на перетині цієї дуги і відрізка  $OK$ . Відрізок  $OK$  підводиться до нижнього плеча  $OD$  важеля під відомим з креслення кутом  $DOK$ , оскільки кут  $DOK$  є постійним. [1]

## 2.2 Побудова кінематичних діаграм

У декартовій системі координат  $s - t$  побудуйте графік лінійного переміщення  $s = s(t)$  за один оберт кривошипа. По вертикальній осі відкладіть лінійне переміщення в точці С повзунка 4, а по горизонтальній осі - час. Довжина відрізка 0-0 становить 192 мм (MRMA 24.00.00.000P1). [3]

Час одного оберту кривошипа, секунди:

$$\dot{\theta} = \frac{60}{n}, \quad (2.1)$$

де  $n$  – кутова швидкість кривошипа,

$$T = \frac{60}{3000} = 0,002.$$

Масштаб часу, с/мм :

$$\mu_t = \frac{\dot{\theta}}{0-0} \quad (2.2)$$

$$\mu_t = \frac{0,002}{192} = 0,000104.$$

3.2.4 Масштаб лінійного переміщення, м/мм :

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}}, \quad (2.3)$$

де  $S_{\max} = 0,326$  мм – максимальне переміщення повзуна 4;

$Y_{\max} = 52,16$  мм – довжина максимальної ординати діаграми переміщень,



$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\dot{I} \cdot \mu_t} \quad (2.5)$$

$$\mu_a = \frac{1,031}{36,09 \cdot 0,000104} = 274,69.$$

Масштаб кутового переміщення, 1/мм:

$$\mu_\varphi = \frac{\mu_v}{\dot{I} \cdot \mu_t}, \quad (2.6)$$

Масштаб кутової швидкості, 1/(мм с):

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\varphi}{\dot{I}_1 \cdot \mu_t}, \quad (2.7)$$

де  $\dot{I}_1 = 18,63$  мм – відрізок взятий з креслення,

$$\mu_\omega = \frac{0,0063}{18,63 \cdot 0,000104} = 3,252.$$

Масштаб кутового прискорення, 1/(мм с):

$$\mu_\varepsilon = \frac{\mu_\omega}{\dot{I}_2 \cdot \mu_t}, \quad (2.8)$$

де  $\dot{I}_2 = 36,24$  мм - відрізок взятий з креслення,

$$\mu_\varepsilon = \frac{3,252}{36,24 \cdot 0,000104} = 862,84.$$





## Висновки до розділу 2

У розділі 2 було проаналізовано технічні характеристики швейної машини 224, розроблено кінематичну схему та модель кривошипно-шатунного механізму ниткопритягувача для подальшого дослідження та оптимізації.

					МРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		43

### 3 КІНЕМАТИЧНИЙ ТА ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ КРИВОШИПНО-КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ НИТКОПРИТЯГУВАЧА

#### 3.1 Методика кінематичного аналізу за допомогою ЦЕОМ

При проектуванні шарнірно-важільних механізмів задачі їх кінематичного та динамічного аналізу вирішуються методами графічного аналізу. Використання цифрових електронно-обчислювальних машин (ЦЕОМ) економить час, підвищує точність аналізу і створює передумови для синтезу механізму з необхідними характеристиками. Відомим методом комп'ютерного кінематичного аналізу є визначення положень усіх шарнірів відповідно до руху рушійних ланок [4]. Розрахунки проводяться за трансцендентними рівняннями, унікальними для кожного механізму. Це створює неоднозначності щодо визначення знаку перед квадратним коренем, кількості квадрантів кута тощо.

Такі неоднозначності значно ускладнюють розробку алгоритмів розв'язання. Дійсно, для кожного механізму доводиться писати трудомісткі програми, і ті ж принципи використовуються в динамічному та кінематичному аналізі деяких плоских механізмів, що застосовуються розробниками пакету PRANCE-PC [6]. Вважається, що деякі найпростіші механізми передають дві узагальнені змінні: швидкість і силу (швидкість і силу, кутову швидкість і момент). Ці змінні пов'язані однаковими трансцендентними рівняннями.

Динамічний вплив проміжних ланок механізму пропонується враховувати шляхом приведення їх маси до вхідної та вихідної ланок, але це знижує точність аналізу. Крім того, при використанні цього методу неможливо оцінити внутрішні динамічні параметри механізму, такі як сили в з'єднаннях, відносні швидкості обертання ланок тощо, які особливо важливо враховувати при аналізі високошвидкісних механізмів [4]. Пакет прикладних програм PRANS-PC (програмне забезпечення для автоматичного проектування гетерогенних сис-

тем), використовується для автоматизації схемотехнічного проектування динамічних систем, що містять елементи з різними фізичними властивостями, такі як гідравлічні, механічні, електричні, пневматичні, електронні та інші компоненти [20]. Пакет дозволяє здійснювати безпосереднє проектування систем, а також створювати математичні моделі (передатні функції та блок-схеми). Зручний інтерфейс і автоматизація передових процедур полегшують безпосередню взаємодію з програмою і дозволяють проектувальникам використовувати знайому термінологію і методи, що значно підвищує ефективність розробки.

Пакет PRANCE-PC підтримує кілька основних функцій: 1. розрахунок часових характеристик - визначення часової залежності параметрів за обраним законом зовнішнього впливу; 2. частотний аналіз - побудова частотних характеристик як у лінійному, так і в логарифмічному масштабі; 3. розрахунок сталого режиму - стаціонарний режим в сталого режимі; 4. спектральний аналіз - визначення спектральних характеристик вихідного сигналу; 5. моделювання статичних досліджень - визначення ймовірностей надійності й допустимих відхилень параметрів; 6. багатовимірний аналіз - виконання серії аналізів, які можуть бути використані в процесі роботи. Крім того, PRANS-PC має зручний інструмент діагностики, модульну структуру, банк даних для зберігання моделей компонентів і функцію динамічного розподілу пам'яті. Закони роботи компонентів задаються рівняннями, що зв'язують струмові та диференціальні величини, які дають змогу розрахувати потужність у системі. Математична модель отримується шляхом об'єднання цих рівнянь із рівняннями топології. Цей програмний пакет є ефективним інструментом для проектування сучасних систем, поєднуючи в собі простоту використання і широкі можливості налаштування. Відомий метод аналізу, заснований на описі шарнірного з'єднання як твердого тіла з масою  $m$  і моментом інерції  $J$  [6]. Положення

шарніра задається вектором із центру мас ланки. Приклад моделі ланки в площинному механізмі показано на рис. 1. Вона представлена таким чином: - ЦМ - центр мас; A, B, C - шарніри; - вектор положення і-го шарніра відносно центру мас; - вектор сили від і-го шарніра; - вектор швидкості і-го шарніра; - кутова швидкість обертання; - рушійний момент. Рух ланки як твердого тіла під дією спільних сил і моментів описується рівняннями руху центру мас після приведення всіх сил до цього центру та обертання ланки навколо центру мас:

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{iX} = m \cdot \frac{dV_{X...M}}{dt},$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} F_{iY} = m \cdot \frac{dV_{Y...M}}{dt},$$

$$\sum_{i=1}^{i=3} M_{Fi...M} + M = J \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (3.1)$$

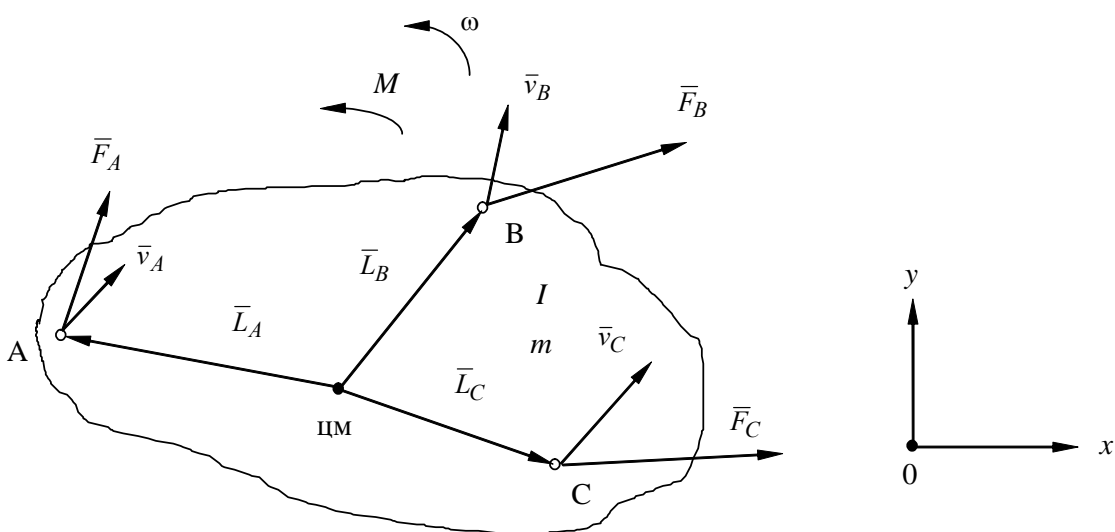


Рисунок 3.1- Модель ланки площинного механізму

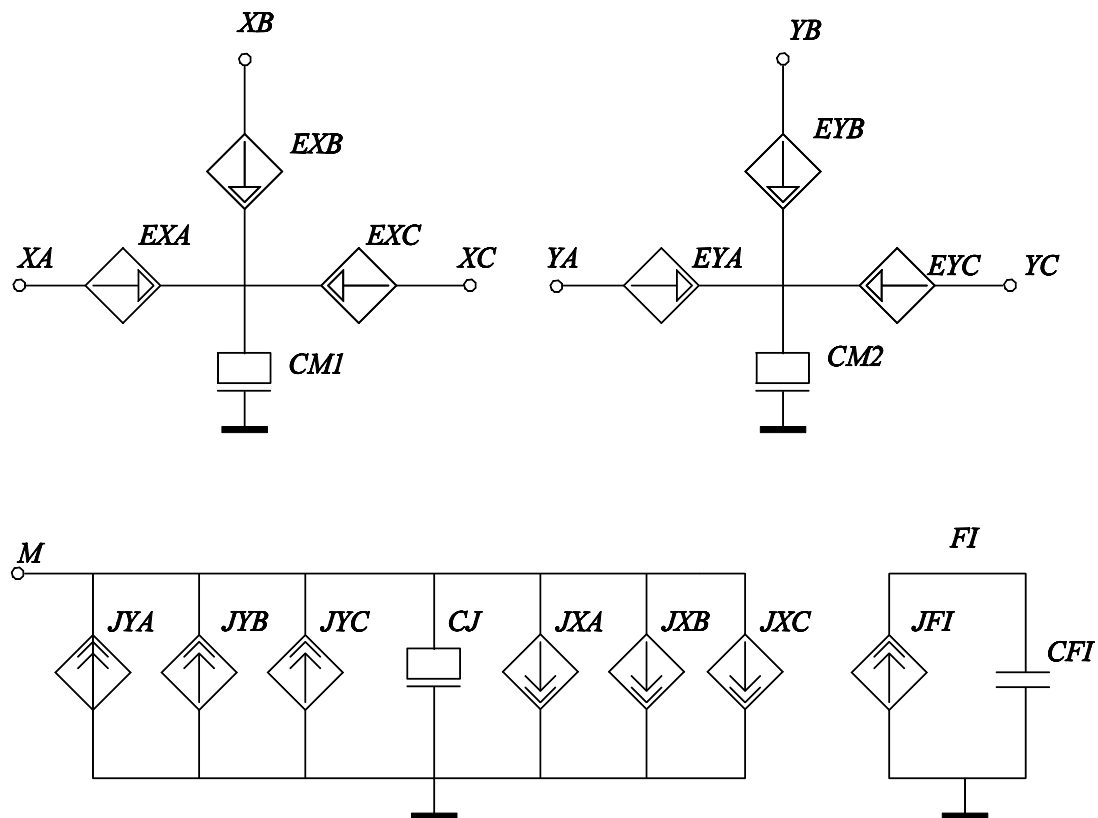


Рисунок 3.2 – Схема заміщення трьохшарнірної ланки площинного механізму для пакета "ПРАНС-ПК"

Програмний комплекс PRANCE-PC дає змогу створити таку універсальну модель людського тіла, вимагаючи лише задати довжину  $L$  векторів шарнірів, початкові значення кутів між ними та координатними осями, масу та момент інерції ланок. Схема заміщення моделі показана на (рис. 4.2). Позначення:  $XI$  - полюс проекції швидкості  $i$ -го шарніра на вісь  $x$ ,  $YI$  - полюс проекції швидкості  $i$ -го шарніра на вісь  $y$ ,  $EXI$  - додаткова швидкість завдяки обертанню навколо центру мас за віссю  $x$   $i$ -го шарніра (дорівнює  $CM1=CM2=m$ ,  $CJ=J$ ,  $M$  - полюс кутової швидкості,  $JXI$  - додатковий момент обертання за рахунок проекції сили  $i$ -го суглоба на вісь  $x$  навколо центру мас (дорівнює  $J$ ),  $JYI$  - додатковий момент обертання за рахунок проекції сили  $i$ -го суглоба на вісь  $y$  навколо центру мас (дорівнює  $J$ ),  $FI$  - полюс кута повороту тіла,  $JFI$  і  $CFI$  - елементи інтегратора для знаходження кута повороту. Моделі доволі складних



якого дорівнює нулю. Потенціал кожного полюса ланки відносно основи дорівнює швидкості переміщення відповідного шарніра відносно стояка вздовж осі або осей; струм між сполученими полюсами двох ланок відповідає силі взаємодії цих ланок уздовж однієї осі. Пари такого типу не розглядаються. Запропоновано деякі особливості використання електричних моделей таких ланок як компонентів плоских механізмів.

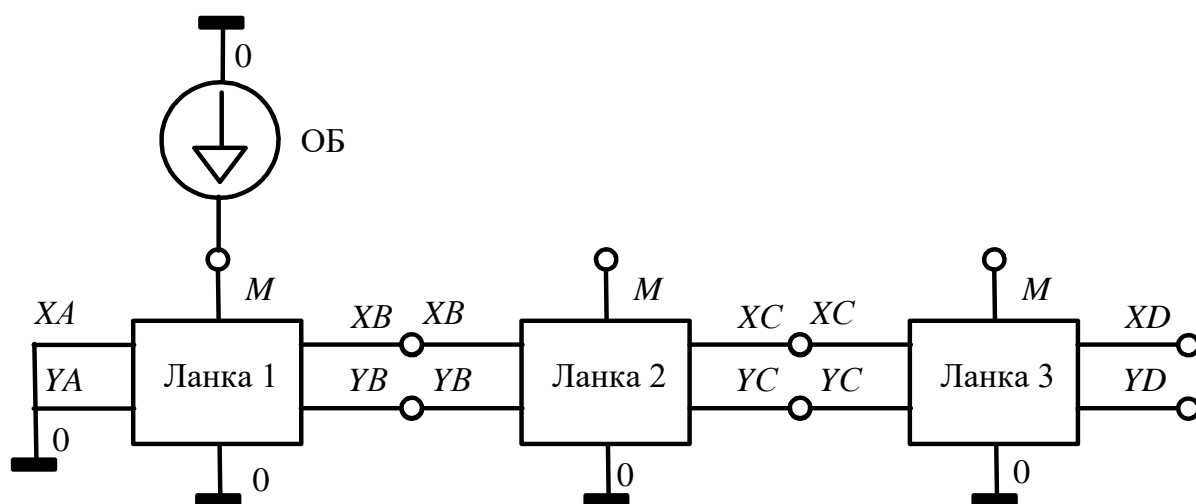


Рисунок 3.3 – Структурна схема чотири ланкового механізму

Під час спроби з'єднати кілька ланок у замкнутий електричний ланцюг у найпростішій моделі чотириланкового механізму програма PRANCE-PC відмовлялася виконувати розрахунок після першого кроку інтегрування змінних моделі. Найімовірніше, це було пов'язано з некоректним округленням змінних струму і різниці в електричній моделі. Розрахунок моделі на комп'ютері ґрунтується на законі Кірхгофа, який свідчить, що сума струмів у вузлі та падіння напруги в замкнутому електричному ланцюзі дорівнює нулю. Таким чином, модель ланки містить у собі джерела напруги, що залежать від ланцюга осьо-

вого переміщення, і джерела струму, що залежать від ланцюга обертального переміщення. Залежність джерел означає, що їхні значення завжди розраховуються за певними суворими і правильними формулами. Говорячи академічною мовою, замикання електричного кола у вигляді моделі ланки повністю відповідає замиканню кола механізму окремими ланками. Однак через неточність розрахунку залежних джерел закон Кірхгофа виконується неточно і рівність, за якої сума змінних дорівнює нулю, не досягається. З цих причин пропонується під час замикання моделі ланки на один електричний ланцюг хоча б одне з'єднання виконувати через залежне джерело струму (не джерело напруги). Що стосується жорсткості такого з'єднання, то з точки зору механіки таке джерело струму (сили) можна визначити як силу пружно-пластичного контакту між двома металевими поверхнями. Ця сила діє на обидві поверхні з великою силою, коли швидкості та положення двох поверхонь різні. Для такого моделювання в PRANS-PC є спеціальні елементи, представлені відповідними джерелами струму. Порівняно з традиційними методами, поширення методу на поступальні пари різних типів плоских механізмів здійснюється таким чином. Найпростіші ланки, які містять хоча б одну ступінчасту пару, можна назвати повзунами з обертальними парами, шторками і повзунами з поступальними парами. Розглянемо фізичну модель повзуна з обертальною парою (а на рис. 3.4) як ланку з мінімальними змінами щодо загальної моделі шарнірної ланки [6]. У цьому випадку рух повзуна відбувається за рахунок реакції шарніра і реакції другого елемента поступальної пари. Різниця в моделюванні зумовлена різними напрямками проєкцій цих реакцій: напрямком проєкції петлі завжди постійний і збігається з напрямком координатних осей, а напрямком проєкції реакції поступальної пари збігається з осьовим напрямком шторки і перпендикулярний йому. Поворот шторки (зміна кута) змінює напрямком останньої. Траєкторія переміщення повзуна змінюється щодо траєкторії переміщення:





```

#ВИМІРЮВАЧІ ЗУСИЛЬ У ШАРНИРІ 2
EFX2 (2XKR, 2XSH)=0;
EFY2 (2YKR, 2YSH)=0;
#ВИМІРЮВАЧ КУТА ПОВОРОТУ КРИВОШИПА
JFIKR (FIKR, 0)=0;
ШАТУН (MSH, 2XSH, 2YSH, 3XSH, 3YSH, FISH, 0)=СП2.ДВШЛАНКА;
#ДО ШАТУНА НЕ ПРИКЛАДЕНИЙ МОМЕНТ
JMSH (MSH, 0)=0;
#ВИМІРЮВАЧ КУТА ПОВОРОТУ ШАТУНА
JFISH (FISH, 0)=0;
#ВИМІРЮВАЧІ ЗУСИЛЬ У ШАРНИРІ 3
EFX3 (2XSH, 3XP1)=0;
EFY3 (2YSH, 3YP1)=0;
ПОВЗУОП1 (MPOVZ1, 3XP1, 3YP1, 4PAR, 4PER, FIP, XPK1, 0)=СП1.ПОВЗУНОП;
#ДО ПОВЗУНА НЕ ПРИКЛАДЕНИЙ МОМЕНТ
JMPOVZ1 (MPOVZ1, 0)=0;
JXPK1 (XPK1, 0)=0;
EFIP (FIP, 0)=1.5708;
#ЖОРСТКИЙ ЗВ'ЯЗОК ШАРНИРА 4 ВЗДОВЖ ВІСІ X
L4X (4PER, 0)=1E-10;
#ВИМІРЮВАЧ ШВИДКОСТІ ПОВЗУНА (ШАРНИР 4)
J4Y (4PAR, 0)=0;
JY4 (0, Y4)=FL (1/UJ4Y);
CY4 (Y4, 0)=1;
EPOVZ (P1, 0)=FL (1/UCY4);
EVIDST (P2, P1)=0.05;
RPP (P2, 0)=1;
EPRP (PRP, 0)=FL (1/UJ4Y);
CPRP (PRP, 0)=1;
#КРИВОШИП ШАТУНА
KRSHAT (MSH, 2XSH, 2YSH, 5XP2, 5YP2, FISH, 0)=СП3.ДВШЛАНКА;
# КАМІНЬ КУЛІСИ
ПОВЗУОП2 (MPOVZ2, 5XP2, 5YP2, 5PAR5, 5PER, FIK, XPK2, 0)=СП2.ПОВЗУНОП;
# ДО ПОВЗУНА НЕ ПРИКЛАДЕНИЙ МОМЕНТ
JMPOVZ2 (MPOVZ2, 0)=0;
J00 (5PAR5, 5PAR)=0;

```

```

JFIP2 (FIK, 0) = 0;
КУЛІСАПО (МКUL, 5PAR, 5PER, 6ХК, 6УК, FIK, ХРК2, 0) = СП1 . КУЛІСАПО;
JKUL (МКUL, 0) = 0;
JFIKUL (FIK, 0) = 0;
# ЗАМИКАННЯ ОПОРИ КУЛІСИ НА КОРПУС
L6ХК (6ХК, 0) = 1E-10;
L6УК (6УК, 0) = 1E-10;
JХРК (ХРК2, 0) = 0; #
КРКУЛ (МКUL, 6ХК, 6УК, 7ХК, 7УК, FIKRKUL, 0) = СП4 . ДВШЛАНКА;
J7ХК (7ХК, 0) = 0;
JX7ХК (0, X7ХК) = FL (1/UJ7ХК);
CX7ХК (X7ХК, 0) = 1;
J7УК (7УК, 0) = 0;
JY7УК (0, Y7УК) = FL (1/UJ7УК);
CY7УК (Y7УК, 0) = 1;
JFIKRKUL (FIKRKUL, 0) = 0;
E0 (10, 0) = 17.101E-3;
EY (10Y, 10) = FL (1/UCY7УК);
EYN1 (N1Y, 10Y) = -60.5E-3;
EYN2 (N2Y, N1Y) = -100E-3;
JY (10Y, 0) = 0;
JY1 (N1Y, 0) = 0;
JY2 (N2Y, 0) = 0;
E1 (11, 0) = 46.985E-3;
EX (11X, 11) = FL (1/UCX7ХК);
JX (11X, 0) = 0;
R111 (12, 0) = 1;
J251 (0, 12) = F502 (/UJY1, UJX);
J252 (0, 12) = F502 (/UJY2, UJX);
МОДЕЛЬ ДВШЛАНКА (M, 1VX, 1VY, 2VX, 2VY, FI, 0);
CMX (XV, 0) = МАСА;
CMY (YV, 0) = МАСА;
# МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ
CB (M, 0) = МОМЕНТ_ІН;
# ДОДАТКОВІ ШВИДКОСТІ ШАРНИРІВ ЗА РАХУНОК ОБЕРТАННЯ
ЛАНКИ E1X (XV, 1VX) = F501 (L1, FI1X, 0/UCB, UCFI);

```

```

E2X(XV,2VX)=F501(L2,FI2X,0/UCB,UCFI);
E1Y(YV,1VY)=F501(L1,FI1X,1/UCB,UCFI);
E2Y(YV,2VY)=F501(L2,FI2X,1/UCB,UCFI);
# ЗУСИЛЛЯ ШАРНІРІВ - ОБЕРТАЮТЬ ЛАНКУ
# КУТИ - ДИВИСЬ ВИЩЕ
JB1Y(0,M)=F501(L1,FI1X,1/IE1Y,UCFI);
JB2Y(0,M)=F501(L2,FI2X,1/IE2Y,UCFI);
JB1X(0,M)=F501(L1,FI1X,0/IE1X,UCFI);
JB2X(0,M)=F501(L2,FI2X,0/IE2X,UCFI);
# КУТ ПОВОРОТУ ЛАНКИ НАВКОЛО ЦЕНТРУ МАС
JFI(0,FI)=FL(1/UCB);
CFI(FI,0)=1;
# ПОВЗУН - ОБЕРТОВА ПАРА - ПОСТУПАЛЬНА ПАРА
# FIK - КУТ НАХИЛУ ВІСІ ПОСТУПАЛЬНОЇ ПАРИ (ВІД ЦЕНТРУ # -
# ДО ВІСІ X В РАДІАНАХ
# ВУЗЛИ VX И VY - ОБ. ПАРА ВЗДОВЖ ВІСЕЙ X I Y
# PAR - ВУЗОЛ ШВИДКОСТІ ВЗДОВЖ ВІСІ ПОСТУПАНОЇ ПАРИ
# PER - ВУЗОЛ ШВИДКОСТІ ПЕРПЕНД. ВІСІ ПОСТ. ПАРИ (НА # 90
ПРОТИВ #ПАРАМЕТРИ - МАСА - МАСА ПОВЗУНА, МОМЕНТ_IH - МОМЕНТ
ІНЕРЦІІ;
МОДЕЛЬ ПОВЗУНОП(M,1VX,1VY,PAR,PER,FIK,XPK,0);
CMX(XV,0)=МАСА;
CMY(YV,0)=МАСА;
# МОМЕНТ ІНЕРЦІІ ЛАНКИ
CB(M,0)=МОМЕНТ_IH;
E1X(XV,1VX)=F501(L1,FI1X,0/UCB,UCFI);
E2X(XV,2VX)=F501(L2,FI2X,0/UCB,UCFI);
E1Y(YV,1VY)=F501(L1,FI1X,1/UCB,UCFI);
E2Y(YV,2VY)=F501(L2,FI2X,1/UCB,UCFI);
# ЗУСИЛЛЯ ШАРНІРІВ - ОБЕРТАЮТЬ ЛАНКУ
# КУТИ - ДИВИСЬ ВИЩЕ
JB1Y(0,M)=F501(L1,FI1X,1/IE1Y,UCFI);
JB2Y(0,M)=F501(L2,FI2X,1/IE2Y,UCFI);
JB1X(0,M)=F501(L1,FI1X,0/IE1X,UCFI);
JB2X(0,M)=F501(L2,FI2X,0/IE2X,UCFI);
# КУТ ПОВОРОТУ ЛАНКИ НАВКОЛО ЦЕНТРУ МАС

```

```

JFI (0, FI) = FL (1/UCB) ;
CFI (FI, 0) = 1;

# ВИМІРЮВАЧ КУТА ПОВОРОТУ
JFIK (FIK, 0) = 0;
# ЗУСИЛЛЯ НА ВХІДНОМУ ШАРНІРІ ВЗДОВЖ ВІСЕЙ X I Y
JVX (2VX, 0) = F504 (-1, 1/IEPAR, IEPER, UJFIK) ;
JVY (2VY, 0) = F504 (-1, -1/IEPER, IEPAR, UJFIK) ;
# ШВИДКОСТІ ПОСТУПАЛЬНОЇ ПАРИ
EPER (PER, 0) = F504 (1, -1/UJVV, UJVX, UJFIK) ;
EPAR (PAR, 0) = F504 (1, 1/UJVX, UJVY, UJFIK) ;
JXPK (0, XPK) = FL (1/UEPAR) ;
CXPK (XPK, 0) = 1;
МОДЕЛЬ КУЛІСАПО (M, PAR, PER, 2VX, 2VY, FIK, XPK, 0) ;
CMX (XV, 0) = MASA;
CMY (YV, 0) = MASA;
CB (M, 0) = МОМЕНТ_ИН; E1X (XV, 1VX) = F501 (L1, FI1X, 0/UCB, UCFI) ;
E2X (XV, 2VX) = F501 (L2, FI2X, 0/UCB, UCFI) ;
E1Y (YV, 1VY) = F501 (L1, FI1X, 1/UCB, UCFI) ;
E2Y (YV, 2VY) = F501 (L2, FI2X, 1/UCB, UCFI) ;
JB1Y (0, M) = F501 (L1, FI1X, 1/IE1Y, UCFI) ;
JB2Y (0, M) = F501 (L2, FI2X, 1/IE2Y, UCFI) ;
JB1X (0, M) = F501 (L1, FI1X, 0/IE1X, UCFI) ;
JB2X (0, M) = F501 (L2, FI2X, 0/IE2X, UCFI) ; JFI (0, FI) = FL (1/UCB) ;
CFI (FI, 0) = 1;
JXPK (XPK, 0) = 0;
# ЗМІЩЕННЯ ТОЧКИ КОНТАКТУ
E1XP (1VX, X) = F507 (УГ_НАПРО, 0/UCB, UCFI, UJXPK) ;
# КУТ_НАПРО - КУТ НАПРАВЛЯЮЧОЇ
# НАЧАЛЬНИЙ ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ X (X, НАПР) ПРОТИВ ЧС ПАРАМЕТР
МОДЕЛИ E1YP (1VY, Y) = F507 (УГ_НАПРО, 1/UCB, UCFI, UJXPK) ;
JB1XP (0, M) = F507 (КУТ_НАПРО, 0/IE1XP, UCFI, UJXPK) ;
JB1YP (0, M) = F507 (КУТ_НАПРО, 1/IE1YP, UCFI, UJXPK) ;
# ПОВОРОТ (ВХ1, ВХ2, ВИХ1, ВИХ2, FIK, 0) ;
JFIK (FIK, 0) = 0;
EFIK0 (FIK, FIKDOP) = УГ_НАПРО;
EFIKPOV (FIKDOP, 0) = FL (1/UCFI) ;

```

```

# УСИЛИЯ НА ВХОДЕ
JBX1 (PAR, 0)=F504 (-1, -1/IEBIX1, IEBIX2, UJFIK);
JBX2 (PER, 0)=F504 (-1, 1/IEBIX2, IEBIX1, UJFIK);
# ШВИДКОСТІ НА ВХОДІ
EBIX1 (X, 0)=F504 (1, -1/UJBX1, UJBX2, UJFIK);
EBIX2 (Y, 0)=F504 (1, 1/UJBX2, UJBX1, UJFIK);
СПИСОК СП1.ДВШЛАНКА; # КРИВОШИП
МАСА=274E-3; МОМЕНТ_ІН=80.7E-6;
L1=0.0381; L2=0.0055;
FI1X=90; FI2X=90;
СПИСОК СП2.ДВШЛАНКА; # ШАТУН
МАСА=12E-2; МОМЕНТ_ІН=4.3E-6;
L1=0.0221; L2=0.0221;
FI1X=90; FI2X=-90;
СПИСОК СП3.ДВШЛАНКА; # КРИВОШИП ШАТУНА
МАСА=5.4E-3; МОМЕНТ_ІН=1.14E-6;
L1=0.005; L2=0.005;
FI1X=-10.37; FI2X=169.63;
СПИСОК СП1.КУЛІСАПО; # КУЛІСА
МАСА=7.058E-3; МОМЕНТ_ІН=3.236E-6;
L1=0.0241; L2=0.0241;
FI1X=-100.37; FI2X=79.63;
УГ_НАПРО=-1.751787;
СПИСОК СП1.ПОВЗУНОП; # ГОЛКОВОДІЙ
МАСА=0.145; МОМЕНТ_ІН=1.56E-5;
L1=0; L2=0;
FI1X=0; FI2X=0;
СПИСОК СП2.ПОВЗУНОП; # ПОВЗУН КУЛІСИ
МАСА=0.0184; МОМЕНТ_ІН=1.67E-5;
L1=0; L2=0;
FI1X=0; FI2X=0;
СПИСОК СП4.ДВШЛАНКА; # КРИВОШИП КУЛІСИ
МАСА=1.23E-2; МОМЕНТ_ІН=2.1E-6;
L1=0.025; L2=0.025;
FI1X=-160; FI2X=20;

```

&&

ЗАВДАННЯ

АЧХ;

КОНСТАНТА, ТМАКС=2E-2, МІНКРОК=2E-4, ПОЧГРАФ=4E-4, ДИСКГРАФ=2E-5,  
КІЛЬКРОК=1500000, ПОРЯДОК=-6;

КРЕСЛЕННЯ, ІЕФХ=РЕАКОПХ, ІЕФУ=РЕАКОПУ (-90);

КРЕСЛЕННЯ, ІЕФУ (ІЕФХ);

КРЕСЛЕННЯ, ІJBX2.КУЛІСАПО=ЗУСПЕРКУ, ІЕРЕР.ПОВЗУОП1=ЗУСПЕРГО;

КРЕСЛЕННЯ, УСFІ.КУЛІСАПО=КУТКУЛ;

КРЕСЛЕННЯ, УСВ.КУЛІСАПО=КУТШВКУЛ;

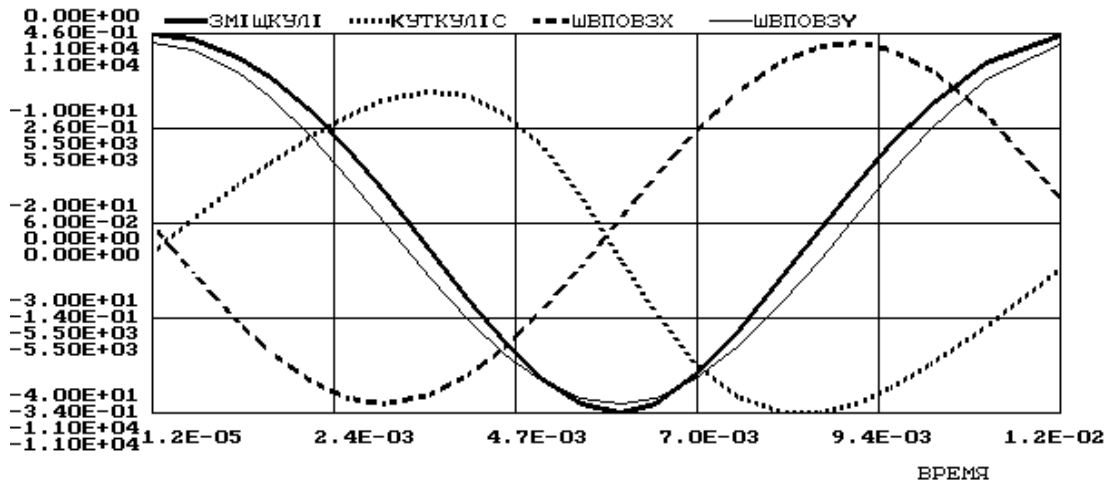
КРЕСЛЕННЯ, ІСРІСК=КУТПРКУЛ;

КРЕСЛЕННЯ, ІЕХХК, ІЕУУК;

&&

КІНЕЦЬ

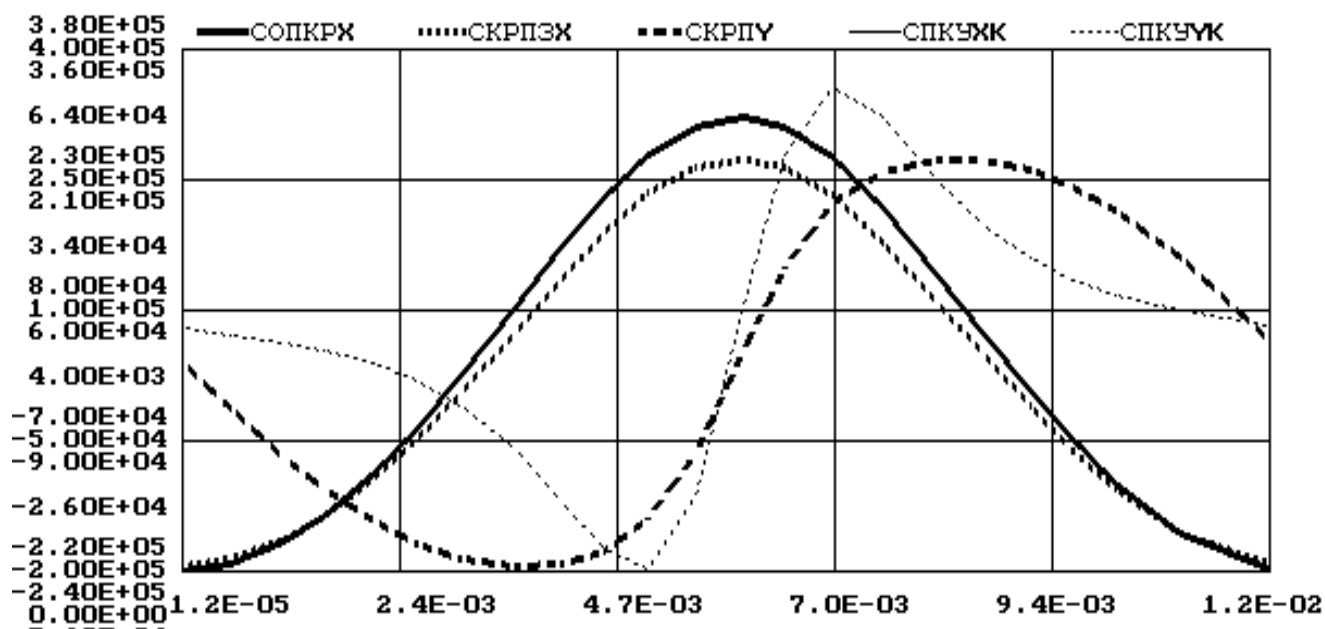
Результати кінематичних розрахунків кривошипно-кульісного механізму  
приведені на рисунку 3.6



ЗМІЩКУЛІ – зміщення повзуна вздовж кульіси, КУТКУЛІС – кут поворо-  
ту кульіси, ШВПОВЗХ – швидкість повзуна вздовж вісі Х, ШВПОВЗУ – швид-  
кість повзуна вздовж вісі У

Рисунок 3.6 – Результати кінематичних розрахунків кривошипно-кулісного механізму

Результати динамічних розрахунків кривошипно-кулісного механізму приведені на рисунку 3.7



СОПКРХ – сила взаємодії кривошипа з опорою вздовж вісі Х, СКРПЗХ – сила взаємодії кривошипа з повзуном у шарнірі вздовж вісі Х, СКРПУ – сила взаємодії кривошипа з повзуном у шарнірі вздовж вісі Y, СПКУХК – сила взаємодії повзуна з кулісою вздовж направляючої, СПКУУК – сила взаємодії повзуна з кулісою перпендикулярно направляючої

Рисунок 3.7 – Результати динамічних розрахунків кривошипно-кулісного механізму

Залежність сили (в ньютонах) на опорі шпинделя від проекції осі x (РЕАКЦІЯ) і осі y (РЕАКЦІЯ) за час одного оберту (с), годограф сили (в ньютонах) на один оберт опори шпинделя, залежність сили (F) між каменем і нитяною шторкою в ньютонах від часу одного обороту (с) і залежність сили (F) між голковою планкою та напрямною Залежність сили (F) між голковим

стрижнем і напрямною в ньютонах від часу (у секундах) одного обороту наведено на малюнках 3.8 - 3.11 відповідно.

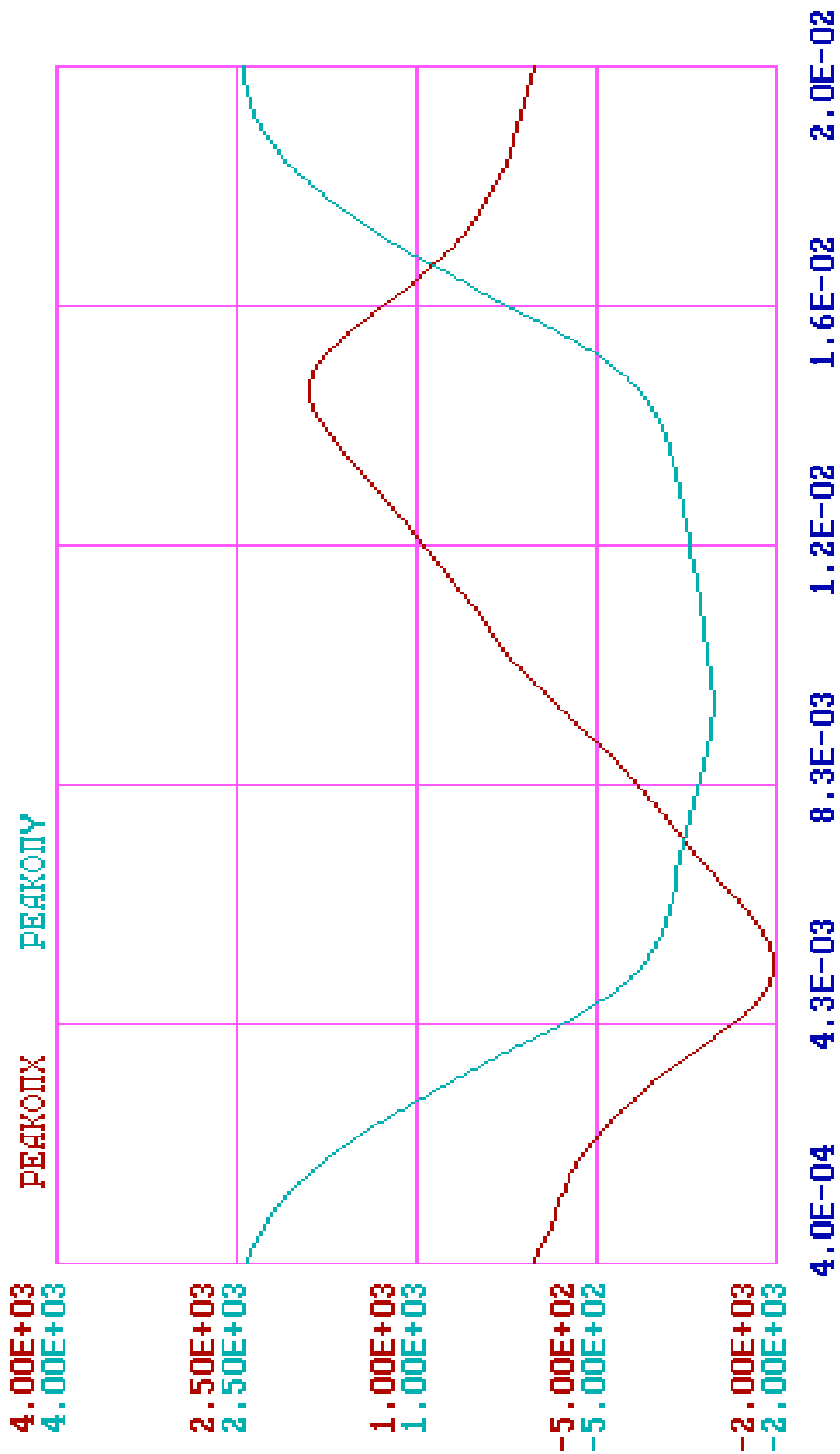


Рисунок 3.8 Залежності проєкції на вісь X (REAКOПX) та на вісь Y (REAКOПY) зусилля реакції опори головного вала в ньютонах від часу одного обороту в секундах

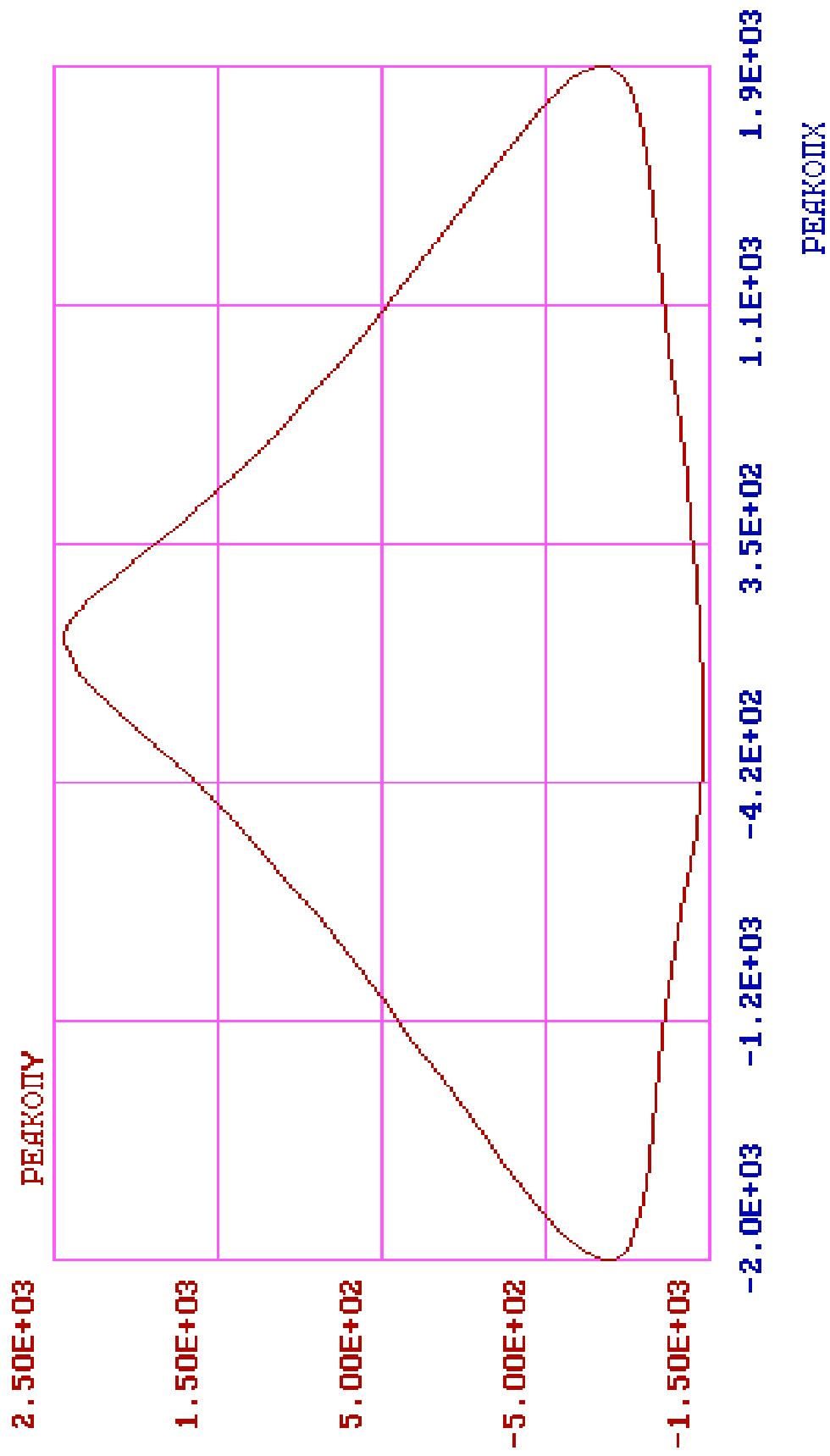


Рисунок 3.9 Годограф реакції опори головного вала в ньютонгах на одному оберті

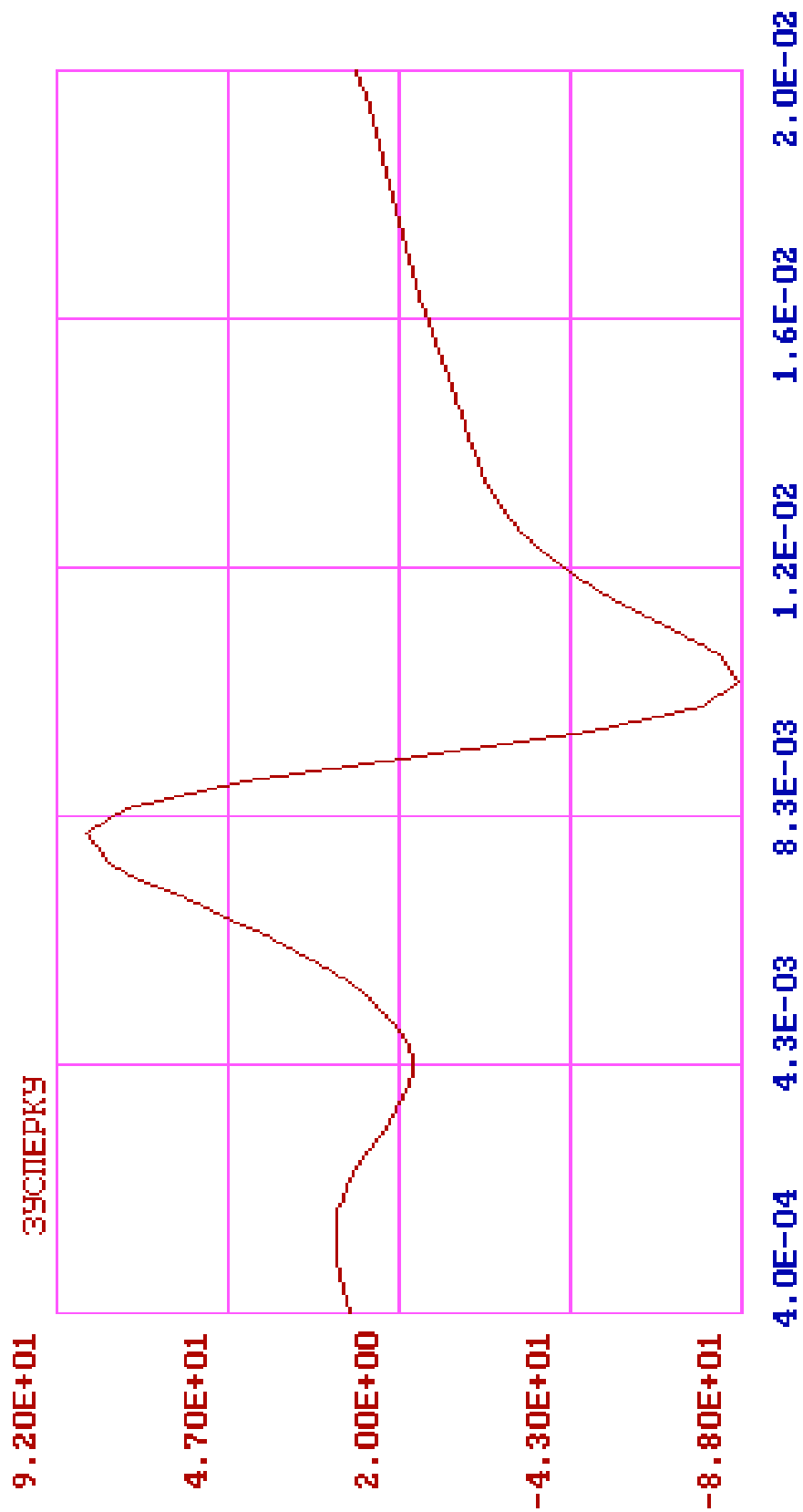


Рисунок 3.10 Залежність зусилля (ЗУСПЕРКУ) між каменем та кулісою ниткопритягувача в ньютонгах від часу одного оберту в секундах

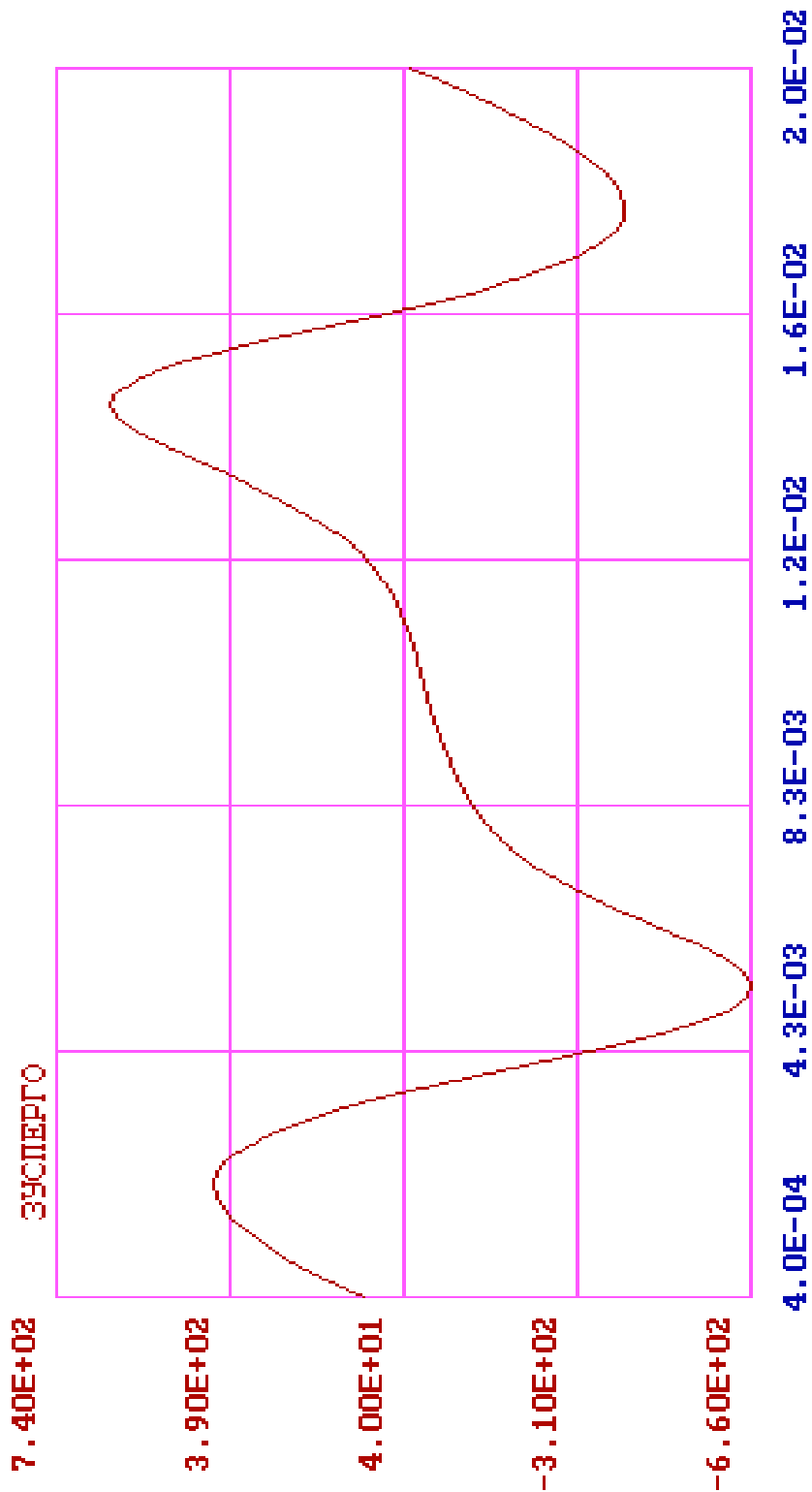


Рисунок 3.11 Залежність зусилля (ZUSPERGO) між голководієм та направляючою в ньютонках від часу одного оберту в секундах

Отримані дані вказують необхідність подальшого аналізу кривошипно-кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини 224 кл.

## Висновки до третього розділу

У розділі 3 розглядається методика кінематичного і динамічного аналізу за допомогою ЕОМ, розробляється програма кінематичного і динамічного аналізу схеми заміни механізму і кривошипно-шатунного механізму нитковтягача, а також на основі отриманих результатів проводиться подальший аналіз кривошипно-шатунного механізму нитковтягача швейної машини 224 класу, показана необхідність оптимізації його технічних параметрів.

					МРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		64

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Швейне виробництво займає важливу нішу в легкій промисловості. У зв'язку з цим аналіз і синтез пристроїв і механізмів швейних машин є перспективним завданням. У більшості швейних машин як рушійну ланку використовують кривошип. Хоча резервні механізми використовуються рідко, вони являють собою альтернативний шлях розвитку обладнання для цієї галузі.

У розділі 1 представлено огляд технічних проблем, пов'язаних із захопленням нитки, класифікацію механізмів захоплення нитки та резервний механізм швейних машин. Відповідно, метою магістерської дисертації є проведення аналітичного та чисельного дослідження кривошипно-кулькового механізму ниткоприймача швейної машини класу 224 з метою оптимізації його параметрів.

У розділі 2 проаналізовано технічні характеристики швейної машини класу 224, побудовано кінематичну схему та розроблено модель кривошипно-кулькового механізму ниткоприймача для подальшого вивчення та оптимізації.

У розділі 3 розглянуто методику кінематичного та динамічного аналізу за допомогою ЕОМ, розроблено схему заміни механізму та програму кінематичного та динамічного аналізу кривошипно-кулькового механізму ниткопритягувача, отримані результати показали, що кривошип ниткопритягувача швейної машини 224 класу є кривошипно-кулькового механізму та кулькового механізму, що вказує на необхідність подальшого аналізу для оптимізації його технічних параметрів.





ДОДАТОК А

					МРМА 24.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№докум.	Підпис	Дата		68