

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА  
ДИЗАЙНУ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАТРОНИКИ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ ТА МАШИН

**ДИПЛОМНА БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА (ПРОЄКТ)**

на тему

Плоский механізм з двома ступенями вільності на базі механізму крючкових  
голок основов'язальної машини Фаворит

Виконав студент групи БПМ-17  
спеціальності прикладна механіка  
Савенко Артем Андрійович

Науковий керівник  
к.т.н., доцент, Дворжак В. М.

Рецензент  
к.т.н., доцент, Плешко С. А.

## АНОТАЦІЯ

Савенко А. А. Плоский механізм з двома ступенями вільності на базі механізму крючкових голок основов'язальної машини «Фаворит». – Рукопис. Бакалаврський дипломний проєкт для здобуття ступеня бакалавра за спеціальністю 131 Прикладна механіка освітньої програми «Прикладна механіка», Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021.

Робота присвячена аналізу механізму крючкових голок основов'язальної машини «Фаворит». Поставлені задачі аналізу механізму полягали в дослідженні призначення та галузі використання основов'язальної машини «Фаворит»; дослідженні конструкції механізмів основов'язальної машини «Фаворит»; огляді методів аналізу важільних механізмів; кінематичному дослідженні механізму крючкових голок основов'язальної машини «Фаворит»; комп'ютерному моделюванні механізму крючкових голок основов'язальної машини «Фаворит» та силовому дослідженні механізму крючкових голок основов'язальної машини «Фаворит».

**Ключові слова:** основов'язальна машина, механізм крючкових голок, процес петлетворення, аналіз руху петлетвірних органів, кінематичний аналіз механізму, комп'ютерне моделювання механізму, силовий аналіз механізму.

## ANNOTATION

Savenko A. A. Flat mechanism with two degrees of freedom based on the mechanism of hook needles of the warp knitting machine "Favorite". - Manuscript. Bachelor's degree project for a bachelor's degree in the specialty 131 Applied Mechanics of the educational program "Applied Mechanics", Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021.

The work is devoted to the analysis of the mechanism of hook needles of the warp knitting machine "Favorite". The tasks of the analysis of the mechanism were to study the purpose and field of use of the warp knitting machine "Favorite"; study of the design of the mechanisms of the warp knitting machine "Favorite"; review of methods of analysis of lever mechanisms; kinematic study of the mechanism of hook needles of the warp knitting machine "Favorite"; computer modeling of the mechanism of hook needles of the warp knitting machine "Favorite" and power research of the mechanism of hook needles of the warp knitting machine "Favorite".

Keywords: warp knitting machine, hook needle mechanism, looping process, analysis of movement of loop-forming organs, kinematic analysis of mechanism, computer modeling of mechanism, force analysis of mechanism.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗЬ ВИКОРИСТАННЯ</b>	
<b>ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ</b> .....	7
<b>1.1 Технічна та технологічна характеристика машини</b> .....	7
<b>1.2 Петлетвірні органи машини</b> .....	7
<b>1.3 Процес петлетворення</b> .....	8
<b>1.4 Аналіз руху петлетвірних органів</b> .....	11
<b>РОЗДІЛ 2. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ</b>	
<b>МАШИНИ ФАВОРИТ</b> .....	13
<b>2.1 Механізм руху голочниці</b> .....	13
<b>2.2 Механізм руху платин</b> .....	16
<b>2.3 Механізм руху пресу</b> .....	17
<b>2.4 Механізм руху гребінок</b> .....	18
<b>2.5 Механізм зсуву гребінок</b> .....	20
<b>2.6 Механізм подачі основи</b> .....	21
<b>2.7 Механізм відтяжки та накатування полотна</b> .....	26
<b>2.8 Механізм приводу машини</b> .....	27
<b>РОЗДІЛ 3. ОГЛЯД МЕТОДІВ АНАЛІЗУ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ</b> .....	31
<b>РОЗДІЛ 4. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК</b>	
<b>ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ</b> .....	42
<b>4.1 Функції положення механізму</b> .....	42
<b>4.2 Функції швидкостей механізму</b> .....	48
<b>4.3 Функції прискорень механізму</b> .....	50
<b>4.4 Результати кінематичного розрахунку</b> .....	53

<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>				
<b>Зм.</b>	<b>Арк.</b>	<b>№ докум.</b>	<b>Підпис</b>	<b>Дата</b>
Розробив		Савенко. А.А.		
Перевірів		Дворжак В.М.		
Т. контр.				
Н. контр.				
Затв.				
Плоский механізм з двома ступенями вільності на базі механізму крючкових голок основов'язальної машини Фаворит Пояснювальна записка				
		<b>Літ.</b>	<b>Аркуш</b>	<b>Аркушів</b>
		4	4	94
КНУТД, каф. ПММ, гр. БПМ-17, 2021 рік				

<b>РОЗДІЛ 5. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ.....</b>	<b>71</b>
5.1 Опис процесу комп'ютерного моделювання в SolidWorks .....	71
5.2 Визначення маса-інерційних параметрів в SolidWorks .....	75
<b>РОЗДІЛ 6. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ.....</b>	<b>81</b>
6.1 Вхідні дані для силового розрахунку.....	81
6.2 Визначення векторів функцій центрів мас ланок .....	81
6.3 Визначення сил тяжіння, сил інерції та моментів від сили інерції.....	82
6.4 Визначення реакцій в кінематичних парах .....	83
6.5 Результати силового розрахунку.....	85
6.6 Визначення діаметрів цапф кінематичних пар за умови міцності на згин	86
<b>ВИСНОВКИ.....</b>	<b>88</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....</b>	<b>91</b>

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>					
<b>Зм.</b>	<b>Арк.</b>	<b>№ докум.</b>	<b>Підпис</b>	<b>Дата</b>	Плоский механізм з двома ступенями вільності на базі механізму крючкових голок основов'язальної машини Фаворит Пояснювальна записка			<b>Літ.</b>	<b>Аркуш</b>	<b>Аркушів</b>
Розробив	Савенко. А.А.								5	94
Перевірів	Дворжак В.М.							КНУТД, каф. ПММ, гр. БПМ-17, 2021 рік		
Т. контр.										
Н. контр.										
Затв.										

## ВСТУП

Трикотажна галузь легкої промисловості займається виготовленням трикотажних тканин, білизни, в'язаних виробів, шкарпеток і панчох з натуральних і хімічних волокон. Підприємства галузі розміщуються повністю орієнтуючись на споживача. Великі підприємства є в Києві, Харкові, Львові, Одесі, Миколаєві, Чернівцях та Житомирі.

					БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

# РОЗДІЛ 1. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗЬ ВИКОРИСТАННЯ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ

Оснoвoв'язальна машина Фаворит призначена для виробництва оснoвoв'язального трикотажу. Машина використовується на в'язальних підприємствах для виготовлення оснoвoв'язальних полотен.

Високошвидкісні оснoвoв'язальні машини фірми Вірт марки «Фаворит», працюють зі швидкістю 900-1000 петельних рядів за хвилину. Така швидкість на цих машинах досягнута за рахунок: заміни кулачкових механізмів кривошипно-шатунними; введенням принципово нової траєкторії руху голок, що вилучає з процесу петлетворення прокачування гребінок; конструктивного вдосконалення інших механізмів та вузлів машини; полегшення ваги рухомих деталей шляхом застосування більш легких сплавів.

## 1.1 Технічна та технологічна характеристика машини

Габарити машини, мм:

- довжина	2900
- ширина	1520
- висота	1680

Потужність, що споживається, кВт 4,8

Електродвигуни:

- з контактними кільцями	N = 3,7 кВт, n = 2640 об/хв
- короткозамкнутий	N = 1,1 кВт, n = 1410 об/хв

Швидкісний режим, об/хв до 1000

Кількість голочниць 1

Кількість гребінок 2

Клас машини 26

Робоча ширина голочниці, мм 2124

Кількість крючкових голок 2340

Вага машини, кг 2600

Механізм утворення візерунку дисковий (трико – сукно)

## 1.2 Петлетвірні органи машини

Змінення траєкторії руху петлетвірних органів в циклі петлетворення призвело до внесення наступних змін в їх розмірах, при зміні загальної конфігурації

**Крючкова голка.** У зв'язку зі збільшенням шляху голки та більш складної її траєкторії загальна довжина крючка голки збільшена в порівнянні з довжиною крючка звичайних голок на 0,4 мм, а загальна довжина голки – на 3,2 мм.

Для зменшення напруження у стержні голки при високій швидкості роботи машини площа перерізу стержня збільшена на 0,03 мм<sup>2</sup>.

**Платина.** Конфігурація платини трохи змінена, а її основні параметри значно збільшені.

Збільшена траєкторія крючкових голок та її зміщення до центру машини в циклі петлетворення спричинили збільшення загальної довжини платини на 5,7 мм,

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

а довжини носика на 4,6 мм.

Відстань від початку горловини до кінця платини збільшено на 7,1 мм. Частково це збільшення отримано за рахунок скорочення відстані від початку платини до початку горловини.

Більша довжина брющка платини обумовлена складним рухом крючкової голки в момент пресування. У цей час крючкова голка не тільки опескається, як на звичайних машинах, але і відхиляється разом з пресом від центра машини. Більш плавний контур брющка платини дозволяє зменшити ступінь його впливу на нитку при високій швидкості машини.

Завдяки вирізу нижньої кромки платини можливо піднімати головку крючкової голки на необхідну висоту без надлишкового збільшення довжини голки.

**Вушкова голка.** Вушкова голка машини «Фаворит» не відрізняється від вушкових голок інших машин.

### 1.3 Процес петлетворення

#### Сутність моментів петлетворення

Процес петлетворення на машинах «Фаворит» різко відрізняється від процесу петлетворення на інших основов'язальних машинах. На машинах «Фаворит» вушкова голка не виконує коливний рух між крючкових голок, а лише повздовжнє зміщення вздовж голок. Крючкова голка виконує складний шлях у вигляді вісімки, компенсуючи цим відсутність коливного руху гребінки.

На рис. 1.1 зображена траекторія руху крючкової голки, платини і пресу машини марки «Фаворит» в циклі петлетворення. Цифрами позначено кути повороту головного валу.

Процес петлетворення на машині «Фаворит» може бути поділено на ті ж основні моменти, що і процес петлетворення на звичайних машинах.

На рис. 1.2, I зображено взаємне розміщення органів до початку моменту заключення. Крючкова голка И розміщена в найнижчому положенні, і під її крючком знаходиться знов утворена петля Н, на яку скинута стара петля С. Нитка а від вушкової голки, з'єднуючись із знову утвореною петлею розташовується з правої сторони носика М платини П, що сприяє утриманню петлі Н в горловині платини при подальшому підйомі голочниці.

**Заключення.** Крючкова голка, рухаючись вгору по стрілці 1 (рис. 1.2, II) і відхиляючись від центра машини по стрілці 2, піднімається вище верхньої кромки платини. На рис 1.3 це відповідає повороту головного вала від 20 до 60<sup>0</sup> (точка а). Потім вушкова голка виконує зсув на один голковий крок за спинками крючкових голок. Петля Н, що утримується в горловині платини, вислизає з-під крючка і переміщується на стержень голки. Продовжуючи підніматись і відхилятись від центра машини, головка крючкової голки проходить між суміжними нитками а на ділянці між верхньою кромкою платини та вушковою голкою (рис. 1.2, III). Цей підйом голки закінчується з поворотом головного валу машини від 60 до 130<sup>0</sup> (на рис. 1.3 точка б).

Таким чином, вушкова голка розміщується перед крючком голки.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8



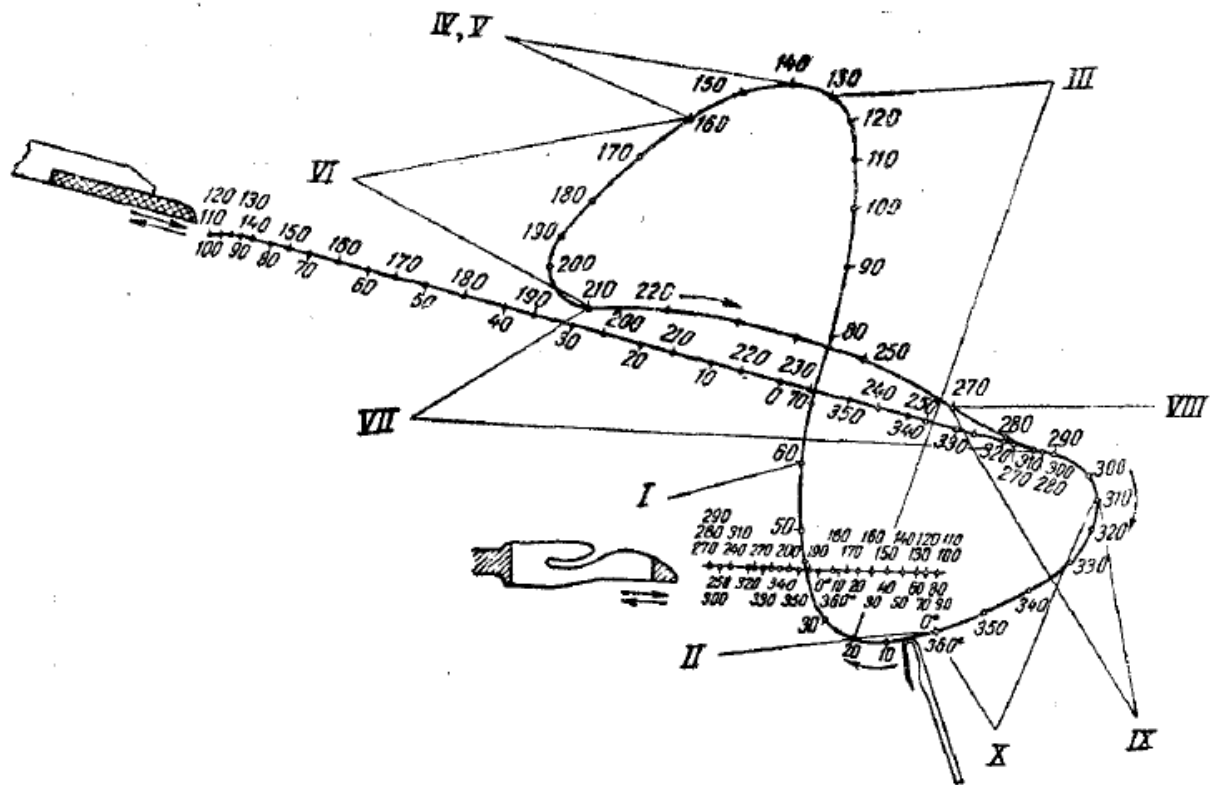


Рис. 1.1. Траекторія руху петлетвірних органів машини «Фаворит»:  
 I – відтяжка і кінцеве формування; II і III – заключення; IV і V – прокладання;  
 VI – винесення; VII – пресування; VIII і IX – нанесення; X – з'єднання і скидання

**Прокладання нитки.** Вушкова голка, зміщуючись на один голковий крок вправо чи вліво (на рис. 1.2, IV вказано зміщення вліво) так, що нитка, що йде від вушкової голки, розміщується під кутом перед крючком голки. Крючкова голка прокочується між вушковими голками до центру машини, і нитка потрапляє на крючок голки. Це відповідає повороту головного вала на  $150^{\circ}$  (на рис. 1.3 точка в).

Продовжуючи відхилятися до центра машини, крючкова голка одночасно максимально піднімається (рис. 1.2, V). Знову прокладена нитка а зісковзує з крючка на стержень голки (поворот головного вала на  $160^{\circ}$ ). Платина починає рух до центру машини.

**Винесення.** Крючкова голка починає опускатись, і нова нитка а потрапляє, таким чином, під крючок голки (рис. 1.2, VI). Це відбувається з поворотом головного вала машини на  $210^{\circ}$  (на рис. 1.3 точка г). платина II продовжує рух до центру машини. Прем  $P_p$  починає висуватись вперед, наближаючись до крючка голок.

**Пресування.** Крючкова голка продовжує опускатись і починає відхилятися до центру машини по стрілці 2 (рис. 1.2, VII). Прес, продовжуючи свій рух по стрілці 4, наздоганяє і запресовує крючок голки, не перериваючи свій рух разом з запресованою голкою. Платина відходить до центру машини по стрілці 3 і зміщує стару петлю С ближче до запресованого крючка голки (поворот головного вала на  $290^{\circ}$  – на рис. 1.3 точка е). Вушкова голка зміщується на один голковий крок за спинками крючкових голок.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

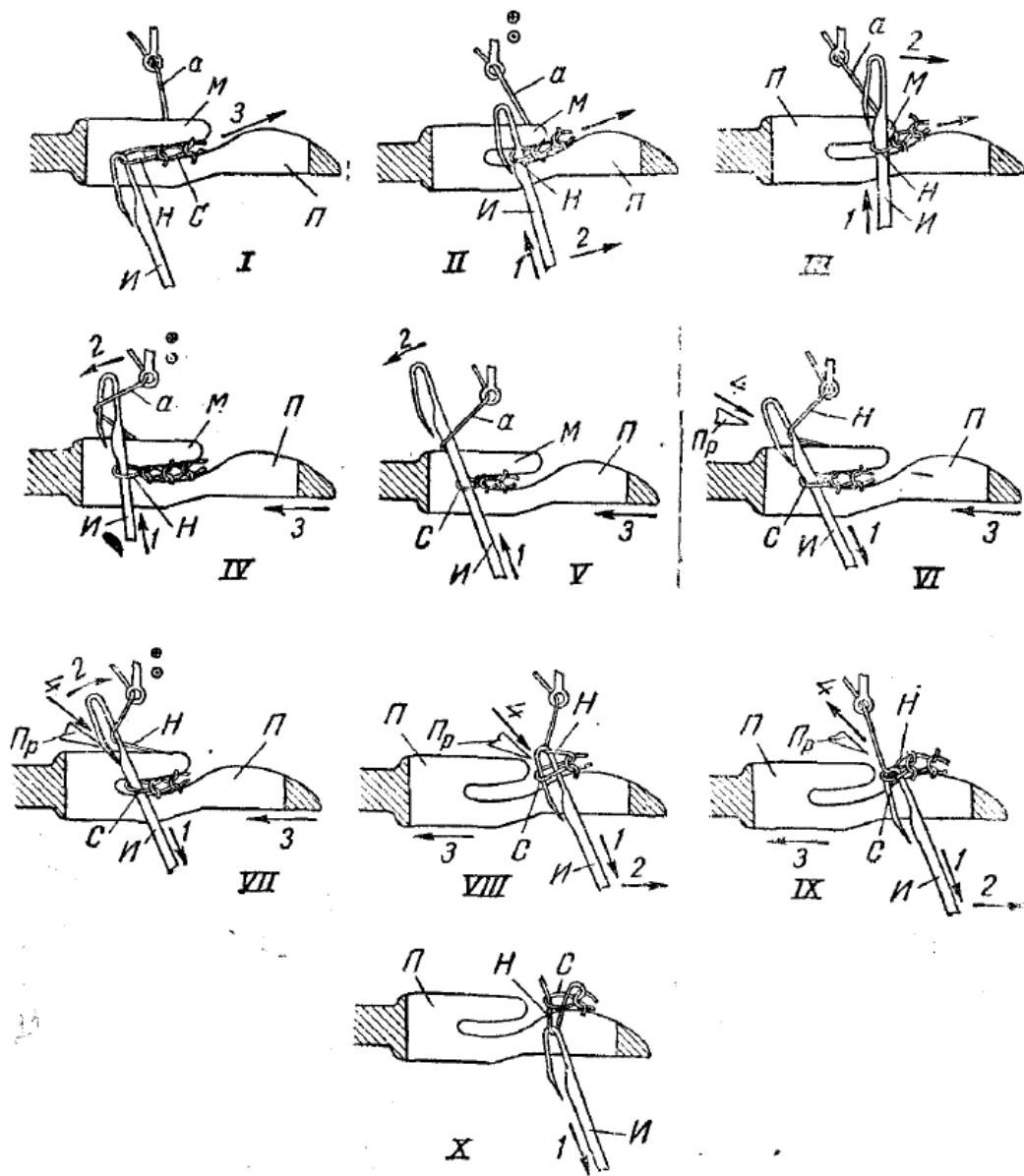


Рис. 1.2. Схема процесу петлетворення на машині «Фаворит» :  
 стрілки 1, 2 – рух голки; стрілка 3 – рух платини; стрілка 4 – рух преса

**Нанесення.** Платина, продовжуючи відходити до центру машини по стрілці 3 (рис. 1.2, VIII) одночасно з подальшим опусканням крючкової голки, своїм брюшком наносить стару петлю С на запресований крючок голки. Прес відходить від крючкових голок до центру машини (поворот головного вала машини на  $310^{\circ}$  – на рис. 1.3 точка ж).

**Скидання.** Крючкова голка продовжує опускатись, платина рухається до центру машини. Як тільки головка крючкової голки опиниться нижче верхньої кромки блюшка платини, стара петля С скидається на нову петлю Н, що знаходиться під крючком голки (рис. 1.2, IX і X). прес відходить у вихідне положення (поворот головного вала на  $360^{\circ}$  – на рис. 1.3 точка з).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

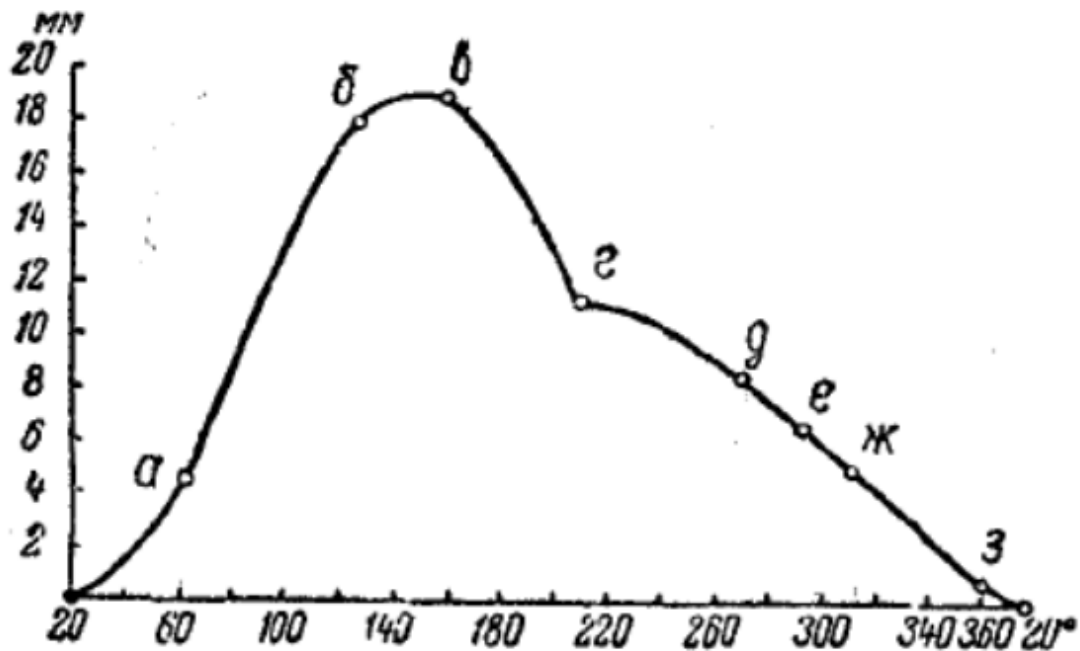


Рис. 1.3. Графік переміщення голочниці основов'язальної машини Фаворит у вертикальній площині

**Формування.** Крючкова голка максимально опускається (див. рис. 1.2, Г), і одночасно з цим відбувається різке висування вперед платини, яка своєю горловиною формує і відтягує знову сформовану путлю (поворот головного вала від 0 до 20°).

Усі три зсуви вушкової голки в описаному вище процесі відносяться до роботи другої гребінки, яка робить «суконні» кладки. Перша ж гребінка має лише два зсува: один – при заключенні, другий – при прокладанні. Величина кожного зсуву рівна одному голковому кроку.

#### 1.4 Аналіз руху петлетвірних органів

**Рух крючкових голок.** Рух голок на машині «Фаворит» відбувається одночасно у двох напрямках: вздовж осі її стержня і зворотно-поступально до центру і від центра машини. Сукупність цих рухів в циклі петлетворення і створює траєкторію, зображену на рис. 1.1. такий складний рух крючкової голки компенсує відсутність коливного руху вушкової голки.

На машинах з кулачковим приводом до кінця моменту заключення вушкова голка розміщена за спинкою крючкової голки. Для виконання моменту прокладання вушкова голка має виконати прокачку між крючковими, повздовжній зсув перед крючком і потім прокачку за спинки голок. весь цей проміжок часу крючкова голка нерухома. Після цього голка піднімається на максимальну висоту і знову прокладена нитка зісковзує на стержень.

На машині «Фаворит» до кінця заключення, у зв'язку з відхиленням крючкової голки від центра машини, вушкова голка розташовується перед крючком голки. Відповідно, до цього часу частина моменту прокладання вже виконана. При подальшому зміщенні крючкових голок до центру машини нитка потрапляє

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

спочатку на крючок, а потім на стержень голки. Як видно на графіку, весь цей відрізок часу крючкова голка машини «Фаворит» знаходиться в русі, в результаті цього нова нитка не затримується на крючку, а відразу ж зісковзує на стержень голки.

Для виконання моментів заключення і прокладання головний вал машини «Фаворит» необхідно повернути на  $165^{\circ}$ . В зв'язку з постійним рухом крючкової голки машини «Фаворит» графік її переміщення дуже плавний.

**Рух вушкових голок.** на відміну від машин з кулачковим приводом петлетвірних органів, де вушкові голки виконують два види руху, на машині «Фаворит» вушкові голки зміщуються лише вздовж голочниці. У зв'язку з цим виконання моменту прокладання тут значно спрощується. Крім того, крючкові голки на машині «Фаворит» перетинають фронт вушкових голок в циклі петлетворення лише один раз – в момент їх переміщення до центру машини. Це дає можливість використовувати більший відрізок часу для здійснення зсувів гребінок і зробити зсуви більш плавними.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

## РОЗДІЛ 2. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ

Для виконання процесу петлеутворення машина «Фаворит» забезпечена такими механізмами: механізм руху голочниці, механізм руху платин, механізм руху преса, механізм зсуву гребінок, механізм підйому передньої гребінки, механізм подачі основи, механізм накатки полотна, та приводний механізм.

На рис. 2.1 показана схема розміщення механізмів руху голочниці – I, платини – II та пресу – III.

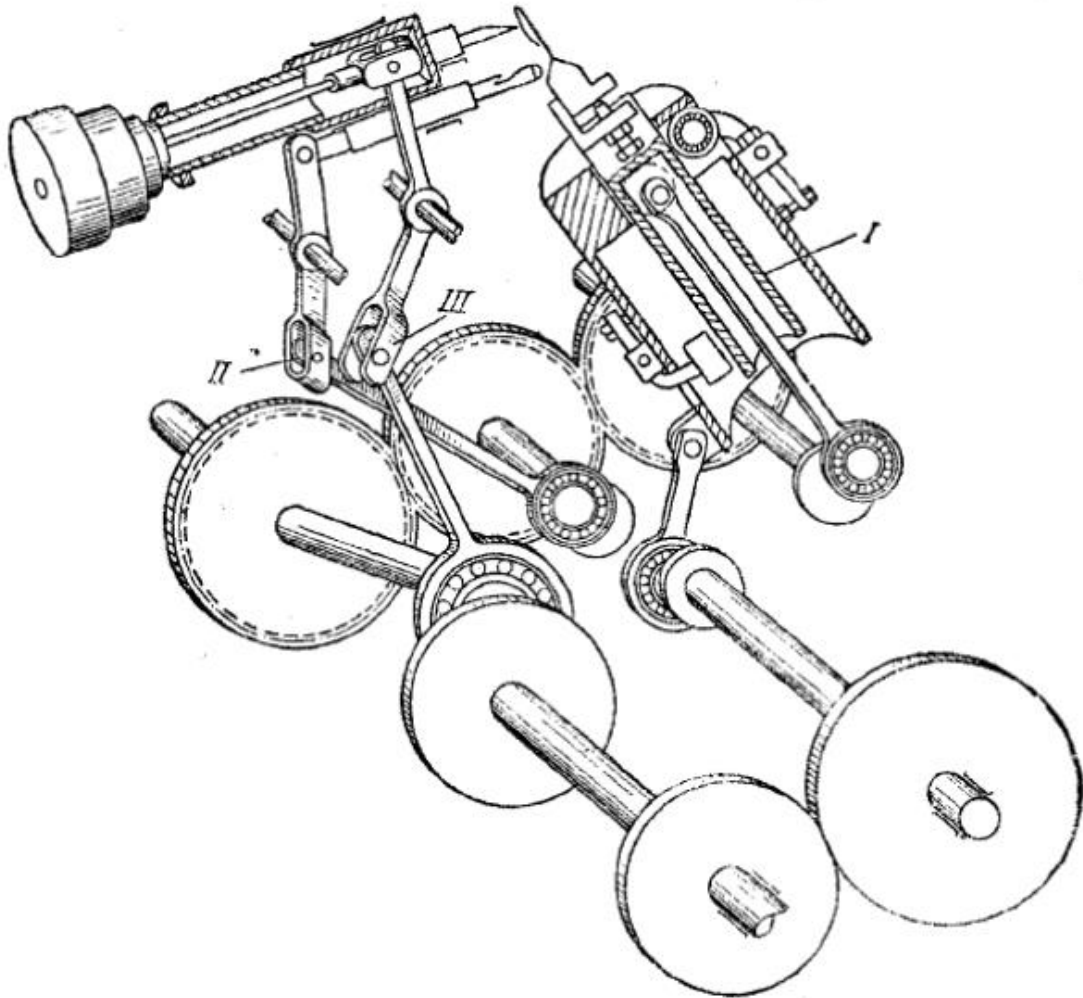


Рис. 2.1. Схема розміщення механізмів петлеутворюючих органів основов'язальної машини Фаворит

### 2.1 Механізм руху голочниці

На рис. 1.3 подано графік переміщення голочниці машини «Фаворит» за період утворення одного петельного ряду. Початок координат відповідає початку моменту заключення. По осі абсцис відкладені кути повороту головного валу машини.

Від початку координат до точки *б* виконується момент заключення. Крючкова

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

голка підіймається, одночасно відхилюючись від центру машини. Це відбувається при повороті головного вала машини на кут від  $20^{\circ}$  до  $130^{\circ}$ . При максимальному підйомі голки від точки *б* до точки *в* та при зміщенні голки до центру машини закінчується прокладання нитки на голку. При цьому головний вал машини повертається до  $160^{\circ}$ . Голка рухається вниз від точки *в* до точки *г* для виконання моменту винесення при повороті валу машини до  $210^{\circ}$ . Подальше опускання крючкової голки відбувається одночасно з відхиленням її від центру машини. Момент пресування закінчується в точці *е*, при повороті валу машини до  $290^{\circ}$ ; момент винесення починається трохи раніше, при повороті валу на  $270^{\circ}$ , в точці *д*, та закінчується поворотом головного вала до  $310^{\circ}$ , в точці *ж*. Скидання старої петлі відбувається в точці *з*, при повороті головного вала до  $360^{\circ}$ .

Опускання голки та формування петлі закінчується при подальшому повороті валу до  $20^{\circ}$ .

Пересування крючкової голки по такій траєкторії на машині забезпечується механізмами, які повідомляють голочниці два виду переміщення: зворотньо-поступальні у вертикальній площині та коливні в горизонтальній площині.

*Зворотно-поступальний рух по вертикалі* голочниця отримує від головного вала машини за допомогою циліндричних косозубих шестерень 1, 2, 3 (рис. 2.3), передаючих обертання ексцентрику 4, який є кривошипом механізму. На ексцентрик посаджено шатун 5, пов'язаний пальцем 6 з пошнем 7. Кронштейн 8, утримуючий голковий брус 9, запресовується в поршні. Поршень переміщується в процесі роботи вздовж циліндра 10 по напрямним бронзовим втулкам 11. Голковий брус по фронту машини закріплюється на чотирьох кронштейнах болтами 12, що проходять через куліси кронштейнів.

Таким чином, при обертанні головного вала машини та ексцентрика 4 голочниця отримує зворотньо-поступальний рух по вертикалі. Для уникнення зміщення та повороту поршня відносно циліндра по обох сторонах циліндра встановлені важелі 13, кожний з яких може повертисся на своїй осі 14. У верхній частині правого важеля розташовано ролик, постійно притиснутий до лиски на зовнішній стороні стінки поршня. В нижній частині лівого важеля є бронзова планка, яка також дотикається з лискою на стінці поршня з протилежного боку. Постійний контакт ролика та планки зі стінкою поршня забезпечується регульовальними винтами 15.

*Коливний рух в горизонтальній площині* (до центру та від центру машини) голочниця отримує також від головного вала машини за допомогою косозубих шестерень 16 та 17, які передають рух ексцентрику 18. На ексцентрик посаджено шатун 19, пов'язаний з пальцем 20 з приливом в нижній частині циліндра 10. При обертанні ексцентрика шатун 19 повідомляє циліндру 10 коливний рух навколо осі *о* внапрямку стрілок *р*. В кожній ексцентриковій коробці верхня частина циліндра встановлюється на пальцях 1 (рис. 2.4), закріплених в бічних стінках коробки.

*Зміна положення голкового бруса в повздовжньому напрямку*, вздовж машини, виконується регульовальними болтами 2, лише в одній, другій справа ексцентриковій коробці.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

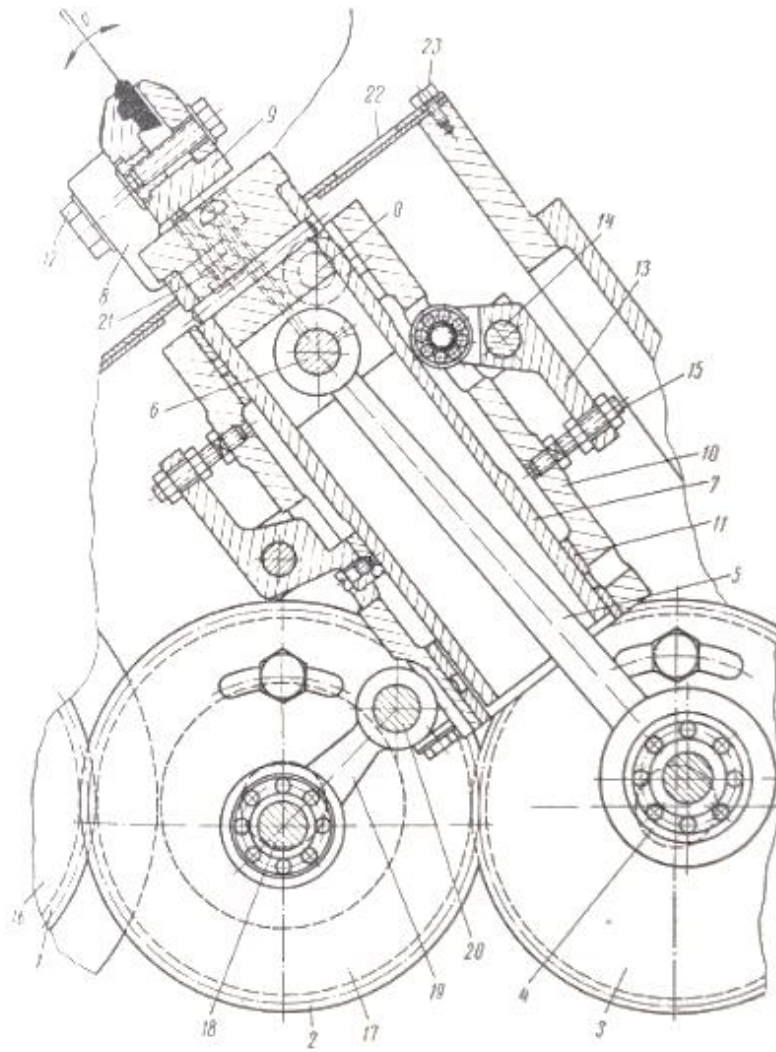


Рис. 2.3. Схема механізму руху голочниці

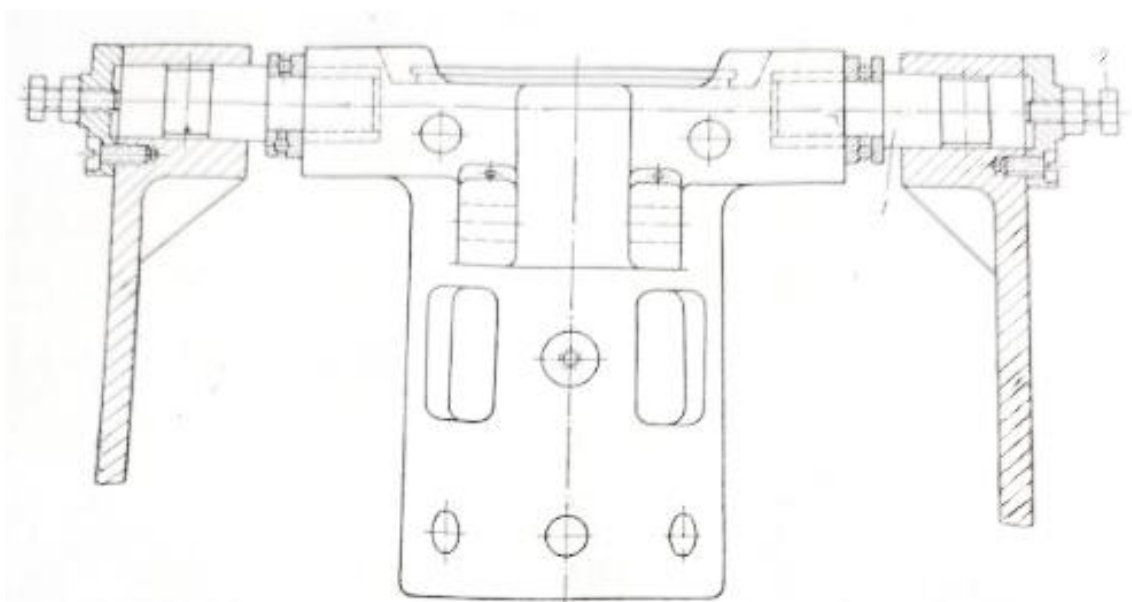


Рис. 2.4. Кріплення циліндра голочниці в ексцентриковій коробці

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Зміна положення голкового бруса по вертикалі виконується регулювальними болтами 21 (див. рис. 2.3), вкрученими в кронштейн 8 та впираючимися в нижню площину голкового бруса 9.

Сукупність зворотньо-поступального та коливного рухів голкового бруса дає можливість голці рухатись по необхідній траєкторії за період утворення одного петельного ряду.

Для уникнення розбризкування масла отвір у верхній частині ексцентрикової коробки покрито спеціальною плівкою 22, яка закріплюється болтами 23.

## 2.2 Механізм руху платин

Платини в процесі петлетворення виконують лише один вид руху – *зворотньо-поступальний у горизонтальній площині*, перпендикулярній розміщенню крючкових голок. Цей рух платини отримують від головного валу 1 машини (рис. 2.5) за допомогою циліндричних косозубих шестерень 2 та 3 та ексцентрика 4. На ексцентрик надіто шатун 5, шарнірно пов'язаний з двоплечим важелем 6, який жорстко насаджено на осі 7, що вільно обертається на підшипнику. Серезкою 8 важіль пов'язаний з тягою 9, яка в свою чергу шарнірно зв'язана з повзуном 10.

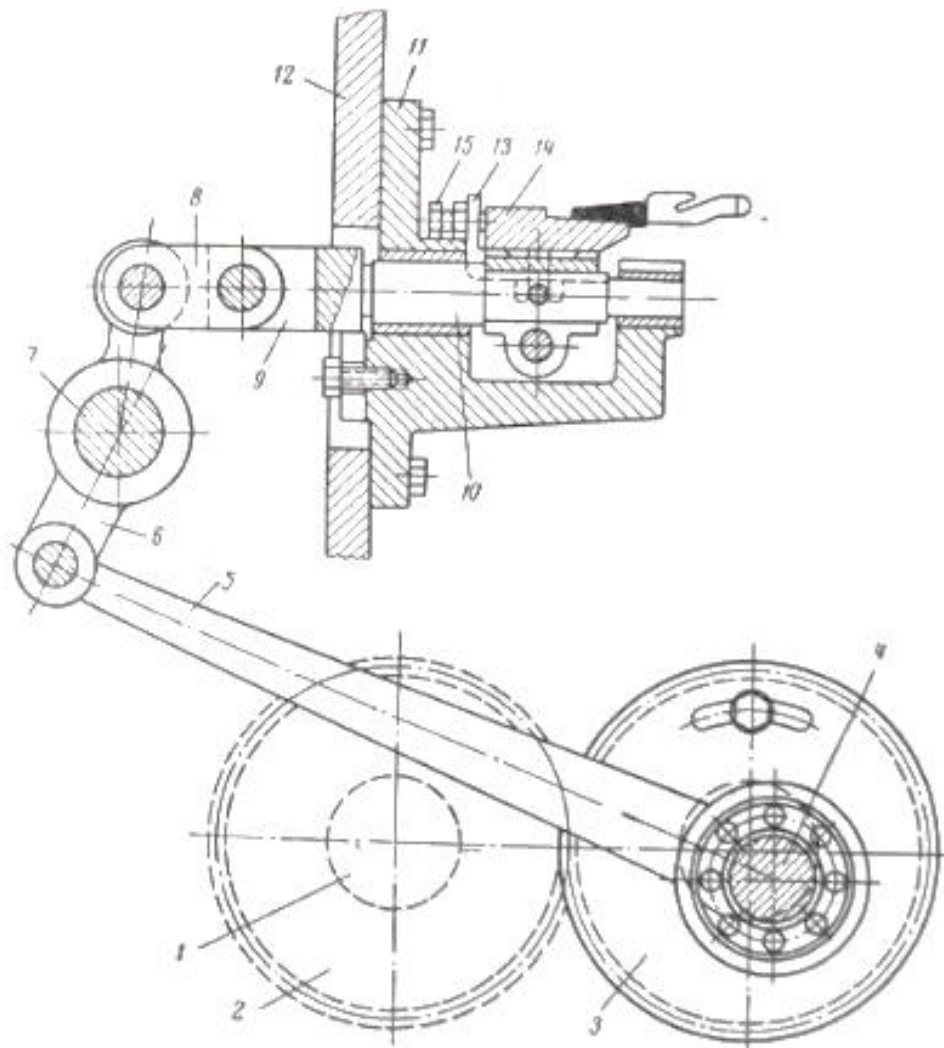


Рис. 2.5. Механізм руху платин

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



Повзун може переміщуватись в бронзових втулках спеціального кронштейна 11, прикріпленого до стінок ексцентрикової коробки 12. Кронштейн 13 платинного бруса закріплюється на повзуні конічною шпилькою. Платинний брус 14 розміщується вздовж машини горизонтально на чотирьох кронштейнах 13 та кріпиться на них болтами.

Положення платинного бруса по відношенню до центру машини в горизонтальній площині регулюють болтами 15, вкрученими з задньої сторони в кронштейн та упираючимися кінцями в тильну сторону платинного бруса.

Рух у платини прямолінійний.

### 2.3 Механізм руху пресу

Прес в процесі роботи здійснює *зворотно-поступальний рух* (до голок та назад), під кутом приблизно  $12^{\circ}$  до горизонталі. Рух пресу повідомляється від ділянки головного валу 1 машини (рис. 2.6), який має вигляд коліна, за допомогою шатуна 2, посаженого на шарикопідшипнику 3. Шатун шарнірно пов'язаний з двоплечим важелем 4, що повертається на осі 5. Інше плече важеля за допомогою втулки 6 шарнірно з'єднано з тягою 7, що проходить всередині циліндра 8. На кінець циліндра нагвинчені контргайка 9 та втулка 10. Тяга 7 вільно посажена на пальці 11, що проходить крізь два направляючих сегмента 12. Сегменти встановлені у втулці 10 та притиснуті до її внутрішнього кільцевого виступу гайкою 13 через текстолитову шайбу 14. Інший кінець циліндра 8 пов'язаний з'єднуючою муфтою 15 з валиком 16, який в свою чергу муфтою 17 жорстко зв'язаний з планкою 18 пресу 19.

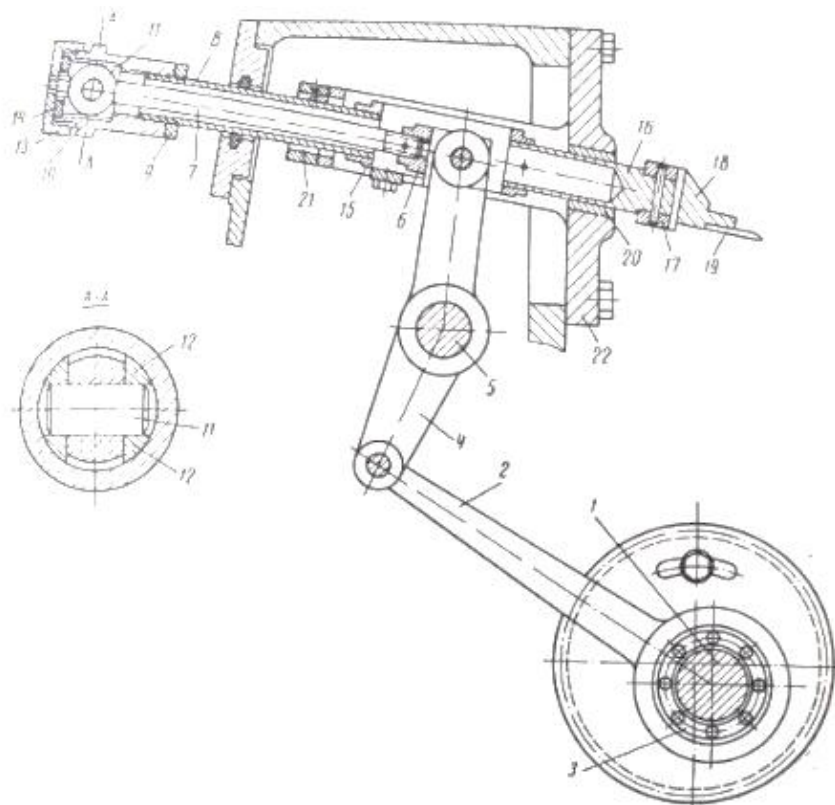


Рис. 2.6. Механізм руху пресу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таким чином, при обертанні головного валу двоплечий важіль 4 здійснює коливний рух на осі 5. Разом з верхнім плечем важеля тяга 7 переміщується в циліндрі 8. З'єднання тяги з сегментами 12 у втулці 10 змушує їх також переміщуватись разом з циліндром, муфтою 15 та пресом. Напрямами для циліндра та валика 16 слугують бронзові втулки 20 та 21, розташовані в отворах кронштейну 22, прикріпленого до стінки ексцентрикової коробки.

Положення преса відносно кривих голок можна регулювати поворотом втулки 10 після звільнення контргайки 9. В результаті обертання втулки циліндр 8 вкручується в неї або викручується, відповідно переміщуючи з'єднуючу муфту 15, валик 16 та прес. Для відводу пресу назад до машини (для зменшення інтенсивності пресування) необхідно, попередньо звільнив контргайку 9, накручувати втулку 10 на циліндр 8. При подачі преса вперед (для збільшення інтенсивності пресування) необхідно зкручувати втулку з циліндра.

Усі три механізми (голочніці, платини та пресу) розміщені в спеціальній ексцентриковій коробці, заповненій маслом в'язкістю 6,5<sup>0</sup> Е. Коробка герметично закрита кришкою. По фронту машини симетрично розміщено чотири таких коробки. Робота механізмів повинна бути чітко синхронною.

## 2.4 Механізм руху гребінок

На рис. 2.7.а приведена схема встановлення гребінок. До балки 1 машини у трьох місцях болтами 2 прикріплено кронштейни 3, в отворах яких закріплені вал 4 гребінок. На цьому валу жорстко насаджено чотири кронштейни 5, несучі на собі задню гребінку 6. У отворах, просвердлених у нижній частині кронштейнів 5, на пальцях 7 закріплені кронштейни 8 з передньою гребінкою 9. Гребінки утримуються на кронштейнах 5 та 8 направляючими плитками 10, які закріплюються на відповідних кронштейнах болтами 11.

Пристрій для підйому передньої гребінки влаштовано наступним чином. У верхній частині кронштейнів 5 є отвори, в яких вільно розташовуються вздовж осей машини валик 12. Вилкоподібним кінцем кожний кронштейн 8 передньої гребінки охоплює закріплені на валику 12 кулачки 13. Поворот валика 12 викликає під дією кулачків поворот кронштейнів 8 на пальцях 7.

На відведенні 14 (рис. 2.7.б), розташованому в передній частині машини, з лівого боку кріпиться кронштейн 15 з півмісяцем 16. Цей кронштейн шарнірно пов'язаний з кронштейном 17 тягою 18. Кронштейн 17 та пов'язана з ним циліндрична шестерня 19 вільно посаджені на вал 4 гребінок. Шестерня 19 знаходиться у зачепленні з шестернею 20, жорстко посадженій на валик 12.

При повороті закріпленої на відведенні ручки 21 проти руху годинникової стрілки тяга 18 переміщується у напрямку стрілки. Кронштейн 17 за допомогою шестерні 19 змусить повернутися шестерню 20 та валик 12 за годинниковою стрілкою. Кулачки 12, повертаючись, піднімають кронштейни разом з гребінкою. Для уникнення підйому передньої гребінки на ходу машини з лівого боку під відведенням закріплено палець 22. При ввімкненні основного електродвигуна відведення зміщують максимально вліво. Півмісяць 16, опираючись на палець 22, оберігає відведення від мимовільного повороту.

Таким чином, на ходу машини передня гребінка не може бути піднята, що

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

виключає можливість зриву основи. Для зупинки машини відведення переміщують у крайнє праве положення. Півмісяць відходить від пальця, що дає змогу повороту відведення та підйому передньої гребінки.

Регулюванням кронштейнів можна змінити положення гребінок по висоті та кут нахилу гребінок по відношенню до голочниці.

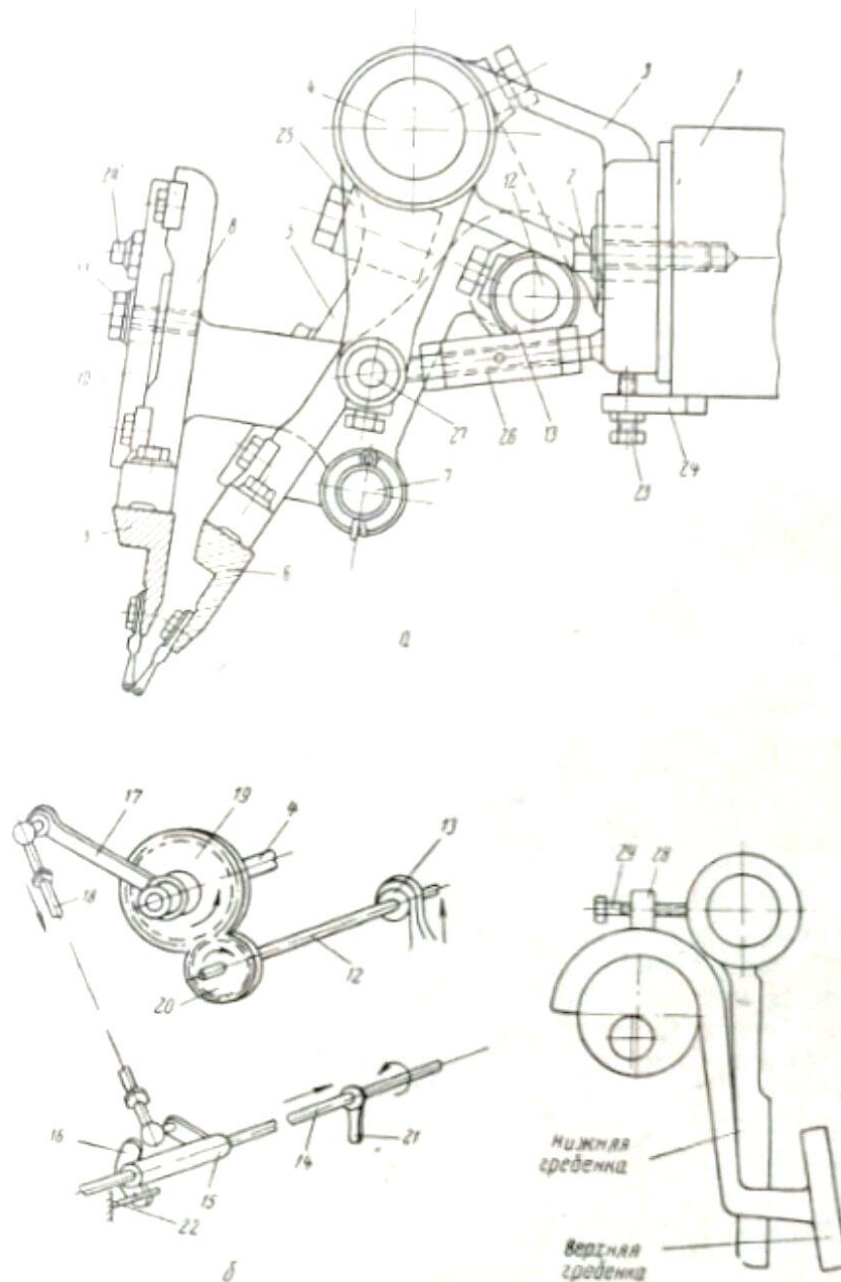


Рис. 2.7. Схема встановлення гребінок

Зміна положення обох гребінок по висоті здійснюється регулювальним болтом 23 (рис. 2.7.а), вкрученим у прилив 24 балки 1 машини. Кінець болта упирається в нижню площину кронштейна 3, утримуючого вал 4 гребінок. Перед регулюванням необхідно звільнити болт 2. При закручуванні та викручуванні регулювального болта кронштейн 3 відповідно піднімається або опускається по кулісі болта 2 разом з валом 4 гребінок. Цим способом користуються для підйому або опускання одночасно обох гребінок.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для змінення положення передньої гребінки по вертикалі на різних ділянках або по всій ширині машини регулювання виконується спеціальним регулювальним гвинтом 24', вкрученим крізь направляючу плитку 10 в кронштейн 8 передньої гребінки. Гвинт має ексцентричний палець, який входить у верхній паз направляючої плитки. Перед регулюванням передньої гребінки звільнюють болт 11.

*Положення обох гребінок відносно голочниці* змінюють поворотом валу 4 гребінок разом з кронштейнами 5 і 8. Для цього на валу гребінок в трьох місцях закріплені важелі 25. Кожен з цих важелів пов'язаний з відповідним кронштейном 3 розсувною тягою 26. Одна частина тяги вільно посаджена на осі 27 важеля, а інша частина закручена в кронштейн 3. На обох частинах тяги є різьба різного напрямлення; частини поєднані між собою гайкою з відповідною різьбою на обох кінцях. Для змінення кута нахилу гребінок необхідно, повертаючи гайку, вкоротити або подовжити тягу. При цьому зміниться відстань від нижньої частини важеля 25 до основи кронштейна 3. Зміна довжини тяги 26 викликає поворот валу 4 гребінок, а відповідно, і зміну кута нахилу обох гребінок відносно голочниці.

Взаємне положення гребінок регулюють наступним чином. У верхній частині кронштейна 8 передньої гребінки є прилив 28 (рис. 2.7.б), в який вкручено регулювальних болт 29. Кінець болта упирається в кронштейн задньої гребінки. При закручуванні або викручуванні болта відповідно зменшується або збільшується відстань між обома гребінками. Одночасно змінюється кут нахилу передньої гребінки відносно голочниці.

## 2.5 Механізм зсуву гребінок

На машині «Фаворит» зсув гребінок вздовж голочниці здійснюється лише рисунчастими дисками. Від головного валу машини за допомогою циліндричних косозубих шестерень 1 (рис. 2.8) та проміжної шестерні 2 рух передається чотиризаходному черв'яку 3. Черв'як пов'язаний з черв'ячною шестернею 4, що сидить на одній осі з барабаном 5. На цій же осі з торців барабану закріплено два рисунчастих диски 6. Один з них, задній, призначений для зміщення задньої гребінки, а інший – для зміщення передньої гребінки.

Рисунчасті диски, обертаючись, діють на ролики 7, що сидять на осях в тримачах 8. Постійних контакт між роликом та диском підтримується пружиною 9, закріпленій на тязі 10. Від роликів рух передається пружним тягам, упираючись у щічки гребінок, зсувають їх на ту чи іншу кількість голкових кроків. Величина зміщення гребінки залежить від профіля рисунчастого диску. Тяги 10 підтримуються підшипниками 12 і 13 та переміщуються в них. Гребінка завдяки пружині 14 щільно притискається до головки болта 11.

Весь механізм зсуву гребінок, включно з черв'яком 3, розміщено в спеціальному корпусі, наповненому мастилом. Корпус кріпиться з зовнішньої сторони правої бокової рами машини. Шестерні 1 і 2 розміщені в особливому кожусі, закріпленому на тій самій рамі, але з внутрішньої сторони, і також працює в мастилі. Змазування рисунчастих дисків в процесі роботи виконується наступним чином.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

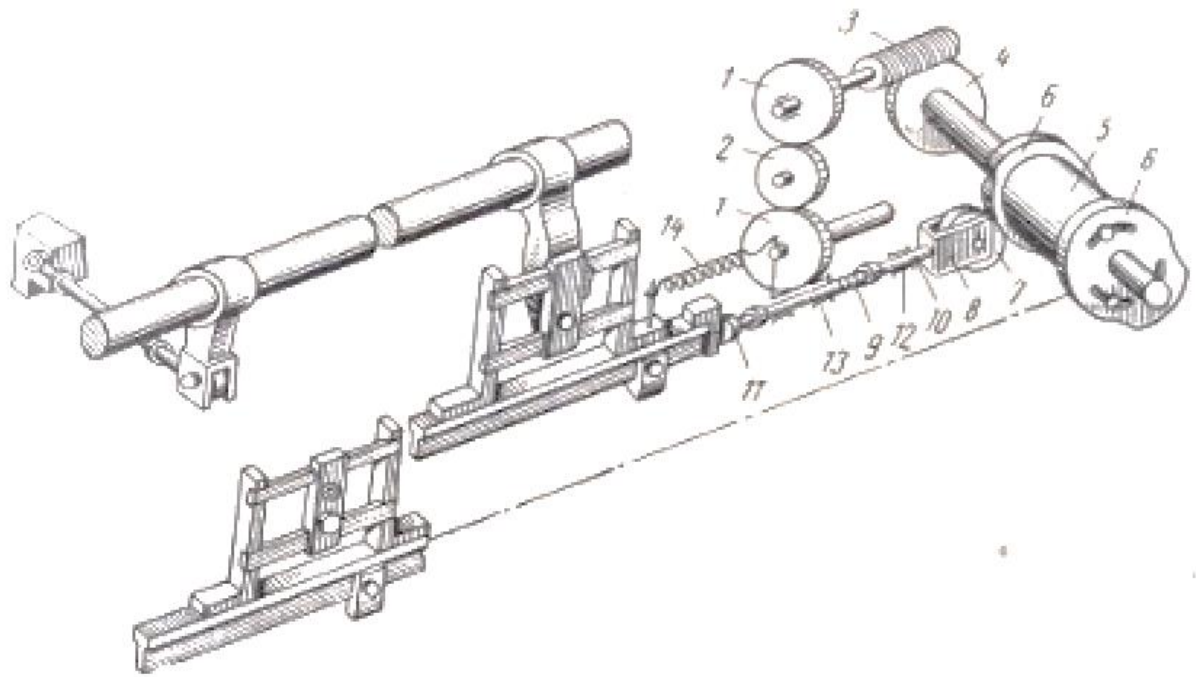


Рис. 2.8. Схема передачі руху рисунчастим диском та гребінкам

На осі 1 барабану 2 (рис. 2.9) справа від рисунчастих дисків жорстко закріплено диск 3, що дотикається залитого в кожух мастила. До підшипників 4, в яких обертається вісь барабану, кріпляться кронштейни 5, які підтримують маслопровід. Маслопровід складається з трубки 6, на якій є фетрові кільця 7. При роботі машини масло, що міститься в корпусі, захоплюється диском 3 та піднімається. Фетрові кільця знімають це масло та по трубці 6 подають його у трьох напрямках по стрілках. Рухаючись по стрілках вправо та вліво, масло дістається до отворів *a* та потрапляє у отвори підшипників *a'*. переміщуючись по стрілці, масло потрапляє на площадку 8, розташовану над підшипниками 9 і 10. Через отвори *b* площадки масло заливається у отвори *b'* підшипників.

*Зміна положення гребінок по горизонталі, по відношенню до крючкових голок, виконують закручуванням або викручуванням регульовального болта 11 (див. рис. 2.8).*

Змінення взаємного положення рисунчастих дисків отримують зміною положення кожного диску відносно барабану, тобто його поворотом в той чи інший бік після звільнення болтів 11.

## 2.6 Механізм подачі основи

Механізм подачі основи складається з чотирьох основних частин: електродвигун з насосом, двох турбін, двох черв'ячних редукторів для повороту навою та двох скальних механізмів.

**Електродвигун з насосом.** Електродвигун ( $N = 1,1$  кВт,  $n = 1410$  об/хв) за допомогою закріплених на його валу шестерні повідомляє рух шестеренному насосу. Шестеренний насос та обидві турбіни змонтовані в герметично закритій коробці, наповненій турбінним маслом густиною  $4,5^0$  Е. Від шестеренного насосу по нагнітаючим трубопроводах масло під певним тиском подається до турбін.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

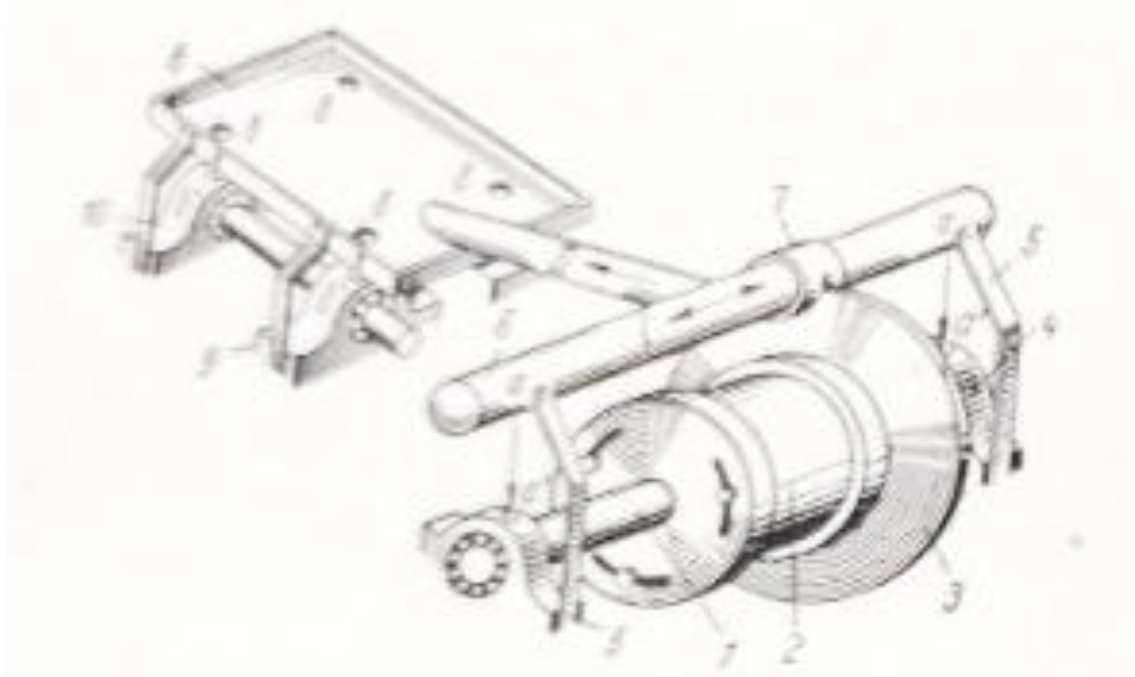


Рис. 2.9. Місця змащення рисунчастих дисків

**Турбіна.** Подача масла в турбіну відбувається по шлангу 1 (рис. 2.10.а) безперервно, незалежно від того, працює машина чи ні. Електродвигун для насосу вмикається від спеціального рубильника перед ввімкненням основного електродвигуна. При короткочасній зупинці машини рубильник не вимикається.

З шлангу масло розподіляється по наступним каналам в напрямку стрілок: а – до ротора 2 турбіни; б – до золотникового розподільника; в – крізь запобіжний клапан 4 на злив.

В процесі роботи машини під дією збільшеного натягу ниток натяжні скало опускаються. За допомогою системи важелів скало пов'язане з поршнем 5 циліндра золотникового розподільника, який також опускається. Масло подається по каналах в напрямку стрілок до підп'ятника турбіни. Крізь вхідний отвір І бронзової втулки 6 (рис. 2.10.б), запресованої в роторі 2 турбіни, масло потрапляє від два ряду роликів поршнів 7. Поршні розташовані в роторі радіально. Центр А ротора зміщено відносно центра Б обойми 8 шарикопідшипника на ексцентриситет АБ. Осі поршнів перетинаються в центрі А ротора.

Під тиском масла, що поступає по каналах валу ротора в ліву пів кільцеву виточку у втулці 6, поршні 7, розташовані на ділянці а – б, будуть прагнути висунутись з ротора. Сила Р висунання поршня напрямлена по радіусу з центру А. Поршні, що висувуються під тиском масла, зустрічають на своєму шляху обойму 8. Сила Р розкладається на дві складові – N і T. Складова N напрямлена по радіусу обойми, тобто через центр точки Б, Складова Т діє по дотичній до обойми та створює обертаючий момент, що повертає ротор турбіни. Ротор в свою чергу повідомляє обертальний рух через проміжну шайбу 9 вертикальному валу 10 (див. рис. 2.10.а).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



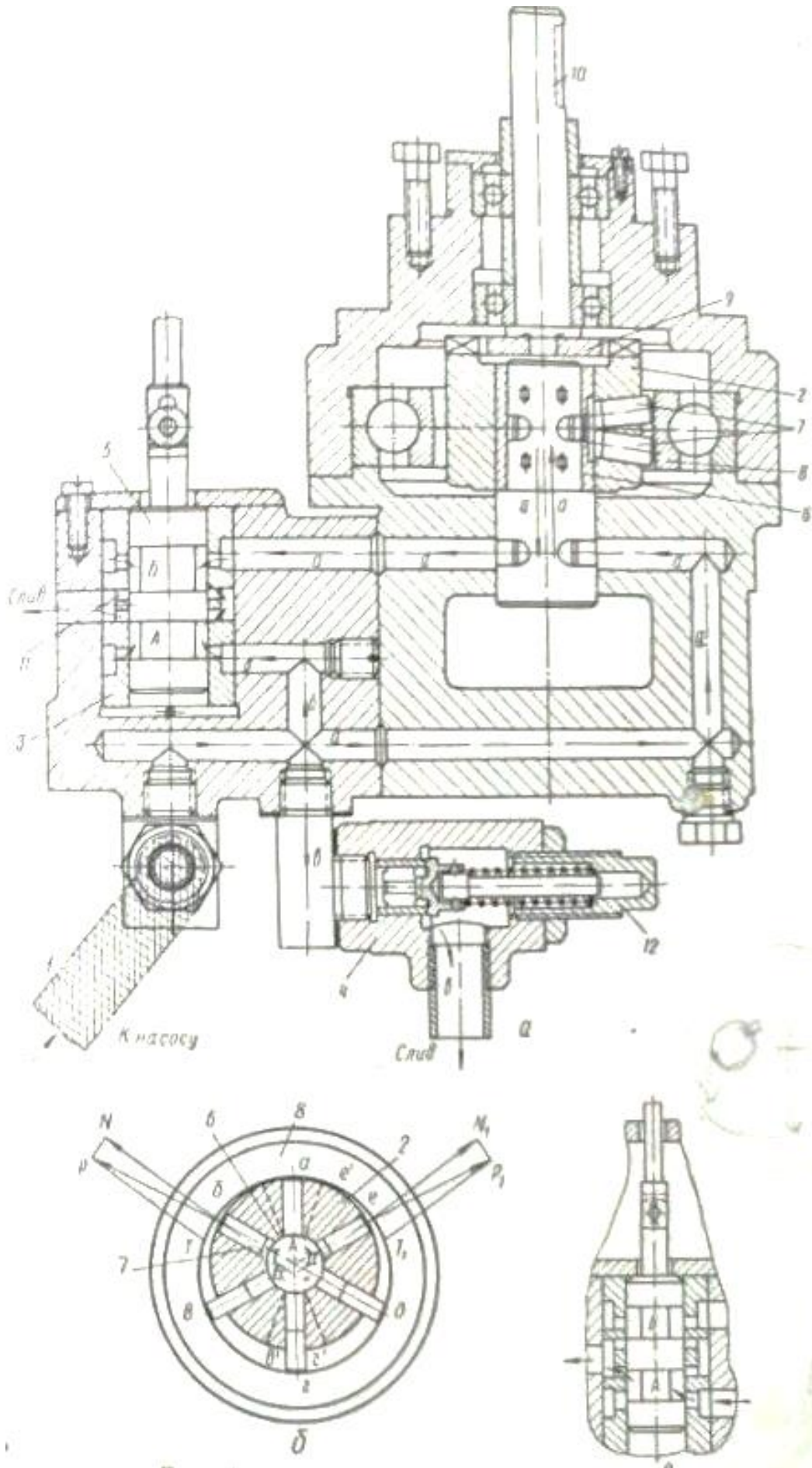


Рис. 2.10. Схема турбіни

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ

При обертанні ротора поршні, розташовані справа, на ділянці  $г - е$  (рис. 2.10.б), повинні переміститись всередину ротора та витіснити масло через праву пів кільцеву виточку II у втулці 6. Потім масло проходить по каналам у напрямку стрілок та потрапляє в секцію Б поршня 5 (див. рис. 2.10.а). так як поршень опущено, кільцеві канавки 11 циліндра відкриті, і масло через них напрямляється на злив.

В результаті подачі ниток основи натяг їх зменшується і натяжне скало піднімається. Одночасно піднімається і поршень 5 так, що кільцеві канавки 11 циліндра перекриваються секцією Б поршня та масло не проходить на злив. В цьому випадку поршні 7 на ділянці  $г - е$  (див. рис. 2.10.б) не можуть видавати масло через виточку II втулки 6, так як отвір для зливу перекрито. Тиск масла на поршні на цій ділянці відбувається з силою  $P_1$ , що розкладається на відповідні складові  $N_1$  і  $T_1$ . Складова  $T_1$  діє в напрямку, протилежному силі  $T$ , та не дозволяє ротору турбіни повернутись.

При підйомі поршня 5 (див. рис. 2.10.а) відкриваються кільцеві канавки між секцією А поршня і циліндром. В цьому випадку масло з шлангу 1 напрямляється по стрілці (рис. 2.10.в) в секцію А і потім на злив.

Таким чином, обертання турбіни відбувається лише в той момент, коли поршень 5 опускається та відкриває кільцеві канавки 11 в розподільнику 3 (див. рис. 2.10.а). у залежності від величини опускання поршня змінюється і величина зазору між стінкою поршня і каналом для зливу. Чим більше опускається поршень 5, тим більше відкривається отвір для зливу масла, тим менше створюється протитиск  $P_1$  (див. рис. 2.10.б) на поршні і тим швидше обертається вал 10 (див. рис. 2.10.а). При підйомі поршня 5 відбувається обернене явище. Робочий тиск масла регулюється запобіжним клапаном 4 за допомогою гвинта 12.

**Черв'ячний редуктор для обертання навою.** Вертикальний вал 1 (рис. 2.11), отримуючи рух від ротора турбіни, передає його крізь однозахідний черв'як 2 черв'ячній шестерні 3. Черв'ячна жорстко закріплена на валу 4, на якому закріплюється навою. Шестерня, що повідомляє обертання нижньому навою, має 90 зубів, шестерня верхнього навою – 75 зубів. Різні числа зубів обумовлені різною витратою ниток обох гребінок. Для уникнення ривків при обертанні навою, які можуть виникнути в результаті люфтів в черв'ячній парі, в редукторі передбачено колодкові гальма. Гальмівна колодка 5 жорстко посаджена на осі 6. Плече 7 важеля виведено з зовнішньої сторони коробки редуктора.

Силу тиску гальмівної колодки на обід шестерні регулюється гвинтом 8. Для повороту навою вручну слугує ручка 9, закріплена на осі черв'яка і виведена на зовнішню сторону коробки.

**Скалковий механізм.** На валику 10, розташованому по ширині всієї машини, жорстко закріплені кронштейни 11, несучі на кінцях натяжне скало 12. Під дією ряду пластинчастих пружин валик 10 постійно прагне повернутись за годинниковою стрілкою, а натяжне скало – піднятись.

На одному кінці валика 10 закріплено хомутик 13. Шарнірно пов'язаний з тягою 14. Двоплечий важіль 15 в свою чергу шарнірно з'єднано з тягою 14 і тягою 16, жорстко зв'язаною з поршнем 17 турбіни. Під дією натягу ниток скало опускається та повертає валик 10 проти годинникової стрілки. Тяга 14 піднімається і за допомогою важеля 15 опускає тягу 16, і таким чином, і поршень відкриває

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24



кільцеві канавки та звільняє канал для зливу масла; турбіна починає обертатись та повідомляє обертання навою.

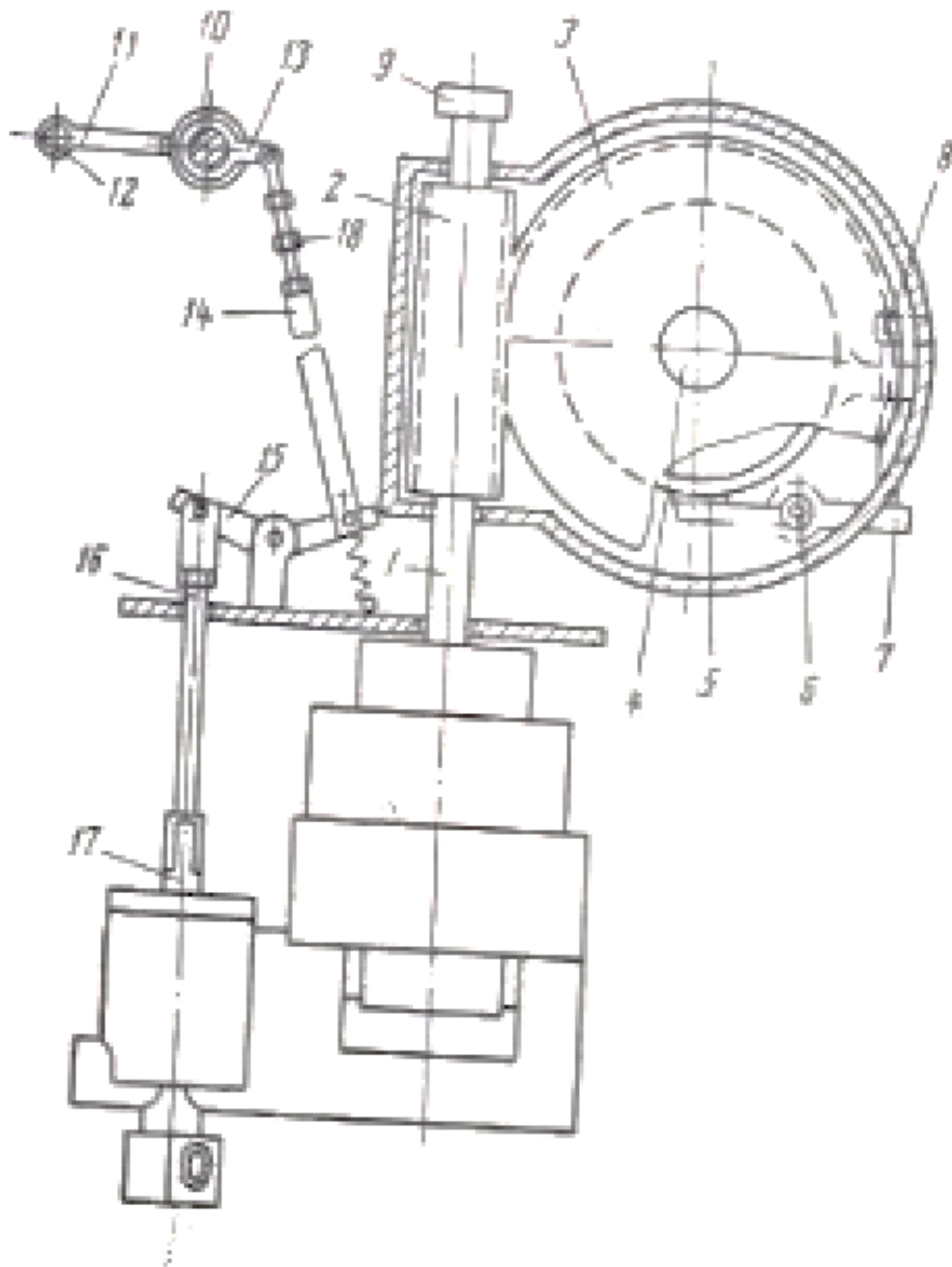


Рис. 2.11. Редуктор для обертання навою та скалковий механізм

Довжину нитки, що подається, змінюють скороченням або подовженням тяги 14 за допомогою двостороннього болта 18. Скорочення тяги 14 спричиняє опускання тяги 16 та поршня 17, що викликає більш повне відкриття кільцевих канавок в циліндрі. Посилення інтенсивності циркуляції масла та збільшення швидкості обертання турбіни та навою. В результаті лінійна швидкість нитки, що подається, збільшується. При подовженні тяги 14 тяга 16 та поршень 17 піднімуться; отвір для зливу масла зменшиться. Це викличе менш інтенсивну циркуляцію масла, що в свою чергу зменшить швидкість обертання турбіни та лінійну швидкість нитки, що подається.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 2.7 Механізм відтяжки та накатування полотна

Від головного валу 1 машини (рис. 2.12), що закінчується на лівому кінці двозаходним черв'яком 2, за допомогою черв'ячної шестерні 3 та валу 4 рух передається черв'яку 5. Далі рух передається шестерні 6 і валу 7 з закріпленими на ньому циліндричними шестернями а – и. На осі серезки 8, що сидить на ковзаючій шпонці валу 9, вільно посаджена шестерня 10, що входить в зачеплення з шестернею 11. Ця шестерня через вал 9 приводить в рух відтяжний вал 12, який обертається з постійною швидкістю. За допомогою зірочок 13, 14 і ланцюга 15 рух передається валику 16, який через фрикційну муфту 17 передає рух товарному валу 18.

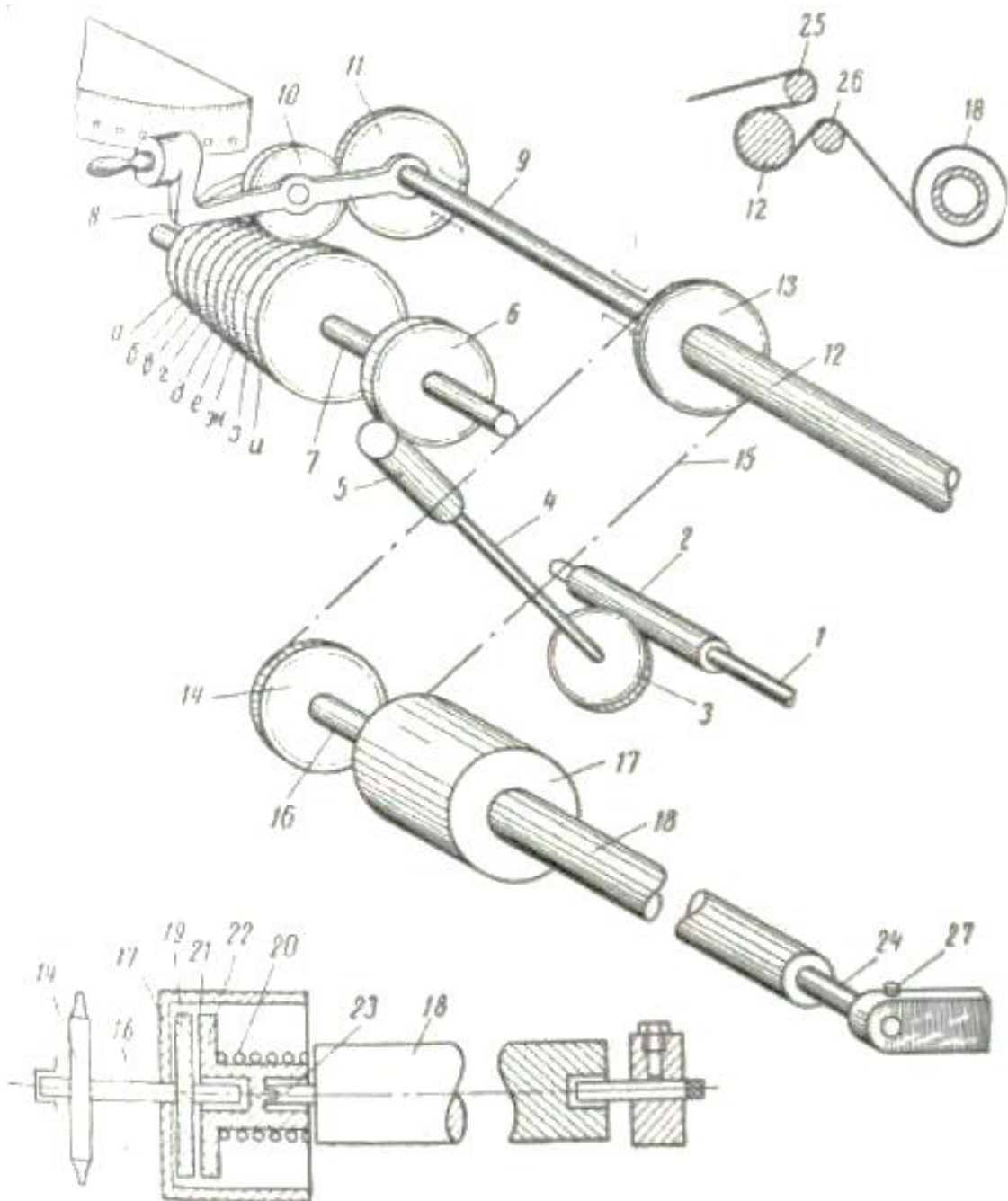


Рис. 2.12. Схема механізму відтяжки та накатування полотна

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Фрикційна муфта влаштована наступним чином. На валику 16 жорстко закріплено фрикційний диск 19; на цей же валик вільно надіто стакан 20, що має фіброву прокладку 21. Стакан щільно притискається до диска 19 пружинами 22. На дні стакану є виступ 23, що щільно входить в канавку товарного валу. Поворот товарного валу відбудеться тоді, коли сила тертя між диском і стаканом буде перевалювати над силою натягу полотна. Як тільки сила натягу полотна подолає силу тертя між диском і стаканом фрикційної муфти, товарний вал зупиниться. Правий кінець товарного валу вільно насаджено на палець 24.

В процесі роботи полотно від голочниці проходить через напрямляючий валик 25, огинає відтяжний вал 12, напрямляючий валик 26 і навивається на товарний вал 18. Направляючі валики слугують для збільшення кута охопту полотном відтяжного валу. Кутова швидкість відтяжного валу змінюється переміщенням сережки 8 вправо або вліво. Завдяки зачепленню шестерні 10 з шестернями, що мають різне число зубів, встановленими на валу 7, можна змінювати передаточне число та швидкість обертання відтяжного валу. Силу зчеплення диску 19 і стакану 20 фрикційної муфти змінюють, змінюючи величину стискання пружини 22 спеціальною гайкою.

Полотно з товарного валу легко знімається після відкручування кріпильного болта та зсуву вправо пальця 24, на який насаджено правий кінець товарного валу.

## 2.8 Механізм приводу машини

Перед влючення основного електродвигуна для передачі руху головному валу машини необхідно включити рубильник №1 (рис. 2.13) малого електродвигуна для насоса механізму подачі основи. Тільки за цієї умови до мережі підключається рубильник №2 основного електродвигуна. Зміщенням вліво відведення 1 включається рубильник №2 основного електродвигуна, який приводить шків 2 головного вала 3 машини. Вал маховичків під час роботи машини нерухомий. На інших машинах поворот головного вала у зворотному напрямку валом маховичків неможливий, що створює певні незручності при наладженні і ремонті машини. На машинах «Фаворит» поворот головного вала в той чи інший бік легко виконується валом маховичків.

Нерухомість вала маховичків при роботі машини і можливість повороту головного вала машини у зворотному напрямку досягаються наступним чином. На головному валу машини вільно насаджено фрикційний шків 5, пов'язаний клиновидним пасом зі шківом 6. Цей шків жорстко закріплено на одній осі з циліндричною шестернею 7, яка знаходиться в зачепленні з шестернею 8, яка закріплена на валу 4 маховичків. Таким чином, вал маховичків отримує обертання лише при обертанні фрикційного шківа 5. При включенні основного електродвигуна, тобто при зміщенні відведення 1 в крайнє ліве положення, зміщується також кронштейн 9, який жорстко закріплено на відведенні. Кронштейн шарнірно пов'язаний з важелем 10, який в свою чергу з'єднано звилкою 11. Штирі 12 вилки входять в паз фрикційної мафти 13, що вільно зміщується по шпонці на головному валу машини.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

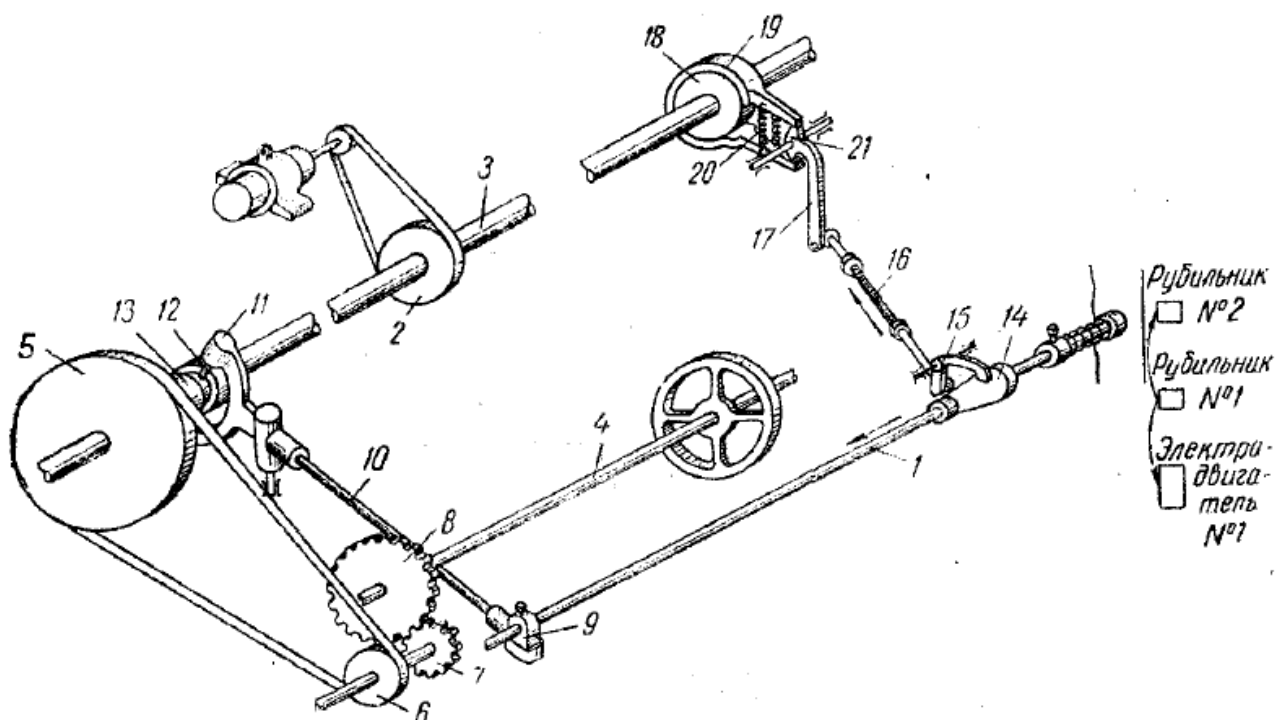
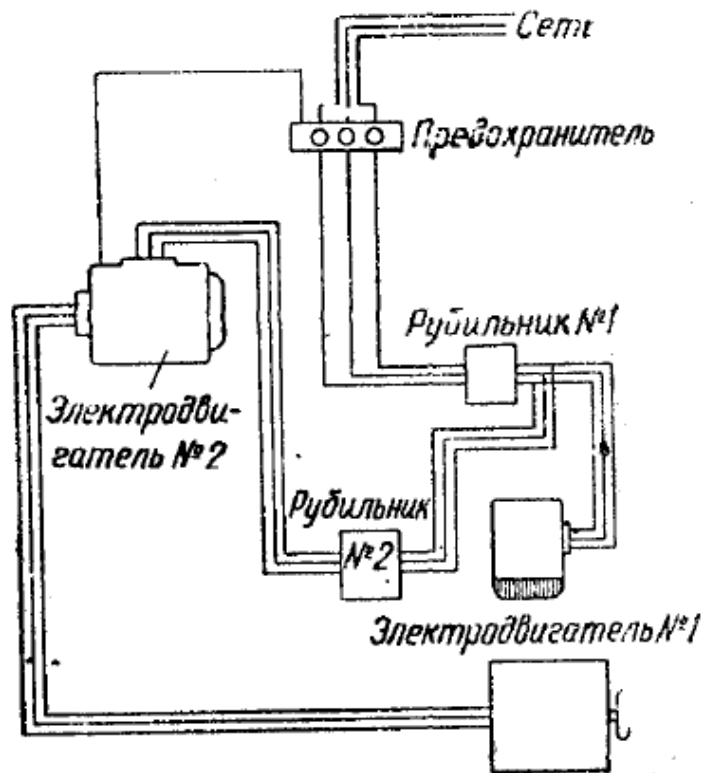


Рис. 2.13. Схема привода машины

При переміщенні відводки і важеля 10 вліво вилка 11 зміститься вправо, виводячи з дотикання фрикційну муфту з фрикційним шківом; вал маховичків відключається від головного вала машини. Виключення основного електродвигуна виконується зміщенням відведення вправо. При цьому кронштейн 9 також зміститься вправо, а вилка 11 відійде вліво і перемістить по шпонці фрикційну муфту 13 до її дотикання з фрикційним шківом 5. Таким чином, при виключеному

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

основному електродвигуні забезпечується постійний зв'язок між валом маховичків і головним валом машини.

В результаті великих інерційних сил, виникаючих у зв'язку з високою швидкістю в процесі роботи машини, головний вал по інерції продовжує обертатись після вимкнення основного електродвигуна. Це викликає збільшену довжину дефекту на полотні і велику ширину поперечної полоси при зупинці машини. Для уникнення цього машини для швидкої зупинки головного вала оснащена спеціальним гальмівним пристосуванням.

На відведенні 1 жорстко закріплений конус 14, поверхня якого знаходиться в постійному дотиканні з кінцем плеча важеля 15. Тяга 16 шарнірно пов'язана з важелями 15 і 17. На головному валу машини укріплено шків 18, на який діє гальмівна колодка 19. Пружини 20, які стягують кінці колодки, змушують сильніше охоплювати шків 18 і гальмувати головний вал машини. важель 17 закінчується кулачками 21, які діють на кінці гальмівної колодки.

При зупинці машини, тобто при зміщенні відведення вправо, плече важеля 15, що лежить на конусу, опуститься, а тяга 16 переміститься у напрямку стрілки. Нижнє плече важеля 17 відхилиться вправо, і кулачки 21, повернувшись за годинниковою стрілкою, припинять вплив на гальмівні колодки. Під дією пружини 20 колодки стискаються, охоплюють щільно гальмівний шків, викликаючи швидке і плавне гальмування головного вала машини.

При запуску машини відведення 1 переміщують вліво, і нижнє плече важеля 17 відхилиться проти годинникової стрілки. Кулачки 21 повертаються і, переборюючи дію пружин 20, розтискають гальмівні колодки, звільняючи головний вал машини.

Всі механізми машини, за винятком механізму подачі основи, приводяться в рух від основного електродвигуна 1 (рис. 2.14), встановленого в нижній частині тильної сторони машини. Трьома клиноподібними пасами 2 рух передається від електродвигуна 3 шківу 4, закріпленому на головному валу 5 машини. головний вао складається з чотирьох окремих секцій, з'єднаних між собою муфтами 6. Кожна секція проходить крізь ексцентрикову коробку 7, в якій розташовані всі механізми руху петлетвірних органів, за виключенням механізму зсуву вушкових голок.

На головному валу машини на шпонці насаджено фланець 8, на втулці якого болтами 9 кріпиться шестерня 10. Для болтів в шестерні зроблено спеціальні кільцеві пази. Від шестерні 10 рух повідомляється ексцентриковому валику 11 за допомогою закріпленої на ньому шестерні 12. На цьому ж валику закріпленій ексцентрик 13, який повідомляє голочниці через спеціальний механізм зворотно-поступальний рух по вертикалі. З траєкторії руху (див. рис. 1.1.) видно, що в процесі утворення одного петельного ряду голочниця виконує два рази зворотно-поступальний рух. Для цього передаточне число від шестерні 10 (див. рис. 2.14) до шестерні 13 дорівнює двом. Таким чином, за один оберт головного вала машини ексцентрик 13 виконує два повних оберти, і, відповідно, голочниця два рази зміститься вгору і вниз.

Окрім фланця 8 з шестернею 10 в кожній секції головного вала закріплена шестерня 14, яка передає рух шестерні 15 за допомогою шестерні 16. Шестерні 15 і 16, так само, як і шестерня 10, закріплені на фланцях 17 і 18 болтами. Болти проходять крізь кільцеві пази шестерень. Фланець 17 жорстко насаджений на

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

ексцентриковий валік 19. На цьому ж валіку закріплений ексцентрик 20, повідомляючий голочниці через особливий механізм зворотно-поступальний рух по горизонталі – до центру і від центра машини. Переданочне число між шестернями 14 і 15 дорівнює одиниці. Відповідно, за один оберт головного вала машини ексцентрик 20 здійснить один повний оберт і повідомить голочниці один коливний рух до центру машини і назад.

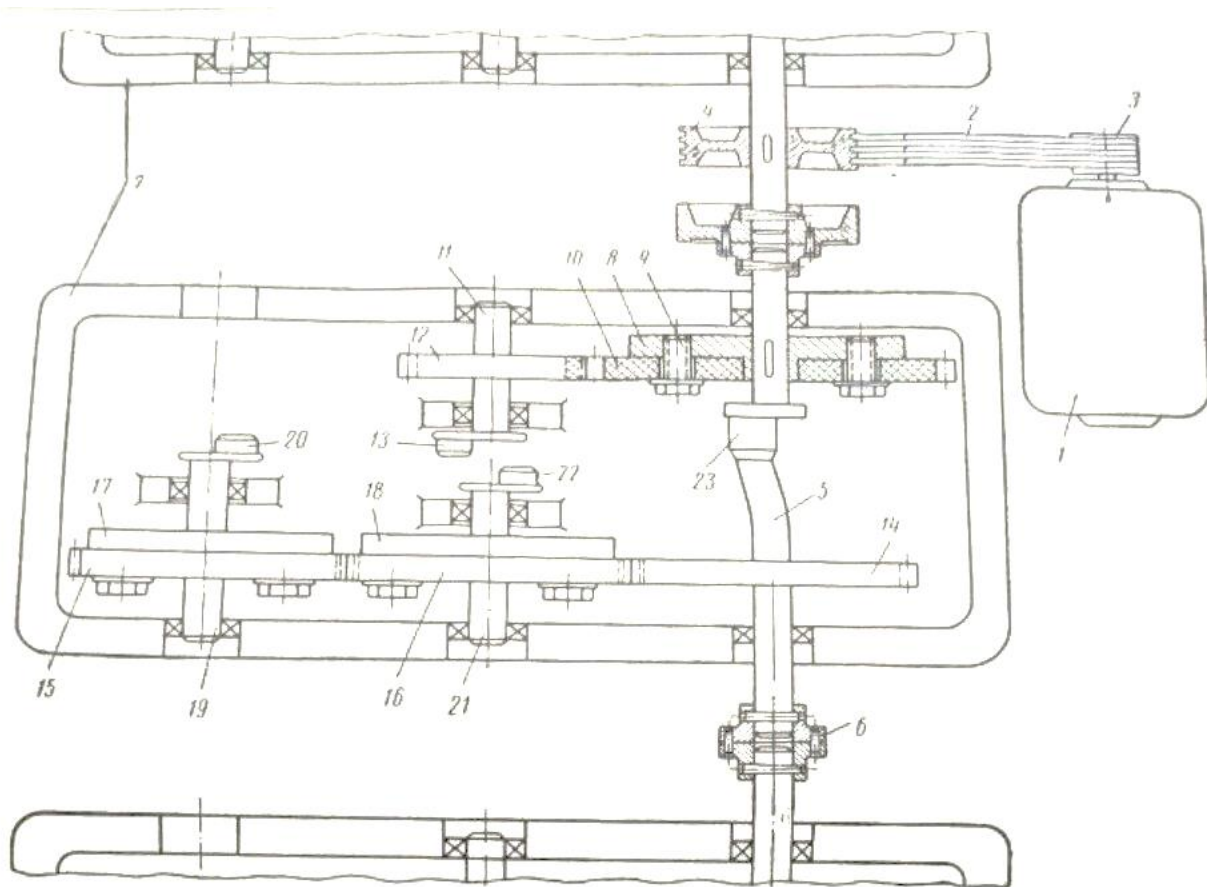


Рис. 2.14. Розташування та призначення ексцентриків

Фланець 18 з шестернею 16 закріплений на ексцентриковому валіку 21. На цьому ж валіку укріплено ексцентрик 22, який за допомогою спеціального механізму передає рух платині. Рух пресу передається також через спеціальний механізм від коліна 23 головного вала машини.

Взаємне положення ексцентрика і головного вала машини змінюють поворотом відповідної шестерні після звільнення болтів 9, якими шестерня прикріплена до фланця. Завдяки кільцевим пазам в шестерні кожному з них можна повернути на деякий кут відносно фланця. Положення механізмів руху петлетвірних органів змінюється поворотом відповідної шестерні. Поворот шестерні 10 змінює положення механізму зворотно-поступального руху голочниці по вертикалі. Поворот шестерні 15 змінює положення механізму коливного руху голочниці по горизонталі. Поворот шестерні 16 змінює положення механізму руху платин.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## РОЗДІЛ 3. ОГЛЯД МЕТОДІВ АНАЛІЗУ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

### Метод векторних замкнутих контурів

При цьому методі ланки механізму, його характерні розміри і переміщення ланок наводяться у вигляді векторів. В результаті формуються векторні багатокутники (замкнуті контури), на основі яких складаються векторні рівняння.

Розглядаючи ці векторні рівняння в проекціях на осі довільно обраної системи координат, отримують системи алгебраїчних рівнянь, вирішуючи які вводять рівняння для визначення переміщень (лінійних і кутових) ланок, що досліджуються.

В якості параметра виступає узагальнена координата початкової ланки (зазвичай кут повороту ведучого кривошипа).

Задаючи різні значенні узагальненої координати, по отриманим рівнянням визначають положення ланок, що досліджуються, в різних положеннях механізму. Подвійним диференціюванням рівнянь переміщень отримують рівняння для визначення швидкостей (лінійних і кутових) та прискорень (лінійних і кутових) ланок, що досліджуються.

Однак, на практиці, рівняння швидкостей і прискорень навіть для простих механізмів виходять досить громіздкими, з великою вірогідністю отримання помилки при багатоступінчастому диференціюванні.

Крім того такий підхід вимагає окремого програмування для кожного механізму при використанні ЕОМ. Тому зручніше використовувати аналітичний метод в комбінації з графічним методом в якості алгоритму машинного вирішення задачі. Такий підхід робить вирішення задач досить раціональним.

### Координатний метод

На розрахунковій схемі (рис. 3.1) кінематичні пари (КП) позначимо цифрами: 1 – КП, утворена стояком та кривошипом; 2 – КП, утворена кривошипом та шатуном; 3 – КП, утворена шатуном та коромислом; 4 – КП, утворена коромислом та стояком. Також позначимо довжини рухомих ланок:  $l_{12}$  – довжина кривошипа;  $l_{23}$  – довжина шатуна;  $l_{34}$  – довжина коромисла. Прийmemo, що робочий орган виконаний як одна деталь з шатуном. Характерну точку робочого органу (робочу точку) позначимо точкою 5. Положення робочої точки 5 на шатуні визначається довжиною його відростка  $l_{35}$  та кутом  $\alpha$  нахилу цього відростка до шатуна.

Визначимо функцію положення точок 2, 3 та 5 механізму. Відомими є координати всіх стояків механізму (це точки 1 та 4), довжини всіх його ланок ( $l_{12}$ ,  $l_{23}$  та  $l_{34}$ ), початковий кут встановлення кривошипа  $\varphi_0$ , кутова швидкість кривошипу  $\omega_1$  та кутове прискорення кривошипа  $\varepsilon_1$  (яке при усталеній роботі механізму дорівнює нулю, тобто  $\varepsilon_1 = 0 \text{ c}^{-2}$ )

Для визначення координат рухомої точки 3 (КП, утвореної шатуном та коромислом) виразимо довжини шатуна  $l_{23}$  та коромисла  $l_{34}$  через координати кінематичних пар, які вони утворюють.

$$(X_2 - X_3)^2 + (Y_2 - Y_3)^2 = l_{23}^2,$$

де  $X_2 = l_{12} \cos \varphi_1$ ;  $Y_2 = l_{12} \sin \varphi_1$ .

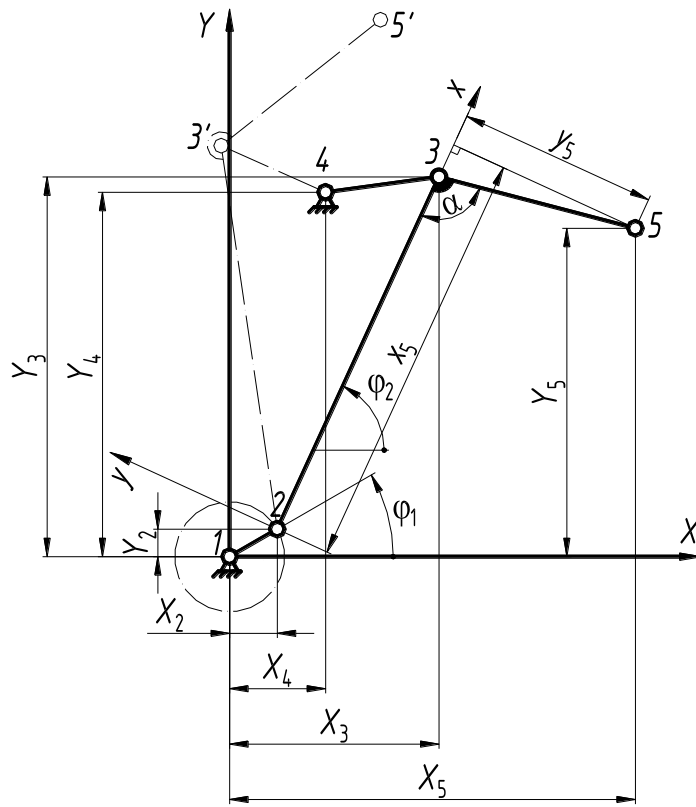


Рис. 3.1. Розрахункова схема для визначення функції положення кривошипно-кормислового механізму координатним методом

В цих виразах  $\varphi_1$  – поточне значення кута повороту кривошипа.

$$(X_4 - X_3)^2 + (Y_4 - Y_3)^2 = l_{34}^2.$$

Розкриємо дужки в виразах (1) та (2).

$$X_2^2 - 2X_2X_3 + X_3^2 + Y_2^2 - 2Y_2Y_3 + Y_3^2 = l_{23}^2,$$

$$X_4^2 - 2X_4X_3 + X_3^2 + Y_4^2 - 2Y_4Y_3 + Y_3^2 = l_{34}^2.$$

Віднімемо вирази та згрупуємо доданки відносно  $X_3$  та  $Y_3$ .

$$(X_4^2 - X_2^2) - 2X_3(X_4 - X_2) + (Y_4^2 - Y_2^2) - 2Y_3(Y_4 - Y_2) = l_{34}^2 - l_{23}^2.$$

З виразу визначимо  $Y_3$ .

$$Y_3 = \frac{(X_4^2 - X_2^2) - 2X_3(X_4 - X_2) + (Y_4^2 - Y_2^2) - l_{34}^2 + l_{23}^2}{2(Y_4 - Y_2)},$$

або

$$Y_3 = -\frac{X_4 - X_2}{Y_4 - Y_2} \cdot X_3 + \frac{X_4^2 - X_2^2 + Y_4^2 - Y_2^2 - l_{34}^2 + l_{23}^2}{2(Y_4 - Y_2)}.$$

Позначимо  $k = -\frac{X_4 - X_2}{Y_4 - Y_2}$ ;  $b = \frac{X_4^2 - X_2^2 + Y_4^2 - Y_2^2 - l_{34}^2 + l_{23}^2}{2(Y_4 - Y_2)}$ , тоді вираз можна

переписати таким чином:

$$Y_3 = k \cdot X_3 + b.$$

Підставимо значення  $Y_3$ .

$$X_2^2 - 2X_2X_3 + X_3^2 + Y_2^2 - 2Y_2(kX_3 + b) + (kX_3 + b)^2 = l_{23}^2.$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



У виразі розкриємо дужки, згрупуємо всі доданки відносно  $X_3$  та прирівняємо до нуля.

$$(1+k^2)X_3^2 + 2(kb - Y_2k - X_2)X_3 + (X_2^2 + Y_2^2 - 2Y_2b + b^2 - l_{23}^2) = 0.$$

Позначимо  $A = 1+k^2$ ;  $B = kb - Y_2k - X_2$ ;  $C = X_2^2 + Y_2^2 - 2Y_2b + b^2 - l_{23}^2$ .

Тоді вираз можна переписати таким чином:

$$A \cdot X_3^2 + 2B \cdot X_3 + C = 0.$$

Вираз є квадратним рівнянням, корені якого визначаються з формули:

$$X_3 = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - A \cdot C}}{A}.$$

Підставляючи до виразу замість коефіцієнтів  $A$ ,  $B$  та  $C$  їхні вирази, остаточно отримуємо вираз для визначення  $X_3$ .

$$X_3 = \frac{X_2 - (b - Y_2)k}{1+k^2} \pm \sqrt{\left[ \frac{X_2 - (b - Y_2)k}{1+k^2} \right]^2 - \frac{X_2^2 + (b - Y_2)^2 - l_{23}^2}{1+k^2}}.$$

Координата  $Y_3$  визначається з виразу після визначення  $X_3$  з виразу. Знак перед радикалом вибирається залежно від варіанту складання механізму та від квадранту, в якому знаходиться стояк 4.

Кривошипно-коромисловий механізм може мати два варіанти складання. Параметр, що вказує на варіант складання, позначимо  $W$ . Для варіанту механізму 1-2-3-4-5 (див. рис. 3.1)  $W = -1$ , а для варіанту механізму 1-2-3'-4-5'  $W = +1$  (на рис. 3.1 шатун з відростком та коромисло показані тонкою штрих-пунктирною лінією). Варіант складання можна визначати за таким правилом: якщо рух з точки 2 через точку 3 до точки 4 здійснюється за годинниковою стрілкою, то параметр складання  $W = +1$ , а якщо проти годинникової стрілки  $W = -1$ .

Крім цього необхідно враховувати координатну чверть, в якій знаходиться стояк 4, що впливає на результати розрахунку. При цьому сама координатна чверть стояка 4 визначається у припущенні, що початок координат співпадає з точкою 1. Параметр, що вказує на координатну чверть стояка позначимо  $K$ . Для механізму, в якому стояк знаходиться в першій та другій координатних чвертях, тобто якщо  $X_4 - X_1 > 0$  або  $X_4 - X_1 < 0$  та  $Y_4 - Y_1 > 0$ , параметр  $K = -1$ . Для механізму, в якому стояк знаходиться в третій та четвертій координатних чвертях, тобто якщо  $X_4 - X_1 < 0$  або  $X_4 - X_1 > 0$  та  $Y_4 - Y_1 < 0$ , параметр  $K = +1$ .

Отже формулу можна переписати таким чином:

$$X_3 = \frac{X_2 - (b - Y_2)k}{1+k^2} + W \cdot K \cdot \sqrt{\left[ \frac{X_2 - (b - Y_2)k}{1+k^2} \right]^2 - \frac{X_2^2 + (b - Y_2)^2 - l_{23}^2}{1+k^2}}.$$

При визначенні знаку перед радикалом у формулі можна користуватися табл. 3.1.

Вирази справедливі, коли  $Y_2 \neq Y_4$ . У випадку, коли  $Y_2 = Y_4$  відбувається ділення на «0», тому слід задаватися додатковими умовами та виразами.

Для визначення координат робочої точки 5 в системі координат  $XU$  з початком в точці 1 побудуємо додаткову рухому систему координат  $xu$ , початок якої збігається з точкою 2, а вісь  $x$  проходить через точки 2 та 3.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

**Вибір знаку перед радикалом залежно від варіанту складання механізму та координатної чверті, в якій знаходиться стояк 4 при умові, що початок координат збігається зі стояком I**

Варіант складання механізму	$W = +1$				$W = -1$			
	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
Номер чверті стояка 4	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>
Значення параметру <i>K</i>	«-»	«-»	«+»	«+»	«-»	«-»	«+»	«+»
Знак перед радикалом	«-»	«-»	«+»	«+»	«+»	«+»	«-»	«-»

Координати робочої точки 5 в рухомій системі координат  $xу$ .

$$x_5 = l_{23} - l_{35} \cos(-\alpha),$$

$$y_5 = l_{35} \sin(-\alpha).$$

Слід відмітити, що додатній напрямку кута  $\alpha$  відраховується від осі шатуна до осі коромисла відносно точки 3 проти годинникової стрілки.

Визначимо координати робочої точки 5 в системі координат  $XУ$ , виконавши перехід від координат цієї точки в рухомій системі координат  $xу$ . Для цього одночасно скористаємося формулами перенесення координат та матрицею повороту.

$$\begin{pmatrix} X_5 \\ Y_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \cos \varphi_2 & -\sin \varphi_2 \\ \sin \varphi_2 & \cos \varphi_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_5 \\ y_5 \end{pmatrix}.$$

У виразі  $\varphi_2$  – кут повороту шатуна (див. рис. 5.2).

$$\cos \varphi_2 = \frac{X_3 - X_2}{l_{23}},$$

$$\sin \varphi_2 = \frac{Y_3 - Y_2}{l_{23}}.$$

Підставивши до виразу та розв'язавши його, отримуємо:

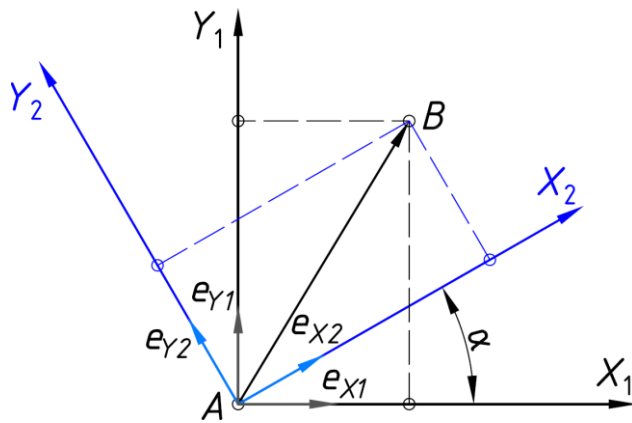
$$X_5 = X_2 + x_5 \cdot \frac{X_3 - X_2}{l_{23}} - y_5 \cdot \frac{Y_3 - Y_2}{l_{23}},$$

$$Y_5 = Y_2 + x_5 \cdot \frac{Y_3 - Y_2}{l_{23}} + y_5 \cdot \frac{X_3 - X_2}{l_{23}}.$$

### Метод векторного перетворення координат

Для кінематичного розрахунку важільних механізму методом векторного перетворення координат у *MathCAD* скористаємося наступними відомостями з векторного аналізу.

Вектор  $P_{AB}$  (рис. 3.2) можна розкласти по осям координат  $X_1, Y_1, Z_1$  (для спостерігача в площині екрана монітора при 2D кінематичному аналізі осі  $Z_1$  та  $Z_2$  збігаються з точкою  $A$ ):



**Рис. 3.2.** Розрахункова схема для визначення проєкцій вектора  $P_{AB}$  при повороті системи координат  $X_1Y_1Z_1$  у положення  $X_2Y_2Z_2$  навколо осі  $Z_1$

$$P_{AB} = e_{X_1} \cdot P_{AB_{X_1}} + e_{Y_1} \cdot P_{AB_{Y_1}} + e_{Z_1} \cdot P_{AB_{Z_1}}.$$

Спроектуємо вектор  $P_{AB}$  на осі  $X_2, Y_2, Z_2$ . З цією метою вираз потрібно помножити скалярно на орт відповідної осі:

$$P_{AB_{X_2}} = e_{X_2} \cdot P_{AB} = e_{X_2} \cdot e_{X_1} \cdot P_{AB_{X_1}} + e_{X_2} \cdot e_{Y_1} \cdot P_{AB_{Y_1}} + e_{X_2} \cdot e_{Z_1} \cdot P_{AB_{Z_1}},$$

$$P_{AB_{Y_2}} = e_{Y_2} \cdot P_{AB} = e_{Y_2} \cdot e_{X_1} \cdot P_{AB_{X_1}} + e_{Y_2} \cdot e_{Y_1} \cdot P_{AB_{Y_1}} + e_{Y_2} \cdot e_{Z_1} \cdot P_{AB_{Z_1}},$$

$$P_{AB_{Z_2}} = e_{Z_2} \cdot P_{AB} = e_{Z_2} \cdot e_{X_1} \cdot P_{AB_{X_1}} + e_{Z_2} \cdot e_{Y_1} \cdot P_{AB_{Y_1}} + e_{Z_2} \cdot e_{Z_1} \cdot P_{AB_{Z_1}}.$$

У виразах коефіцієнтами при проєкціях вектора  $P_{AB}$  на осі  $X_1, Y_1, Z_1$  є скалярні добутки ортів осей координатних систем  $X_1Y_1Z_1$  та  $X_2Y_2Z_2$ , які дорівнюють косинусам кутів між відповідними координатними осями.

Вираз можна переписати таким чином:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix}}_{\text{вектор-стовпчик перетвореного вектора}} = \underbrace{\begin{pmatrix} \cos(e_{X_2}, e_{X_1}) & \cos(e_{X_2}, e_{Y_1}) & \cos(e_{X_2}, e_{Z_1}) \\ \cos(e_{Y_2}, e_{X_1}) & \cos(e_{Y_2}, e_{Y_1}) & \cos(e_{Y_2}, e_{Z_1}) \\ \cos(e_{Z_2}, e_{X_1}) & \cos(e_{Z_2}, e_{Y_1}) & \cos(e_{Z_2}, e_{Z_1}) \end{pmatrix}}_{\text{матриця (3x3) повороту вектора}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix}}_{\text{вектор-стовпчик вектора, що перетворюється}}.$$

Матриця у виразі, яка складена з косинусів кутів між відповідними координатними осями, є матрицею напрямних косинусів, або матрицею повороту.

Для частинного випадку повороту системи координат  $X_1Y_1Z_1$  навколо осі  $Z_1$  (рис. 3.2) на кут  $\alpha$  до її суміщення з системою координат  $X_2Y_2Z_2$  вираз записується таким чином:

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(90^\circ) \\ \cos(90^\circ + \alpha) & \cos(\alpha) & \cos(90^\circ) \\ \cos(90^\circ) & \cos(90^\circ) & \cos(0^\circ) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} = \\ &= \underbrace{\begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90^\circ - \alpha) & 0 \\ \cos(90^\circ + \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{матриця (3x3) повороту вектора}} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

При кінематичному аналізі механізмів система координат  $X_1Y_1Z_1$  вважається нерухомою, а система координат  $X_2Y_2Z_2$  – рухомою, оскільки одна з її осей координат зазвичай збігається з вектором-ланкою механізму. При цьому проекції вектора  $P_{AB}$  в рухомій системі координат  $X_2Y_2Z_2$  є відомими. Для визначення проекцій вектора  $P_{AB}$  в нерухомій системі координат  $X_1Y_1Z_1$  потрібно у виразі транспонувати матрицю повороту  $m_i \times n_j$  (тобто замінити її  $i$ -ту строку  $j$ -им стовпчиком того самого номера). Виконавши це, отримуємо:

$$\begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90^\circ + \alpha) & 0 \\ \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{\text{матриця (3x3) повороту вектора}} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix}.$$

Для визначення «функції повороту вектора»  $\rho(r, \alpha, NewLong)$  потрібно вихідний вектор  $r$  (рис. 3.3), що лежить у площині  $XY$ , повернути на кут  $\alpha$  навколо осі  $Z$  зі зміною або без зміни його довжини. Координати нового вектора  $\rho(r, \alpha, NewLong)$  можна представити наступним виразом:

$$\rho(r, \alpha, NewLong) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90^\circ + \alpha) & 0 \\ \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{NewLong}{|r|},$$

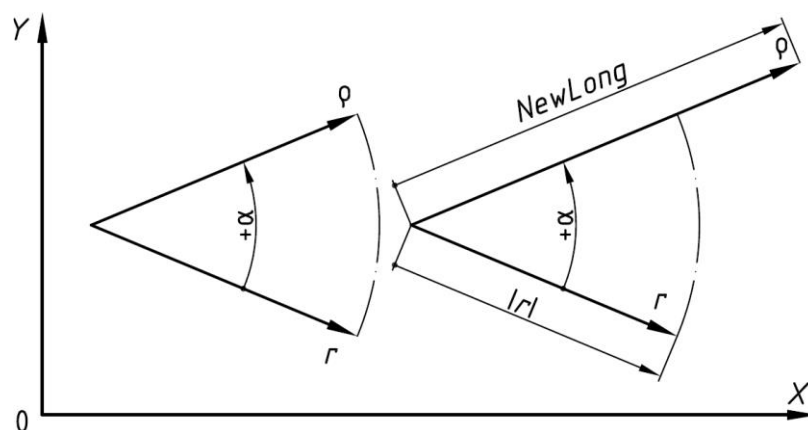
де  $r$  – вихідний вектор, що повертають;

$\alpha$  – кут повороту вихідного вектора. При здійсненні повороту вектора проти годинникової стрілки, значення кута  $\alpha$  приймається зі знаком «+», при повороті за годинниковою стрілкою – зі знаком «-».

$NewLong$  – нова довжина вектора.

У виразі перший множник є матрицею повороту (так звана матриця напрямних косинусів), а елементи, що входять до неї, називаються напрямними косинусами координатних осей. Другий множник є вихідним вектором, що повертають, а третій множник – масштабним коефіцієнтом повороту.

На рис. 3.3 графічно показаний поворот вектора  $r$  на кут  $\alpha$  без зміни його довжини й зі зміною довжини.



**Рис. 3.3. Графічний поворот вектора навколо осі  $Z$  ( $0:=Z$ ):  
 $a$  – без зміни його довжини;  $b$  – зі зміною його довжини**

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

При комп'ютерному моделюванні кінематичних схем 3D механізмів технологічних машин легкої промисловості крім повороту векторів у площині  $XU$  навколо осі  $Z$  буде здійснюватися поворот векторів у площині  $YZ$  навколо осі  $X$  та в площині  $ZX$  навколо осі  $Y$ .

Скориставшись виразом, запишемо вираз для визначення координат вектора  $P_{AB}$  [ $P_{AB_{X_2}}$ ;  $P_{AB_{Y_2}}$ ;  $P_{AB_{Z_2}}$ ] при повороті системи координат  $X_1Y_1Z_1$  у положення  $X_2Y_2Z_2$  навколо осі  $X_1$  (яка в цьому випадку співпадатиме з віссю  $X_2$ ) на кут  $\alpha$  (рис. 5.5):

$$\begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(0^\circ) & \cos(90^\circ) & \cos(90^\circ) \\ \cos(90^\circ) & \cos(\alpha) & \cos(90^\circ - \alpha) \\ \cos(90^\circ) & \cos(90^\circ + \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} =$$

$$= \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \cos(90^\circ - \alpha) \\ 0 & \cos(90^\circ + \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}}_{\text{матриця (3x3) повороту вектора навколо осі X}} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix}$$

Для визначення проєкцій вектора  $P_{AB}$  при його повороті навколо осі  $X_1$  в нерухомій системі координат  $X_1Y_1Z_1$  транспонуємо матрицю повороту навколо осі  $X_1$ :

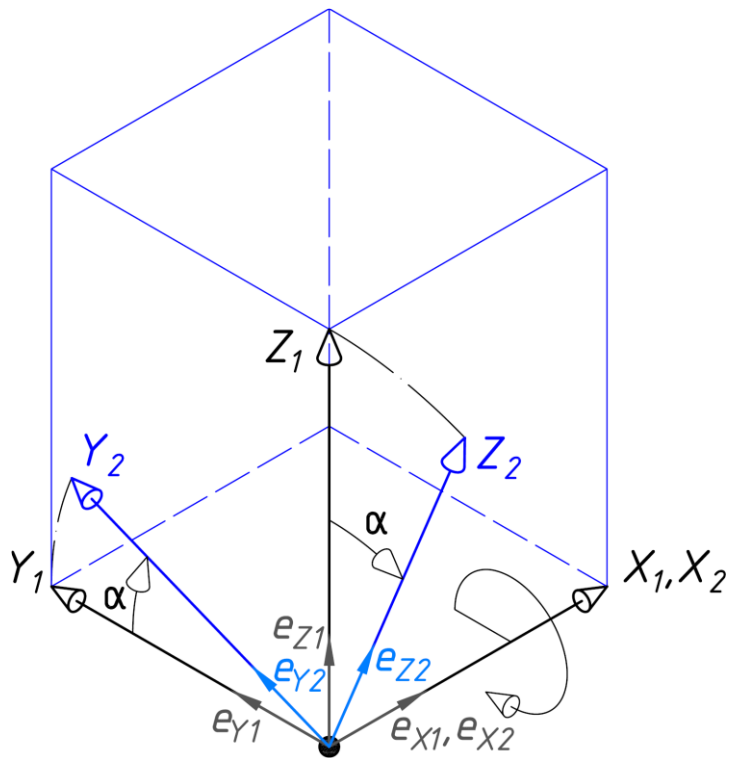
$$\begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \cos(90^\circ + \alpha) \\ 0 & \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix}.$$

Так само, скориставшись виразом, запишемо вираз для визначення координат вектора  $P_{AB}$  [ $P_{AB_{X_2}}$ ;  $P_{AB_{Y_2}}$ ;  $P_{AB_{Z_2}}$ ] при повороті системи координат  $X_1Y_1Z_1$  у положення  $X_2Y_2Z_2$  навколо осі  $Y_1$  (яка в цьому випадку співпадатиме з віссю  $Y_2$ ) на кут  $\alpha$  (рис. 3.5):

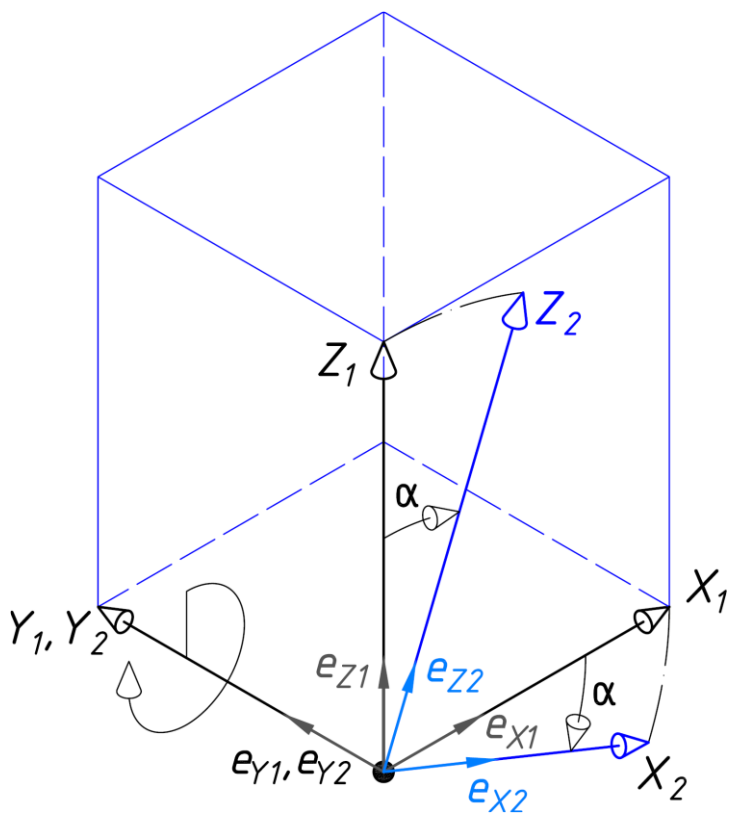
$$\begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90^\circ) & \cos(90^\circ + \alpha) \\ \cos(90^\circ) & \cos(0^\circ) & \cos(90^\circ) \\ \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(90^\circ) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} =$$

$$= \underbrace{\begin{pmatrix} \cos(\alpha) & 0 & \cos(90^\circ + \alpha) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos(90^\circ - \alpha) & 0 & \cos(\alpha) \end{pmatrix}}_{\text{матриця (3x3) повороту вектора навколо осі Y}} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



**Рис. 3.4. Поворот системи координат  $X_1Y_1Z_1$  на кут  $\alpha$  у положення  $X_2Y_2Z_2$  навколо осі  $X_1$**



**Рис. 3.5. Поворот системи координат  $X_1Y_1Z_1$  на кут  $\alpha$  у положення  $X_2Y_2Z_2$  навколо осі  $Y_1$**

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Для визначення проєкцій вектора  $P_{AB}$  при його повороті навколо осі  $Y_1$  в нерухомій системі координат  $X_1Y_1Z_1$  транспонуємо матрицю повороту навколо осі  $Y_1$ :

$$\begin{pmatrix} P_{AB_{X_1}} \\ P_{AB_{Y_1}} \\ P_{AB_{Z_1}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & 0 & \cos(90^\circ - \alpha) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos(90^\circ + \alpha) & 0 & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{AB_{X_2}} \\ P_{AB_{Y_2}} \\ P_{AB_{Z_2}} \end{pmatrix}.$$

Аналогічно виразу запишемо функцію користувача для повороту вектора  $\rho$  навколо осі  $X$ :

$$\rho_X(r, \alpha, NewLong) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \cos(90^\circ + \alpha) \\ 0 & \cos(90^\circ - \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{NewLong}{|r|}.$$

Так само запишемо функцію користувача для повороту вектора  $\rho$  навколо осі  $Y$ :

$$\rho_Y(r, \alpha, NewLong) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & 0 & \cos(90^\circ - \alpha) \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos(90^\circ + \alpha) & 0 & \cos(\alpha) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{NewLong}{|r|}.$$

Одиничні орти осей координат позначимо як:

$$e_X := \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad e_Y := \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad e_Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Використовуючи вирази для повороту вектора в різних площинах відносно координатних осей, можна отримати функції положення ланок та характерних точок механізмів, їхні швидкості та прискорення.

### **Графоаналітичний метод (метод планів швидкостей та прискорень)**

Графоаналітичний метод аналізу базується на графічному вирішенні векторних рівнянь, тобто на кресленні планів швидкостей механізму та планів прискорень механізму.

План швидкостей механізму – це креслення на якому, у вигляді відрізків, зображено вектори, які за напрямком та по модулю рівні швидкостям усіх точок механізму для певного моменту часу. План прискорень механізму – це креслення, на якому, у вигляді відрізків, зображено вектори, які за напрямком і по модулю рівні прискоренням точок ланок механізму для певного моменту часу.

Для кінематичного аналізу графоаналітичним методом потрібно накреслити механізм у довільному положенні, з врахуванням масштабних коефіцієнтів згідно ДСТУ на креслення. Масштабний коефіцієнт визначається відношенням дійсної величини ланки, до її схематичного розміру на кресленні.

При визначенні швидкостей потрібно використовувати рівняння теоретичної механіки, які описують рух ланок механізму при плоскому і складному рухах.

Швидкість точки визначається добутком кутової швидкості на довжину ланки. При кресленні плану швидкостей потрібно визначити масштабний коефіцієнт, який

визначається відношенням дійсної лінійної швидкості точки до довжини її вектору – аналогу цієї швидкості на кресленні. За полюс обирається довільна точка Р на площині. З полюса проводиться відрізок Ра – аналог швидкості  $V_a$ , у напрямку швидкості  $V_a$ . Після чого, з кінця цього відрізка проводиться лінія, паралельна вектору швидкості  $V_{a3}$ . Потім, з полюса Р проводимо лінію, паралельну швидкості  $V_{a3}$ . Точку перетину цих двох ліній позначаємо як  $a_3$ . План швидкостей отримано.

При визначенні швидкостей точок за отриманим планом потрібно використати масштабний коефіцієнт  $K_v$ . Швидкість визначається добутком раніше отриманого масштабного коефіцієнта на довжину її вектору на кресленні. Кутова швидкість визначається як відношення величини лінійної швидкості ланки до розміру ланки.

Для визначення прискорень використовуються ті ж самі рівняння теоретичної механіки, які описують плоский і складний рухи механізму.

Для креслення плану прискорень використовують масштабний коефіцієнт, який визначається як відношення величини абсолютного прискорення точки до довжини відрізка аналогу прискорення цієї точки. За полюс обираємо довільну точку Р'. з полюса Р' проводиться відрізок Р'а' – аналог прискорення  $W_a^n$ , у напрямку прискорення  $W_a^n$ . З кінця цього відрізка проводиться відрізок а'К' у напрямку прискорення  $V_{a3}^{cor}$ . Потім з точки п'зв проводиться лінія, паралельна прискоренню  $W_{a3}^{BP}$ . Точку перетину двох ліній позначаємо як а'з. План прискорень отримано. При визначенні прискорень точок за отриманим планом потрібно використати раніше отриманий масштабний коефіцієнт. Лінійне прискорення визначається як добуток масштабного коефіцієнта на величину його вектору на кресленні. Кутове прискорення ланки визначається як відношення лінійного прискорення до довжини ланки.

### Графічний метод

При використанні цього методу рішення задачі зводиться до побудови діаграм (графіків) руху ланки або точки що досліджуються. Будуються діаграми переміщень, швидкостей і прискорень, тому цей метод часто називають методом кінематичних діаграм.

Дослідження починається з побудови різних положень механізму. Будується N послідовних положень механізму, які він приймає в процесі роботи в межах одного циклу (зазвичай один повний оберт ведучої ланки). Побудова ведеться з врахуванням масштабного коефіцієнта.

Кількість положень механізму N обирається в залежності від необхідної точності дослідження. При лише графічному вирішенні задачі зазвичай приймають  $N = 12$ . Це забезпечує у більшості випадках достатню практичну точність при відносно невеликій кількості побудов. Більша кількість положень робить метод досить громіздким, і призводить до значного затемнення креслення і складності його читання.

При використанні графічного методу в якості алгоритму вирішенні задач за допомогою ЕОМ кількість положень механізм не має обмежень.

Побудова окремих положень механізму відбувається по групах Ассура і зазвичай зводиться до графічного вирішення елементарних геометричних зачад.

Після побудови N положень механізму будується діаграма переміщень необхідної ланки. Одне з положень механізму приймається за нульове, зазвичай

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40



приймають положення механізму, в якому ланка, що досліджується займає одне з своїх крайніх положень.

Від нульового положення відбувається нумерація інших положень механізму, послідовно до положень, які він займає в процесі роботи (на ведучій ланці нумерація має співпадати з напрямком її руху).

Відмітив послідовні положення ланки, яка досліджується, вимірюють відстань до кожного з них від нульового і визначають дійсні значення переміщень за допомогою масштабного креслення. Дійсні значення визначаються як добуток масштабного коефіцієнта на довжину відрізка на кресленні.

В загальному випадку для побудови діаграми призначають масштаб переміщень, і визначають значення ординат, що відповідають переміщенням ланки в кожному положенні механізму.

Якщо величини відрізків, що зображають переміщення ланок на кресленні, підходять для побудови діаграми, то можна без додаткових розрахунків відкласти їх по осі ординат на діаграмі переміщень для відповідних положень.

Вісь абсцис на діаграмах руху є віссю часу. Однак при побудові діаграми зазвичай відмічають положення механізму, для яких виконуються дослідження, а потім (в залежності від обраного відрізка на осі абсцис, що відповідає повному циклу роботи механізму, і швидкості ведучої ланки) розраховується масштаб часу, який визначається як відношення значення  $60$  до добутку частоти обертання ведучої ланки на відрізок по осі абсцис діаграми переміщень, що відповідає повному оберту ведучої ланки.

Подвійним диференціюванням діаграми переміщень отримують діаграму швидкостей і діаграму прискорень ланки або точки, що досліджується.

Так як діаграма переміщень будується по точкам і рівняння отриманої кривої невідомо, то диференціювання проводиться графічним методом.

Якщо ланка, що досліджується, є коромислом (тобто виконує зворотно-обертальний рух), тоді будується діаграма кутових переміщень цієї ланки, а при диференціюванні відповідно отримують діаграму кутових швидкостей і діаграму кутових прискорень цієї ланки.

При вимірюванні кутів повороту ланки, що досліджується, потрібно мати на увазі, що незалежно від масштабу побудови механізму, кути на кресленні мають дійсний розмір. Кути виміряють в радіанах і переводять у відрізки на діаграмі через масштабний коефіцієнт кутів повороту. Кути визначаються як відношення відрізка на діаграмі кутових переміщень до масштабу кутів повороту.

Для побудови траєкторії руху будь якої точки необхідно відмітити положення цієї точки у всіх  $N$  положеннях механізму і послідовно з'єднати отримані точки плавною кривою.

## РОЗДІЛ 4. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ

### 4.1 Функції положення механізму

При виконанні кінематичного аналізу механізму вхідними даними є:

Абсциса кінематичної пари 1:	$X_1 = 0$ мм
Ордината кінематичної пари 1:	$Y_1 = 0$ мм
Апліката кінематичної пари 1:	$Z_1 = 0$ мм
Абсциса кінематичної пари 4:	$X_4 = 5$ мм
Ордината кінематичної пари 4:	$Y_4 = 150$ мм
Апліката кінематичної пари 4:	$Z_4 = 0$ мм
Абсциса кінематичної пари 7:	$X_7 = 112.5$ мм
Ордината кінематичної пари 7:	$Y_7 = 3.5$ мм
Апліката кінематичної пари 7:	$Z_7 = 0$ мм
Довжина кривошипа 1-2:	$L_{1-2} = 9$ мм
Довжина шатуна 2-3:	$L_{2-3} = 9$ мм
Довжина коромисла 3-4:	$L_{3-4} = 9$ мм
Довжина відростка коромисла 4-5:	$L_{4-5} = 9$ мм
Довжина відростка коромисла 5-6:	$L_{5-6} = 9$ мм
Довжина кривошипа 7-8:	$L_{7-8} = 9$ мм
Довжина шатуна 8-9:	$L_{8-9} = 9$ мм
Довжина повзуна 9-10:	$L_{9-10} = 9$ мм
Початкове положення кривошипа 1-2:	$\varphi_{01} = -90^0$
Початкове положення кривошипа 7-8:	$\varphi_{04} = 60^0$
Кутова швидкість кривошипа 1-2:	$\omega_1 = -104.72$ с <sup>-1</sup>
Кутове прискорення кривошипа:	$\varepsilon_1 = 0$ с <sup>-2</sup>
Напрямок обертання кривошипа:	$Rot_1 = -1$
Напрямок обертання кривошипа:	$Rot_1 = -1$
Швидкість обертання кривошипа:	$n_{1-2} = 1000$ об/хв
Швидкість обертання кривошипа:	$n_{7-8} = 500$ об/хв
Варіант складання діади 2-3-4:	$W_1 = -1$
Варіант складання діади 7-8-9:	$W_2 = -1$
Кут, що визначає положення відростка 4-5:	$U_{3-4-5} = -62.5^0$
Кут, що визначає положення відростка 5-6:	$U_{4-5-6} = 90^0$
Кут, що визначає напрямок повзуна 9-10:	$U_{6-9-10} = 180^0$
Кількість положень механізму:	$N_{POL} = 24$

Механізм містить два кривошипи 1-2 та 7-8, які обертаються в протилежних напрямках з різною кутовою швидкістю. Кривошип 1-2 з'єднаний із шатуном 2-3, який з'єднаний з коромислом 3-4. У машині «Фаворит» коромисло 3-4 виконано у вигляді полого циліндра, усередині якого рухається плунжер, на якому закріплюється голечниця з крючковими голками (робоча точка крючкової голки на рис. 1 позначена позицією 10). Плунжер отримує поступальний рух відносно полого циліндра від шатуна 8-9, який утворює з ним обертальну кінематичну пару (точка 9) та з'єднаний з кривошипом 7-8. Положення кривошипа 1-2 визначається

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

кутом  $\varphi_1$ , який відраховується від осі X за годинниковою стрілкою; положення кривошипа 7-8 визначається кутом  $\varphi_4$ , який відраховується від осі X проти годинникової стрілки. При цьому кут  $\varphi_4$  залежить від кута  $\varphi_1$ , оскільки вал (точка 7), на якому закріплюється ведене зубчасте колесо та кривошип 7-8, отримує обертальний рух від ведучого зубчастого колеса, що з'єднується з веденим зубчастим колесом та кріпиться на валу (точка 1), на якому закріплюється кривошип 1-2. Залежність кута  $\varphi_4$  від кута  $\varphi_1$  описується виразом:

$$\varphi_4 := k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi - [k \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi - (\varphi_{01} + \Delta\varphi)]$$

де  $k$  – коефіцієнт співвідношення кутових швидкостей кривошипів 7-8 і 1-2, який також враховує напрямок їхнього обертання: якщо кривошипи обертаються в одну й ту саму сторону, то коефіцієнт  $k$  має додатне значення, якщо ж у протилежні сторони, то  $k$  має від'ємне значення; модуль коефіцієнта  $k$  є передаточною функцією головного вала.

$$k := \frac{\omega_4}{\omega_1}$$

$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$  та  $\omega_4 = \pi \cdot n_4 / 30$  – відповідно кутові швидкості кривошипа 1-2 та кривошипа 7-8;

$\Delta\varphi$  – зсув фази встановлення кривошипа 7-8 відносно кривошипа 1-2 (додатний напрямок відносного повороту кривошипа 7-8 на кут  $\Delta\varphi$  проти годинникової стрілки);

$$\Delta\varphi := \varphi_{04} - \varphi_{01}$$

$\varphi_{01}$  та  $\varphi_{04}$  – відповідно початкові кути встановлення кривошипів 1-2 та 7-8 відносно осі X;

У виразі  $(k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi)$  визначає поточне значення кута повороту  $\varphi_4$ ;  $(k \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi)$  визначає перше значення кута повороту з урахуванням коефіцієнта  $k$  співвідношення кутових швидкостей кривошипів;  $(\varphi_{01} + \Delta\varphi)$  визначає перше значення кута повороту  $\varphi_4$  у припущенні, що обидва кривошипи обертаються з однаковими кутовими швидкостями.

Спростивши вираз, отримаємо залежність кута  $\varphi_4$  від кута  $\varphi_1$ :

$$\varphi_4 := k \cdot \varphi_1 + \Delta\varphi - k \cdot \varphi_{01} + \varphi_{01}$$

На розрахунковій схемі механізму (рис. 4.1) кривошип 1-2 позначений вектором P1-2, шатун 2-3 – вектором P2-3, коромисло (циліндр) – вектором P3-4, кривошип 7-8 – вектором P7-8, шатун 8-9 – вектором P8-9, лінія, по якій рухається плунжер з крючковими голками у своєму відносному русі по циліндру, визначається вектором P5-6, перпендикуляр, опущений з точки 4 (з осі коливання циліндра) на вектор P5-6, визначається вектором P4-5, відстань від осі кінематичної пари 9 до робочої точки крюкової голки 10 визначається вектором P9-10.

Задаємося границями зміни кутів  $\varphi_1$  та  $\varphi_4$  кривошипів (визначаємо так звану ранжирувану змінну):

$$\varphi_1 := \varphi_{01} \cdot \varphi_{01} + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{\max 1}$$

$$\varphi_4 := \varphi_{04} \cdot \varphi_{04} + \Delta\varphi_4 \cdot \varphi_{\max 4}$$

де  $\varphi_{\max 1}$  та  $\varphi_{\max 4}$  – відповідно максимальне значення кута повороту кривошипів 1-2 та 7-8; для механізму, що моделюється,  $\varphi_{\max 1} = \varphi_{01} - 720^\circ$ ,  $\varphi_{\max 4}$

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

=  $\varphi_{04} + 360^\circ$ ; при таких значеннях  $\varphi_{\max 1}$  та  $\varphi_{\max 4}$  за два оберти кривошипа 1-2 за годинниковою стрілкою кривошип 7-8 виконає один повний оберт проти годинникової стрілки.

$\Delta\varphi_1$  та  $\Delta\varphi_4$  – відповідно крок зміни узагальненої координати для кривошипів 1-2 та 7-8 для положень механізму, що моделюється:

$$\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{\max 1} - \varphi_{01}}{N_{POL}}, \quad \Delta\varphi_4 := \frac{\varphi_{\max 4} - \varphi_{04}}{N_{POL}}$$

де  $N_{POL}$  – кількість положень механізму, що моделюється.

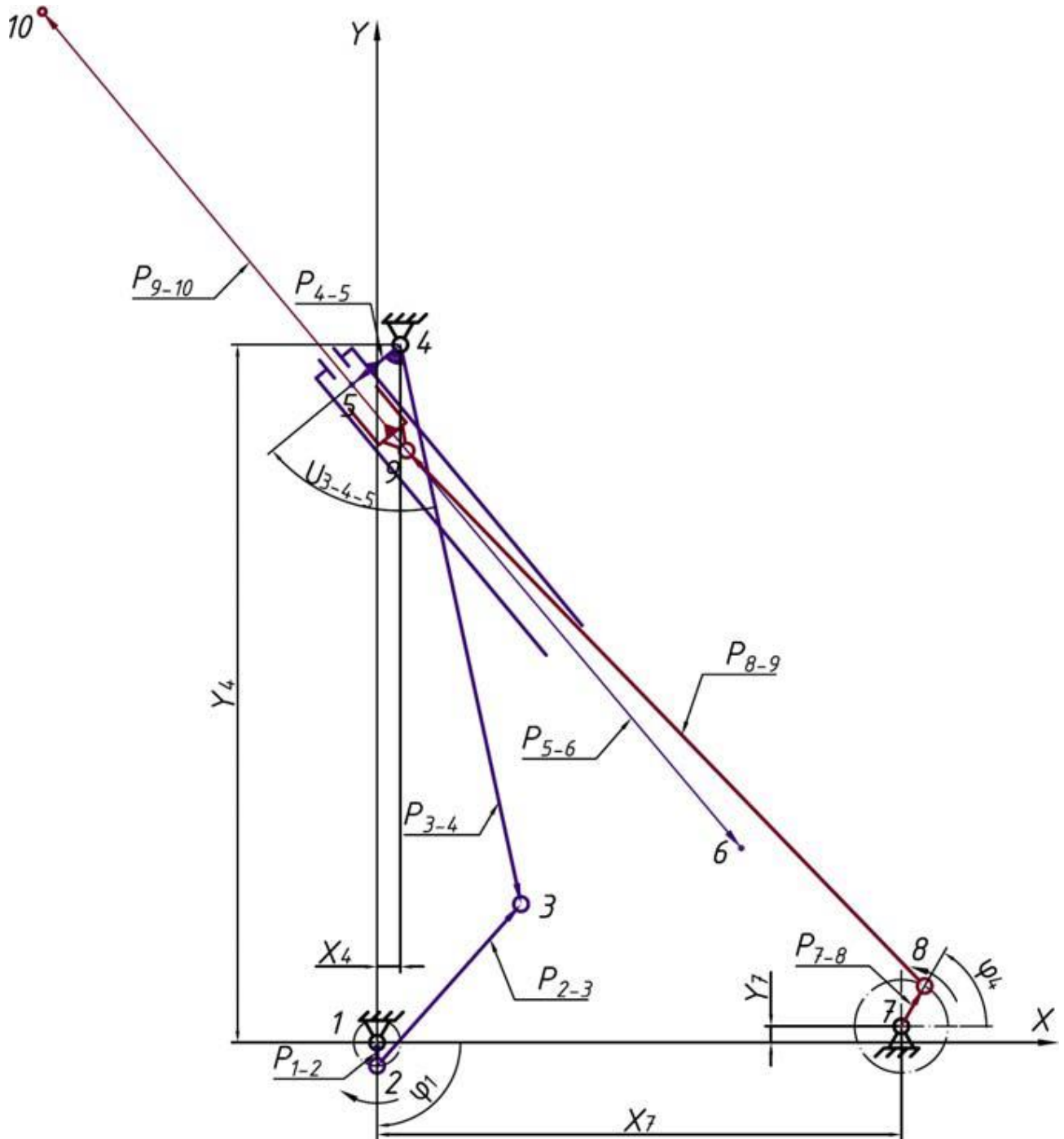


Рис. 4.1 Розрахункова схема двокривошипного семиланкового механізму крючкових голок основ'язальної машини «Фаворит»

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P1, P4 та P7:

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad P_4 := \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad P_7 := \begin{pmatrix} X_7 \\ Y_7 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Складаємо вирази для визначення функцій положення векторів-ланок P1-2, P2-3, P4-3, P4-5, P5-6, P7-8, P8-9 та P9-10 і векторів-точок P2, P3, P5, P6, P8, P9 та P10:

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho(e_X, \varphi_1, l_{1-2})$$

де  $e_X$  – орт (одичний вектор) осі X.

Значення  $\rho(e_X, \varphi_1, l_{1-2})$  визначають з використанням матриці повороту за такою загальною формулою:

$$\rho(r, \alpha, NewLong) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{NewLong}{|r|}$$

згідно з якою вихідний вектор  $r$ , що лежить у площині XY, повертається на кут  $\alpha$  навколо осі Z (на рис. 4.1 вісь Z спрямована перпендикулярно площині XY на спостерігача й проектується в точку 1) зі зміною або без зміни його довжини до величини NewLong. При здійсненні повороту вектора проти годинникової стрілки значення кута  $\alpha$  приймається зі знаком «+», а при повороті за годинниковою стрілкою – зі знаком «-»:

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1)$$

$$P_{4-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_4$$

Функцію кута  $U_{2-4-3}(\varphi_1)$  двоповодкової групи Асура 2-3-4 запишемо формулою:

$$U_{2-4-3}(\varphi_1) := T \cos(\angle P_{4-2}(\varphi_1), l_{3-4}, l_{2-3})$$

де

$$T \cos(\angle P_{4-2}(\varphi_1), l_{3-4}, l_{2-3}) := \arccos \left( \frac{|P_{4-2}(\varphi_1)|^2 + l_{3-4}^2 - l_{2-3}^2}{2 \cdot |P_{4-2}(\varphi_1)| \cdot l_{3-4}} \right)$$

$$P_{4-3}(\varphi_1) := \rho(P_{4-2}(\varphi_1), -W_1 \cdot U_{2-4-3}(\varphi_1), l_{3-4}),$$

де  $W_1$  – коефіцієнт, який визначає варіант складання механізму; для механізму, що моделюється,  $W_1 = -1$ .

Вектори точок (центрів кінематичних пар) і вектори ланок механізму (1-2-3-4-5-6) визначаються за формулами:

$$P_3(\varphi_1) := P_4 + P_{4-3}(\varphi_1);$$

$$P_{4-5}(\varphi_1) := \rho(P_{4-3}(\varphi_1), U_{3-4-5}, l_{4-5});$$

$$P_5(\varphi_1) := P_4 + P_{4-5}(\varphi_1);$$

$$P_{5-6}(\varphi_1) := \rho(P_{4-5}(\varphi_1), 90^\circ, l_{5-6});$$

$$P_6(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) + P_{5-6}(\varphi_1).$$

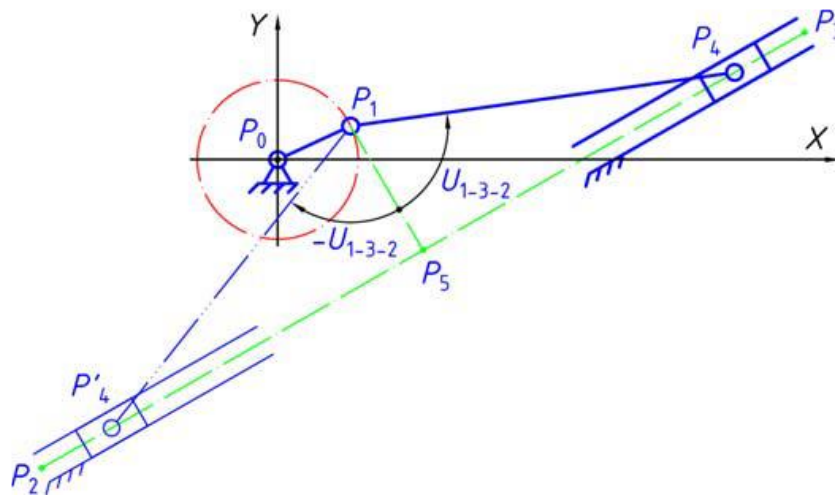


Рис. 4.2. Розрахункова схема для математичного опису функції положення

Вектори-точки P5 та P6, які визначаються, належать кулісі, по якій рухається плунжер з крючковими голками. Для наочності першу точку напрямної позначимо N1, другу – N2 та присвоїмо цим точкам значення відповідних векторів-точок P5 та P6, тобто:

$$N_1(\varphi_1) := P_5(\varphi_1); N_2(\varphi_1) := P_6(\varphi_1)$$

Точкою N3 позначимо точку, яка характеризує конструктивне положення плунжера на кулісі, та присвоїмо їй значення вектора-точки ланки N1, тобто:

$$N_3(\varphi_1) := N_1(\varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції положення кривошипа 7-8 (вектор-ланка P8-9):

$$P_{7-8}(\varphi_4) := \rho(e_X, \varphi_4, L_{7-8})$$

Функцію положення кінематичної пари кривошип 7-8 – шатун 8-9 визначаємо як вектор-точку P8, тобто як суму вектора-точки P7 та вектора-ланки кривошипа P7-8:

$$P_8(\varphi_4) := P_7 + P_{7-8}(\varphi_4)$$

Для визначення функції положення кінематичної пари 9 шатун-плунжер формуємо функцію користувача «повзун», яка буде використана при математичному моделюванні важільних механізмів та їх анімації та візуалізації в MathCAD, використовуючи елементи програмування MathCAD. Розрахункова схема механізму згідно з рис. 4.2, що складається з механізму першого класу (кривошипа) і двоповодкової групи Асура другого класу другого виду, для математичного опису ланки типу «повзун».

Відповідно до прийнятих на рис. 4.2 умовних позначень програма розрахунків функцій положення «повзун» має наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
P_{2-3} &\leftarrow P_3 - P_2 \\
P_{1-2} &\leftarrow P_2 - P_1 \\
l_{1-5} &\leftarrow (P_{1-2} \times \text{Ort}(P_{2-3}))_Z \\
P_{1-5} &\leftarrow \rho \left( P_{2-3}, -\frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot 90, |l_{1-5}| \right) \\
Povzun(P_1, P_2, P_3, l_{1-4}, P) &:= U_{4-1-5} \leftarrow \arccos \left( \frac{|l_{1-5}|}{l_{1-4}} \right) \\
P_{1-4} &\leftarrow \begin{cases} \rho \left( P_{1-5}, -\frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot U_{4-1-5}, l_{1-4} \right) & \text{if } P = P_2 \\ \rho \left( P_{1-5}, \frac{l_{1-5}}{|l_{1-5}|} \cdot U_{4-1-5}, l_{1-4} \right) & \text{if } P = P_3 \end{cases} \\
P_4 &\leftarrow P_1 + P_{1-4}
\end{aligned}$$

де  $P_1$  – вектор-точка початку шатуна (вектор-точка кінця кривошипа);  
 $P_2$  – перша вектор-точка напрямної повзуна;  
 $P_3$  – друга вектор-точка напрямної повзуна;  
 $L_{1-4}$  – довжина шатуна;  
 $P$  – вектор-точка однієї з напрямних повзуна, яка характеризує конструктивне положення повзуна.

У виразі, порядок розміщення векторів-точок напрямної повзуна – точок  $P_2$  та  $P_3$  не має значення. Для правильного задавання вектора-точки, яка характеризує конструктивне положення повзуна, потрібно, використовуючи кінематичну схему механізму, уявно виконати такі дії (див. рис. 4.2). З точки  $P_1$  – вектора-точки початку шатуна провести коло радіусом, що дорівнює довжині шатуна  $L_{1-4}$ . Це коло перетне напрямну повзуна в двох точках  $P_4$  та  $P'_4$ . В обох отриманих точках може існувати повзун, але тільки одна з них є конструктивно правильною (для схеми, приведеної на рис 4.2 це точка  $P_4$ ). потім з точки  $P_1$  опускається перпендикуляр на напрямну повзуна, утворюючи точку  $P_5$ . Точки  $P_2$  та  $P_3$ , які задають напрямну повзуна, уявно розносяться в нескінченність відносно точки  $P_5$  (незважаючи на те, де вони зображені й задані на напрямній). Тепер візуально визначається до якої з точок напрямної, що розміщуються в нескінченності,  $P_2$  або  $P_3$  найближче розміщено потрібне конструктивне положення повзуна – точки  $P_4$ . Та точка, яка найближче розміщена до потрібного конструктивного положення повзуна ( $P_2$  або  $P_3$ ) і вводиться замість параметра  $P$ .

Таким чином, для схеми механізму, що досліджується, згідно з рис. 4.1, беручи до уваги те, що функція положення точки 9 (центр кінематичної пари «повзун-шатун 8-9») залежить від кутів  $\varphi_1$  та  $\varphi_4$ , тому запис функції «повзун» можна представити у вигляді:

$$P_9(\varphi_1, \varphi_4) := Povzun(P_8(\varphi_4), N_1(\varphi_1), N_2(\varphi_1), L_{8-9}, N_3(\varphi_1))$$

де  $L_{8-9}$  – довжина шатуна 8-9.



Для визначення функції положення точки 10, яка належить крючку голки, спочатку визначимо вектори-ланки P9-5 та P9-10:

$$P_{9-5}(\varphi_1, \varphi_4) := P_5(\varphi_1) - P_9(\varphi_1, \varphi_4);$$

$$P_{9-10}(\varphi_1, \varphi_4) := (P_{9-5}(\varphi_1, \varphi_4), 0^\circ, l_{9-10}).$$

Тоді:

$$P_{10}(\varphi_1, \varphi_4) := P_9(\varphi_1, \varphi_4) + P_{9-10}(\varphi_1, \varphi_4)$$

З використанням отриманих залежностей у MathCAD побудований графік (рис. 4.11) функції положення робочої точки крючкових голок (точка 10)

### Визначення функцій кутів повороту рухомих лнок механізму

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{2-3}$  повороту шатуна P<sub>2-3</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{2-3}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{2-3}(\varphi_1)_X, P_{2-3}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{4-3}$  повороту коромисла P<sub>4-3</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{4-3}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{4-3}(\varphi_1)_X, P_{4-3}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{4-5}$  повороту коромисла P<sub>4-5</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{4-5}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{4-5}(\varphi_1)_X, P_{4-5}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{7-8}$  повороту коромисла P<sub>7-8</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{7-8}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{7-8}(\varphi_1)_X, P_{7-8}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{8-9}$  повороту коромисла P<sub>8-9</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{8-9}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{8-9}(\varphi_1)_X, P_{8-9}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{9-6}$  повороту шатуна P<sub>9-6</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{9-6}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{9-6}(\varphi_1)_X, P_{9-6}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

Визначаємо функцію кута  $\varphi_{9-10}$  повороту коромисла P<sub>9-10</sub> залежно від кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа 1-2:

$$\varphi_{9-10}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{9-10}(\varphi_1)_X, P_{9-10}(\varphi_1)_Y) \cdot \text{deg}^{-1}$$

## 4.2 Функції швидкостей механізму

### Визначення векторів функцій аналогів лінійних швидкостей точок

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 3 відносно точки 2:

$$V_{a_{2-3}}(\varphi_1) := r'(P_{2-3}, \varphi_1)$$

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48



Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 3 відносно точки 4:

$$V_{a\_4\_3}(\varphi_1) := r'(P_{4\_3}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 5 відносно точки 4:

$$V_{a\_4\_5}(\varphi_1) := r'(P_{4\_5}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 8 відносно точки 7:

$$V_{a\_7\_8}(\varphi_1) := r'(P_{7\_8}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 9 відносно точки 8:

$$V_{a\_8\_9}(\varphi_1) := r'(P_{8\_9}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 6 відносно точки 9:

$$V_{a\_9\_6}(\varphi_1) := r'(P_{9\_6}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор функції аналога лінійної швидкості точки 10 відносно точки 9:

$$V_{a\_9\_10}(\varphi_1) := r'(P_{9\_10}, \varphi_1)$$

#### **Визначення векторів функцій аналогів кутових швидкостей векторів-ланок**

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{2-3}$ :

$$\omega_{a\_2\_3}(\varphi_1) := \omega_a(P_{2\_3}(\varphi_1), V_{a\_2\_3}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{4-3}$ :

$$\omega_{a\_4\_3}(\varphi_1) := \omega_a(P_{4\_3}(\varphi_1), V_{a\_4\_3}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{4-5}$ :

$$\omega_{a\_4\_5}(\varphi_1) := \omega_a(P_{4\_5}(\varphi_1), V_{a\_4\_5}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{7-8}$ :

$$\omega_{a\_7\_8}(\varphi_1) := \omega_a(P_{7\_8}(\varphi_1), V_{a\_7\_8}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{8-9}$ :

$$\omega_{a\_8\_9}(\varphi_1) := \omega_a(P_{8\_9}(\varphi_1), V_{a\_8\_9}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{9-6}$ :

$$\omega_{a\_9\_6}(\varphi_1) := \omega_a(P_{9\_6}(\varphi_1), V_{a\_9\_6}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутової швидкості вектора-ланки  $P_{9-10}$ :

$$\omega_{a\_9\_10}(\varphi_1) := \omega_a(P_{9\_10}(\varphi_1), V_{a\_9\_10}(\varphi_1))$$

#### **Визначення векторів функцій дійсних кутових швидкостей векторів-ланок**

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора лнки  $P_{2-3}$ :

$$\omega_{2\_3}(\varphi_1) := \omega_{a\_2\_3}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора-ланки P<sub>4-3</sub>:

$$\omega_{4\_3}(\varphi_1) := \omega_{a\_4\_3}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора лнки P<sub>4-5</sub>:

$$\omega_{4\_5}(\varphi_1) := \omega_{a\_4\_5}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора-ланки P<sub>7-8</sub>:

$$\omega_{7\_8}(\varphi_1) := \omega_{a\_7\_8}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора-ланки P<sub>8-9</sub>:

$$\omega_{8\_9}(\varphi_1) := \omega_{a\_8\_9}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора лнки P<sub>9-6</sub>:

$$\omega_{9\_6}(\varphi_1) := \omega_{a\_9\_6}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

Визначаємо вектор функції дійсної кутової швидкості вектора лнки P<sub>9-10</sub>:

$$\omega_{9\_10}(\varphi_1) := \omega_{a\_9\_10}(\varphi_1) \cdot \omega_1$$

**Визначаємо вектори функцій лінійних швидкостей характерних точок мехнізму**

$$V_2(\varphi_1) := r'(P_2, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_3(\varphi_1) := r'(P_3, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_5(\varphi_1) := r'(P_5, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_8(\varphi_1) := r'(P_8, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_9(\varphi_1) := r'(P_9, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_6(\varphi_1) := r'(P_6, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$V_{10}(\varphi_1) := r'(P_{10}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

### 4.3 Функції прискорень мехнізму

**Визначення вевторів аналогів функцій тангенціальних прискорень точок**

Визначаємо вектор аналога функції тангенціального прискорення точки 3 відносно точки 2:

$$A_{a\_2\_3}(\varphi_1) := r''(P_{2\_3}, \varphi_1)$$

Визначемо вектор аналога функцій тангенціального прискорення точки 3 відносно точки 4:

$$A_{a\_4\_3}(\varphi_1) := r''(P_{4\_3}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор аналога функції тангенціального прискорення точки 5 відносно точки 4:

$$A_{a\_4\_5}(\varphi_1) := r''(P_{4\_5}, \varphi_1)$$

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Визначаємо вектор аналога функцій тангенціального прискорення точки 8 відносно точки 7:

$$A_{a\_7\_8}(\varphi_1) := r''(P_{7\_8}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор аналога функцій тангенціального прискорення точки 9 відносно точки 8:

$$A_{a\_8\_9}(\varphi_1) := r''(P_{8\_9}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор аналога функції тангенціального прискорення точки 6 відносно точки 9:

$$A_{a\_9\_6}(\varphi_1) := r''(P_{9\_6}, \varphi_1)$$

Визначаємо вектор аналога функції тангенціального прискорення точки 10 відносно точки 9:

$$A_{a\_9\_10}(\varphi_1) := r''(P_{9\_10}, \varphi_1)$$

### **Визначення векторів функцій анлогів кутових прискорень векторів-ланок**

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{2-3}$ :

$$\epsilon_{a\_2\_3}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{2\_3}(\varphi_1), A_{a\_2\_3}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{4-3}$ :

$$\epsilon_{a\_4\_3}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{4\_3}(\varphi_1), A_{a\_4\_3}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{4-5}$ :

$$\epsilon_{a\_4\_5}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{4\_5}(\varphi_1), A_{a\_4\_5}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{7-8}$ :

$$\epsilon_{a\_7\_8}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{7\_8}(\varphi_1), A_{a\_7\_8}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{8-9}$ :

$$\epsilon_{a\_8\_9}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{8\_9}(\varphi_1), A_{a\_8\_9}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{9-6}$ :

$$\epsilon_{a\_9\_6}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{9\_6}(\varphi_1), A_{a\_9\_6}(\varphi_1))$$

Визначаємо вектор функції аналога кутового прискорення вектора-ланки  $P_{9-10}$ :

$$\epsilon_{a\_9\_10}(\varphi_1) := \epsilon_a(P_{9\_10}(\varphi_1), A_{a\_9\_10}(\varphi_1))$$

### **Визначення векторів функцій дійсних кутових прискорень векторів-ланок**

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки  $P_{2-3}$ :

$$\epsilon_{2\_3}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_2\_3}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_2\_3}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки  $P_{4-3}$ :

$$\epsilon_{4\_3}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_4\_3}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_4\_3}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки P<sub>5-7</sub>:

$$\epsilon_{4\_5}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_4\_5}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_4\_5}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки P<sub>7-8</sub>:

$$\epsilon_{7\_8}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_7\_8}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_7\_8}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки P<sub>8-9</sub>:

$$\epsilon_{8\_9}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_8\_9}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_8\_9}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки P<sub>9-6</sub>:

$$\epsilon_{9\_6}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_9\_6}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_9\_6}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

Визначаємо вектор функції дійсного кутового прискорення вектора-ланки P<sub>9-10</sub>:

$$\epsilon_{9\_10}(\varphi_1) := \epsilon_{a\_9\_10}(\varphi_1) \cdot \omega_1^2 + \omega_{a\_9\_10}(\varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

**Визначаємо вектори функцій лінійних прискорень хрктерних точок механізму**

$$A_2(\varphi_1) := r''(P_2, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_2, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_3(\varphi_1) := r''(P_3, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_3, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_5(\varphi_1) := r''(P_5, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_5, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_8(\varphi_1) := r''(P_8, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_8, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_9(\varphi_1) := r''(P_9, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_9, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_6(\varphi_1) := r''(P_6, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_6, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$A_{10}(\varphi_1) := r''(P_{10}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{10}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

#### 4.4 Результати кінематичного розрахунку

Кут кривошипа	Функції положень, мм						
	P <sub>2</sub> X	P <sub>2</sub> Y	P <sub>3</sub> X	P <sub>3</sub> Y	P <sub>5</sub> X	P <sub>5</sub> Y	P <sub>6</sub> X
0	0.00	-5.00	30.89	29.76	-5.39	141.39	77.56
30	2.50	4.33	39.84	32.04	-4.72	140.63	85.52
60	-4.33	-2.50	29.45	29.45	-5.50	141.51	76.26
90	5.00	-0.00	38.95	31.78	-4.79	140.70	84.73
120	-4.33	2.50	33.00	30.23	-5.24	141.20	79.46
150	2.50	-4.33	33.48	30.34	-5.21	141.16	79.89
180	0.00	5.00	38.17	31.56	-4.85	140.77	84.05
210	-2.50	-4.33	29.45	29.45	-5.50	141.51	76.25
240	4.33	2.50	40.16	32.13	-4.69	140.60	85.80
270	-5.00	0.00	30.76	29.73	-5.40	141.40	77.44
300	4.33	-2.50	36.48	31.10	-4.98	140.91	82.56
330	-2.50	4.33	35.67	30.89	-5.04	140.98	81.84
360	0.00	-5.00	30.89	29.76	-5.39	141.39	77.56
390	2.50	4.33	39.84	32.04	-4.72	140.63	85.52
420	-4.33	-2.50	29.45	29.45	-5.50	141.51	76.26
450	5.00	-0.00	38.95	31.78	-4.79	140.70	84.73
480	-4.33	2.50	33.00	30.23	-5.24	141.20	79.46
510	2.50	-4.33	33.48	30.34	-5.21	141.16	79.89
540	0.00	5.00	38.17	31.56	-4.85	140.77	84.05
570	-2.50	-4.33	29.45	29.45	-5.50	141.51	76.25
600	4.33	2.50	40.16	32.13	-4.69	140.60	85.80
630	-5.00	-0.00	30.76	29.73	-5.40	141.40	77.44
660	4.33	-2.50	36.48	31.10	-4.98	140.91	82.56
690	-2.50	4.33	35.67	30.89	-5.04	140.98	81.84
720	-0.00	-5.00	30.89	29.76	-5.39	141.39	77.56

Кут кривошипа	Функції положень, мм						
	P <sub>6</sub> Y	P <sub>8</sub> X	P <sub>8</sub> Y	P <sub>9</sub> X	P <sub>9</sub> Y	P <sub>10</sub> X	P <sub>10</sub> Y
0	41.29	117.50	12.16	6.33	127.23	-71.84	221.55
30	47.05	122.16	0.91	15.23	119.94	-69.79	208.12
60	40.43	112.50	-6.50	12.92	118.74	-64.11	213.98
90	46.44	102.84	0.91	6.59	128.72	-77.77	217.55
120	42.58	107.50	12.16	2.16	132.59	-77.65	225.52
150	42.89	119.57	10.57	8.31	125.55	-71.88	218.16
180	45.92	121.16	-1.50	15.71	118.83	-68.06	208.21
210	40.43	109.91	-6.16	11.75	120.19	-65.29	215.44
240	47.27	102.50	3.50	5.14	130.47	-80.13	218.42
270	41.21	109.91	13.16	2.54	131.79	-75.52	226.19
300	44.80	121.16	8.50	10.43	123.99	-72.06	214.56
330	44.28	119.57	-3.57	15.58	118.03	-66.29	209.15
360	41.29	107.50	-5.16	10.56	122.13	-67.61	216.45
390	47.05	102.84	6.09	3.82	131.77	-81.20	219.95
420	40.43	112.50	13.50	3.39	130.52	-73.65	225.77
450	46.44	122.16	6.09	12.45	122.55	-71.91	211.38
480	42.58	117.50	-5.16	14.97	117.67	-64.84	210.60
510	42.89	105.43	-3.57	9.34	124.36	-70.85	216.97
540	45.92	103.84	8.50	2.82	132.58	-80.95	221.96
570	40.43	115.09	13.16	4.67	128.95	-72.37	224.19
600	47.27	122.50	3.50	14.12	121.20	-71.15	209.15
630	41.21	115.09	-6.16	14.03	117.89	-64.03	212.29
660	44.80	103.84	-1.50	8.02	126.64	-74.47	217.20
690	44.28	105.43	10.57	2.25	132.86	-79.62	223.98
720	41.29	117.50	12.16	6.33	127.23	-71.84	221.55

Кут кривошипа	Функції швидкостей, $10^{-5} * \text{м/сек}$						
	$V_2X$	$V_2Y$	$V_3X$	$V_3Y$	$V_5X$	$V_5Y$	$V_6X$
0	-913.85	0.00	-735.64	-158.40	-52.70	63.59	-665.05
30	791.42	-456.93	371.06	109.60	29.48	-30.57	323.85
60	-456.93	791.42	244.75	49.64	17.24	-21.31	222.46
90	0.00	-913.85	-674.21	-193.60	-53.02	55.83	-590.60
120	456.93	791.42	890.24	208.10	65.38	-76.12	798.41
150	-791.42	-456.93	-1028.72	-244.88	-75.98	87.74	-920.88
180	913.85	0.00	764.83	214.19	59.61	-63.60	672.10
210	-791.42	456.93	-253.82	-51.48	-17.88	22.10	-230.71
240	456.93	-791.42	-158.46	-47.27	-12.63	13.03	-138.11
270	-0.00	913.85	644.92	138.11	46.13	-55.79	583.34
300	-456.93	-791.42	-1005.73	-266.26	-76.89	84.42	-889.82
330	791.42	456.93	940.77	242.24	71.26	-79.31	835.00
360	-913.85	0.00	-735.64	-158.40	-52.70	63.59	-665.05
390	791.42	-456.93	371.06	109.60	29.48	-30.57	323.85
420	-456.93	791.42	244.75	49.64	17.24	-21.31	222.46
450	-0.00	-913.85	-674.21	-193.60	-53.02	55.83	-590.60
480	456.93	791.42	890.24	208.10	65.38	-76.12	798.41
510	-791.42	-456.93	-1028.72	-244.88	-75.98	87.74	-920.88
540	913.85	-0.00	764.83	214.19	59.61	-63.60	672.10
570	-791.42	456.93	-253.82	-51.48	-17.88	22.10	-230.71
600	456.93	-791.42	-158.46	-47.27	-12.63	13.03	-138.11
630	0.00	913.85	644.92	138.11	46.13	-55.79	583.34
660	-456.93	-791.42	-1005.73	-266.26	-76.89	84.42	-889.82
690	791.42	456.93	940.77	242.24	71.26	-79.31	835.00
720	-913.85	0.00	-735.64	-158.40	-52.70	63.59	-665.05

Кут кривошипа	Функції швидкостей, $10^{-5} * \text{м/сек}$						
	$V_6Y$	$V_8X$	$V_8Y$	$V_9X$	$V_9Y$	$V_{10}X$	$V_{10}Y$
0	-443.92	-791.42	456.93	-643.31	600.00	-66.29	1078.23
30	253.27	236.52	882.71	-278.98	419.61	-556.38	152.15
60	144.67	913.85	-0.00	404.22	-405.21	210.84	-561.62
90	-454.70	236.52	-882.71	511.61	-675.55	1018.18	-194.48
120	553.43	-791.42	-456.93	-51.88	189.97	-742.62	-403.27
150	-643.88	-646.19	646.19	-726.81	568.18	69.35	1257.59
180	510.46	456.93	791.42	-55.12	342.69	-632.28	-198.25
210	-150.04	882.71	-236.52	412.51	-601.84	613.06	-439.63
240	-108.62	0.00	-913.85	493.00	-535.79	611.24	-421.16
270	388.43	-882.71	-236.52	-216.36	366.59	-722.57	-52.00
300	-656.02	-456.93	791.42	-737.57	522.34	28.45	1220.06
330	606.91	646.19	646.19	137.72	211.34	-581.96	-435.29
360	-443.92	791.42	-456.93	416.58	-742.38	993.60	-264.15
390	253.27	-236.52	-882.71	412.15	-371.67	134.75	-639.13
420	144.67	-913.85	0.00	-371.84	505.36	-565.22	348.95
450	-454.70	-236.52	882.71	-658.06	485.62	-151.49	966.70
480	553.43	791.42	456.93	278.92	29.13	-411.82	-564.10
510	-643.88	646.19	-646.19	440.56	-800.64	1236.72	-111.23
540	510.46	-456.93	-791.42	279.31	-192.04	-297.84	-732.98
570	-150.04	-882.71	236.52	-517.08	585.22	-316.53	747.42
600	-108.62	-0.00	913.85	-494.82	458.21	-376.58	572.84
630	388.43	882.71	236.52	365.24	-185.03	-140.98	-603.62
660	-656.02	456.93	-791.42	482.52	-772.28	1248.55	-74.56
690	606.91	-646.19	-646.19	117.52	-1.83	-602.16	-648.47
720	-443.92	-791.42	456.93	-643.31	600.00	-66.29	1078.23



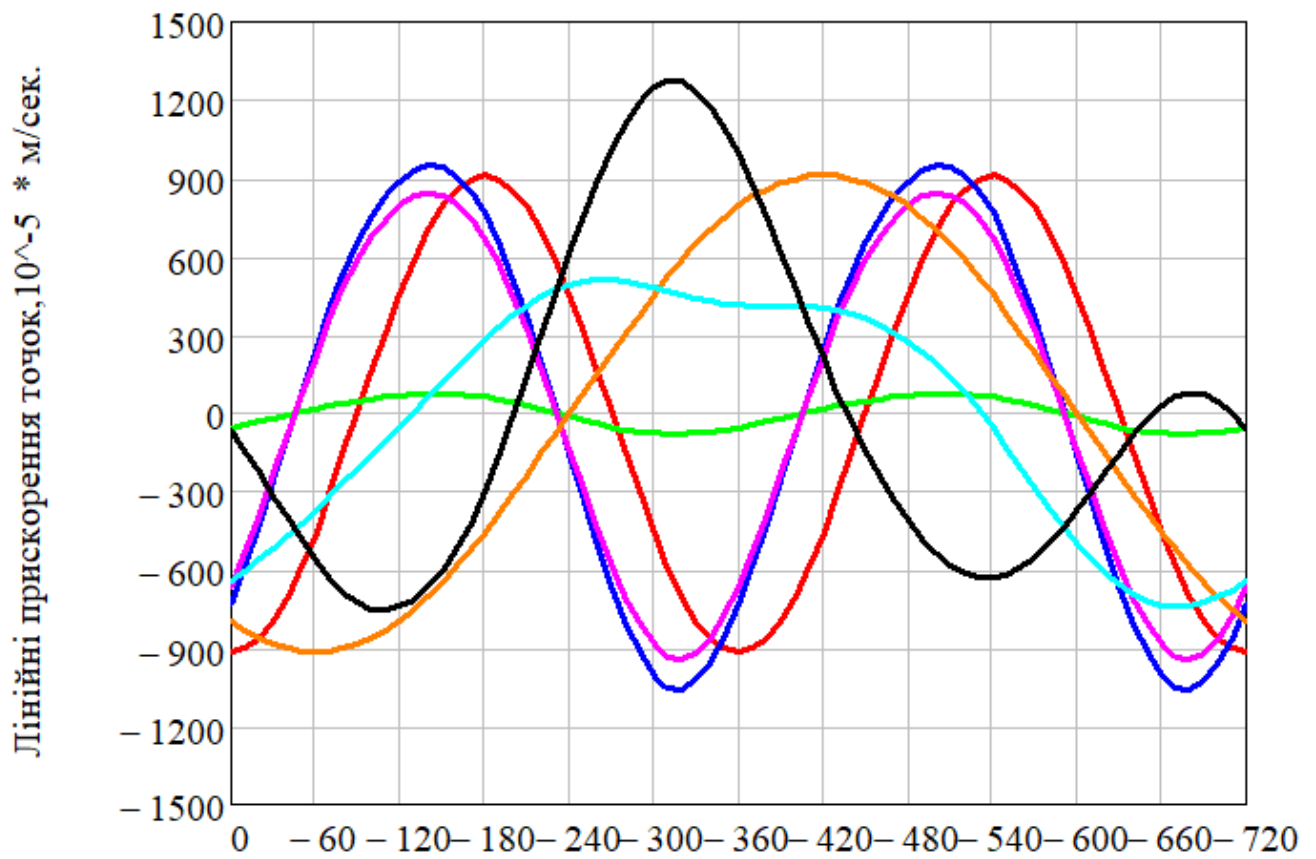
Кут кривошипа	Функції прискорень, $10^{-5} * \text{м/сек}^2$						
	$A_2X$	$A_2Y$	$A_3X$	$A_3Y$	$A_5X$	$A_5Y$	$A_6X$
0	0.00	1670.25	1455.26	360.44	108.84	-123.41	1297.23
30	-835.13	-1446.48	-1682.36	-484.24	-132.40	139.25	-1473.28
60	1446.48	835.13	1613.38	332.42	114.13	-140.22	1464.43
90	-1670.25	0.00	-1573.09	-410.09	-119.65	132.36	-1394.27
120	1446.48	-835.13	539.19	195.83	46.39	-42.57	456.30
150	-835.13	1446.48	510.39	214.95	46.79	-38.80	420.37
180	-0.00	-1670.25	-1018.52	-231.98	-74.20	87.40	-915.84
210	835.13	1446.48	1801.11	370.89	127.39	-156.55	1634.91
240	-1446.48	-835.13	-1924.44	-571.82	-153.20	158.37	-1678.28
270	1670.25	-0.00	1150.70	282.59	85.83	-97.70	1026.68
300	-1446.48	835.13	-664.51	-84.89	-41.94	60.39	-623.48
330	835.13	-1446.48	-207.11	25.90	-7.97	21.48	-214.78
360	0.00	1670.25	1455.26	360.44	108.84	-123.41	1297.23
390	-835.13	-1446.48	-1682.36	-484.24	-132.40	139.25	-1473.28
420	1446.48	835.13	1613.38	332.42	114.13	-140.22	1464.43
450	-1670.25	0.00	-1573.09	-410.09	-119.65	132.36	-1394.27
480	1446.48	-835.13	539.19	195.83	46.39	-42.57	456.30
510	-835.13	1446.48	510.39	214.95	46.79	-38.80	420.37
540	-0.00	-1670.25	-1018.52	-231.98	-74.20	87.40	-915.84
570	835.13	1446.48	1801.11	370.89	127.39	-156.55	1634.91
600	-1446.48	-835.13	-1924.44	-571.82	-153.20	158.37	-1678.28
630	1670.25	0.00	1150.70	282.59	85.83	-97.70	1026.68
660	-1446.48	835.13	-664.51	-84.89	-41.94	60.39	-623.48
690	835.13	-1446.48	-207.11	25.90	-7.97	21.48	-214.78
720	0.00	1670.25	1455.26	360.44	108.84	-123.41	1297.23

Кут кривошипа	Функції прискорень, $10^{-5} * \text{м/сек}^2$						
	$A_6Y$	$A_8X$	$A_8Y$	$A_9X$	$A_9Y$	$A_{10}X$	$A_{10}Y$
0	924.71	-417.56	-723.24	383.79	47.21	-736.04	-940.44
30	-1135.76	-806.67	216.15	-793.99	187.19	469.53	1388.64
60	958.79	0.00	835.13	-69.72	745.84	-1342.12	-289.77
90	-1019.80	806.67	216.15	-34.48	-426.58	1166.61	659.11
120	404.15	417.56	-723.24	587.19	-655.03	200.93	-1075.97
150	411.80	-590.52	-590.52	180.38	154.33	-171.65	-270.27
180	-627.14	-723.24	417.56	-745.30	359.71	47.79	1033.03
210	1070.15	216.15	806.67	-4.17	607.43	-1424.73	-548.49
240	-1316.88	835.13	0.00	173.08	-538.09	1610.18	852.05
270	728.80	216.15	-806.67	559.02	-564.43	-327.55	-1343.25
300	-343.49	-723.24	-417.56	-116.12	151.45	431.87	532.03
330	-55.32	-590.52	590.52	-589.17	554.87	-394.30	627.23
360	924.71	417.56	723.24	-40.07	357.30	-1159.90	-630.35
390	-1135.76	806.67	-216.15	384.56	-602.96	1648.08	598.49
420	958.79	-0.00	-835.13	526.38	-391.27	-746.02	-1426.88
450	-1019.80	-806.67	-216.15	-435.22	104.97	765.87	1190.67
480	404.15	-417.56	723.24	-395.20	705.62	-781.47	284.67
510	411.80	590.52	590.52	-126.46	46.85	-478.49	-377.75
540	-627.14	723.24	-417.56	528.48	-648.76	1321.57	24.56
570	1070.15	-216.15	-806.67	483.10	-161.86	-937.45	-1317.79
600	-1316.88	-835.13	-0.00	-685.65	99.20	751.45	1489.35
630	728.80	-216.15	806.67	-211.89	774.22	-1098.47	-4.59
660	-343.49	723.24	417.56	-146.75	-233.09	401.24	147.49
690	-55.32	590.52	-590.52	588.20	-674.13	783.07	-601.77
720	924.71	-417.56	-723.24	383.79	47.21	-736.04	-940.44

Кут кривошипа	Кути повороту ланок, град.						
	Φ <sub>2-3</sub>	Φ <sub>4-3</sub>	Φ <sub>4-5</sub>	Φ <sub>5-6</sub>	Φ <sub>7-8</sub>	Φ <sub>8-9</sub>	Φ <sub>9-10</sub>
0	48.37	-77.85	-140.35	-50.35	60.00	134.01	129.65
30	36.58	-73.54	-136.04	-46.04	-15.00	131.93	133.96
60	43.41	-78.53	-141.03	-51.03	-90.00	128.49	128.97
90	43.11	-73.98	-136.48	-46.48	-165.00	126.98	133.52
120	36.61	-76.84	-139.34	-49.34	120.00	131.18	130.66
150	48.22	-76.61	-139.11	-49.11	45.00	134.06	130.89
180	34.83	-74.35	-136.85	-46.85	-30.00	131.23	133.15
210	46.60	-78.53	-141.03	-51.03	-105.00	127.84	128.97
240	39.59	-73.39	-135.89	-45.89	-180.00	127.48	134.11
270	39.74	-77.91	-140.41	-50.41	105.00	132.15	129.59
300	46.26	-75.17	-137.67	-47.67	30.00	133.79	132.33
330	34.83	-75.56	-138.06	-48.06	-45.00	130.54	131.94
360	48.37	-77.85	-140.35	-50.35	-120.00	127.29	129.65
390	36.58	-73.54	-136.04	-46.04	165.00	128.23	133.96
420	43.41	-78.53	-141.03	-51.03	90.00	133.00	128.97
450	43.11	-73.98	-136.48	-46.48	15.00	133.29	133.52
480	36.61	-76.84	-139.34	-49.34	-60.00	129.85	130.66
510	48.22	-76.61	-139.11	-49.11	-135.00	126.91	130.89
540	34.83	-74.35	-136.85	-46.85	150.00	129.15	133.15
570	46.60	-78.53	-141.03	-51.03	75.00	133.64	128.97
600	39.59	-73.39	-135.89	-45.89	0.00	132.64	134.11
630	39.74	-77.91	-140.41	-50.41	-75.00	129.17	129.59
660	46.26	-75.17	-137.67	-47.67	-150.00	126.79	132.33
690	34.83	-75.56	-138.06	-48.06	135.00	130.15	131.94
720	48.37	-77.85	-140.35	-50.35	60.00	134.01	129.65

Кут кривошипа	Кутові швидкості ланок, $10^{-2} * \text{сек}^{-1}$						
	$\omega_{2-3}$	$\omega_{4-3}$	$\omega_{4-5}$	$\omega_{5-6}$	$\omega_{7-8}$	$\omega_{8-9}$	$\omega_{9-10}$
0	-5.13	-6.12	-6.12	-6.12	91.39	-1.29	-6.12
30	15.17	3.15	3.15	3.15	91.39	4.33	3.15
60	-21.96	2.03	2.03	2.03	91.39	4.07	2.03
90	21.22	-5.70	-5.70	-5.70	91.39	-2.15	-5.70
120	-15.63	7.43	7.43	7.43	91.39	-6.14	7.43
150	6.84	-8.60	-8.60	-8.60	91.39	0.70	-8.60
180	5.61	6.46	6.46	6.46	91.39	4.26	6.46
210	-15.91	-2.11	-2.11	-2.11	91.39	3.72	-2.11
240	20.77	-1.34	-1.34	-1.34	91.39	-3.88	-1.34
270	-21.69	5.36	5.36	5.36	91.39	-5.62	5.36
300	16.34	-8.46	-8.46	-8.46	91.39	2.43	-8.46
330	-5.62	7.90	7.90	7.90	91.39	4.18	7.90
360	-5.13	-6.12	-6.12	-6.12	91.39	2.94	-6.12
390	15.17	3.15	3.15	3.15	91.39	-5.16	3.15
420	-21.96	2.03	2.03	2.03	91.39	-4.63	2.03
450	21.22	-5.70	-5.70	-5.70	91.39	3.62	-5.70
480	-15.63	7.43	7.43	7.43	91.39	4.17	7.43
510	6.84	-8.60	-8.60	-8.60	91.39	1.61	-8.60
540	5.61	6.46	6.46	6.46	91.39	-5.93	6.46
570	-15.91	-2.11	-2.11	-2.11	91.39	-3.16	-2.11
600	20.77	-1.34	-1.34	-1.34	91.39	4.20	-1.34
630	-21.69	5.36	5.36	5.36	91.39	4.17	5.36
660	16.34	-8.46	-8.46	-8.46	91.39	-0.20	-8.46
690	-5.62	7.90	7.90	7.90	91.39	-6.25	7.90
720	-5.13	-6.12	-6.12	-6.12	91.39	-1.29	-6.12

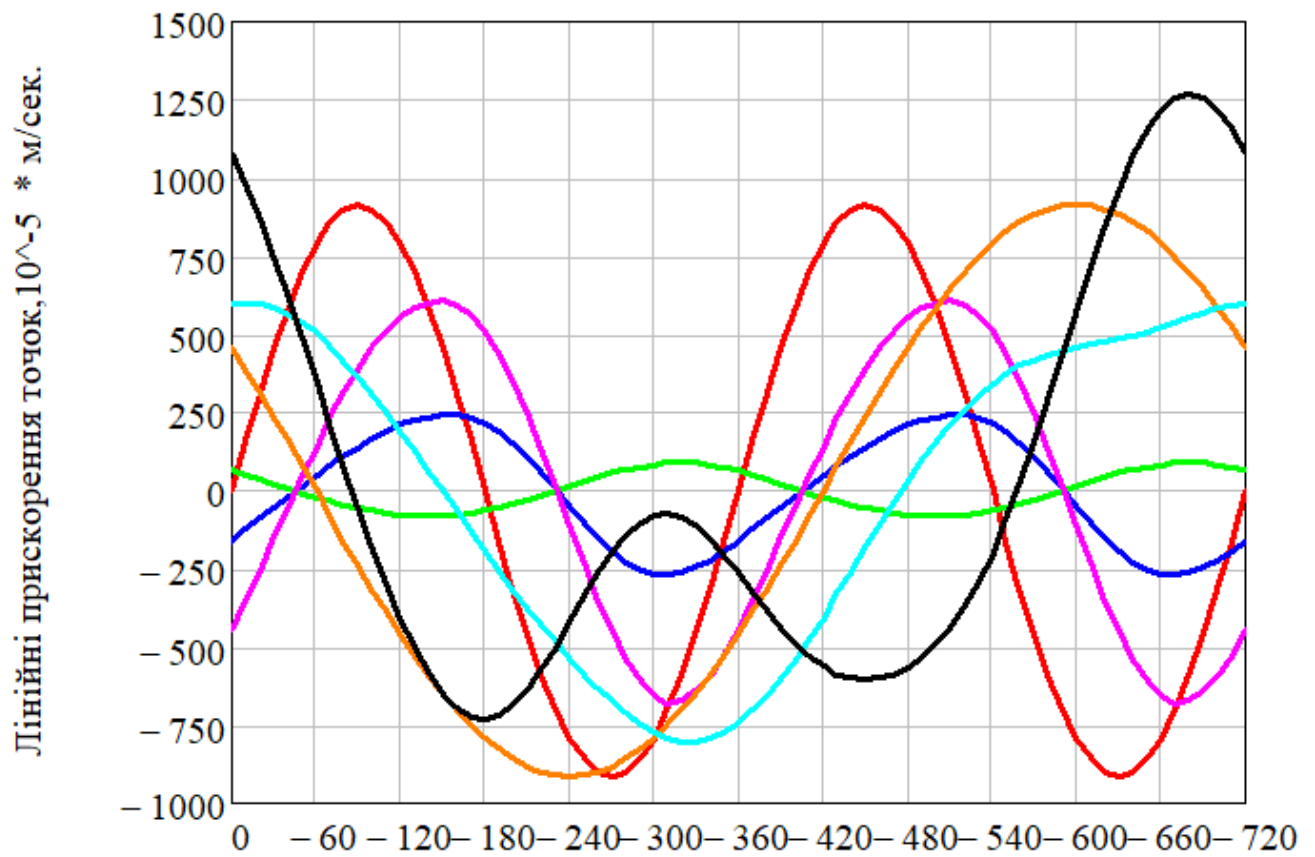
Кут кривошипа	Кутові прискорення ланок, $10^{-2} * \text{сек}^{-2}$						
	$\varepsilon_{2-3}$	$\varepsilon_{4-3}$	$\varepsilon_{4-5}$	$\varepsilon_{5-6}$	$\varepsilon_{7-8}$	$\varepsilon_{8-9}$	$\varepsilon_{9-10}$
0	-42.10	12.18	12.18	12.18	0.00	-6.95	12.18
30	27.48	-14.23	-14.23	-14.23	-0.00	0.06	-14.23
60	-10.32	13.39	13.39	13.39	0.00	0.69	13.39
90	-7.87	-13.21	-13.21	-13.21	-0.00	6.62	-13.21
120	29.43	4.63	4.63	4.63	-0.00	-1.08	4.63
150	-39.22	4.44	4.44	4.44	-0.00	-6.70	4.44
180	37.90	-8.48	-8.48	-8.48	0.00	0.34	-8.48
210	-30.99	14.95	14.95	14.95	-0.00	1.85	14.95
240	10.91	-16.32	-16.32	-16.32	0.00	5.33	-16.32
270	11.82	9.63	9.63	9.63	-0.00	-2.60	9.63
300	-25.83	-5.40	-5.40	-5.40	0.00	-5.20	-5.40
330	38.79	-1.58	-1.58	-1.58	0.00	0.14	-1.58
360	-42.10	12.18	12.18	12.18	0.00	3.66	12.18
390	27.48	-14.23	-14.23	-14.23	0.00	3.57	-14.23
420	-10.32	13.39	13.39	13.39	0.00	-4.30	13.39
450	-7.87	-13.21	-13.21	-13.21	0.00	-3.07	-13.21
480	29.43	4.63	4.63	4.63	-0.00	-0.04	4.63
510	-39.22	4.44	4.44	4.44	-0.00	5.62	4.44
540	37.90	-8.48	-8.48	-8.48	-0.00	1.86	-8.48
570	-30.99	14.95	14.95	14.95	-0.00	-5.94	14.95
600	10.91	-16.32	-16.32	-16.32	0.00	-1.11	-16.32
630	11.82	9.63	9.63	9.63	-0.00	0.11	9.63
660	-25.83	-5.40	-5.40	-5.40	0.00	6.79	-5.40
690	38.79	-1.58	-1.58	-1.58	-0.00	0.35	-1.58
720	-42.10	12.18	12.18	12.18	0.00	-6.95	12.18



- Лінійна швидкість точки 2 по X
- Лінійна швидкість точки 3 по X
- Лінійна швидкість точки 5 по X
- Лінійна швидкість точки 6 по X
- Лінійна швидкість точки 8 по x
- Лінійна швидкість точки 9 по X
- Лінійна швидкість точки 10 по X

Рис. 4.3. Графік лінійних швидкостей ланок по осі X

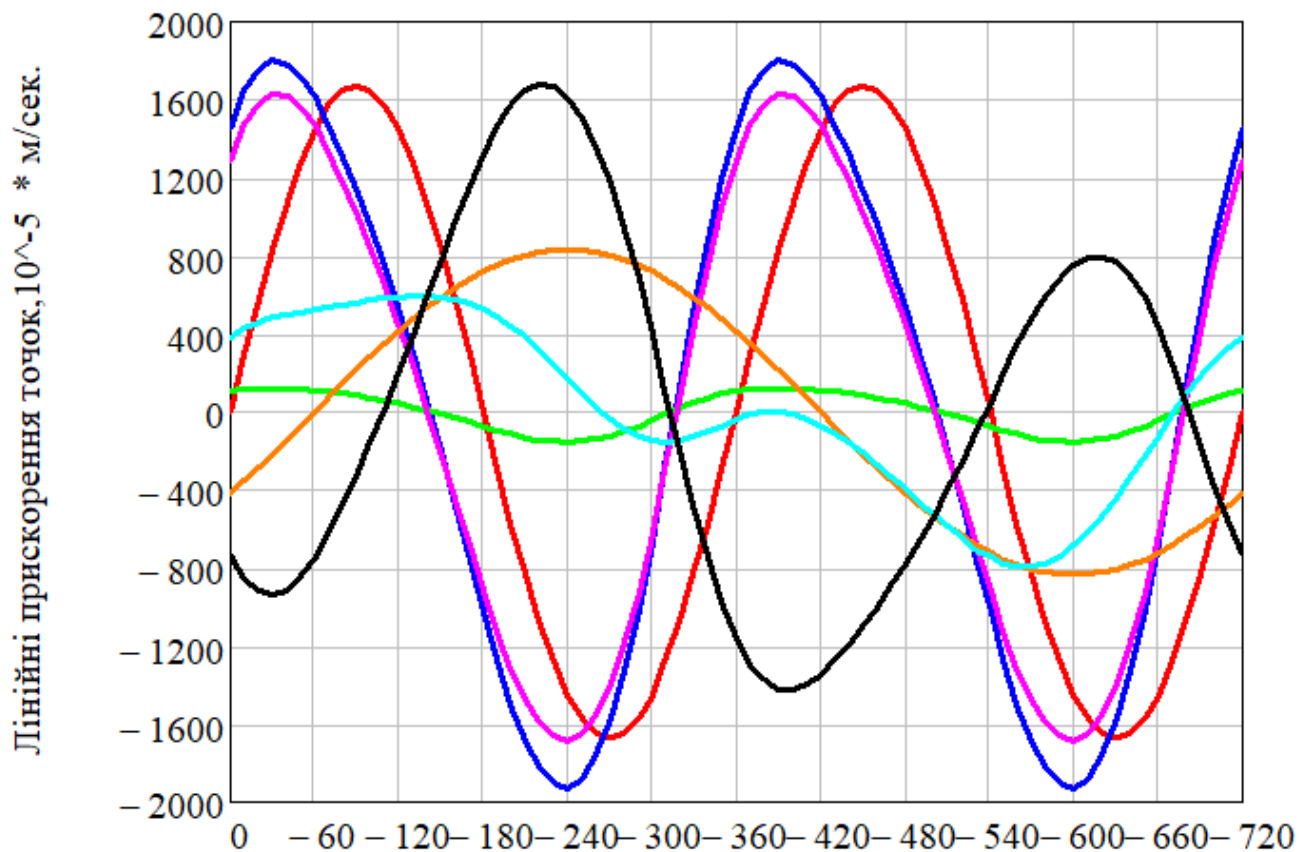
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



- Лінійна швидкість точки 2 по Y
- Лінійна швидкість точки 3 по Y
- Лінійна швидкість точки 5 по Y
- Лінійна швидкість точки 6 по Y
- Лінійна швидкість точки 8 по Y
- Лінійна швидкість точки 9 по Y
- Лінійна швидкість точки 10 по Y

Рис. 4.4. Графік лінійних швидкостей ланок по осі Y

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

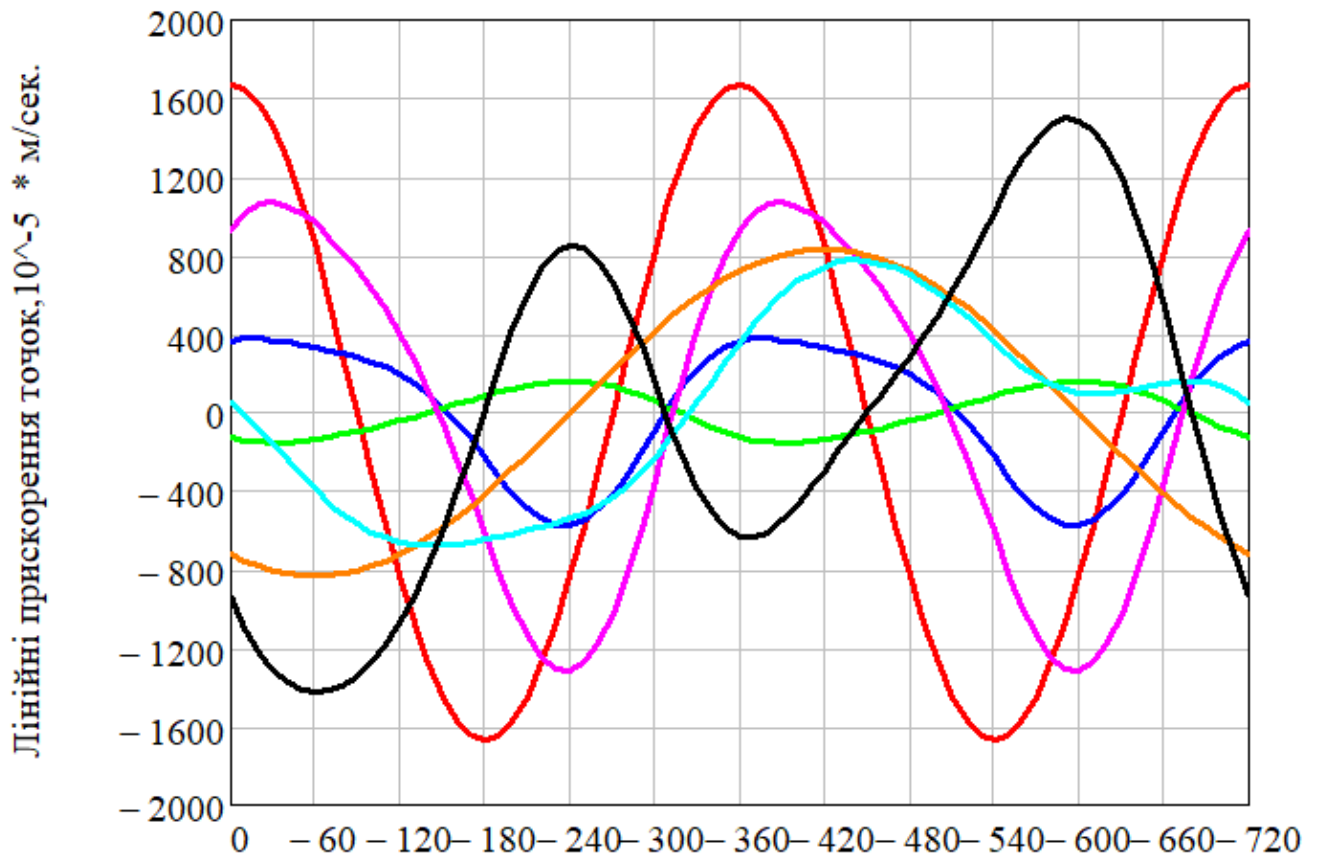


- Лінійне прискорення точки 2 по X
- Лінійне прискорення точки 3 по X
- Лінійне прискорення точки 5 по X
- Лінійне прискорення точки 6 по X
- Лінійне прискорення точки 8 по x
- Лінійне прискорення точки 9 по X
- Лінійне прискорення точки 10 по X

Рис. 4.5. Графік лінійних прискорень ланок по осі X

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



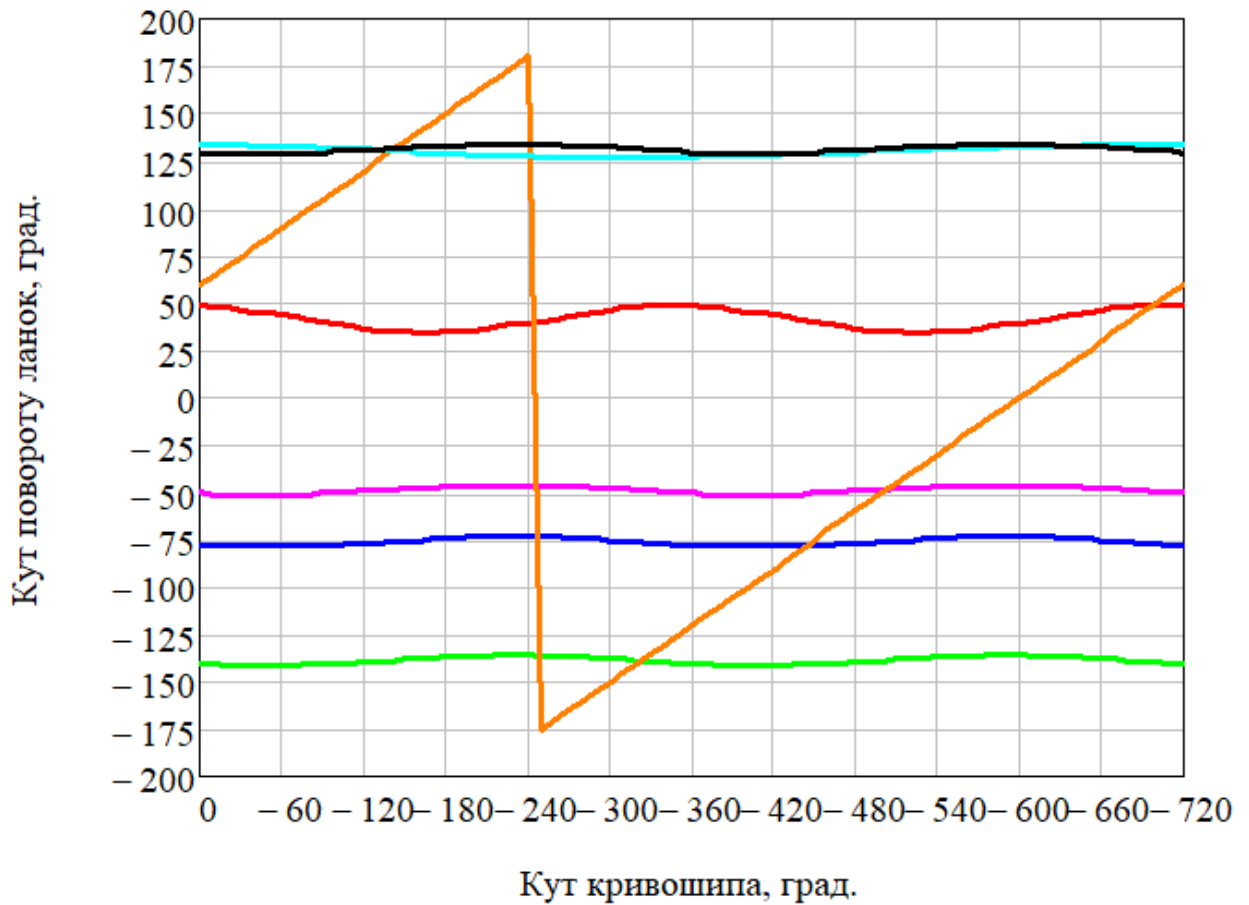


Кут кривошипа, град.

- Лінійне прискорення точки 2 по Y
- Лінійне прискорення точки 3 по Y
- Лінійне прискорення точки 5 по Y
- Лінійне прискорення точки 6 по Y
- Лінійне прискорення точки 8 по Y
- Лінійне прискорення точки 9 по Y
- Лінійне прискорення точки 10 по Y

Рис. 4.6. Графік лінійних прискорень ланок по осі Y

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



- Кут повороту ланки 2-4
- Кут повороту ланки 4-3
- Кут повороту ланки 4-5
- Кут повороту ланки 5-6
- Кут повороту ланки 7-8
- Кут повороту ланки 8-9
- Кут повороту ланки 9-10

Рис. 4.7. Графік функцій кутів повороту ланок

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

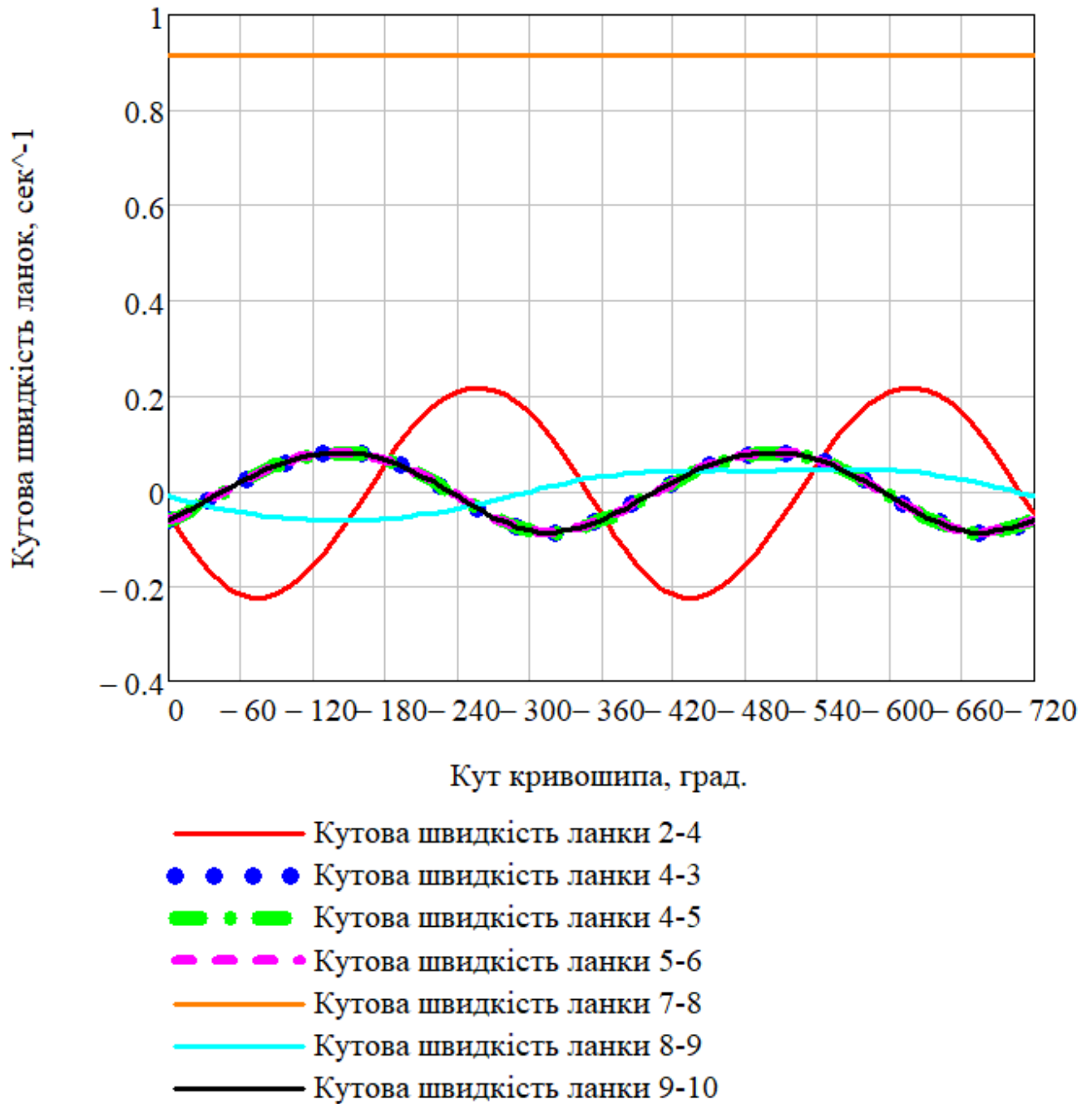


Рис. 4.8. Графік функцій кутових швидкостей

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

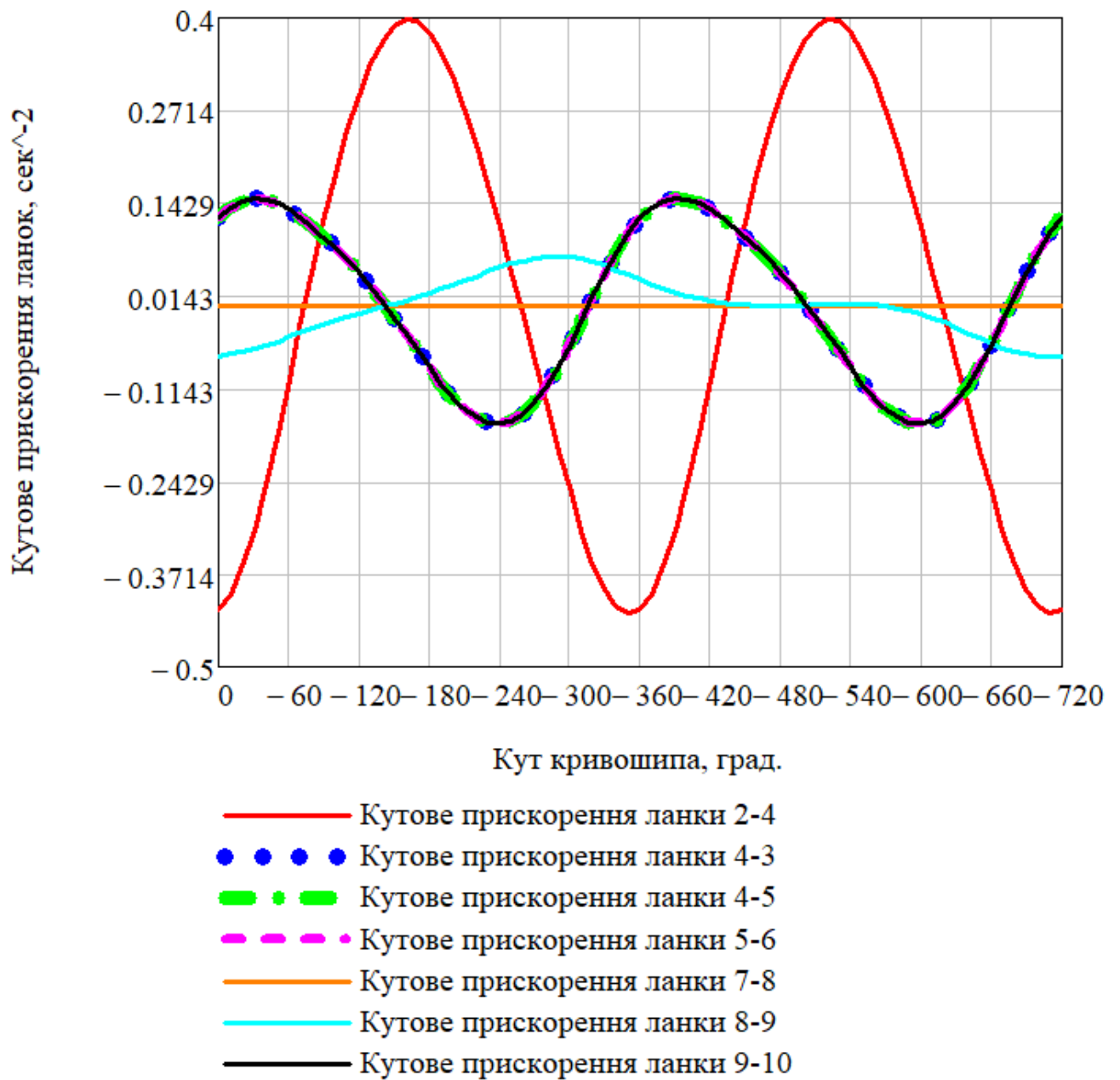


Рис. 4.9. Графік функцій кутових прискорень

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

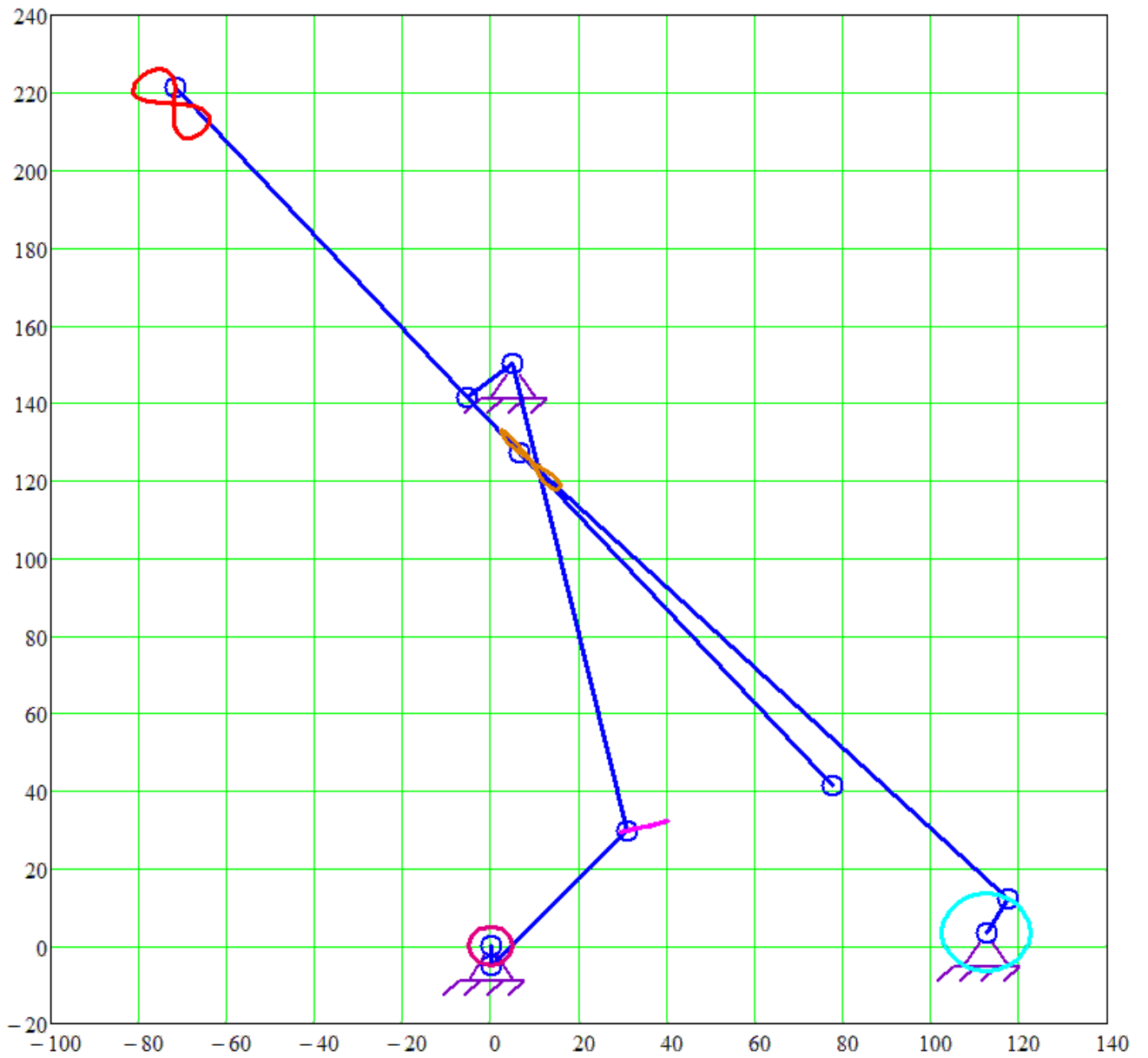


Рис. 4.10. Візуалізація кінематичної схеми плоского механізму крючкових голок основ'язальної машини «Фаворит» з траєкторіями точок механізму

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ

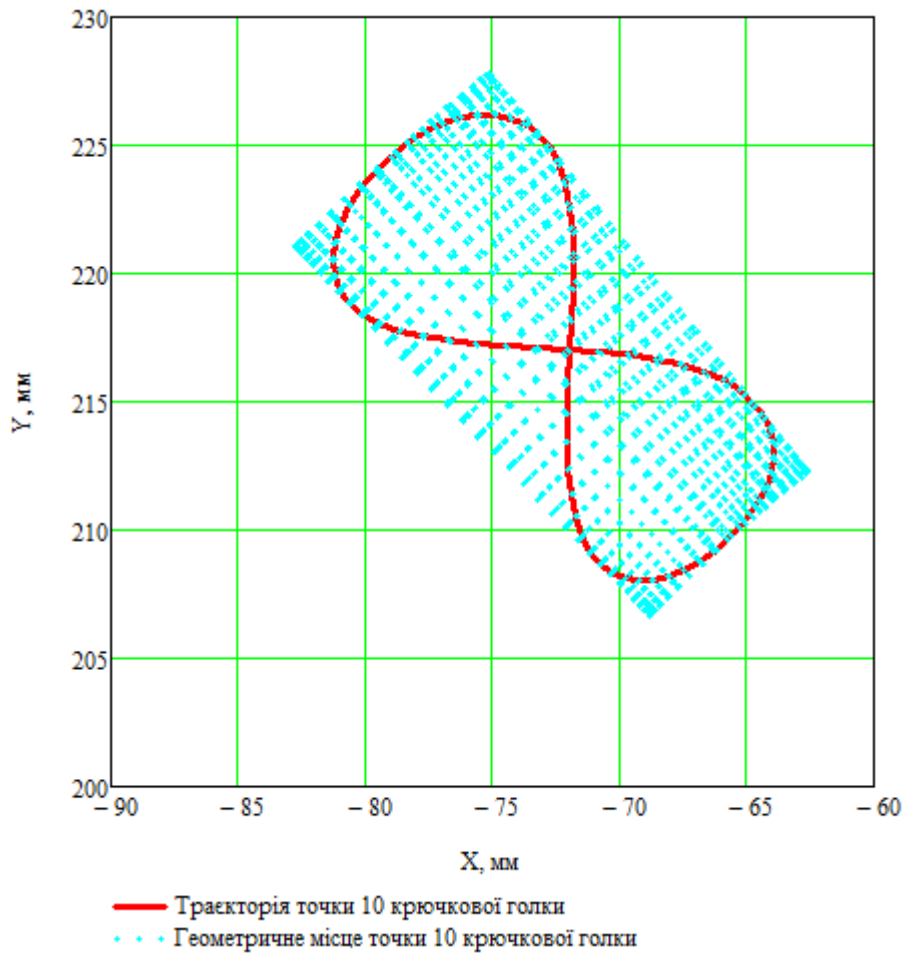


Рис. 4.11. Траекторія руху крючка голки

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## РОЗДІЛ 5. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ

### 5.1 Опис процесу комп'ютерного моделювання в SolidWorks

- 1) Створив новий документ деталі:
  - Натиснув кнопку **Створити** на панелі інструментів *Стандартна*.
  - В діалоговому вікні *Новий документ* обрав **Деталь**.
- 2) Створив першу деталь – кривошип-ексцентрик (ланка 1-2):
  - Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** на панелі інструментів *Ескіз*, та обравши **Передню площину** у *Дереві конструювання*.
  - Використовуючи **Лінія, Осьова лінія, Коло** на панелі інструментів *Ескіз*, створив ескіз деталі кривошипа необхідної форми, та за допомогою **Автоматичне нанесення розмірів** вказав задані розміри елементів.
  - Після натискання кнопки **Вийти з ескізу** використовуючи **Витягнута бобишка/основа** на панелі інструментів *Елементи*, витягнув елементи ескізу на необхідну величину.
  - Створив посадочне місце для закріплення на валу використовуючи **Коло, Лінія, Осьова лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів**, а також **Витягнутий виріз** на панелі інструментів *Елементи*.
  - На панелі інструментів *Елементи* використовуючи **Закруглення**, створив закруглення необхідних розмірів усіх ребер деталі.
- 3) Створив другу деталь – кривошип-ексцентрик (ланка 7-8) таким самим чином, як і при створенні деталі ланки 1-2 (див. пункт 2).
- 4) Створив третю деталь – шатун (ланка 2-3):
  - Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз**, та обравши **Передню площину**.
  - Використовуючи **Лінія, Осьова лінія** та **Коло**, створив ескіз деталі шатуна необхідної форми, та за допомогою **Автоматичне нанесення розмірів** вказав задані розміри елементів.
  - Після натискання кнопки **Вийти з ескізу** використовуючи **Витягнута бобишка/основа** на панелі інструментів *Елементи*, витягнув елементи ескізу на необхідну величину.
  - На панелі інструментів *Елементи* використовуючи **закруглення**, створив закруглення необхідних розмірів усіх ребер деталі.
- 5) Створив четверту деталь – шатун (ланка 8-9) таким же методом, як при створенні деталі ланки 2-3 (див. пункт 4).
- б) Створив п'яту деталь – циліндр (ланка 3-4-5-6):
  - Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Лінія, Осьова лінія, Коло** та **Дуга через три точки** створив ескіз необхідної форми, та за допомогою **Автоматичне нанесення розмірів** задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Повернута бобишка/основа** і **Витягнута бобишка/основа** на панелі інструментів *Елементи* надав ескізу форму

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		71

- об'ємної деталі.
- Використовуючи **Закруглення** закруглив усі ребра деталі.
- 7) Створив шосту деталь – поршень з втулкою (першу частину ланки 9-10):
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Осьова лінія, Прямокутник за кутами** та **Коло** створив ескіз необхідної форми, та за допомогою **Автоматичне нанесення розмірів** задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Повернута бобишка/основа**, а також **Витягнутий виріз** на панелі інструментів *Елементи* надав ескізу форму об'ємної деталі та зробив отвори для фіксації кронштейну.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення усіх ребер деталі.
- 8) Створив сьому деталь – кронштейн (другу частину ланки 9-10):
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Осьова лінія, Лінія, Прямокутник з центру** та **Коло** створив ескіз необхідної форми, та за допомогою **Автоматичне нанесення розмірів** задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа**, а також **Витягнутий виріз** на панелі інструментів *Елементи* надав ескізу форму об'ємної деталі.
  - Створивши ескіз на одному з торців деталі та використовуючи **Лінія і Сплайн** на панелі інструментів *Ескіз*, а також **Витягнутий виріз** надав необхідну форму ребрам жорсткості на тильній стороні кронштейну.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення усіх ребер деталі.
- 9) Створив восьму деталь – голковий брус (третю частину ланки 9-10):
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми та задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув ескіз на необхідну величину.
  - Створив ескіз на одній з граней деталі та за допомогою **Прямокутник по кутах** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми і розмірів.
  - Використовуючи **Витягнутий виріз**, а також **Лінійний масив** на панелі інструментів *Елементи*, створив масив вирізів вздовж всієї деталі.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.
- 10) Створив дев'яту деталь – голочницю з голками (четверту частину ланки 9-10):
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми та задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув ескіз на необхідну величину.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72



- Створив ескіз на одній з граней деталі та за допомогою **Лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми і розмірів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа**, а також **Лінійний масив**, створив масив голок вздовж всієї деталі.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.
- 11) Створив десятю деталь – зажим для голочниці (п'яту частину ланки 9-10):
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Лінія**, **Багатокутник** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми та задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув ескіз на необхідну величину.
  - Створив ескіз на одній з граней деталі та за допомогою **Лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми і розмірів.
  - Використовуючи **Витягнутий виріз**, зрізав частину деталі.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.
- 12) Створив одинадцятью деталь – корпус:
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Лінія**, **Прямокутник по кутах**, **Осьова лінія**, **Коло**, **Закруглення** та **Автоматичне нанесення розмірів** на панелі інструментів *Ескіз*, створив ескіз необхідної форми та розмірів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув ескіз на необхідну величину.
  - Створив ескіз на верхній площині та за допомогою **Лінія**, **Прямокутник по кутах** і **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми і розмірів.
  - Використовуючи **Витягнутий виріз** зробив поглиблення в корпусі, для подальшого розміщення в ньому деталей механізму.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.
- 13) Створив дванадцятью та тринадцятью деталі – вали з фланцями:
- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
  - Використовуючи **Коло**, **Лінія** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми та задав необхідні розміри елементів.
  - Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув елементи ескізу на необхідні величини.
  - Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.
- 14) Створив чотирнадцятью деталь – кронштейн для кріплення валів:

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

- Створив новий ескіз на передній площині використовуючи кнопку **Ескіз** та обравши **Передня площина**.
- Використовуючи **Лінія, Осьова лінія, Коло, Відсікти об'єкти** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз необхідної форми та задав необхідні розміри елементів.
- Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув ескіз на необхідну величину.
- Створив ескіз на одній з граней деталі та використовуючи **Коло, Багатокутник** та **Автоматичне нанесення розмірів** створив ескіз болта для фіксації кронштейну на корпусі.
- Використовуючи **Витягнута бобишка/основа** витягнув елементи ескізу на необхідні величини.
- Використовуючи **Закруглення** створив закруглення необхідних ребер деталі.

Оскільки болти закріплені в деталях нерухомо, було прийняте рішення робити їх суцільними разом з деталями в яких вони фіксуються.

15) Зібрав усі деталі у один механізм рис. 5:

- Використовуючи **Створити збірку з деталі/збірки** на панелі інструментів *Стандартна*, створив нову збірку.
- Використовуючи **Вставити компоненти** на панелі інструментів *Збірка* додав створені деталі.
- Використовуючи *Умови спряження* на панелі інструментів *Збірка* з'єднав деталі у місцях їх спряження.

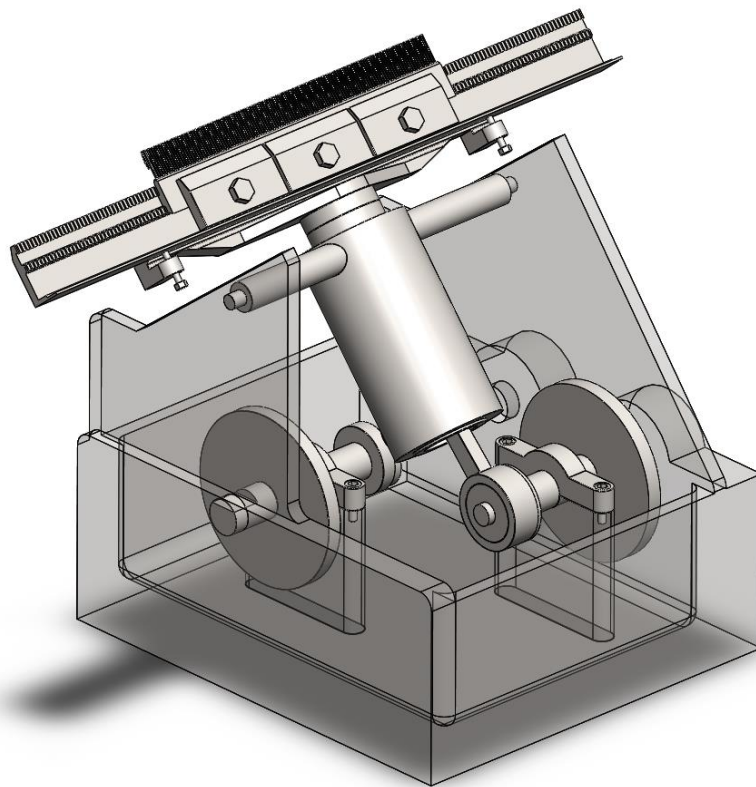


Рис. 5.1. Збірка механізму крючкових голок машини «Фаворит»

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 5.2 Визначення маса-інерційних параметрів в SolidWorks

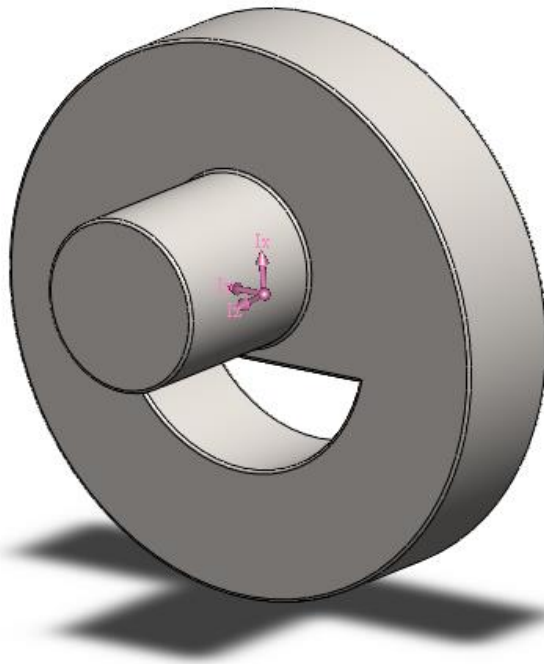


Рис. 5.2. Загальний вид кривошипа (ланка 1-2)

Массовые характеристики: Эксцентрик 1-2		
Конфигурация: Default		
Система координат: -- по умолчанию --		
Плотность = 7800.00000 килограммов на кубический метр		
Масса = 0.12994 килограммов		
Объем = 0.00002 кубические метры		
Площадь поверхности = 0.00544 квадратные метры		
Центр тяжести: ( метры )		
X = 0.00000		
Y = 0.00132		
Z = 0.00173		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
центр тяжести		
Ix = ( 0.00000, 0.99758, 0.06950)		Px = 0.00002
Iy = (-1.00000, 0.00000, 0.00000)		Py = 0.00002
Iz = ( 0.00000, -0.06950, 0.99758)		Pz = 0.00003
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.		
Lxx = 0.00002	Lxy = 0.00000	Lxz = 0.00000
Lyx = 0.00000	Lyy = 0.00002	Lyz = 0.00000
Lzx = 0.00000	Lzy = 0.00000	Lzz = 0.00003
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
Вычисляется с помощью системы координат вывода.		
Ixx = 0.00002	Ixy = 0.00000	Ixz = 0.00000
Iyx = 0.00000	Iyy = 0.00002	Iyz = 0.00000
Izx = 0.00000	Izy = 0.00000	Izz = 0.00003

Рис. 5.3. Маса-інерційні параметри кривошипа (ланка 1-2)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

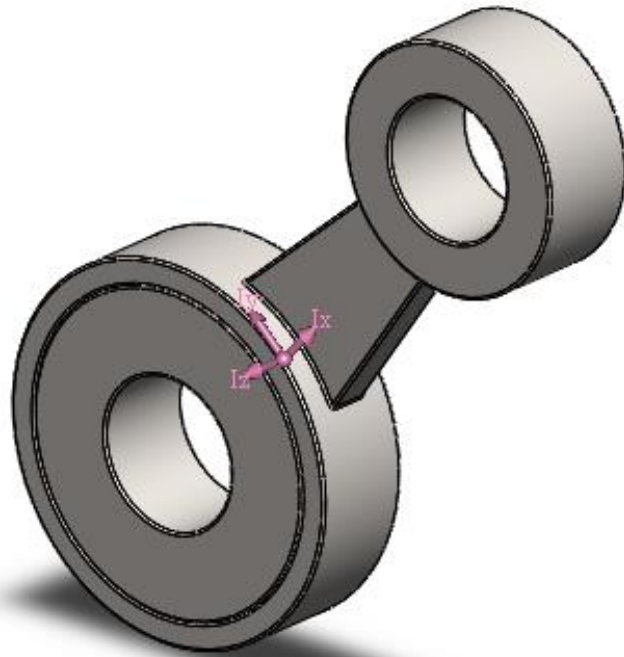


Рис. 5.4. Загальний вид шатуна (ланка 2-3)

Массовые характеристики: Ланка 2-3		
Конфигурация: Default		
Система координат: -- по умолчанию --		
Масса = 0.091147 килограммов		
Объем = 0.000012 кубические метры		
Площадь поверхности = 0.007089 квадратных метры		
Центр тяжести: ( метры )		
X = 0.008598		
Y = 0.009698		
Z = 0.000000		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
центр тяжести		
lx = ( 0.663375, 0.748287, 0.000000)	Px = 0.000007	
ly = (-0.748287, 0.663375, 0.000000)	Py = 0.000044	
lz = ( 0.000000, 0.000000, 1.000000)	Pz = 0.000050	
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.		
Lxx = 0.000028	Lxy = 0.000018	Lxz = 0.000000
Lyx = 0.000018	Lyy = 0.000023	Lyz = 0.000000
Lzx = 0.000000	Lzy = 0.000000	Lzz = 0.000050
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры )		
Вычисляется с помощью системы координат вывода.		
lxx = 0.000036	lxy = 0.000026	lxz = 0.000000
lyx = 0.000026	lyy = 0.000030	lyz = 0.000000
lzx = 0.000000	lzy = 0.000000	lzz = 0.000065

Рис. 5.5. Маса-інерційні параметри шатуна (ланка 2-3)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

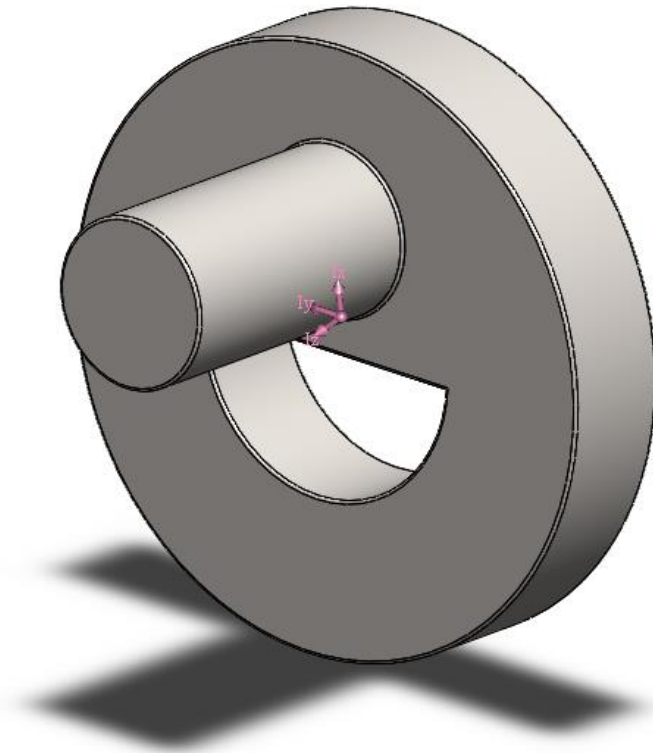


Рис. 5.6. Загальний вид кривошипа (ланка 7-8)

Массовые характеристики: Эксцентрик 7-8 Конфигурация: Default Система координат: -- по умолчанию --		
Плотность = 0.01 граммов на кубический миллиметр		
Масса = 165.48 граммов		
Объем = 21215.60 кубические миллиметры		
Площадь поверхности = 6705.57 квадратных миллиметры		
Центр тяжести: ( миллиметры ) X = 0.00 Y = 2.36 Z = 3.17		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) центр тяжести		
lx = ( 0.00, 0.97, 0.24)	Px = 32888.72	
ly = (-1.00, 0.00, 0.00)	Py = 35947.81	
lz = ( 0.00, -0.24, 0.97)	Pz = 50362.38	
Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.		
Lxx = 35947.81	Lxy = 0.00	Lxz = 0.00
Lyx = 0.00	Lyy = 33865.35	Lyz = 4013.93
Lzx = 0.00	Lzy = 4013.93	Lzz = 49385.75
Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) Вычисляется с помощью системы координат вывода.		
lxx = 38534.26	lxy = 0.00	lxz = 0.00
lyx = 0.00	lyy = 35532.22	lyz = 5252.00
lzx = 0.00	lzy = 5252.00	lzz = 50305.34

Рис. 5.7. Маса-інерційні параметри кривошипа (ланка 7-8)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

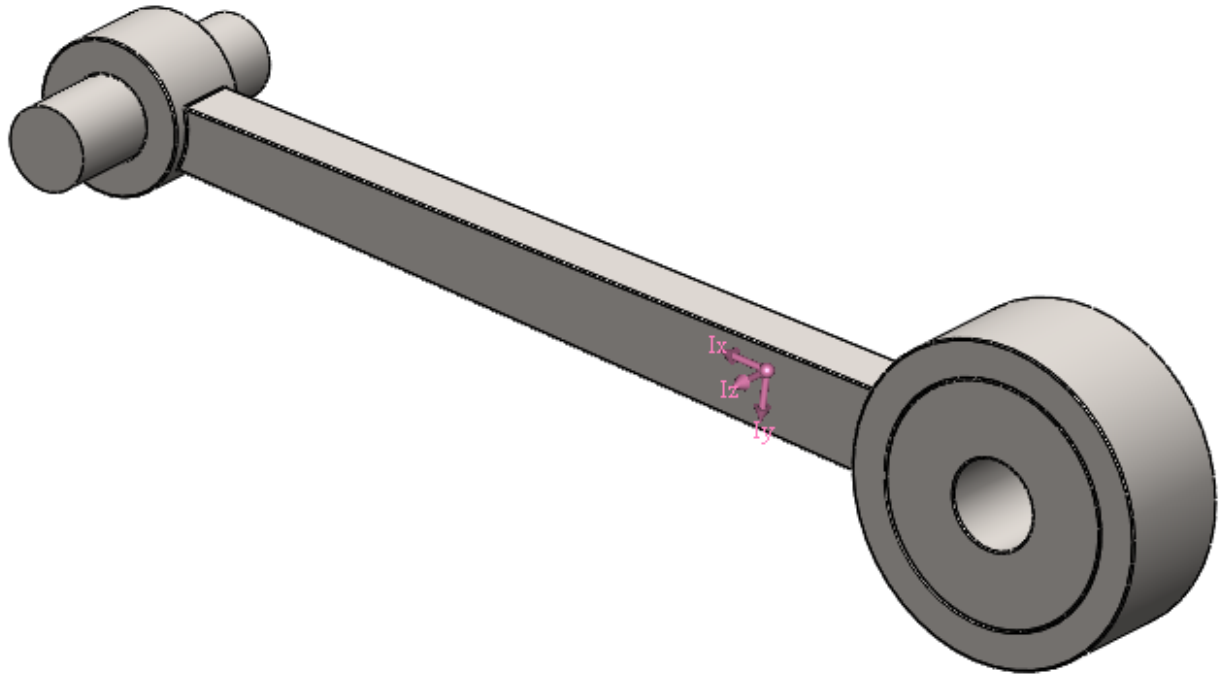


Рис. 5.8. Загальний вид шатуна (ланка 8-9)

Массовые характеристики: Ланка 8-9 Конфигурация: Default Система координат: -- по умолчанию --		
Масса = 0.48190 килограммов Объем = 0.00006 кубические метры Площадь поверхности = 0.02195 квадратных метры		
Центр тяжести: ( метры ) X = -0.03130 Y = 0.03618 Z = 0.00000		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры ) центр тяжести $I_x = (-0.65424, 0.75629, 0.00000)$ $P_x = 0.00007$ $I_y = (-0.75629, -0.65424, 0.00000)$ $P_y = 0.00206$ $I_z = (0.00000, 0.00000, 1.00000)$ $P_z = 0.00209$		
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры ) Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода. $L_{xx} = 0.00121$ $L_{xy} = -0.00099$ $L_{xz} = 0.00000$ $L_{yx} = -0.00099$ $L_{yy} = 0.00092$ $L_{yz} = 0.00000$ $L_{zx} = 0.00000$ $L_{zy} = 0.00000$ $L_{zz} = 0.00209$		
Моменты инерции: ( килограммов * квадратные метры ) Вычисляется с помощью системы координат вывода. $I_{xx} = 0.00184$ $I_{xy} = -0.00153$ $I_{xz} = 0.00000$ $I_{yx} = -0.00153$ $I_{yy} = 0.00139$ $I_{yz} = 0.00000$ $I_{zx} = 0.00000$ $I_{zy} = 0.00000$ $I_{zz} = 0.00320$		

Рис. 5.9. Маса-інерційні параметри шатуна (ланка 8-9)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



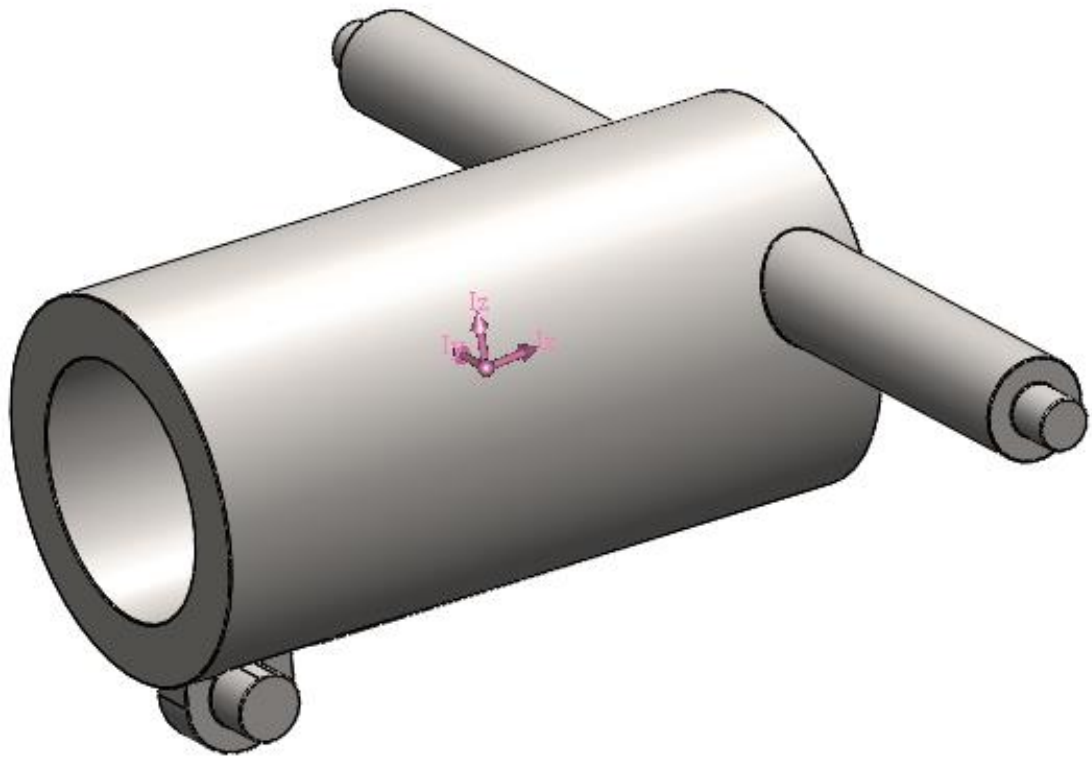


Рис. 5.10. Загальний вид коромисла (ланка 4-3)

Массовые характеристики: Ланка 3-4-5-6 Конфигурация: Default Система координат: -- по умолчанию --		
Масса = 2388.95 граммов Объем = 306275.27 кубические миллиметры Площадь поверхности = 75426.52 квадратных миллиметры		
Центр тяжести: ( миллиметры ) X = 20.68 Y = -46.14 Z = -0.04		
Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) центр тяжести $I_x = (-0.54, 0.84, 0.00)$ $P_x = 4483948.82$ $I_y = (0.00, 0.00, 1.00)$ $P_y = 6183623.09$ $I_z = (0.84, 0.54, 0.00)$ $P_z = 8352890.86$		
Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода. $I_{xx} = 7216751.06$ $I_{xy} = -1762042.90$ $I_{xz} = -114.70$ $I_{yx} = -1762042.90$ $I_{yy} = 5620106.34$ $I_{yz} = 7759.57$ $I_{zx} = -114.70$ $I_{zy} = 7759.57$ $I_{zz} = 6183605.37$		
Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры ) Вычисляется с помощью системы координат вывода. $I_{xx} = 12301752.14$ $I_{xy} = -4041259.94$ $I_{xz} = -2239.54$ $I_{yx} = -4041259.94$ $I_{yy} = 6641710.31$ $I_{yz} = 12500.16$ $I_{zx} = -2239.54$ $I_{zy} = 12500.16$ $I_{zz} = 12290201.58$		

Рис. 5.11. Маса-інерційні параметри коромисла (ланка 4-3)

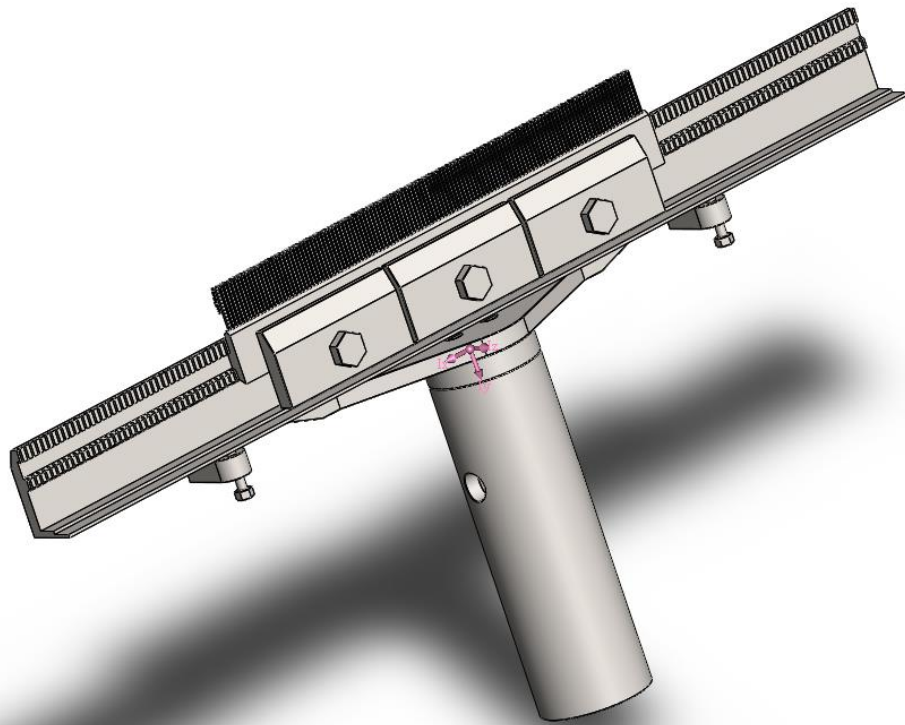


Рис. 5.12. Загальний вид повзуна (ланка 9-10)

<b>Массовые характеристики: Ланка 9-10</b> Конфигурация: Default Система координат: -- по умолчанию --		
Масса = 4905.36 граммов		
Объем = 628891.77 кубические миллиметры		
Площадь поверхности = 215864.05 квадратных миллиметры		
<b>Центр тяжести: ( миллиметры )</b> X = -37.04 Y = 38.53 Z = 0.00		
<b>Основные оси инерции и основные моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры )</b> центр тяжести		
$I_x = ( 0.00, 0.00, 1.00)$	$P_x = 14467729.41$	
$I_y = ( 0.65, -0.76, 0.00)$	$P_y = 34977786.66$	
$I_z = ( 0.76, 0.65, 0.00)$	$P_z = 48083553.35$	
<b>Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры )</b> Определяются в центре тяжести и выравниваются относительно системы координат вывода.		
$L_{xx} = 42463082.85$	$L_{xy} = -6486207.40$	$L_{xz} = 14.02$
$L_{yx} = -6486207.40$	$L_{yy} = 40598257.16$	$L_{yz} = -18.46$
$L_{zx} = 14.02$	$L_{zy} = -18.46$	$L_{zz} = 14467729.41$
<b>Моменты инерции: ( граммов * квадратные миллиметры )</b> Вычисляется с помощью системы координат вывода.		
$I_{xx} = 49746124.34$	$I_{xy} = -13487282.70$	$I_{xz} = 16.72$
$I_{yx} = -13487282.70$	$I_{yy} = 47328282.72$	$I_{yz} = -21.26$
$I_{zx} = 16.72$	$I_{zy} = -21.26$	$I_{zz} = 28480796.47$

Рис. 5.13. Маса-інерційні параметри повзуна (ланка 9-10)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



## РОЗДІЛ 6. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ КРІЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ФАВОРИТ

### 6.1 Вхідні дані для силового розрахунку

Відстань від осі обертання кривошипа до його центра мас у площині обертання	$L_{.1\_S1} := 1.32 \text{ мм}$
Кут між вектором 1-2 та вектором 1-S <sub>1</sub>	$U_{2\_1\_S1} := 0^\circ$
Маса кривошипа 1-2	$m_{.1} := 129.94 \text{ г}$
Момент інерції кривошипа відносно осі обертання	$I_{.1\_2} := 31114.78 \text{ г мм}^2$
Відстань між точкою 2 та центром мас S <sub>2</sub> шатуна	$L_{.2\_S2} := 12.96 \text{ мм}$
Кут між вектором 2-3 та вектором 2-S <sub>2</sub>	$U_{.3\_2\_S2} := 0^\circ$
Маса шатуна 2-3	$m_{.2} := 91.15 \text{ г}$
Момент інерції шатуна 2-3 відносно центра мас	$I_{.S2} := 49663.70 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$
Відстань між точкою 4 та центром мас S <sub>3</sub> коромисла	$L_{.4\_S3} := 50.56 \text{ мм}$
Кут між вектором 4-3 та вектором 4-S <sub>3</sub>	$U_{.3\_4\_S3} := 14.08^\circ$
Маса коромисла 3-4	$m_{.3} := 2388.95 \text{ г}$
Момент інерції коромисла 3-4 відносно центра мас	$I_{.S3} := 8352890.86 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$
Відстань від осі обертання кривошипа до його центра мас у площині обертання	$L_{.7\_S4} := 2.36 \text{ мм}$
Кут між вектором 7-8 та вектором 7-S <sub>4</sub>	$U_{.8\_7\_S4} := 0^\circ$
Маса кривошипа 7-8	$m_{.4} := 165.48 \text{ г}$
Момент інерції кривошипа відносно осі обертання	$I_{.S4} := 50362.38 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$
Відстань між точкою 8 та центром мас S <sub>5</sub> шатуна	$L_{.8\_S5} := 47.84 \text{ мм}$
Кут між вектором 8-9 та вектором 8-S <sub>5</sub>	$U_{.9\_8\_S5} := 0^\circ$
Маса шатуна 8-9	$m_{.5} := 481.9 \text{ г}$
Момент інерції шатуна відносно центра мас	$I_{.S5} := 2093364.67 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$
Відстань між точкою 9 та центром мас S <sub>6</sub> повзуна	$L_{.9\_S6} := 53.45 \text{ мм}$
Кут між вектором 9-10 та вектором 9-S <sub>6</sub>	$U_{.10\_9\_S6} := 6.34^\circ$
Маса повзуна 9-10	$m_{.6} := 4905.36 \text{ г}$
Момент інерції повзуна відносно центра мас	$I_{.S6} := 48083553.35 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$

### 6.2 Визначення векторів функцій центрів мас ланок

Визначення векторів-ланок та векторів-точок центрів мас ланок:

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$P_{2\_S2}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{2\_3}(\varphi_1), U_{3\_2\_S2}, L_{2\_S2})$$

$$P_{S2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + P_{2\_S2}(\varphi_1)$$

$$P_{4\_S3}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{4\_3}(\varphi_1), U_{3\_4\_S3}, L_{4\_S3})$$

$$P_{S3}(\varphi_1) := P_4 + P_{4\_S3}(\varphi_1)$$

$$P_{1\_S1}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{1\_2}(\varphi_1), U_{2\_1\_S1}, L_{1\_S1})$$

$$P_{S1}(\varphi_1) := P_1 + P_{1\_S1}(\varphi_1)$$

$$P_{7\_S4}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{7\_8}(\varphi_1), U_{8\_7\_S4}, L_{7\_S4})$$

$$P_{S4}(\varphi_1) := P_7 + P_{7\_S4}(\varphi_1)$$

$$P_{8\_S5}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{8\_9}(\varphi_1), U_{9\_8\_S5}, L_{8\_S5})$$

$$P_{S5}(\varphi_1) := P_8(\varphi_1) + P_{8\_S5}(\varphi_1)$$

$$P_{9\_S6}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{9\_10}(\varphi_1), U_{10\_9\_S6}, L_{9\_S6})$$

$$P_{S6}(\varphi_1) := P_9(\varphi_1) + P_{9\_S6}(\varphi_1)$$

Визначення лінійних швидкостей та прискорень центрів мас ланок:

$$V_{S2}(\varphi_1) := r'(P_{S2}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S2}(\varphi_1) := r''(P_{S2}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S2}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$V_{S3}(\varphi_1) := r'(P_{S3}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S3}(\varphi_1) := r''(P_{S3}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S3}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$V_{S1}(\varphi_1) := r'(P_{S1}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S1}(\varphi_1) := r''(P_{S1}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S1}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$V_{S4}(\varphi_1) := r'(P_{S4}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S4}(\varphi_1) := r''(P_{S4}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S4}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$V_{S5}(\varphi_1) := r'(P_{S5}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S5}(\varphi_1) := r''(P_{S5}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S5}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

$$V_{S6}(\varphi_1) := r'(P_{S6}, \varphi_1) \cdot \omega_1$$

$$A_{S6}(\varphi_1) := r''(P_{S6}, \varphi_1) \cdot \omega_1^2 + r'(P_{S6}, \varphi_1) \cdot \epsilon_1$$

### 6.3 Визначення сил тяжіння, сил інерції та моментів від сили інерції

Визначення сил тяжіння, що діють на ланки:

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

$$G_2 := -e_Y \cdot m_2 \cdot g$$

$$G_3 := -e_Y \cdot m_3 \cdot g$$

$$G_1 := -e_Y \cdot m_1 \cdot g$$

$$G_4 := -e_Y \cdot m_4 \cdot g$$

$$G_5 := -e_Y \cdot m_5 \cdot g$$

$$G_6 := -e_Y \cdot m_6 \cdot g$$

Визначення сил інерції та моментів інерції ланок:

$$F_{i2}(\varphi_1) := -m_2 \cdot A_{S2}(\varphi_1)$$

$$M_{i2}(\varphi_1) := -e_{2\_3}(\varphi_1) \cdot I_{S2}$$

$$F_{i3}(\varphi_1) := -m_3 \cdot A_{S3}(\varphi_1)$$

$$M_{i3}(\varphi_1) := -e_{4\_3}(\varphi_1) \cdot I_{S3}$$

$$F_{i1}(\varphi_1) := -m_1 \cdot A_{S1}(\varphi_1)$$

$$F_{i4}(\varphi_1) := -m_4 \cdot A_{S4}(\varphi_1)$$

$$F_{i5}(\varphi_1) := -m_3 \cdot A_{S5}(\varphi_1)$$

$$M_{i5}(\varphi_1) := -e_{8\_9}(\varphi_1) \cdot I_{S5}$$

$$F_{i6}(\varphi_1) := -m_3 \cdot A_{S6}(\varphi_1)$$

$$M_{i6}(\varphi_1) := -e_{9\_10}(\varphi_1) \cdot I_{S6}$$

#### 6.4 Визначення реакцій в кінематичних парах

Визначаємо тангенціальні реакції в точці 2 та точці 4:

$$R_{\tau 2}(\varphi_1) := R_{\tau} \left[ P_3(\varphi_1), P_2(\varphi_1), \begin{pmatrix} P_{S2}(\varphi_1) \\ P_{S2}(\varphi_1) \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} G_2 \\ F_{i2}(\varphi_1) \end{pmatrix}, M_{i2}(\varphi_1) \right]$$

$$R_{\tau 4}(\varphi_1) := R_{\tau} \left[ P_3(\varphi_1), P_4, \begin{pmatrix} P_{S3}(\varphi_1) \\ P_{S3}(\varphi_1) \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} G_3 \\ F_{i3}(\varphi_1) \end{pmatrix}, M_{i3}(\varphi_1) \right]$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Визначаємо нормальні реакції в точці 2 та точці 4:

$$R_{rez1}(\varphi_1) := -(R_{\tau 2}(\varphi_1) + R_{\tau 4}(\varphi_1) + G_2 + G_3 + F_{i2}(\varphi_1) + F_{i3}(\varphi_1))$$

$$R_{n2}(\varphi_1) := R_n(P_3(\varphi_1), P_2(\varphi_1), P_4, R_{rez1}(\varphi_1), P_2(\varphi_1)) \cdot \frac{H}{M}$$

$$R_{n4}(\varphi_1) := R_n(P_3(\varphi_1), P_2(\varphi_1), P_4, R_{rez1}(\varphi_1), P_4) \cdot \frac{H}{M}$$

Визначаємо результуючі реакції в точці 2 та точці 4:

$$R_2(\varphi_1) := R_{\tau 2}(\varphi_1) + R_{n2}(\varphi_1)$$

$$R_4(\varphi_1) := R_{\tau 4}(\varphi_1) + R_{n4}(\varphi_1)$$

Визначаємо реакції в кінематичній парі 3:

Якщо розглядати рівновагу шатуна 2-3:

$$R_3'(\varphi_1) := -(R_2(\varphi_1) + G_2 + F_{i2}(\varphi_1))$$

Якщо розглядати рівновагу коромисла 3-4:

$$R_3(\varphi_1) := -(R_4(\varphi_1) + G_3 + F_{i3}(\varphi_1))$$

Визначаємо реакції в кінематичній парі 1:

$$R_1(\varphi_1) := -(G_1 + F_{i1}(\varphi_1) - R_2(\varphi_1))$$

Визначаємо тангенціальні реакції в точці 8 та точці 11:

$$P_{11}(\varphi_1) := P_9(\varphi_1)$$

$$R_{\tau 8}(\varphi_1) := R_{\tau} \left[ P_9(\varphi_1), P_8(\varphi_1), \begin{pmatrix} P_{S5}(\varphi_1) \\ P_{S5}(\varphi_1) \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} G_5 \\ F_{i5}(\varphi_1) \end{pmatrix}, M_{i5}(\varphi_1) \right]$$

$$R_{\tau 11}(\varphi_1) := Z_G$$

Визначаємо нормальні реакції в точці 8 та точці 11:

$$R_{rez2}(\varphi_1) := -(R_{\tau 8}(\varphi_1) + R_{\tau 11}(\varphi_1) + G_5 + G_6 + F_{i5}(\varphi_1) + F_{i6}(\varphi_1))$$

$$R_{n8}(\varphi_1) := R_{\text{пов}_n}(P_9(\varphi_1), P_8(\varphi_1), P_{11}(\varphi_1), P_5(\varphi_1), P_6(\varphi_1), R_{rez2}(\varphi_1), P_8(\varphi_1))$$

$$R_{n11}(\varphi_1) := R_{\text{пов}_n}(P_9(\varphi_1), P_8(\varphi_1), P_{11}(\varphi_1), P_5(\varphi_1), P_6(\varphi_1), R_{rez2}(\varphi_1), P_{11}(\varphi_1))$$

Визначаємо результуючі реакції в точці 8 та точці 11:

$$R_8(\varphi_1) := R_{\tau 8}(\varphi_1) + R_{n8}(\varphi_1)$$

$$R_{11}(\varphi_1) := R_{\tau 11}(\varphi_1) + R_{n11}(\varphi_1)$$

Визначаємо реакції в кінематичній парі 9:

Якщо розглядати рівновагу шатуна 8-9:

$$R_9(\varphi_1) := R_8(\varphi_1) + G_5 + F_{i5}(\varphi_1)$$

Якщо розглядати рівновагу повзуна 9-11:

$$R_9'(\varphi_1) := R_{11}(\varphi_1) + G_6 + F_{i6}(\varphi_1)$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Визначаємо реакції в кінематичній парі 7:

$$R_7(\varphi_1) := -(G_4 + F_{i4}(\varphi_1) - R_8(\varphi_1))$$

### 6.5 Результати силового розрахунку

Кут кривошипа	Реакції в кінематичних парах, Н							
	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	R <sub>3</sub>	R <sub>4</sub>	R <sub>7</sub>	R <sub>8</sub>	R <sub>9</sub>	R <sub>11</sub>
0	4.28	3.16	2.46	21.77	41.91	40.67	37.23	34.49
30	4.09	2.98	2.30	21.95	42.32	41.07	37.61	34.27
60	3.96	2.86	2.22	22.11	42.31	41.05	37.56	33.84
90	3.91	2.85	2.24	22.22	41.95	40.68	37.14	33.25
120	3.96	2.93	2.36	22.28	41.37	40.08	36.49	32.60
150	4.08	3.08	2.53	22.26	40.71	39.40	35.76	31.95
180	4.25	3.26	2.72	22.17	40.13	38.80	35.11	31.35
210	4.42	3.43	2.86	22.02	39.79	38.45	34.71	30.82
240	4.56	3.53	2.94	21.83	39.80	38.45	34.67	30.35
270	4.62	3.56	2.92	21.68	40.18	38.82	35.02	30.00
300	4.59	3.50	2.83	21.61	40.84	39.48	35.66	29.80
330	4.46	3.35	2.66	21.64	41.58	40.23	36.41	29.81
360	4.28	3.16	2.46	21.77	42.21	40.86	37.05	30.02
390	4.09	2.98	2.30	21.95	42.54	41.20	37.41	30.38
420	3.96	2.86	2.22	22.11	42.51	41.18	37.42	30.82
450	3.91	2.85	2.24	22.22	42.14	40.82	37.09	31.27
480	3.96	2.93	2.36	22.28	42.52	40.21	36.51	32.73
510	4.08	3.08	2.53	22.26	40.76	39.46	35.80	32.19
540	4.25	3.26	2.72	22.17	40.03	38.74	35.12	33.66
570	4.42	3.43	2.86	22.02	39.51	38.23	34.65	33.12
600	4.56	3.53	2.94	21.83	39.36	38.09	34.55	33.56
630	4.62	3.56	2.92	21.68	39.66	38.40	34.90	33.96
660	4.59	3.50	2.83	21.61	40.34	39.09	35.62	34.29
690	4.46	3.35	2.66	21.64	41.18	39.94	36.49	34.48
720	4.28	3.16	2.46	21.77	41.91	40.67	37.23	34.49

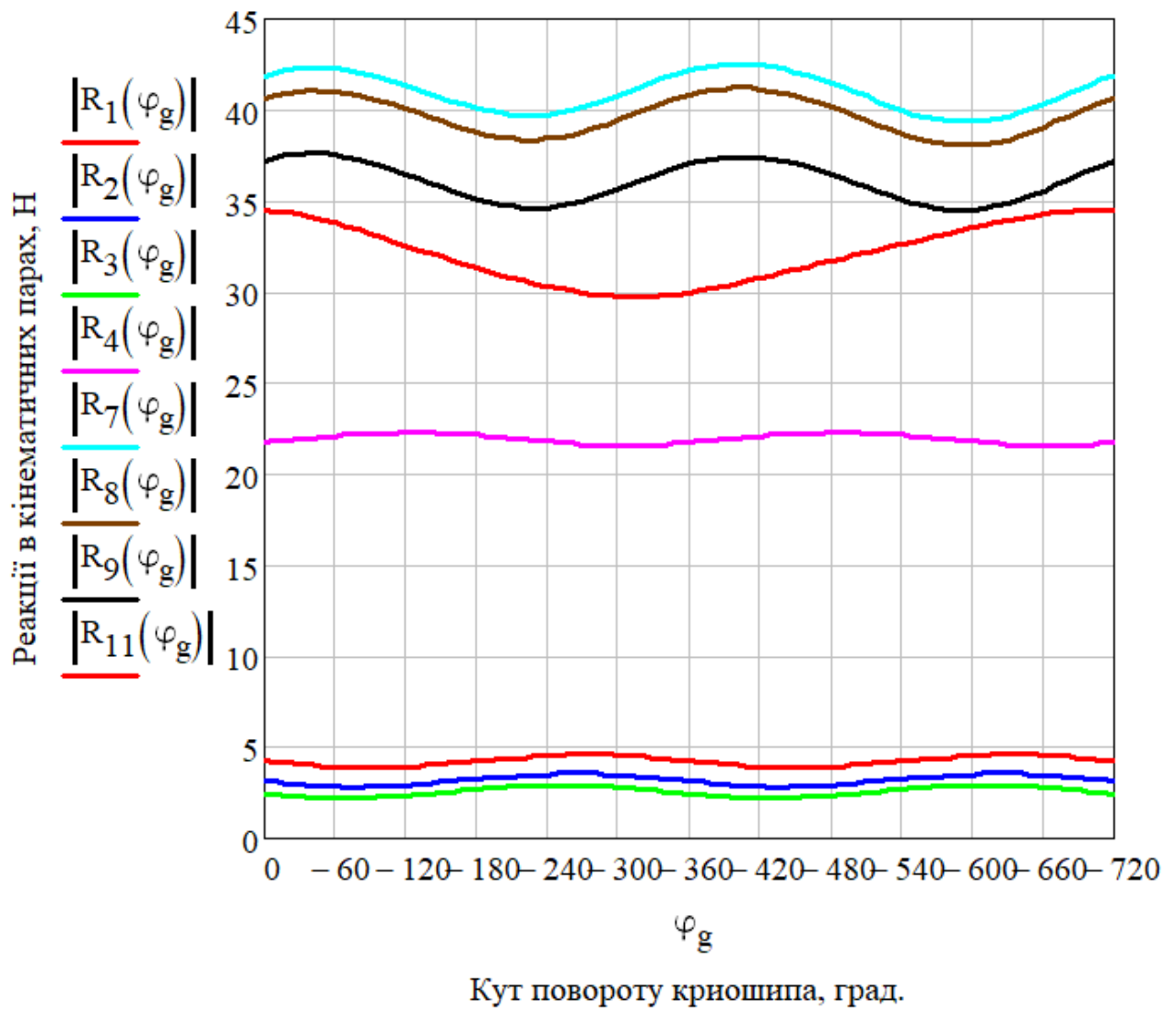


Рис. 6. Графік реакцій у кінематичних парах механізму крючкових голок машини «Фаворит»

### 6.6 Визначення діаметрів цапф кінематичних пар за умови міцності на згин

Визначенні мінімально можливого діаметра круглого в перерізі пальця кінематичних пар:

$$\sigma := 160 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$L_1 := 42.5 \text{ мм} \quad L_2 := 5 \text{ мм} \quad L_3 := 5 \text{ мм} \quad L_4 := 40 \text{ мм}$$

$$L_7 := 32.5 \text{ мм} \quad L_8 := 10 \text{ мм} \quad L_9 := 13 \text{ мм}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$d_{1\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{1\max} (\varphi_{1R1\max}) \cdot L_1}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{2\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{2\max} (\varphi_{1R2\max}) \cdot L_2}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{3\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{3\max} (\varphi_{1R3\max}) \cdot L_3}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{4\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{4\max} (\varphi_{1R4\max}) \cdot L_4}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{7\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{7\max} (\varphi_{1R7\max}) \cdot L_7}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{8\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{8\max} (\varphi_{1R8\max}) \cdot L_8}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{9\min} := \sqrt[3]{\frac{32 \cdot R_{9\max} (\varphi_{1R9\max}) \cdot L_9}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$d_{1\min} = 2.32 \cdot \text{MM}$$

$$d_{2\min} = 1.04 \cdot \text{MM}$$

$$d_{3\min} = 0.98 \cdot \text{MM}$$

$$d_{4\min} = 3.84 \cdot \text{MM}$$

$$d_{7\min} = 4.45 \cdot \text{MM}$$

$$d_{8\min} = 2.97 \cdot \text{MM}$$

$$d_{9\min} = 3.15 \cdot \text{MM}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

# ВИСНОВКИ

## Розділ 1

Визначено призначення та складена технічна характеристика машини «Фаворит». Досліджено процес утворення петель основов'язаного трикотажу із застосуванням крючкових голок, вушкових голок, платин та преса.

Проаналізувавши процес петлетворення, було відмічено особливості петлетворення на машинах «Фаворит».

Голочниця рухається по принципово новій траєкторії – у вигляді вісімки. На графіку переміщення голок видно, що на машинах «Фаворит» період зупинення голочниці відсутній, що призводить до скорочення тривалості циклу в'язання.

При існуючій траєкторії руху голки на машині «Фаворит» нова нитка на стержень голки прокладається безперервно.

Виключене коливання вушкових голок між крючковими, а відповідно, зникають надлишкові ривки та багатокранті навантаження на нитку. Відсутність коливального руху вушкової голки компенсується складним рухом крючкової голки.

## Розділ 2

Досліджено конструкцію механізмів основов'язальної машини «Фаворит».

## Розділ 3

Перевага графічного методу полягає у наочності і простоті. Він гарно підходить для кінематичного аналізу ланок, виконуючих зворотно-поступальний рух. Недоліком методу є невисока точність, яка залежить від точності графічних побудов.

Задача про положення вирішується побудовою кількох суміщених планів механізму у вибраному масштабі довжин при різноманітних послідовних положеннях ведучої ланки.

Задача про швидкості і прискорення вирішується побудовою графіків (діаграм) переміщень, швидкостей і прискорень точки, що досліджується.

Послідовність кінематичного аналізу графічним методом:

- Спочатку будують декілька (частіше за все 12 або більше) суміщених планів механізму у довільно обраному масштабі довжин.
- Потім будують графіки шляху (переміщення) точки чи ланки, що досліджується, для чого використовують суміщені плани механізму і послідовні положення на них для точки чи ланки, що досліджується.
- Графічним диференціюванням графіку переміщень будують графік швидкості точки, яка досліджується.
- Графічним диференціюванням графіку швидкостей будують графік прискорень.

Графічне диференціювання можна виконувати методом хорд і методом дотичних. З метою підвищення точності зручно використовувати обидва методи одночасно.

Графоаналітичний метод називають методом планів швидкостей і прискорень.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88



Задача про положення вирішується графічним методом, тобто побудовою кількох суміщених планів механізму у вибраному масштабі довжин.

Задача про швидкості і прискорення вирішується побудовою планів швидкостей і прискорень ланок механізму при певних (заданих) положеннях ведучої ланки на основі попередньо зіставлених векторних рівнянь швидкостей і прискорень ланок механізму.

Перевагою цього методу в порівнянні з графічним в тому, що він менш трудомісткий, тому що дозволяє визначити швидкості і прискорення (їх величину і напрямки) на одному плані швидкостей або плані прискорень для множини точок механізму.

Недоліком методу є те, що необхідно будувати плани швидкостей і прискорень для кількох положень механізму (якщо необхідно визначити швидкість і прискорення при різних положеннях механізму і його ланок).

Слід пам'ятати, що в основі побудови планів швидкостей і прискорень лежать закони плоско-паралельного руху. Згідно з цими законами:

- План швидкостей (а також і план прискорень) отримується в результаті графічного вирішення векторних рівнянь для визначення швидкостей (прискорень) точок в плоско-паралельному русі.
- Вектори абсолютних швидкостей точок (при розгляданні їх руху відносно нерухомої ланки) зображають вихідними з полюса плану, а напрямки співпадає з дотичними до траєкторії руху. Вектори відносних швидкостей точок (при їх русі відносно рухомих точок) зображають відрізками, що з'єднують кінці відповідних векторів абсолютних швидкостей.
- Довжина векторів відносних швидкостей пропорційна довжині тих ділянок ланок, які є радіусами обертання точок в їх відносному русі. Це положення, відоме як теорема подібності, спрощує визначення швидкостей багатьох точок, що лежать на ланках плоско-паралельного і обертального руху.

Графічний (метод діаграм) і графоаналітичний (метод планів швидкостей і прискорень) методи кінематичного аналізу механізмів мають недоліки: невисока точність, яка визначається точністю графічних побудов, і велика трудомісткість. При використанні графічного методу необхідно побудувати діаграми переміщень, швидкостей і прискорень для кожної точки механізму, що досліджується, а при використанні графоаналітичного методу – кілька планів швидкостей і прискорень механізму, щоб визначити динаміку зміни швидкості і прискорення необхідних точок (тобто при різних положеннях механізму).

Ці недоліки відсутні в аналітичному методі. Але при цьому необхідно зіставляти досить складні аналітичні залежності (формули) і мати можливість вирішувати їх з використанням комп'ютерної техніки і технологій, що останнім часом, можливо і доступно.

До методів аналітичного дослідження відносяться:

- метод замкнутих векторних контурів (метод Зинов'єва) – зручний для кінематичного аналізу практично всіх використовуваних в техніці нескладних важільних механізмів;
- метод перетворення координат (метод Морошкіна) – зручний для кінематичного аналізу багатоланкових механізмів на зразок маніпуляторів

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

промислових робіт.

В результаті аналізу методів кінематичного розрахунку був обраний метод векторного перетворення координат для проведення кінематичного та силового досліджень.

#### **Розділ 4**

Використовуючи аналітичний метод векторного перетворення координат, зроблено кінематичний розрахунок механізму, в результаті якого отримані математичні моделі функцій положення, функцій швидкостей та функцій прискорень характерних точок та рухомих ланок механізму. Результати розділу використані для силового розрахунку механізму.

#### **Розділ 5**

Виконано комп'ютерне моделювання механізму в програмі SolidWorks. Визначені маса-інерційні характеристики рухомих ланок механізму. Результати розділу використані для силового розрахунку механізму.

#### **Розділ 6**

З використанням результатів кінематичного аналізу та комп'ютерного моделювання механізму визначені реакції у кінематичних парах та мінімальні діаметри цапф кінематичних пар за умовою міцності на згин.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		90

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : [учеб. для вузов] / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Безрядін В. М., Дворжак В. М. Дослідження двокривошипного чотириланкового механізму ниткопритягувача швейної машини / В. М. Безрядін, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2017. – № 6. – С. 26-34. (10 сторінок).
3. Горобець В. А. Синтез просторового рычажного направляючого механізму / В. А. Горобець, А. П. Манойленко, В. Н. Дворжак // Вестник витебского государственного технологического университета. – 2019. – № 1 (36). – С. 13-23. (11 сторінок).
4. Горобець В. А. Дослідження впливу значень параметрів прямого механізму голки на його технологічність / В. А. Горобець, О. П. Манойленко, В. М. Дворжак // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 3. – С. 56-62.
5. Горобець В. А. Розробка і синтез нового механізму транспорту швейної машини / В. А. Горобець, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2018. – № 5 (126). – С. 33-39. (7 сторінок).
6. Горобець В. А., Манойленко О. П., Дворжак В. М. Аналіз взаємодії робочих органів швейної машини потайного ланцюгового стібка. Повідомлення 1. // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Т.2 – 2010. – № 5. – С. 29-33.
7. Горобець В. А., Манойленко О. П., Дворжак В. М. Аналіз взаємодії робочих органів швейної машини потайного ланцюгового стібка. Повідомлення 2. // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2011. – № 3. – С. 9-16.
8. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження динаміки типових двокривошипних механізмів технологічних машин легкої промисловості / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2017. – № 5. – С. 54-64.
9. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження динаміки типових кулісних механізмів технологічних машин легкої промисловості / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2018. – № 3 (122). – С. 9-18.
10. Дворжак В. М. Візуалізація схемотехнічного моделювання механізмів технологічних машин [Електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Д. Л. Литвяк, І. С. Мелащенко, В. В. Мочоник // Технології та дизайн. – 2018. – № 4 (29). – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/td\\_2018\\_4\\_9](http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2018_4_9)
11. Дворжак В. М. Комп'ютерне моделювання механізмів основ'язальних машин зі структурними групами третього класу третього порядку з поступальними парами / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2015. – № 6. – С. 37-46.
12. Дворжак В. М. Комп'ютерний аналіз кінематичних схем багатоланкових важільних механізмів основ'язальних машин [електронний ресурс] / В. М.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

- Дворжак, Б. В. Орловський, Ю. Ю. Чудінович // Технології та дизайн. – 2014. – № 2(11). – Режим доступу до журн.: [http://nbuv.gov.ua/j-pdf/td\\_2014\\_2\\_4.pdf](http://nbuv.gov.ua/j-pdf/td_2014_2_4.pdf)
13. Дворжак В. М. Математичне моделювання механізмів швейних машин зі структурними групами третього класу третього порядку з двома поступальними парами / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2016. – № 5. – С. 99-108.
  14. Дворжак В. М. Розробка і дослідження механізму коливального руху вушкових голок для основов'язальної машини / В. М. Дворжак, Ю. Ю. Чудінович, С. Г. Чмихало. // Технології та дизайн. – 2017. – № 3. – Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/td\\_2017\\_3\\_14](http://nbuv.gov.ua/UJRN/td_2017_3_14).
  15. Дворжак В. М. Силовий аналіз механізму коливального руху вушкових голок основов'язальної машини / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2019. – № 3 (134). – С. 26-35.
  16. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем просторових чотириланкових кривошипно-коромислових механізмів технологічних машин / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2016. – № 2. – С. 18-26.
  17. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин зі структурними групами III класу. Повідомлення 1. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Технології та дизайн. – 2012. – № 4. – Режим доступу до журн.: [http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012\\_4/index.html](http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html). (9 сторінок)
  18. Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання механізмів основов'язальних машин зі структурними групами III класу. Повідомлення 2. [електронний ресурс] / В. М. Дворжак, Б. В. Орловський, Б. М. Петрів, М. Г. Залюбовський // Технології та дизайн. – 2013. – № 2. – Режим доступу до журн.: [http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2013\\_2/index.html](http://archive.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2013_2/index.html). (7 сторінок)
  19. Дворжак В. М., Орловський Б. В. Схемотехнічне проектування машин – нова дисципліна кафедри машин легкої промисловості КНУТД // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Т. 4. – 2010. – № 5. – С. 144-146.
  20. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : Підручник. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с. ISBN 966-00-0740-X.
  21. Котляров В. О., Дворжак В. М. Метричний синтез механізму вушкових голок змінної структури основов'язальних машин / В. О. Котляров, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2017. – № 6. – С. 35-41.
  22. Котов А. В. Математическое моделирование [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.androsvk.na.by/matm.html>. Загол. з титул. екрану.
  23. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 576 с.
  24. Майданюк Т. А. Схемотехнічне моделювання механізму голок основов'язальної машини. [електронний ресурс] / Т. А. Майданюк, Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Технології та дизайн. – 2012. – № 2. – Режим

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

доступу до журн.: [http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2012\\_2/index.html](http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html)  
(9 сторінок).

25. Макаров Е. Г. MathCAD: Учебный курс. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2009. – 384 с. – ISBN 978-5-388-00201-3.
26. Мацюк И. Н. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы MathCAD. [электронный ресурс] / И. Н. Мацюк, К. А. Зиборов, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. Том 6. – С. 64-70. – Режим доступа до журн.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
27. Неймак В. С., Параска Г. Б., Дворжак В. М. Оцінка можливостей дослідження механізмів приводу основ'язальних машин за допомогою програми інженерного аналізу Cosmosmotion // Вісник Хмельницького національного університету. Т. 2 «Технічні науки». – 2006. – № 2. – С. 36-38.
28. Орловський Б. В. Комп'ютерне моделювання та синтез типового механізму технологічних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2014. – № 5. – С. 103-108.
29. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 1 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2011. – № 1. – Режим доступу до журн.: [http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2011\\_1/2011-1.html](http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html)
30. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 2 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2012. – № 1. – Режим доступу до журн.: [http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2012\\_1/2012-1.html](http://www.nbuiv.gov.ua/e-journals/td/2012_1/2012-1.html)
31. Орловський Б. В. Правила виконання кінематичних схем. Позначення умовні графічні в схемах. Елементи кінематики / Б. В. Орловський, В. А. Пищиков, Н. С. Абрїнова. – К. : КНУТД, 2007. – 32 с. – (Стандарт кафедри машин легкої промисловості Київського національного університету технологій та дизайну).
32. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання 3D-механізму вушкових голок міні-основ'язальної машини / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2012. – № 3. – С. 86-93.
33. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання механізмів основ'язальних машин з трьома ступенями вільності зі структурними групами III класу IV порядку / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, І. В. Савченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 3. – С. 174-181.
34. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основ'язальних машин методом векторного перетворення координат // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – С. 34-44.
35. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Кінематичне дослідження багатоланкових шарнірно-важільних механізмів основ'язальних машин аналітичним методом // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Т. 1. – 2008. – № 4. – С. 34-39.

					<b>БДП.ФАВОРИТ.00.00.ПЗ</b>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

36. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Кінематичний аналіз восьмиланкового механізму прокачки вушкових голок основ'язальної машини // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2007. – № 1. – С. 17-25.
37. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Особливості метричного синтезу механізму вушкових голок з пружними ланками основ'язальних машин // Вісник Технологічного університету Поділля. Ч. 1, Т. 2 «Технічні науки». Спецвипуск. – 2003. – № 6. – С. 143-149.
38. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Розрахунок на точність типового восьмиланкового механізму прокачки вушкових голок основ'язальної машини // Проблеми легкой и текстильной промышленности Украины. – 2006. – № 2. – С. 70-72.
39. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основ'язальних машин // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33-42.
40. Орловський Б. В., Дворжак В. М., Абрінова Н. С. Залежність якості проектування основ'язальних і швейних машин від вибору метода синтезу багатоланкових важільних механізмів // Вісник Технологічного університету Поділля. Ч. 1 «Технічні науки». – 2003. – № 1. – С. 164-169.
41. Орловський Б. В., Кошель Г. В., Дворжак В. М. Дослідження кінематичних параметрів просторових механізмів зигзаг машин і напівавтоматів // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 5. – С. 9-16.
42. Основи розрахунку та конструювання типових машин : завдання та методичні вказівки для виконання курсової роботи студентів напряму підготовки – 6.050502 «Інженерна механіка», галузі знань – 0505 «Машинобудування та матеріалобробка» / упор.: Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Г. В. Кошель. – К. : КНУТД, 2010. – 59 с.
43. Пищиков В. О. Проектування швейних машин: [навчальний посібник для вищих навчальних закладів за спеціальністю «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування»] / В. О. Пищиков, Б. В. Орловський – К. : Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с. – ISBN 966-96475-5-X.
44. Сторожев В. В. Машины и аппараты легкой промышленности: [учебник для студентов высш. учеб. заведений] / В. В. Сторожев – М. : Издательский центр «Академия», 2010. – 400 с. – ISBN 978-5-7695-5965-5.