

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Мехатроніки та комп'ютерних технологій

(повне найменування, назва факультету)

Кафедра прикладної механіки та машин

(повна назва кафедри)

Дипломна бакалаврська робота

на тему: Багатоланковий плоский механізм на базі механізму крючкових голук основов'язальної машини ОВ-7

Виконав: студент групи БІМ-17
спеціальності 131 Прикладна механіка
освітньої програми Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

Пугач О.К.

(прізвище та ініціали)

Керівник Дворжак В.М.

Рецензент Рубанка М.М.

Київ 2021

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ
ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ
ВСТУП
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ВУШКОВИХ ГОЛОК
1.1. Призначення та галузь використання основов'язальної машини ОВ-7(П)
1.2. Технічна характеристика
1.3. Опис та обґрунтування вибраної конструкції
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ОВ – 7
2.1. Постановка завдання
2.2. Опис математичної моделі механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7
2.3. Функція положення механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7
РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ОВ – 7
3.1. Визначення масо-інерційних параметрів ланок механізму крючкових голок в середовищі SolidWorks
3.2. Кінематичний аналіз механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ – 7
3.3. Силовий аналіз механізму голки механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ – 7
3.4. Перевірочний розрахунок на міцність
3.5. Модернізація ланок механізму гачкових голок
Висновок по розділу
РОЗДІЛ 4. ОПИС ОРГАНІЗАЦІЇ РОБІТ З ВИКОРИСТАННЯМ ВИРОБУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ
4.1. Загальні вказівки.
4.2.Порядок установки.
4.3.Підготовка машини до роботи.
4.4. Самозароблення машини
ВИСНОВКИ БАКАЛАВРСЬКОЇ РОБОТИ
ЛІТЕРАТУРА
ДОДАТКИ

					ДБП ОВ7 (П) 00.00.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Лім.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
Розробив	Пугач				<i>Багатоланковий плоский механізм на базі механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7</i>		3	
Перевірів	Дворжак					<i>КНУТД, каф. ПММ, гр. БПМ-17, 2021 рік</i>		
Т. контр.								
Н. контр.	Манойленко							
Затв.	Манойленко							

АНОТАЦІЯ

Пугач Олександр Костянтинович: Багатоланковий плоский механізм на базі механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7. – Рукопис. Бакалаврська дипломна робота на здобуття бакалавра за спеціальністю 131 Прикладна механіка за освітньою програмою «Прикладна механіка», Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021.

- актуальність полягає у дослідженні та вдосконаленні конструкцій механізму крючкових голок основов'язальних машин шляхом визначення слабких місць та їх локалізації; мета – вдосконалення механізмів основов'язальних машин, які працюють у паралельній схемі; завдання бакалаврської роботи – полягає у конструкторських рішеннях, які направлені на збільшення продуктивності механізму та його міцності, зменшення маси ланок та як наслідок динамічних навантажень, при збереженні основних конструктивних розмірів;

- загальна характеристика бакалаврського дипломного проекту – робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку літератури та додатків; обсяг пояснювальної записки становить 57 аркушів формату А4; зокрема 42 рисунків, 5 таблиць; список літератури складається з 50 джерел, графічна частина складається з 5 аркушів креслень формату А1

Ключові слова: механізм крючкових голок; кінематичний аналіз; моделювання багатоланкових плоских механізмів, динамічний аналіз важільних механізмів з масивними ланками.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ANNOTATION

Oleksandr Pugach: Multi-link flat mechanism based on the mechanism of hook needles of the basic knitting machine OV-7. - Manuscript. Bachelor's thesis for a bachelor's degree in 131 Applied Mechanics in the educational program "Applied Mechanics", Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021.

- relevance lies in the study and improvement of the design of the mechanism of hook needles of basic knitting machines by identifying weaknesses and their location; the goal is to improve the mechanisms of basic knitting machines that work in parallel; the task of the bachelor's work - is design solutions that are aimed at increasing the productivity of the mechanism and its strength, reducing the weight of the links and as a consequence of dynamic loads, while maintaining the basic design dimensions;

- general characteristics of the bachelor's thesis project - the work consists of an introduction, three sections, conclusions, bibliography and appendices; the volume of the explanatory note is 57 sheets of A4 format; in particular 42 figures, 5 tables; bibliography consists of 50 sources, the graphic part consists of 5 sheets of drawings in A1 format

Key words: *hook needle mechanism; kinematic analysis; modeling of multi-link flat mechanisms, dynamic analysis of lever mechanisms with massive links.*

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

В умовах стрімкого розвитку трикотажної галузі виникає гостра проблема в удосконаленні машин, яке спрямоване на підвищення якості продукції продуктивності праці.

Особливо великого росту випуску продукції можливо досягти у галузі основов'язального виробництва, що зумовлюється практично необмеженими технологічними можливостями основов'язальних машин, які дозволяють виробляти полотно від найтонших мережев до полотен для оздоблювання меблів.

Одним із шляхів підвищення продуктивності праці основов'язальних машин є підвищення їх робочих швидкостей і навантажень.

В наш час ОВ-машини досягли швидкості в'язання до 3000 петельних рядів за хвилину. За наявності великого різноманіття штучних волокон, які мають високі фізико-механічні властивості. З точки зору витривалості ниток з штучних волокон в процесі петлеутворення, є підстава вважати, що швидкості основов'язальних машин можуть підвищитись. Але із-за складності процесу петлеутворення, для реалізації якого використовуються багатоланкові важільні механізми (головним чином восьмиланкові) підвищення швидкості в'язання є задача непроста. Оскільки зі збільшенням частоти обертання головного валу призводить до збільшення також динамічних навантажень на ланки та відповідно їх руйнування. Вирішити цю задачу можна шляхом заміни проведення оптимізації конструкцій ланок забезпечивши їм необхідну міцність і відповідно зменшив їх вагу та динамічне навантаження на механізм. Це дозволить підвищити швидкість в'язання близько у 1,5 разів. Тому задачею цієї бакалаврської роботи є проведення комп'ютерного моделювання механізму з визначенням слабких місць в механізмі, а також раціонального використання об'єму ланок для забезпечення необхідної міцності.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

В роботі пропонується дослідити механізми крючкових голок основов'язальних трикотажних машин на прикладі ОВ-7.

Актуальність роботи – полягає в розробці раціональної конструкції ланок механізму крючкових голок з покращеними показниками динаміки та функціональними характеристиками.

Задачею дослідження є:

- кінематичний аналіз механізму крючкових голок;
- силовий аналіз механізму крючкових голок;
- динамічний аналіз механізму крючкових голок;
- визначення масо-інерційних показників деталей механізму крючкових голок;
- розробка конструкцій ланок та виконання порівняння динамічних навантажень в механізмі.

Об'єкт дослідження – процес утворення основов'язального полотна на машинах типу ОВ 7.

Предмет дослідження – закони руху робочих органів та параметри ланок механізмів.

Методика досліджень – при визначені параметрів механізмів використано загальну методику проєктування трикотажних машин, в основу, якого покладена теорія деталей машин. Теоретичні дослідження базуються на основних положеннях теорії механізмів і машин, теоретичної механіки, математичному моделюванні, аналізу оптимізації, математичних методів аналітичної геометрії.

Наукова новизна та цілісність отриманих результатів полягає в розробці методики проєктування механізмів основов'язальних машин.

Практична значимість. Запропонована конструкція основов'язальної машини на базі ОВ-7 дозволяє отримати нові технологічні можливості обладнання, а саме покращені динамічні характеристики, надійність роботи та ергономічні показники.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ВУШКОВИХ ГОЛОК

1.1. Призначення та галузь використання основов'язальної машини ОВ-7(П)

Двохгребінкова основов'язальна машина ОВ-7(П) призначена для використання у трикотажній промисловості для в'язання крючковими голками полотна, яке йде на виготовлення білизни, верхнього трикотажу, мережев.

1.2. Технічна характеристика

Клас машини (саксонський)	26
Голковий крок, мм	0,908
Кількість голочниць, шт	1
Кількість крючкових голок, шт	2340
Кількість вушкових голок, шт	4680
Ширина голочниці, мм	2124
Кількість вушкових гребінок, шт	2
Кількість навоїв, шт	2
Діаметр катушок навоїв, мм	350
Швидкість в'язання, об/хв	до 1000
Кутова швидкість головного валу, с ⁻¹	94,4
Кількість рухомих ланок в механізмі вушкових голок, шт	3
Габаритні розміри:	
довжина x ширина x висота, мм	3700 x 1500 x 1700
Маса машини, кг	3000
Привод від асинхронного електродвигуна:	
	N=4.5 кВт.
	n=1440 об/хв.
Продуктивність машини:	
при переробці ацетатного шовку № 150	4 кг/год
при переробці ацетатного шовку № 190	8 кг/год
Кількість функціональних груп чотирьох механізмів, що працюють в паралельній схемі дорівнює	3

1.3. Опис та обґрунтування вибраної конструкції

Машина ОВ-7 складається з чотирьох багатоланкових шарнірно-важільних механізмів петле утворення (рис. 1), кожен з яких працює в трьох паралельних схемах, а саме з механізму крючкових голок, що складається з десяти ланок, та восьмиланкових механізмів вушкових голок, платин та пресу.

Механізм вушкових голок ОВ-машини ОВ-7 складається з кривошипу АВ у вигляді ексцентрика (рис. 2), що з'єднаний з шатуном ВС, який з'єднаний з коромислом CD, що з'єднане з шатуном EG, який в свою чергу, з'єднаний з коромислом GH, на другому плечі котрого закріплюються вушкові гребінки з вушковими голками I_1 та I_2 . Механізм містить сім рухомих ланок, десять кінематичних пар п'ятого класу (P_5) за класифікацією Асура, серед яких три кінематичні пари є опорними стійками (А, D, F, H), кінематичні пари утворені ланками ВС, CD, CE, (кінематична пара С) та SE, EF, EG (кінематична пара E) є співвісними. Також механізм вушкових голок машини ОВ-7 містить функціональну групу зсуву вушкових голок вздовж фронту машини для передньої і задньої гребінок з вушковими голками.

Таким чином, вушкові голки машини ОВ-7 отримують складний рух, який складається з коливального руху відносно стійки Н та зворотньо-поступального руху вздовж фронту машини. При цьому механізм забезпечує вистій вушковим голкам за кут повороту головного валу машини, що дорівнює $111,28^\circ$ (рис. 3) та прокачку вушкових голок вперед і назад, що в сумі дорівнює $248,72^\circ$.

Наявність вистою вушкових голок в процесі петлеутворення зумовлює складність структури механізму вушкових голок і призведе до збільшення кількості ланок в механізмі. Так, в роботі [4] Гарбарук В.Н. відмічає, що відтворення функції положення веденої ланки з вистоєм механізм повинен мати не менше шести ланок, одна з яких ведуча, при цьому шестиланковий механізм в змозі відтворити вистій веденої ланки на кут не більше 90° повороту головного валу машини. Для збільшення тривалості вистою необхідно збільшувати кількість

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

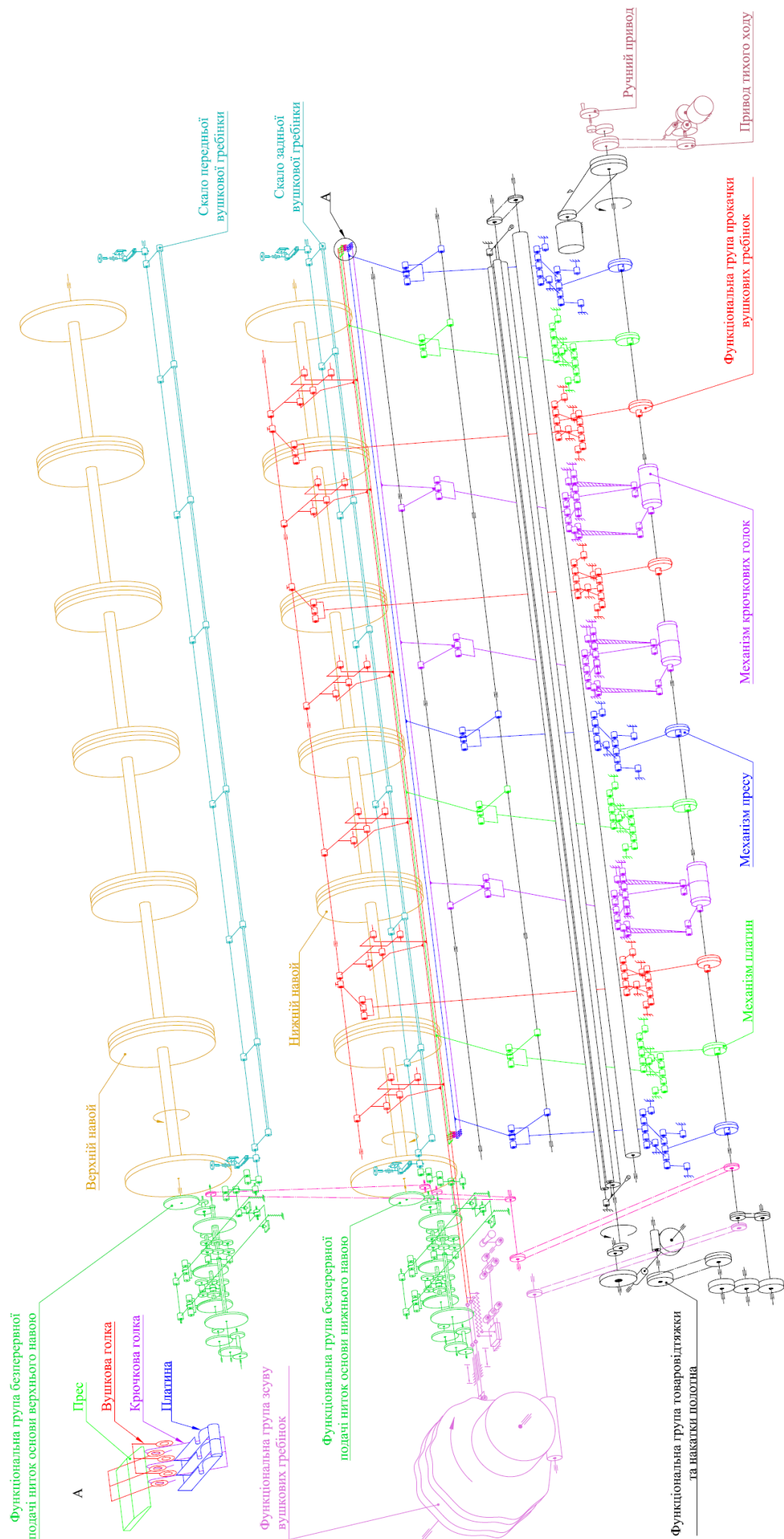


Рис. 1. Кінематично-принципова схема основів'язальної машини ОВ-7

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

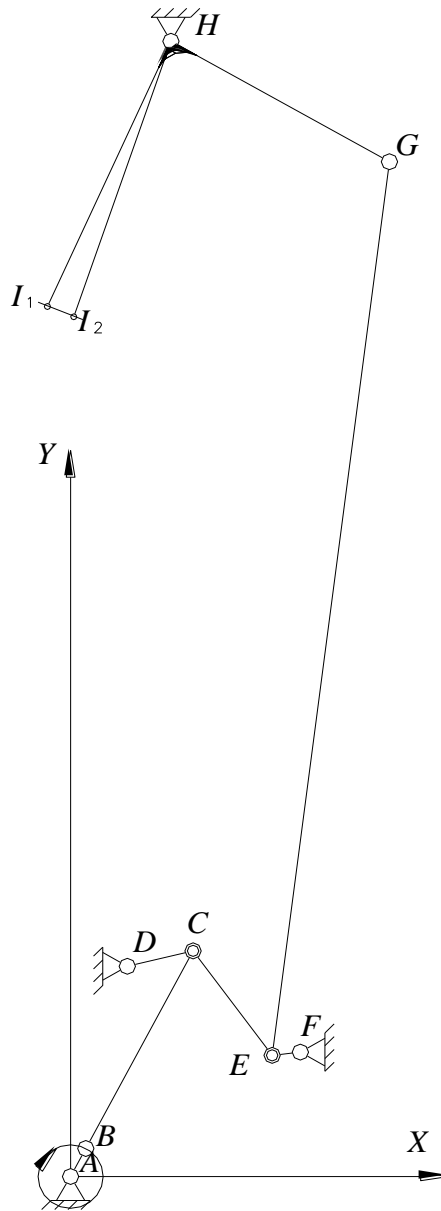


Рис. 2. Кінематична схема коливального руху вушкових голок
Основов'язальної машини ОВ-7.

Довжини ланок:

$L_{AB}=14.9\text{мм};$ $L_{CE}=61\text{мм};$ $L_{CD}=31\text{мм};$ $L_{EG}=423\text{мм};$
 $L_{EF}=13\text{мм};$ $L_{EG}=423\text{мм};$ $L_{CE}=61\text{мм};$ $L_{GH}=115\text{мм};$
 $L_{EF}=13\text{мм};$ $L_{BC}=105\text{мм};$ $L_{EF}=13\text{мм};$ $L_{HI1}=L_{HI2}=136.8\text{мм}.$

Координати опорних стійок:

$A_x=0;$ $A_y=0;$
 $D_x=26\text{мм};$ $D_y=98.7\text{мм};$
 $F_x=105.3\text{мм};$ $F_y=58.4\text{мм};$
 $H_x=46\text{мм};$ $H_y=533\text{мм};$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

10

ланок в механізмі, що призводить до підвищення кількості рухомих мас і інерційних навантажень.

Для зменшення кількості рухомих ланок в цьому механізмі запропоновано [3] використовувати шарнірний чотириланковик з пружною ведучою (передаточною або веденою) ланкою. В такому механізмі ведуча та ведена ланки з'єднуються за допомогою однієї проміжної ланки – шатуна, тобто на відміну від існуючого восьмиланкового механізму прокачки вушкових машини ОВ-7 з п'ятьма рухомими ланками для передачі руху від ведучої ланки до веденої, змінена структура механізму вушкових голок з пружними ланками налічує три рухомі ланки.

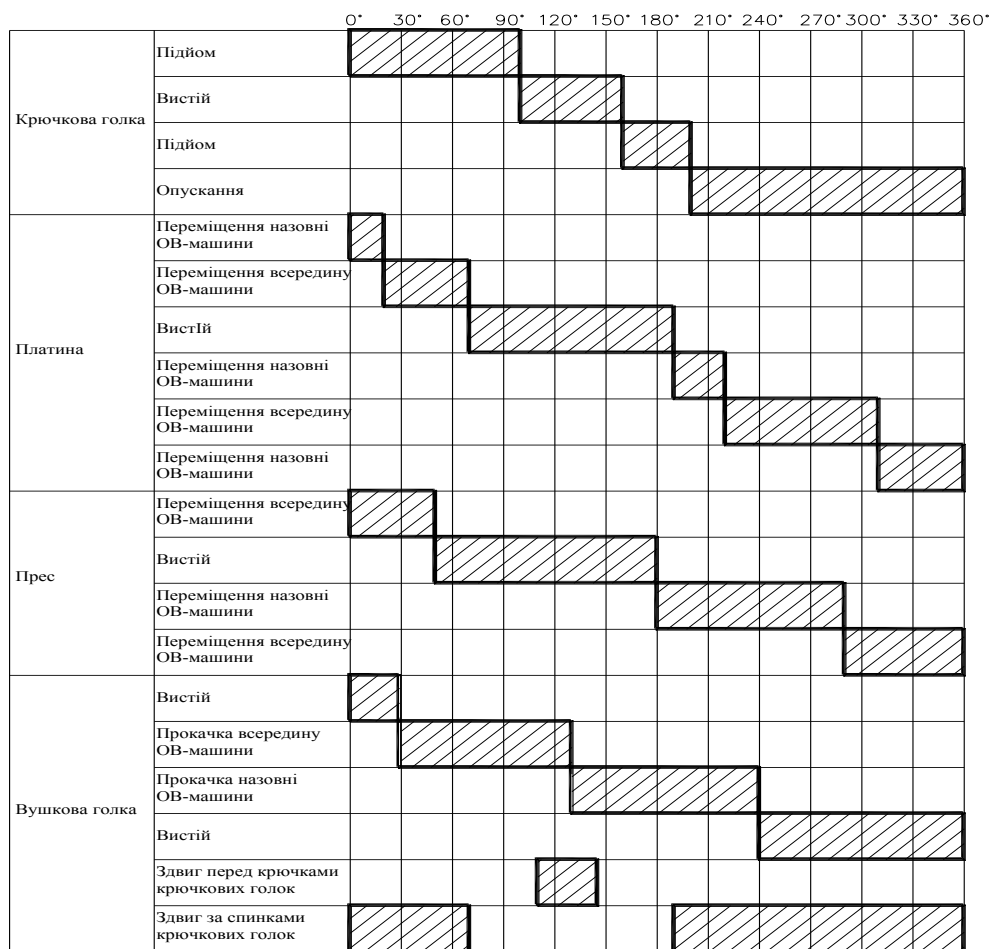


Рис. 3. Циклограма роботи ОВ-машини з крючковими голками

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Характерною особливістю закону руху крючкових голок основ'язальної машини ОВ-7 є дві зупинки. Під час першої зупинки відбувається етап петлетворення «прокладання нитки» на крючок голки, яке триває близько 60° повороту головного вала; під час другої зупинки – «пресування» кінчика крючка голки у чашу її стержня, яке триває близько 30° повороту головного вала [4]. Для забезпечення такого закону руху в машині ОВ-7 застосований 10-ланковий шарнірно-важільний механізм, який працює в «трипаралельній схемі».

При дослідженні взаємних переміщень робочих органів петлетворення машини ОВ-7 за вихідні (початкові) положення ведучих ланок (ексцентриків) механізмів зазвичай приймаються такі їхні положення, які відповідають крайньому нижньому положенню робочої точки крючкової голки, коли закінчується етап «формування» і починається етап «відтягування» [4]. Як правило, відомими є взаємні положення ексцентриків механізму коливального руху вушкових голок, механізму преса та механізму платин відносно положення ексцентрика механізму крючкових голок. Так, для машини ОВ-7 ексцентрик механізму крючкових голок випереджає ексцентрик механізму коливального руху вушкових голок на $35^\circ 14'$; механізму преса – на $167^\circ 34'$; механізму платин – на $190^\circ 47'$ (випередження розглядається проти годинникової стрілки). Тому для дослідження взаємних переміщень робочих органів петлетворення слід визначити початковий кут ексцентрика механізму крючкових голок.

Механізм крючкових голок складається з ексцентрика 1 (рис. 4) містить восьми ланковий механізм що складається з груп Асуру першого другого класу першого виду 2 кл.1 вид.. Містить ведучу ланку у вигляді ексцентрика Р12, що з'єднаний з шатуном Р23 обертальними кінематичними парами, відповідно шатун Р23 з'єднаний обертальною парою з коромислом Р34, яке з'єднане обертальною кінематичною парою з шатуном Р35, який з'єднаний обертальною парою з коромислом Р56. Коромисло Р56 з'єднане шатуном з двохплечим коромислом Р789. Кінематичні параметри механізму крючкових голок наведені в таблиці 1.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

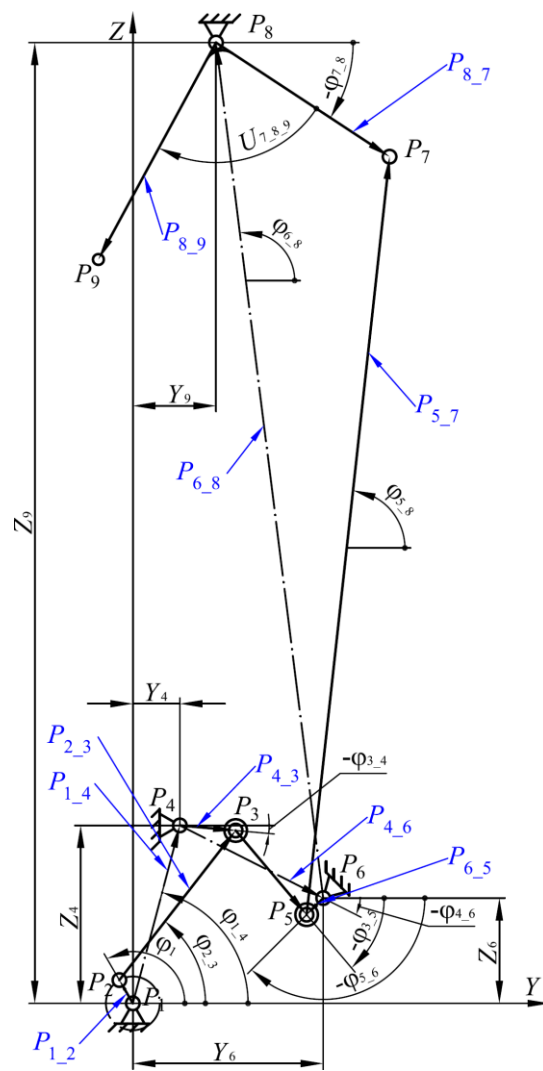


Рис. 4. Кінематична схема механізму крючкових голок

Таблиця 1. Параметри механізму крючкових голок

Механізм крючкових голок						
Координати стійок (валів)			Довжини ланок механізму, мм			
	X_i , мм	Y_i , мм				
1	0	0	l_{12}	19	l_{25}	95
4	-4,2	110,2	l_{23}	105	l_{67}	24
6	58,5	96	l_{34}	31	l_{78}	12,5
10	67	346,8	l_{38}	61	l_{89}	245
Кут між вектором l_{910} і вектором l_{911}			l_{56}	104,5	l_{910}	85
85°			l_{57}	90	l_{911}	90

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

13

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ОВ – 7

2.1. Постановка завдання

При схемотехнічному моделюванні кінематичної схеми багато-ланкового шарнірно-важільного механізму крючкових голок машини ОВ-7 потрібно визначити початковий кут ексцентрика, який дозволить виконати дослідження взаємних рухів робочих органів петлетворення основов'язальної машини за цикл утворення одного петельного ряду трикотажу.

Предметом дослідження є процес створення математичної моделі 10-ланкового шарнірно-важільного механізму крючкових голок основов'язальної машини, який працює в «трипаралельній схемі». Дослідження виконувалися з використанням програми, створеної в середовищі математичного процесора *MathCAD* [3], методом векторного перетворення координат [3].

2.2. Опис математичної моделі механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7

При створенні математичної моделі досліджуваного механізму за методом векторного перетворення координат введемо позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів. Вектор P_i ($i = 1, 2, \dots, n$) (рис. 5) визначатиме абсолютну (відносну) координату відповідної точки механізму у прийнятій системі координат. Вектор P_{i-j} , ($i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, n$) визначатиме взаємне розташування двох точок механізму, що мають відповідний порядковий номер (у цьому випадку це точки P_i і P_j). Значення L_{i-j} ($i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, n$) визначатиме довжину ланки механізму як відстань між двома точками, які з'єднують дану ланку. Кути між ланками механізму позначатимуться U_{i-j-k} ($i = 1, 2, \dots, n; j = 1, 2, \dots, m, k = 1, 2, \dots, n$), де середня цифра індексу відповідатиме вершині кута.

Схемотехнічне моделювання механізму, що досліджується, виконуватимемо у правій декартовій системі координат з початком у точці P_1 . Вісь абсцис X спрямуємо уздовж осі головного вала на спостерігача, вісь ординат Y – перпендикулярно до осі головного вала праворуч, вісь аплікат Z –

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

перпендикулярно до осі головного вала вгору. Таким чином, механізм розміщується в площині YZ .

Механізм крючкових голок складається з механізму I класу I виду – кривошипа P_{1-2} у вигляді ексцентрика, який обертається навколо осі X за годинниковою стрілкою. Початковий кут повороту кривошипа φ_0 , який відповідає крайньому нижньому положенню робочої точки крючкової голки, підлягає визначенню. До кривошипа P_{1-2} приєднуються дві двоповідкові групи I виду: перша – 2-3-4 та друга – 2-5-6-7; у точці P_2 утворюється співвісна оберտальна кінематична пара «кривошип 1-2–шатун 2-3–шатун 2-5»; у точці P_4 – обертальна кінематична пара «коромисло 3-4–стояк механізму»; у точці P_6 – обертальна кінематична пара «коромисло 5-6-7–стояк механізму»; до точки P_3 приєднується третя двоповідкова група I виду 3-8-7; у точці P_3 утворюється співвісна обертальна кінематична пара «шатун 2-3–коромисло 3-4–шатун 3-8»; у точці P_7 – обертальна кінематична пара «коромисло 6-7–шатун 7-8»; до точки P_8 приєднується остання четверта двоповідкова група I виду 8-9-10-11; у точці P_8 утворюється співвісна обертальна кінематична пара «шатун 3-8–шатун 7-8–шатун 8-9»; у точці P_{10} – обертальна кінематична пара «коромисло 9-10-11–стояк механізму». Точка P_{11} є робочою точкою крючкової голки. Кут U_{5-6-7} визначає положення плеча коромисла P_{7-6} відносно плеча коромисла P_{5-6} ; кут $U_{9-10-11}$ визначає положення плеча коромисла P_{9-11} відносно плеча коромисла P_{9-10} .

2.3. Функція положення механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_1, P_4, P_6 , та P_{10} (2):

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}; \quad P_4 := \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{pmatrix}; \quad P_6 := \begin{pmatrix} X_6 \\ Y_6 \\ Z_6 \end{pmatrix}; \quad P_{10} := \begin{pmatrix} X_{10} \\ Y_{10} \\ Z_{10} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Визначаємо матрицю $T_X(\alpha)$ 2D повороту вектора r навколо осі X :

$$T_X(\alpha) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) \\ 0 & \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}. \quad (2)$$

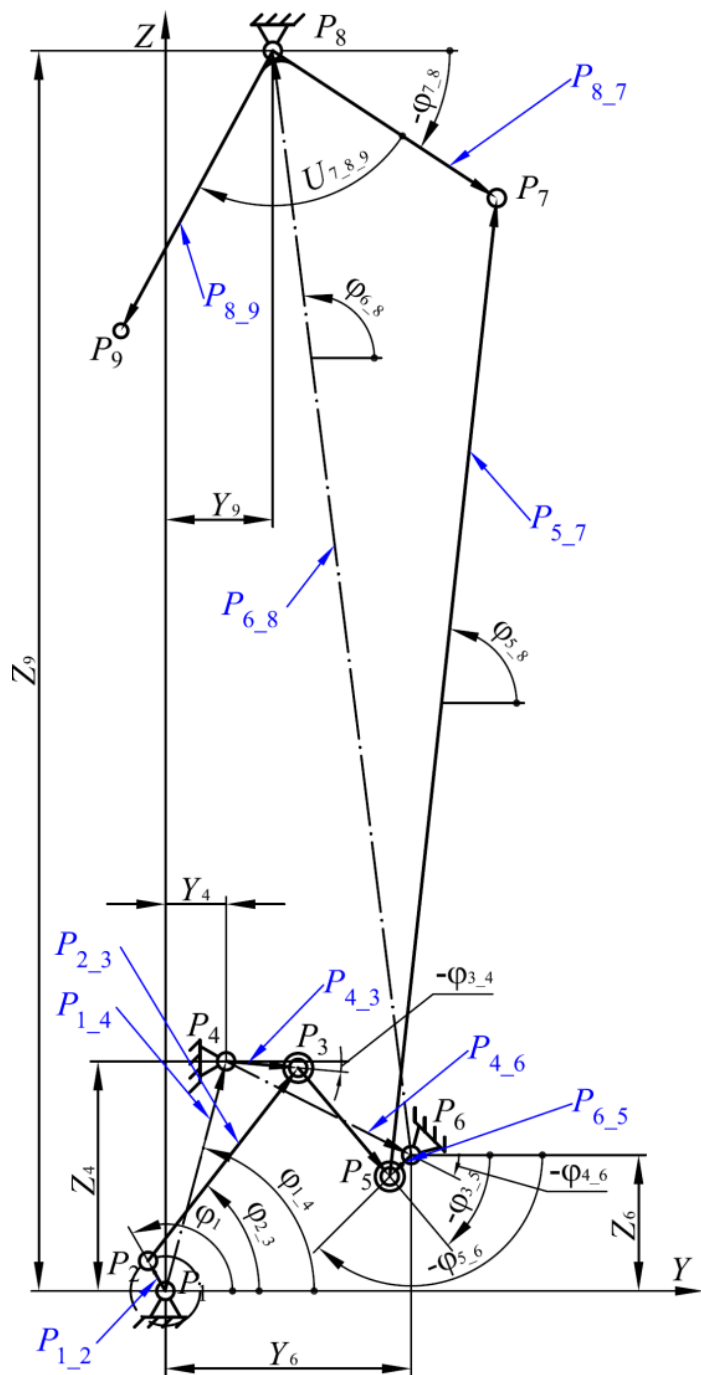


Рис. 5. Розрахункова схема механізму, що досліджується

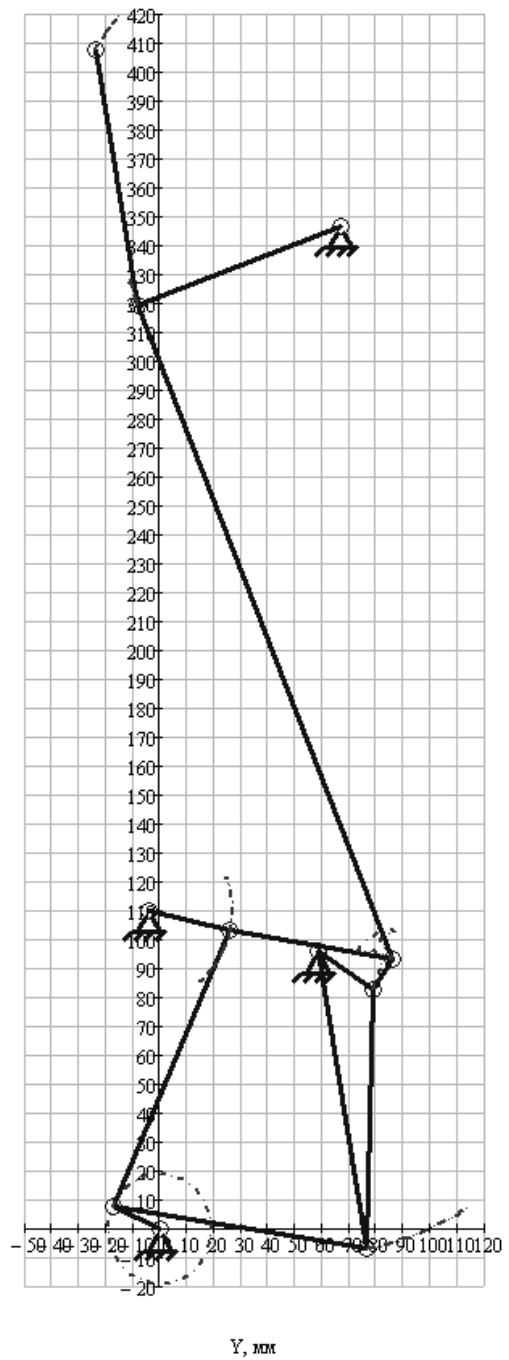


Рис. 6. Графік візуалізації в *MathCAD* кінематичної схеми механізму, що досліджується

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Складаємо функцію ρ 2D повороту вектора r навколо осі X :

$$\rho_X(r, \alpha, \text{НоваДовжина } a) := T_X(\alpha) \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{НоваДовжина } a}{|r|}, \quad (1)$$

де *НоваДовжина* – довжина вектора r після повороту його на кут α ; відношення $\frac{\text{НоваДовжина } a}{|r|}$ визначає масштабний коефіцієнт, на який потрібно помножити модуль вектора r , щоб він змінився (збільшився чи зменшився) до значення *НоваДовжина*.

Вектори-ланки та вектори-точки механізму I класу I виду визначаємо з урахуванням функції повороту вектора **Ошибка! Источник ссылки не найден.**

Вектор функції положення кривошипа (вектор-ланка P_{1-2}):

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_X(e_Y, \varphi_1, L_{1-2}), \quad (2)$$

де e_Y – орт осі координат Y [5];

φ_1 – кут повороту ведучої ланки – кривошипа $I-2$; напрямок повороту кута φ_1 за годинниковою стрілкою задається у *MathCAD* змінною *Rotation*: = -1.

Згідно з виразом визначаються координати точки P_2 у системі координат з початком у точці P_1 .

Вектор значень кута φ_1 задаємо у вигляді ранжируваної змінної:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{max}, \quad (3)$$

де φ_0 – перше (початкове) значення кута φ_1 повороту кривошипа;

φ_{max} – кінцеве значення кута φ_1 ; $\varphi_{max} := \varphi_0 + \text{Rotation} \cdot n \cdot 360^\circ$, де n – кількість обертів кривошипа;

$\Delta\varphi_1$ – крок значень кута φ_1 ; $\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{max} - \varphi_0}{N_{положень}}$, де $N_{положень}$ – кількість положень досліджуваного механізму.

Функцію положення кінематичної пари «кривошип $I-2$ » та «шатун $2-3$ » визначаємо як вектор-точку P_2 , тобто як суму вектора-точки P_1 та вектора-ланки кривошипа P_{1-2} :

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1), \quad (4)$$

Вектор змінної довжини P_{4-2} визначаємо як різницю векторів-точок P_2 та P_4 :

$$P_{4-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_4, \quad (5)$$

Складаємо функцію ρ 2D повороту вектора r навколо осі X :

$$\rho_X(r, \alpha, \text{НоваДовжина } a) := T_X(\alpha) \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{НоваДовжина } a}{|r|}, \quad (23)$$

де *НоваДовжина* – довжина вектора r після повороту його на кут α ; відношення $\frac{\text{НоваДовжина } a}{|r|}$ визначає масштабний коефіцієнт, на який потрібно помножити модуль вектора r , щоб він змінився (збільшився чи зменшився) до значення *НоваДовжина*.

Вектори-ланки та вектори-точки механізму I класу I виду визначаємо з урахуванням функції повороту вектора.

Вектор функції положення кривошипа

$$P_{1-2}(\varphi_1) := \rho_X(e_Y, \varphi_1, L_{1-2}), \quad (4)$$

де e_Y – орт осі координат Y ;

φ_1 – кут повороту ведучої ланки – кривошипа $I-2$; напрямок повороту кута φ_1 за годинниковою стрілкою задається у *MathCAD* змінною *Rotation*: = –1.

Згідно з виразом визначаються координати точки P_2 у системі координат з початком у точці P_1 .

Вектор значень кута φ_1 задаємо у вигляді ранжируваної змінної:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{max}, \quad (5)$$

де φ_0 – перше (початкове) значення кута φ_1 повороту кривошипа;

φ_{max} – кінцеве значення кута φ_1 ; $\varphi_{max} := \varphi_0 + \text{Rotation} \cdot n \cdot 360^\circ$, де n – кількість обертів кривошипа;

$\Delta\varphi_1$ – крок значень кута φ_1 ; $\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{max} - \varphi_0}{N_{\text{положень}}}$, де $N_{\text{положень}}$ – кількість положень досліджуваного механізму.

Функцію положення кінематичної пари «кривошип $I-2$ » та «шатун $2-3$ » визначаємо як вектор-точку P_2 , тобто як суму вектора-точки P_1 та вектора-ланки кривошипа P_{1-2} :

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1-2}(\varphi_1), \quad (5)$$

Вектор змінної довжини P_{4-2} визначаємо як різницю векторів-точок P_2 та P_4 :

$$P_{4-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_4, \quad (7)$$

Визначаємо кут між векторами P_{4-2} та P_{4-3} , використовуючи функцію для визначення кута між векторами за теоремою косинусів [5]:

$$U_{2-4-3}(\varphi_1) := T \cos(\angle P_{4-2}(\varphi_1), L_{3-4}, L_{2-3}), \quad (1)$$

Визначаємо вектор-ланку P_{4-3} коромисла з використанням функції повороту вектора 8:

$$P_{4-3}(\varphi_1) := \rho_X(P_{4-2}(\varphi_1), -W_1 \cdot U_{2-4-3}(\varphi_1), L_{4-3}), \quad (2)$$

де W_1 – параметр, який вказує на варіант складання діади 2-3-4; $W_1 = -1$.

Функцію положення кінематичної пари «шатун 2-3» та «коромисло 3-4» визначаємо як вектор-точку P_3 , тобто як суму вектора-точки P_4 та вектора-ланки коромисла P_{4-3} :

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

Вектор функцію положення шатуна (вектор-ланка P_{2-3}) визначаємо як різницю векторів-точок P_3 та P_2 :

$$P_{2-3}(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) - P_2(\varphi_1), \quad (4)$$

Обчислюємо другу двоповідкову групу 2-5-6-7. Визначаємо вектор змінної довжини P_{6-2} як різницю векторів-точок P_2 та P_6 :

$$P_{6-2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_6, \quad (5)$$

Визначаємо кут між векторами P_{6-2} та P_{5-6} , використовуючи функцію для визначення кута між векторами за теоремою косинусів [5]:

$$U_{2-6-5}(\varphi_1) := T \cos(\angle P_{6-2}(\varphi_1), L_{5-6}, L_{2-5}), \quad (6)$$

Визначаємо вектор-ланку P_{6-5} коромисла другої двоповідкової групи 2-5-6-7 з використанням функції повороту вектора:

$$P_{6-5}(\varphi_1) := \rho_X(P_{6-2}(\varphi_1), -W_2 \cdot U_{2-6-5}(\varphi_1), L_{5-6}), \quad (7)$$

де W_2 – параметр складання другої двоповідкової групи; $W_2 = -1$.

Функцію положення кінематичної пари «шатун 2-5» та «коромисло 5-6» визначаємо як вектор-точку P_5 , тобто як суму вектора-точки P_6 та вектора-ланки коромисла P_{6-5} :

$$P_5(\varphi_1) := P_6 + P_{6-5}(\varphi_1), \quad (8)$$

Вектор функцію положення шатуна (вектор-ланка P_{2-5}) визначаємо як різницю векторів-точок P_5 та P_2 :

$$P_{2-5}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) - P_2(\varphi_1), \quad (1)$$

Визначаємо вектор P_{6-7} другого плеча коромисла, використовуючи функцію повороту вектора:

$$P_{6-7}(\varphi_1) := \rho_X(P_{6-5}(\varphi_1), U_{5-6-7}, L_{6-7}), \quad (2)$$

Координати точки P_7 визначаємо як суму вектора-точки P_6 та вектора другого плеча коромисла P_{6-7} :

$$P_7(\varphi_1) := P_6 + P_{6-7}(\varphi_1), \quad (3)$$

Переходимо до обчислення третьої двоповідкової групи 3-8-7. Визначаємо вектор змінної довжини P_{7-3} як різницю векторів-точок P_3 та P_7 :

$$P_{7-3}(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) - P_7(\varphi_1), \quad (4)$$

Визначаємо кут між векторами P_{7-3} та P_{7-8} , використовуючи функцію для визначення кута між векторами за теоремою косинусів [5]:

$$U_{3-7-8}(\varphi_1) := T \cos(|P_{7-3}(\varphi_1), L_{7-8}, L_{3-8}), \quad (5)$$

Визначаємо вектор-ланку P_{7-8} шатуна згідно з функцією повороту вектора:

$$P_{7-8}(\varphi_1) := \rho_X(P_{7-3}(\varphi_1), -W_3 \cdot U_{3-7-8}(\varphi_1), L_{7-8}), \quad (6)$$

де W_3 – параметр складання третьої двоповідкової групи; $W_3 = 1$.

Функцію положення кінематичної пари P_8 визначаємо як суму вектора-точки P_7 та вектора-ланки шатуна P_{7-8} :

$$P_8(\varphi_1) := P_7(\varphi_1) + P_{7-8}(\varphi_1), \quad (7)$$

Обчислюємо четверту двоповідкову групу 8-9-10-11. Визначаємо вектор змінної довжини P_{10-8} як різницю векторів-точок P_8 та P_{10} :

$$P_{10-8}(\varphi_1) := P_8(\varphi_1) - P_{10}, \quad (8)$$

Визначаємо кут між векторами P_{10-8} та P_{9-10} , використовуючи функцію для визначення кута між векторами за теоремою косинусів [5]:

$$U_{8-10-9}(\varphi_1) := T \cos(|P_{10-8}(\varphi_1), L_{9-10}, L_{8-9}), \quad (9)$$

Визначаємо вектор-ланку P_{10-9} коромисла згідно з функцією:

$$P_{10-9}(\varphi_1) := \rho_X(P_{10-8}(\varphi_1), -W_4 \cdot U_{8-10-9}(\varphi_1), L_{9-10}), \quad (10)$$

де W_4 – параметр складання четвертої двоповідкової групи; $W_4 = 1$.

Функцію положення кінематичної пари P_9 визначаємо як суму вектора-точки P_{10} та вектора-ланки коромисла P_{10-9} :

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$L_{2-5} = 95$ мм; $L_{3-8} = 61$ мм; $L_{5-6} = 104,5$ мм; $L_{5-7} = 90$ мм; $L_{6-7} = 24$ мм; $L_{7-8} = 12,5$ мм; $L_{8-9} = 245$ мм; $L_{9-10} = 85$ мм; $L_{9-11} = 90$ мм; $U_{5-6-7} = 47,384^\circ$; $U_{10-9-11} = 79^\circ$.

Згідно з виразом побудований графік функції положення робочої точки крючкової голки ; згідно з функцією положення робочої точки вушкової голки, отриманою у статті [2], побудований її графік (Рис. 6).

Згідно з графіком функції положення робочої точки крючкової голки перша зупинка відбувається приблизно на 90° кута повороту ведучої ланки, а закінчується на 150° ; фазовий кут першої зупинки становить біля 60° . Другу зупинку крючкової голки для виконання етапу пресування можна вважати умовною, оскільки, як видно з графіку, відбувається лише сповільнення її руху, яке спостерігається з 255° до 285° повороту головного вала, що становить біля 30° фазового кута другої зупинки.

Висновки

Отримані математичні вирази дозволяють виконати моделювання кінематичної схеми 10-ланкового шарнірно-важільного механізму крючкових голок із двома зупинками за цикл утворення одного петельного ряду трикотажу та дослідити взаємне переміщення робочих органів петлетворення основов'язальної машини із застосуванням прикладної комп'ютерної програми, створеної в середовищі математичного процесора *MathCAD*. Результати розрахунку можуть бути використані при кінематичному дослідженні механізму. Результати розрахунку впроваджені в курсове проектування з навчальної дисципліни «Проектування машин легкої промисловості» кафедри прикладної механіки та машин Київського національного університету технологій та дизайну.



Рис. 6. Суміщені графіки переміщення крючкової голки та язичкової голки машини ОВ-7

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

РОЗДІЛ 3. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМУ КРЮЧКОВИХ ГОЛОК ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ ОВ – 7

3.1. Визначення масо-інерційних параметрів ланок механізму крючкових голок в середовищі SolidWorks

Розрахунок масо-інерційних параметрів механізму проводимо з метою визначення параметрів ланок (положення, центр мас, маса ланки, момент інерції) проводимо за допомогою команди «Массовые характеристики» програми SolidWorks. Результати представлені на рисунках (рис. 7-13), значення параметрів заносимо до таблиці 2.

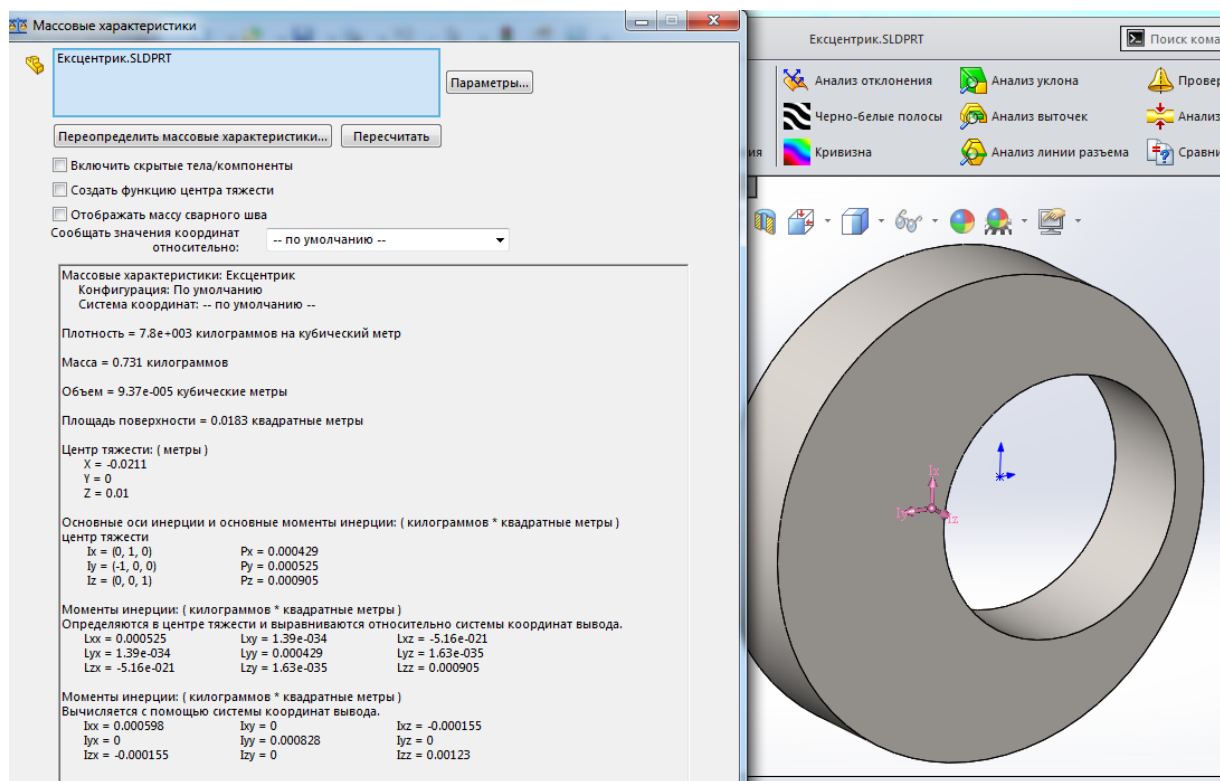


Рис. 7. Массо-інерційні параметри ексцентрика (Р12)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

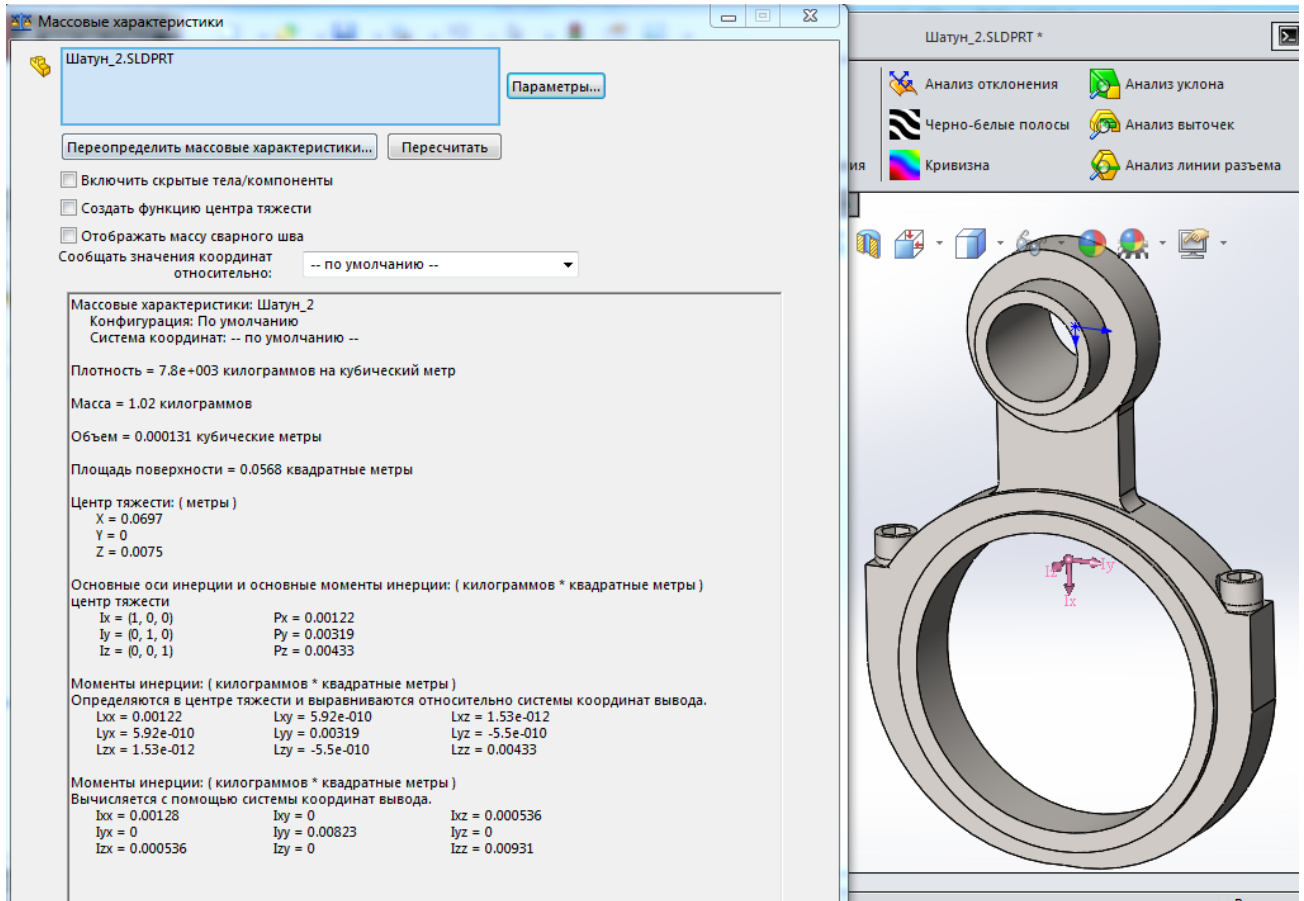


Рис. 8. Масо-інерційні параметри шатуна (P23)

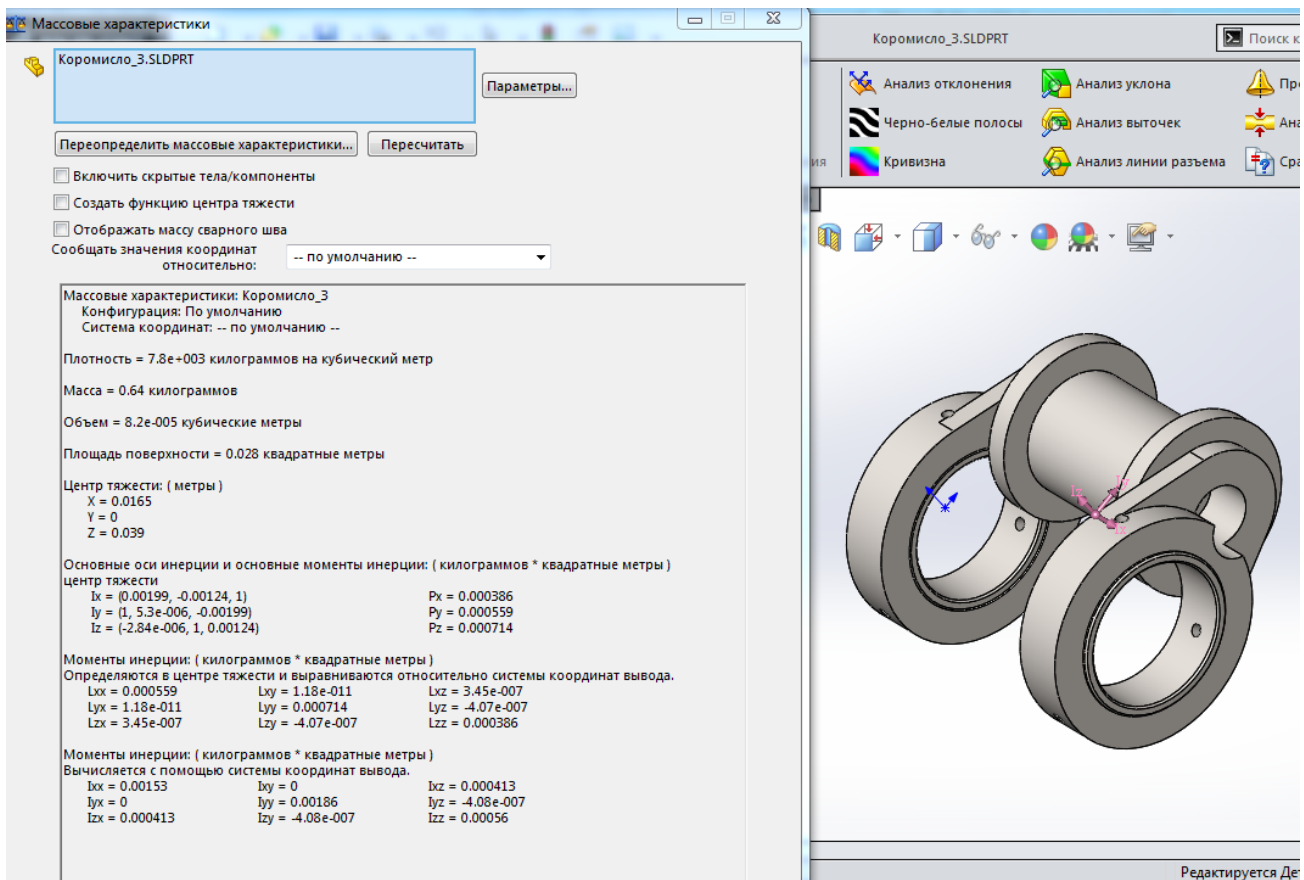


Рис. 9. Масо-інерційні параметри коромисла (P34)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

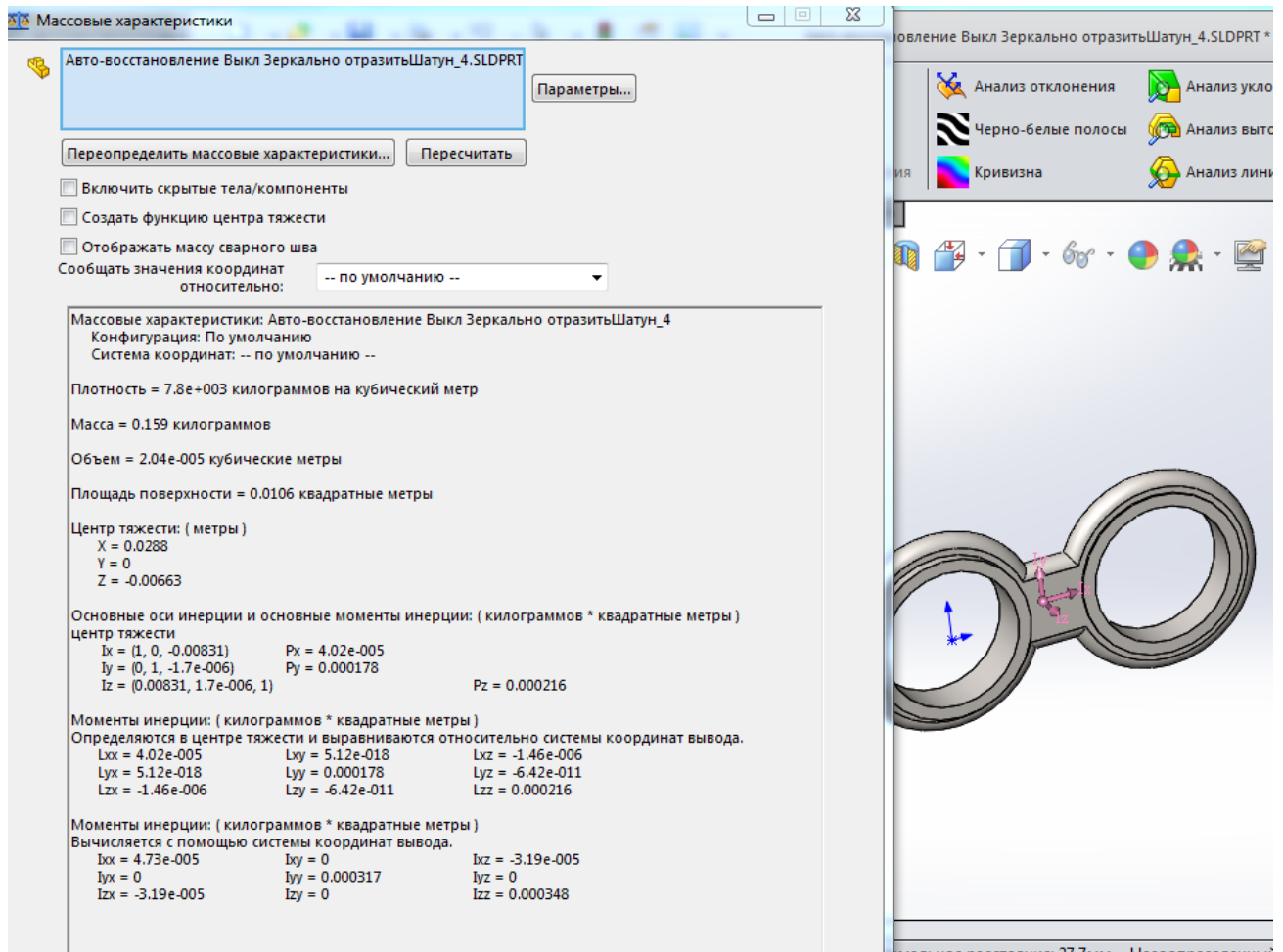


Рис. 10. Массо-инерційні параметри шатуна (P45)

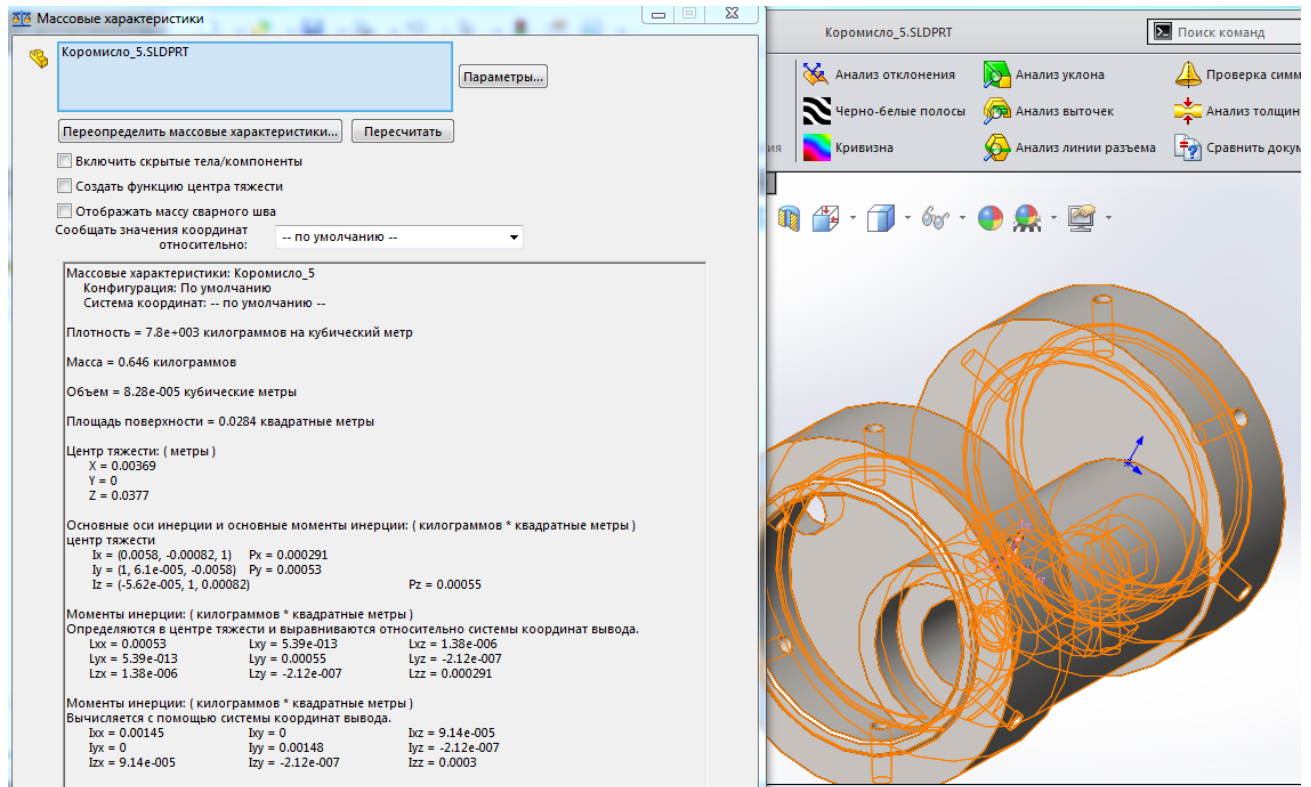


Рис. 11. Массо-инерційні параметри коромисла (P56)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

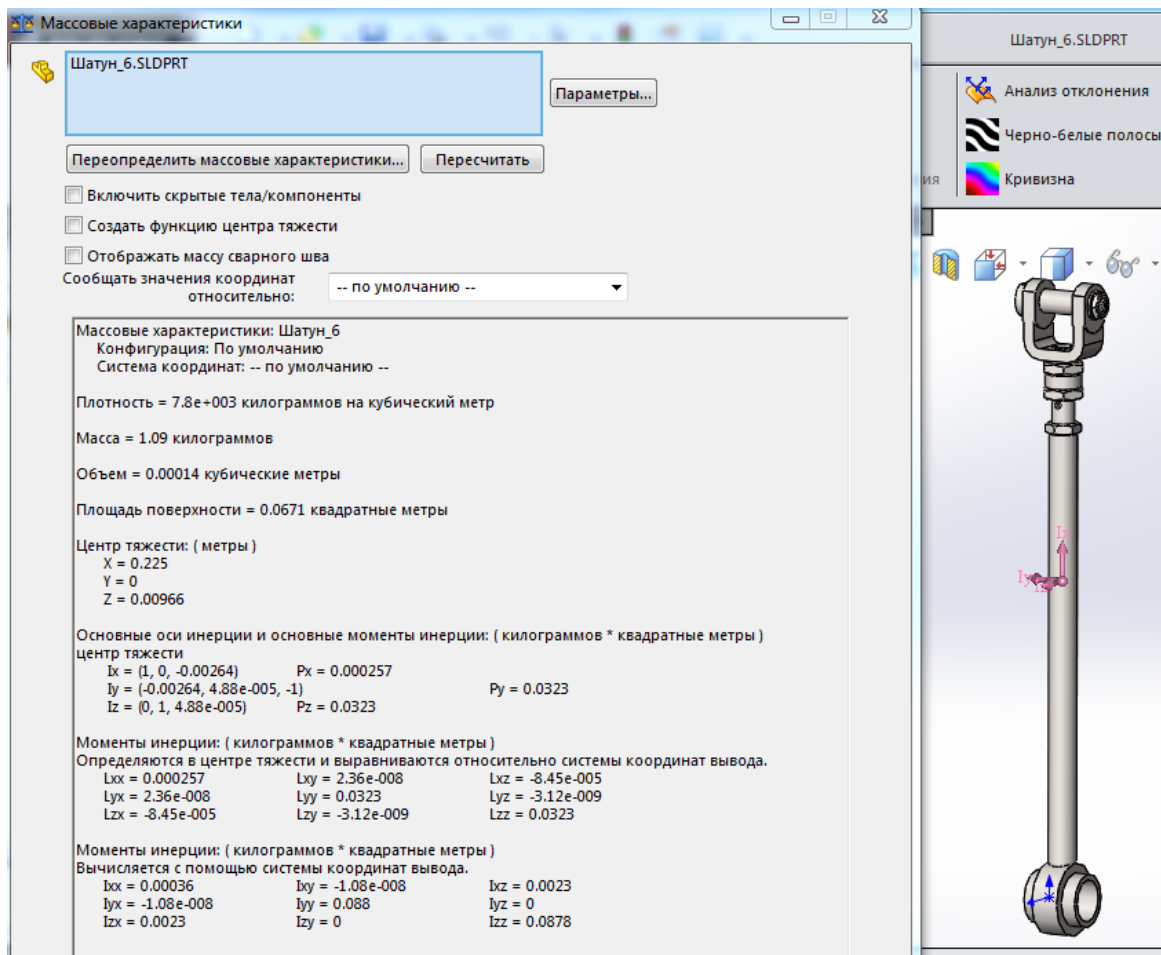


Рис. 12. Маса-інерційні параметри шатуна (P67)

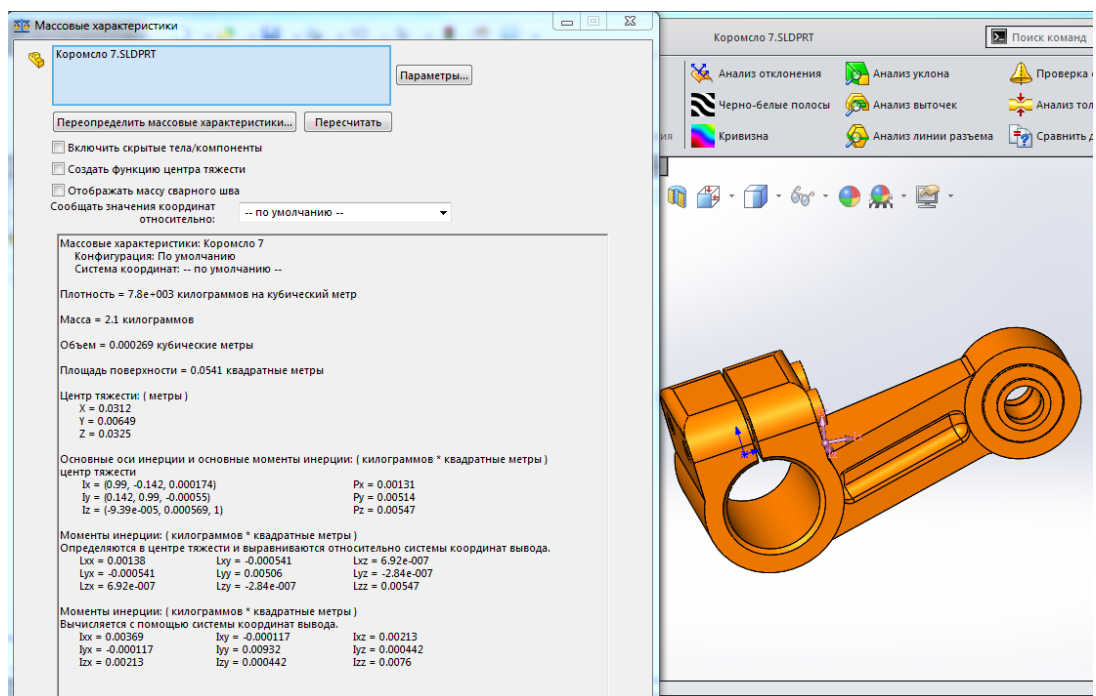


Рис. 13. Маса-інерційні параметри коромисла (P78)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Масо-інеційні характеристики ланок механізму

Таблиця 2

№ п/п	Ланка	Координати центра мас, мм			Маса, кг	Момент інерції, кг·м ²
		X	Y	Z		
1	Ексцентрик	21,1	0	0	0,73	$1,39 \cdot 10^{-34}$
2	Шатун 2-3	69,7	0	7,5	1,02	$5,9 \cdot 10^{-10}$
3	Коромисло 3-4	16,5	0	39	0,64	$1,18 \cdot 10^{-11}$
4	Шетун 3-5	28,8	0	0	0,16	$5,12 \cdot 10^{-18}$
5	Коромисло 5-6	3,7	0	0	0,64	$5,39 \cdot 10^{-13}$
6	Шатун 5-7	225	0	9,7	1,09	$2,39 \cdot 10^{-8}$
7	Коромисло двохплече 7-8	31,2	6,5	32,5	2,1	$5,4 \cdot 10^{-4}$

3.2. Кінематичний аналіз механізму крючкових голок основов'язальної машини ОВ – 7

Задачею розрахунку кінематичних параметрів, є визначення максимальних значень переміщення, швидкості і прискорення ланок механізму шляхом аналізу в додатку Solid Works Motion. Дослідження виконувалося при максимальній швидкості роботи головного валу 1000 об/хв.. Результати аналізу приведені діаграмами рис. 14.-19.

Максимальні значення параметрів кінематики представлені в таблиці 3.

Таблиця 3

Кінематичні характеристики ланок механізму крючкових голок

№ п/п	Кутові характеристики		
	φ, рад	ω, рад·с	ε, рад·с ⁻²
Шатун (P23)	0,418	55,9	$8,14 \cdot 10^3$
Коромисло (34)	1,01	50,2	$6,87 \cdot 10^3$
Шатун (45)	0,85	83,26	$2,07 \cdot 10^4$
Коромисло (56)	0,7	61,9	$1,95 \cdot 10^4$
Шатун (57)	0,03	83,2	$1,79 \cdot 10^3$
Коромисло (78)	0,016	4,2	655

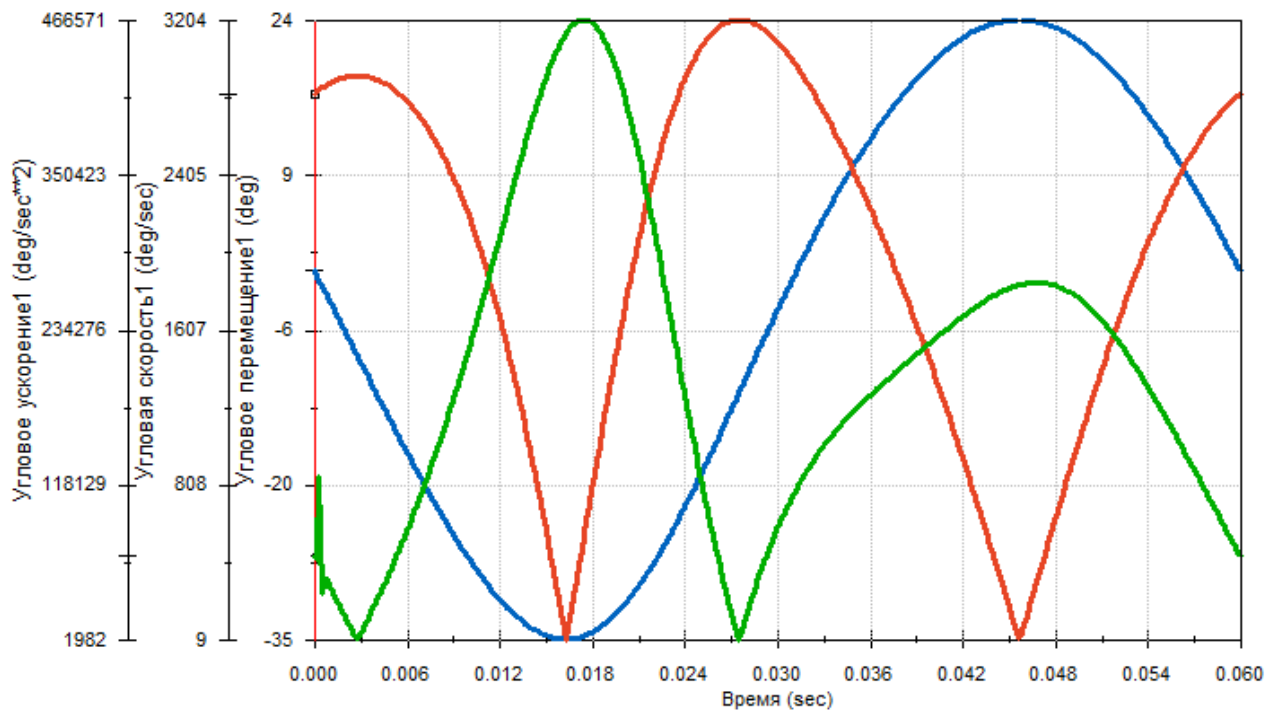


Рис. 14. Діаграма кінематичних характеристик шатуна Р32: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

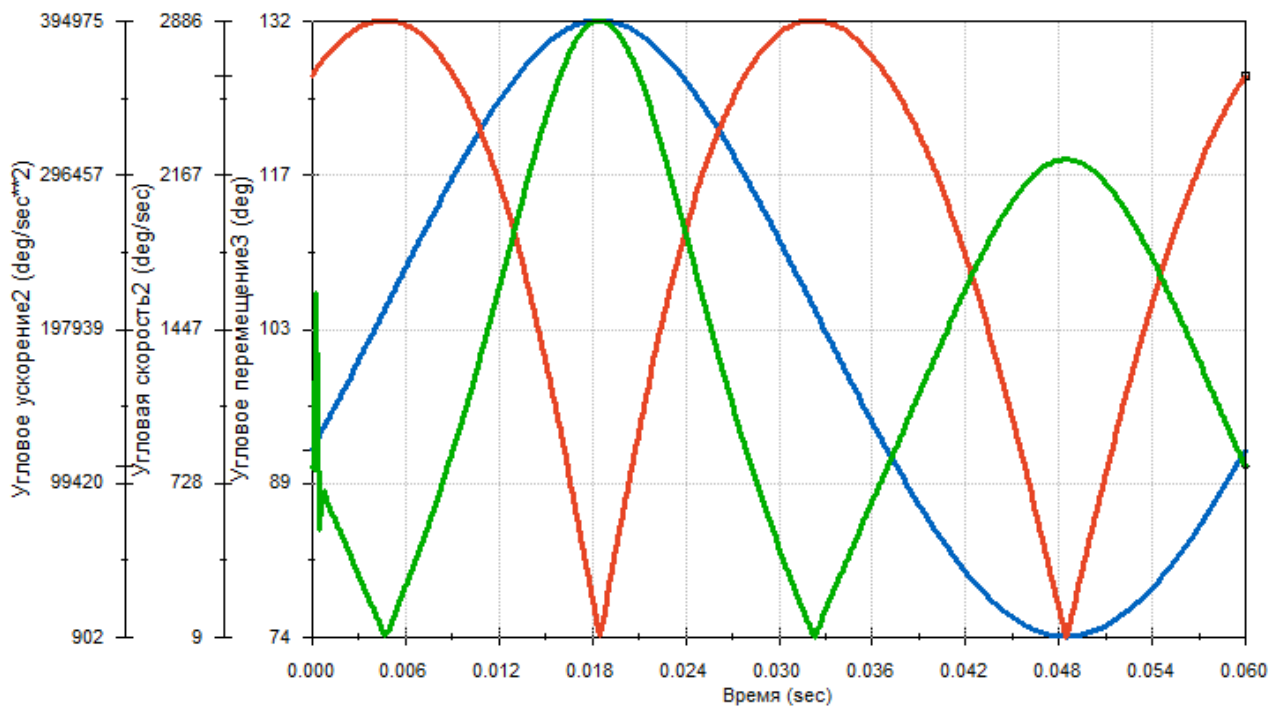


Рис. 15. Діаграма кінематичних характеристик коромисла Р34: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

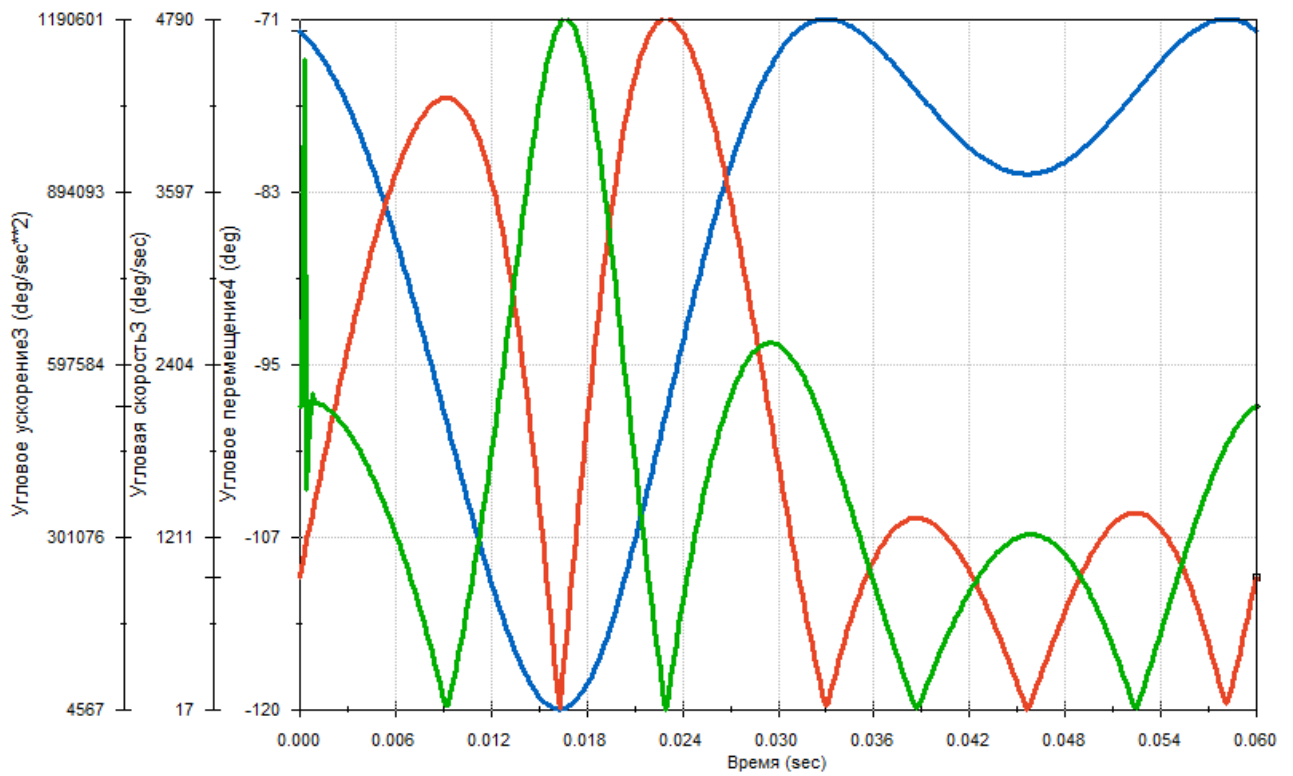


Рис. 16. Діаграма кінематичних характеристик шатуна Р35: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

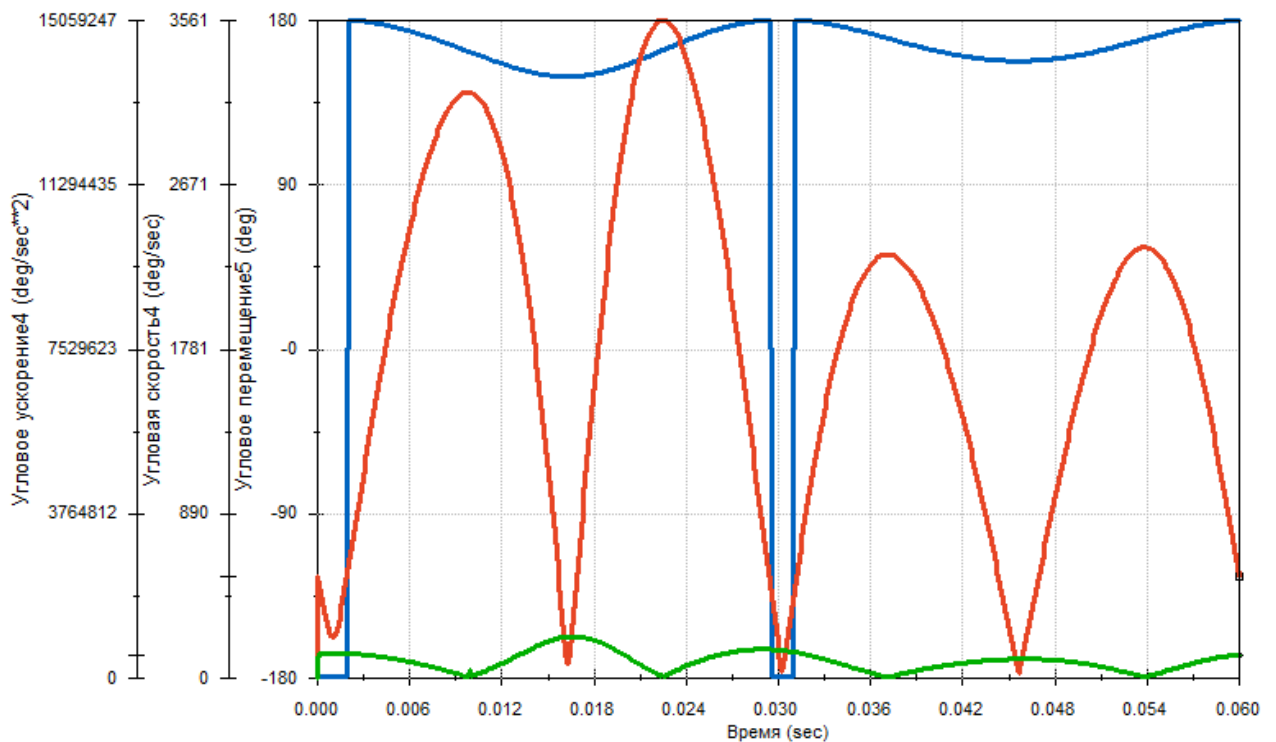


Рис. 17. Діаграма кінематичних характеристик коромисла Р56: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

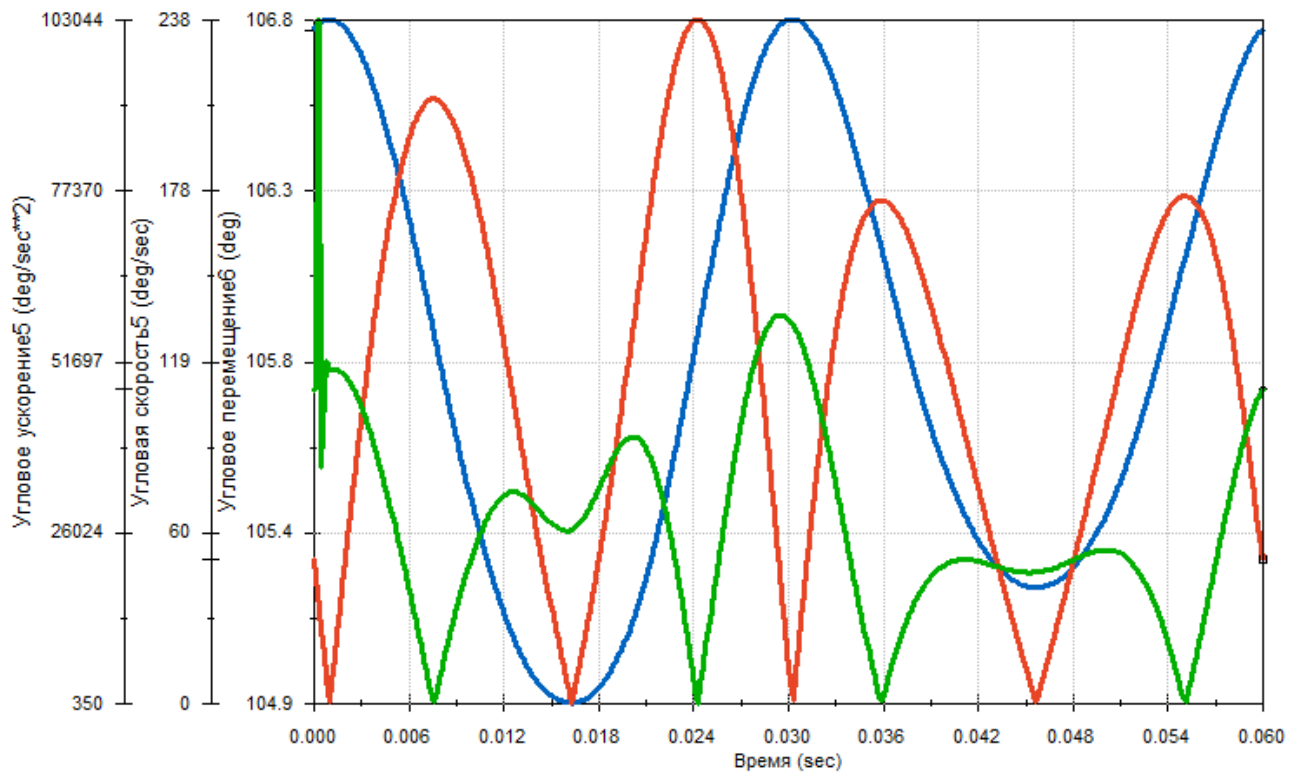


Рис. 18. Діаграма кінематичних характеристик шатуна P57: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

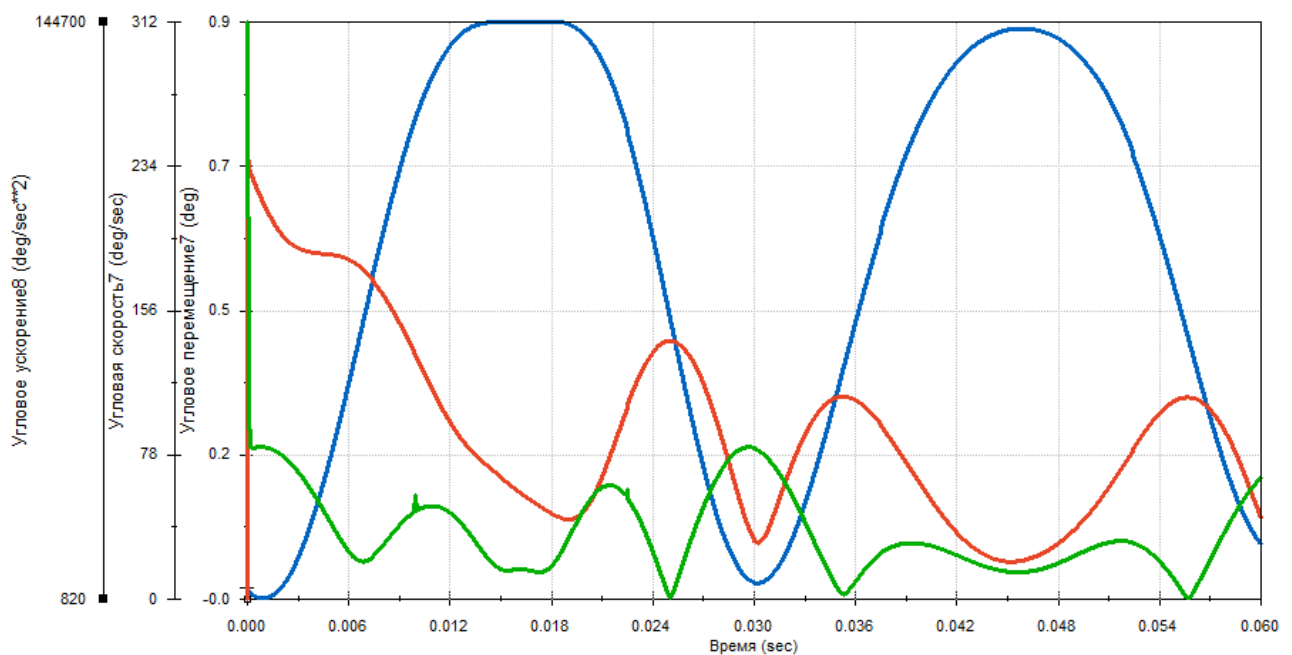


Рис. 19. Діаграма кінематичних характеристик двохплечого-коромисла P78: 1 – кутове переміщення (крива синього кольору), град; 2 – кутова швидкість град/с (крива червоного кольору); 3 – кутове прискорення град/с⁻² (крива зеленого кольору)

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

3.3. Силовий аналіз механізму голки механізму крючкових голок основ'язальної машини ОВ – 7

Визначення значень реакцій проводимо за допомогою програми SolidWorks Motion, яка дозволяє визначити абсолютне значення реакції, результати представлені графіками рис. 20-24, а максимальне значення реакцій наведено в табл. 4. Розрахунок динамічних навантажень проводимо при максимальній частоті обертання головного вала $n=1000$ об/хв. при умові, що обертання є рівномірним тобто кутове прискорення головного вала дорівнює нулю.

Таблиця 4.

Значення реакцій в кінематичних парах та приведений момент сил

Мпр	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
Н·м	Н							
4,01	1249	1081	614	1043	137	458	46	38

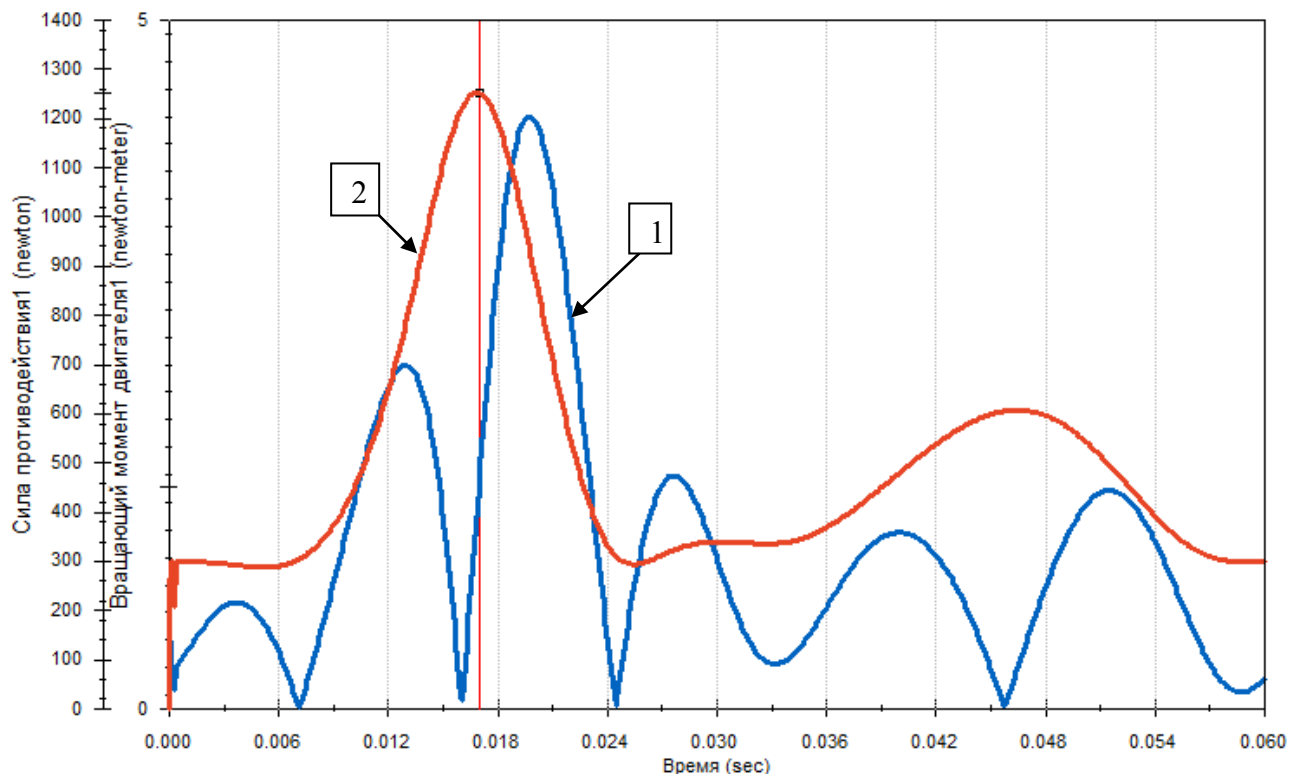


Рис. 20. Діаграми значень силових параметрів ведучої ланки ексцентрик (P12): 1 – значення реакції в кінематичних парі (P12); привідний крутний момент до головного вала

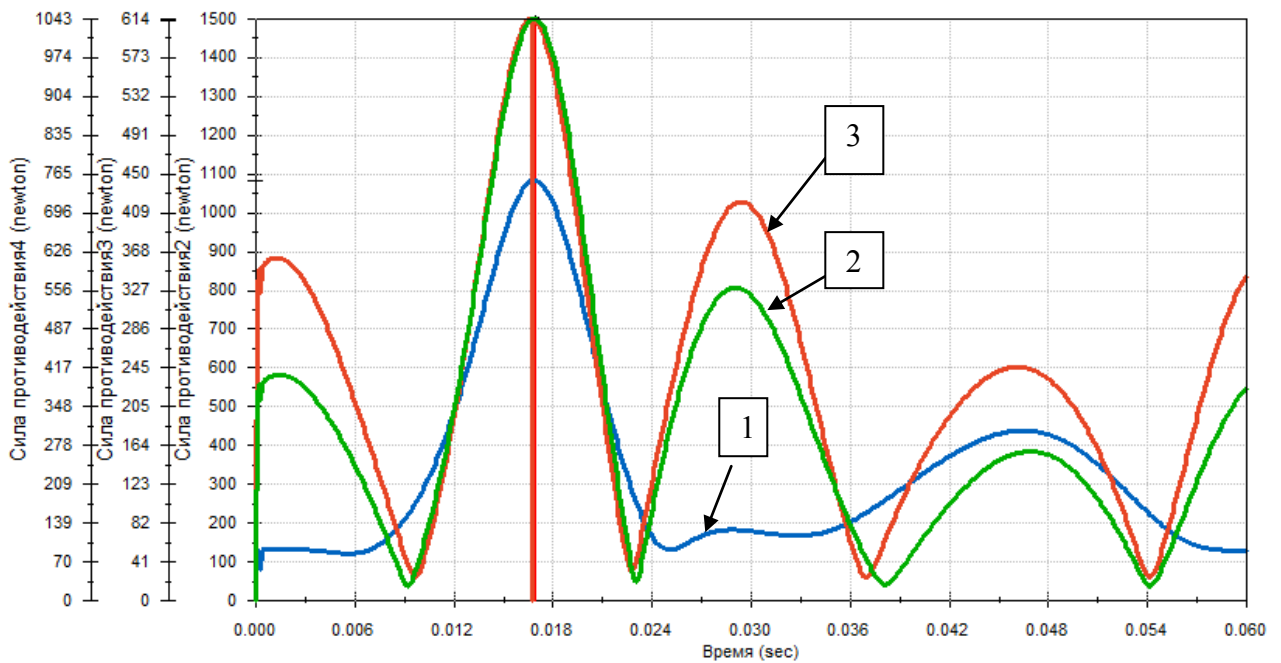


Рис. 21. Діаграми значень силових параметрів гр. Асуру 2-3-4: 1 – занчення реакції в кінематичних парі (P2); 2 – занчення реакції в кінематичних парі (P3); 3 – занчення реакції в кінематичних парі (P4).

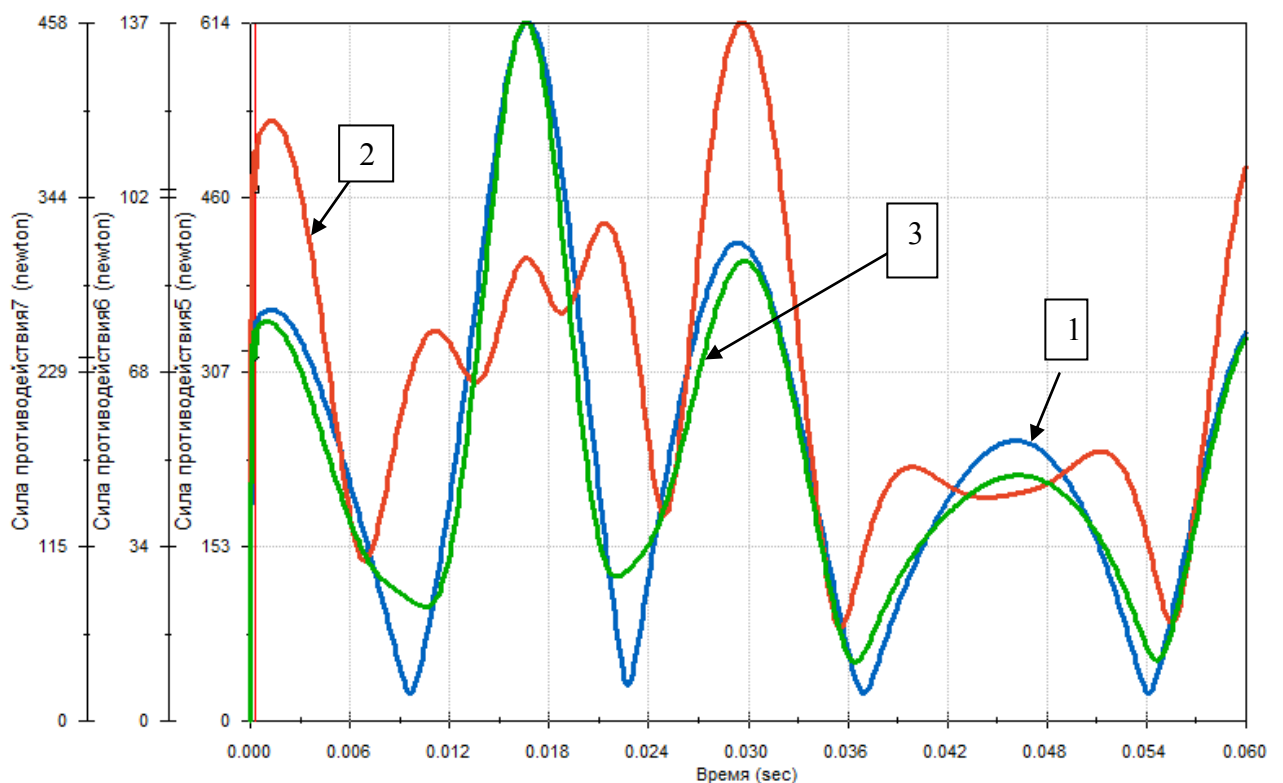


Рис. 22. Діаграми значень силових параметрів гр. Асуру 3-5-6: 1 – занчення реакції в кінематичних парі (P3); 2 – занчення реакції в кінематичних парі (P5); 3 – занчення реакції в кінематичних парі (P6).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

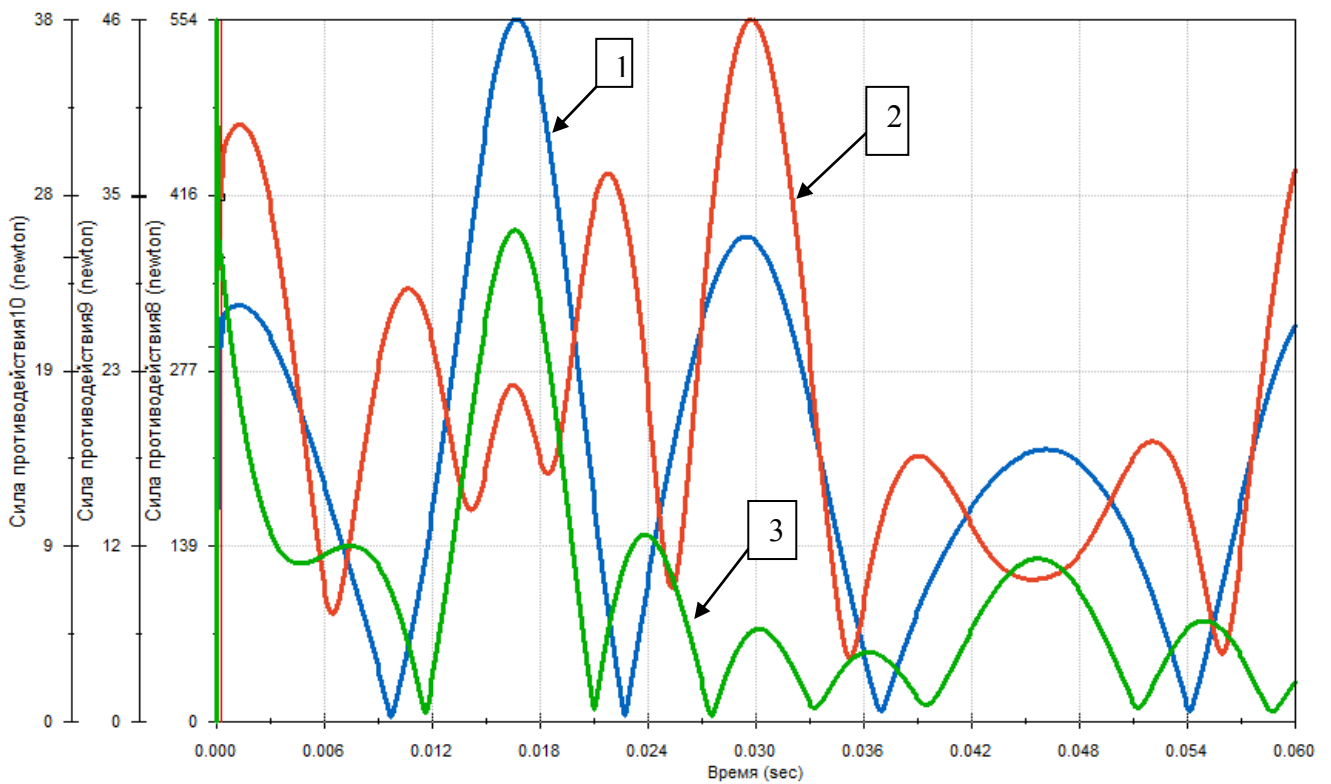


Рис. 23. Діаграми значень силових параметрів гр. Асуру 5-7-8: 1 – занчення реакції в кінематичних парі (P5); 2 – занчення реакції в кінематичних парі (P7); 3 – занчення реакції в кінематичних парі (P8).

3.4. Перевірочний розрахунок на міцність

Виконаємо перевірочний розрахунок на міцність деталей в результаті прикладених сил за допомогою додатку Solid Works Simulation та визначимо величину деформації, напруження, величину переміщення та коефіцієнт запасу міцності. Отримані результати аналізу наведені в таблиці 4.

При розрахунку динамічних характеристик та спрощення розрахунку для всіх деталей механізму приймаємо однаковий матеріал сталь конструкційну ANSI 2020 фізико-механічні характеристики наведенні на рис. 24, призначимо опорні елементи – рухомий шарнір (рис. 25) в місцях з'єднання ланок з корпусом, відповідно, відповідає кінематичним парам – P1, P4, P6, P8.. Проведемо дослідження механізму при $n=1000 \text{ хв}^{-1}$ ($\omega=106,6 \text{ с}^{-1}$) (що відповідає максимальній швидкості обладнання головного валу), для цього визначимо динамічні навантаження призначивши максимальне значення кутової швидкості

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$\omega=106,6 \text{ c}^{-1}$, $\varepsilon=0 \text{ c}^{-1}$ напрямком обертання головного валу співпадає з напрямком роботи головного валу машини (рис. 26).

Параметри сітки прийняті такими, щоб задовольнили мінімальні умови покриття об'єму деталей (рис. 27).

Результати розрахунку динамічного аналізу наведені на рис. 28-32. максимальні значення параметрів наведені в таблиці 4.

Таблиця 4.

Таблиця силових параметрів ланок

Найменування об'єкта дослідження	Максимальне значення			Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності
	напруження	переміщення,	деформації	
	МПа	мм	мм	
Механізм крючкових голок основ'язальної машини ОВ-7 (базова конструкція)	158	0,15	$4,3 \cdot 10^{-4}$	1,39

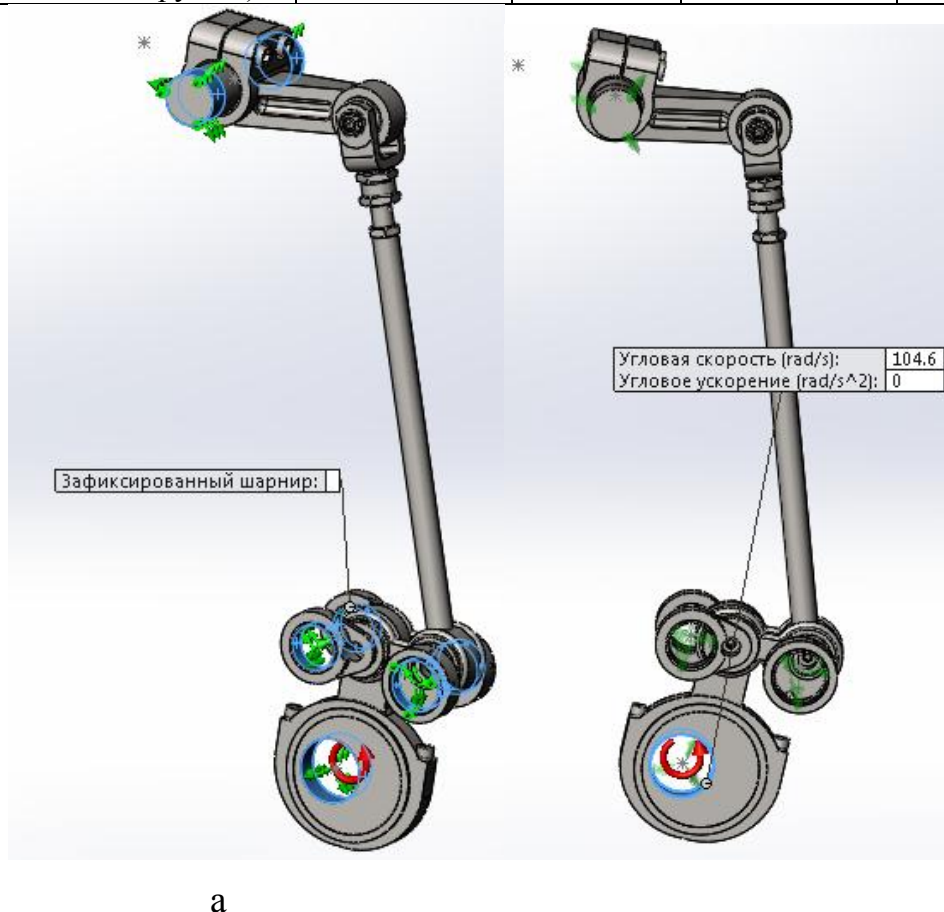


Рис. 28. Накладання граничних умов на твердотільну модель механізму крючкових голок а) – місце фіксації деталі (граничні умови рухоми шарнір); б) – схема прикладання кутової швидкості для динамічного аналізу механізму при $n=1000$ об/хв.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

34

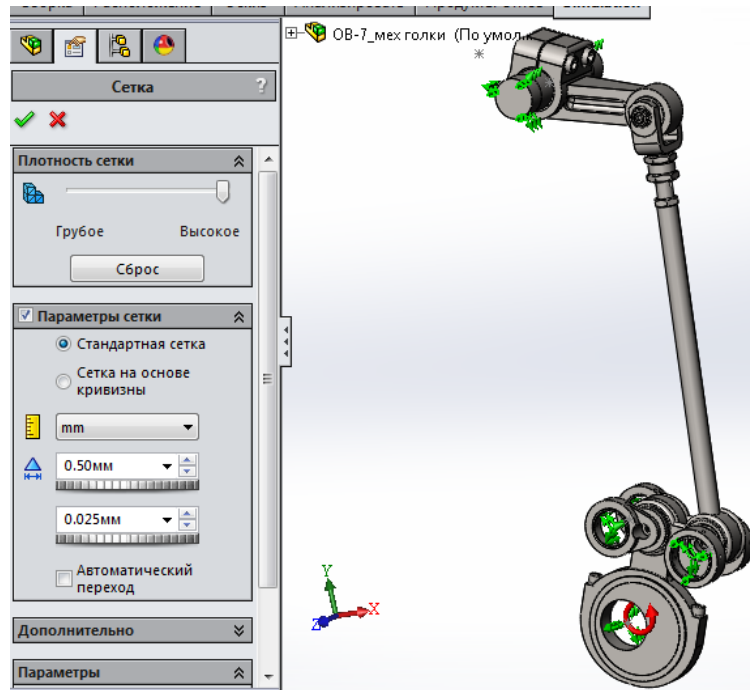


Рис. 29. Налаштування параметри сітки кінцевих елементів

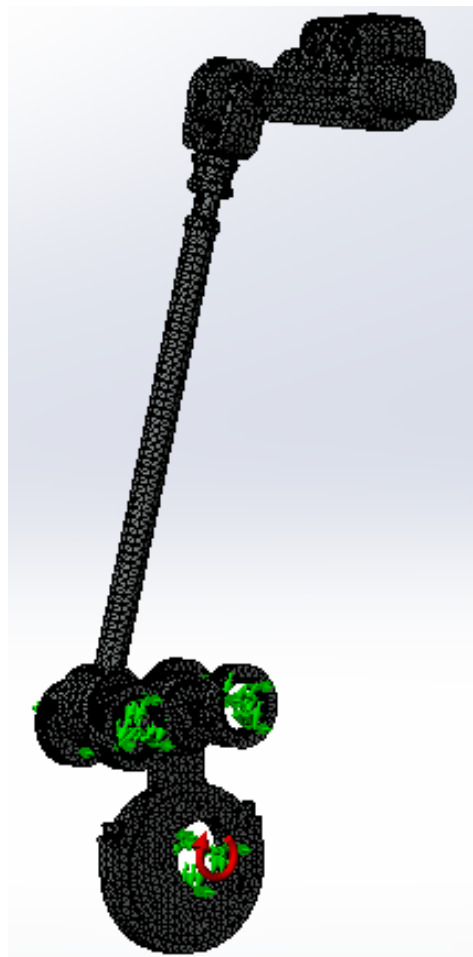


Рис. 30. Дискретизація 3D- моделі деталі для подальшого дослідження Solid Works Simulation

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

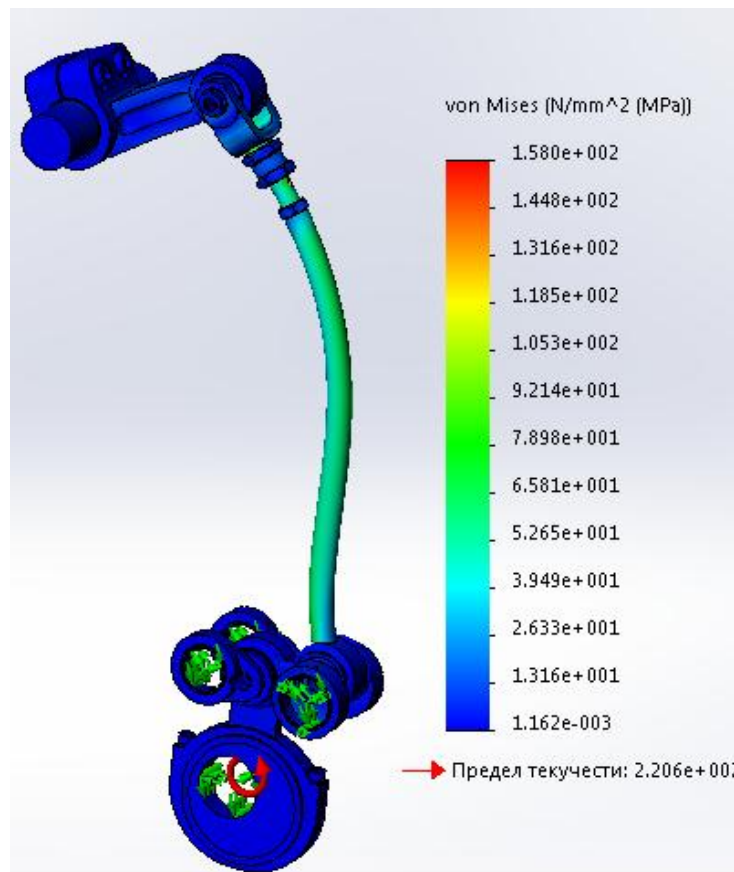


Рис. 31. Епюра напружень поверхонь деталей механізму

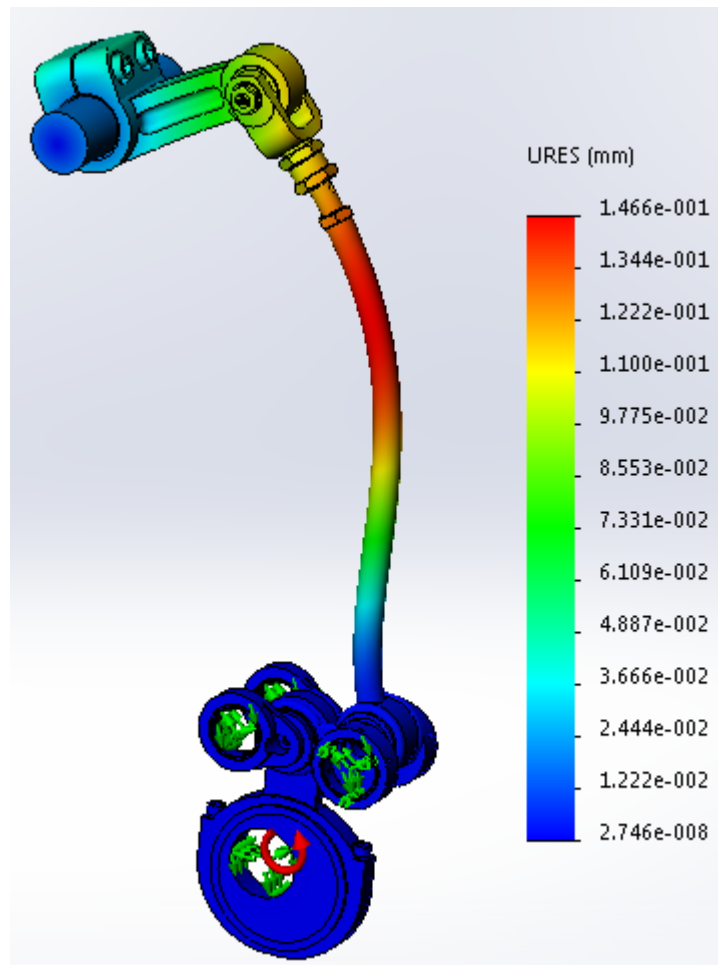


Рис. 32. Епюра переміщень деталей механізму

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

36

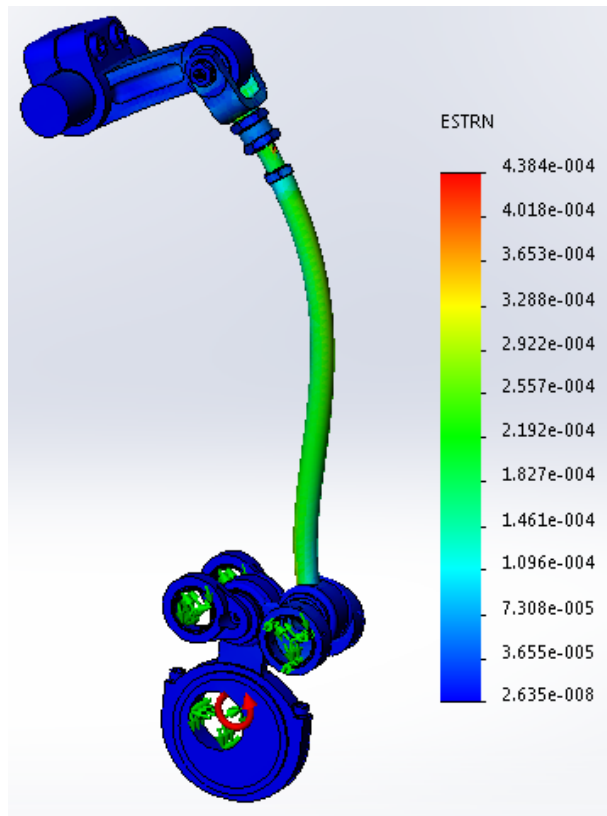


Рис. 33. Епюра деформацій деталей механізму

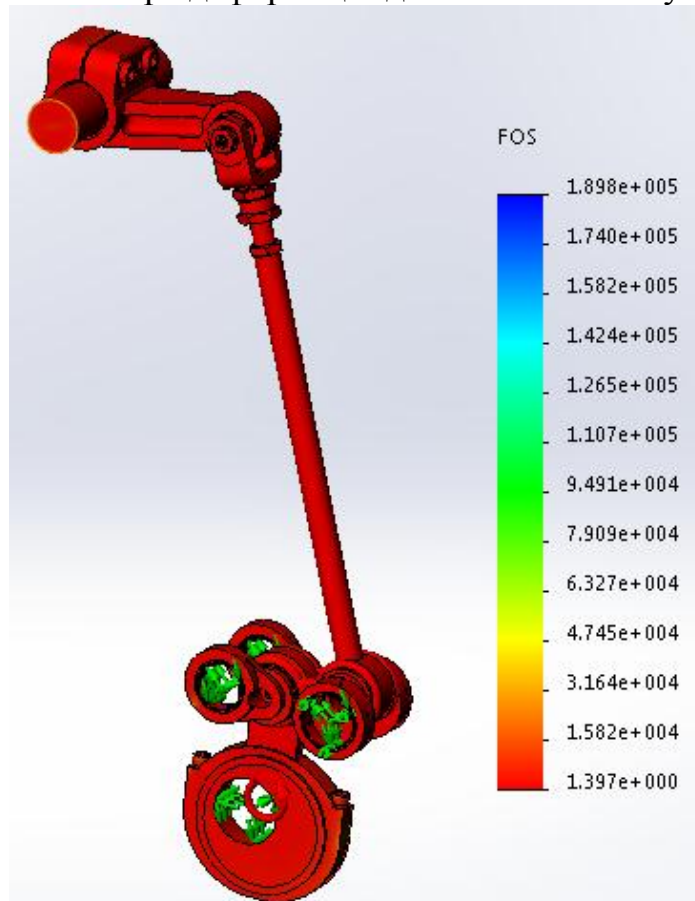


Рис. 34. Епюра коефіцієнту запасу міцності

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

37

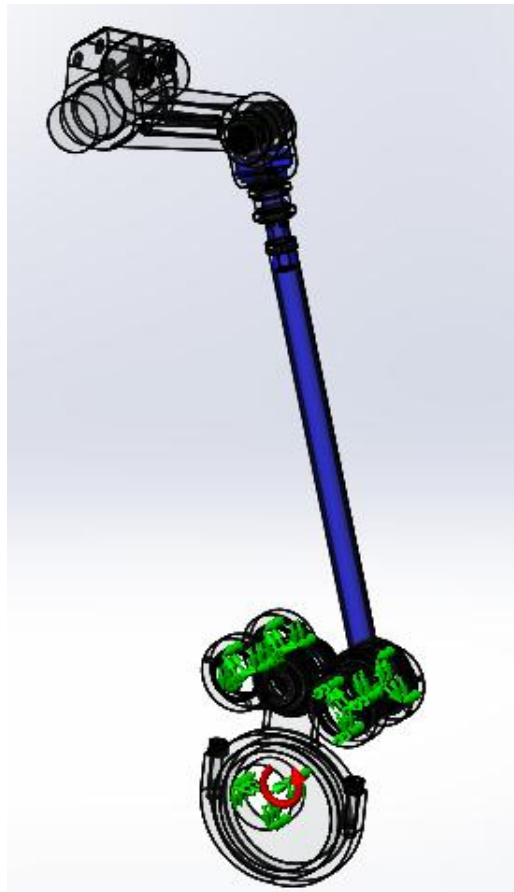


Рис. 35. Епюра найбільших напружень в механізмі крючкових голок

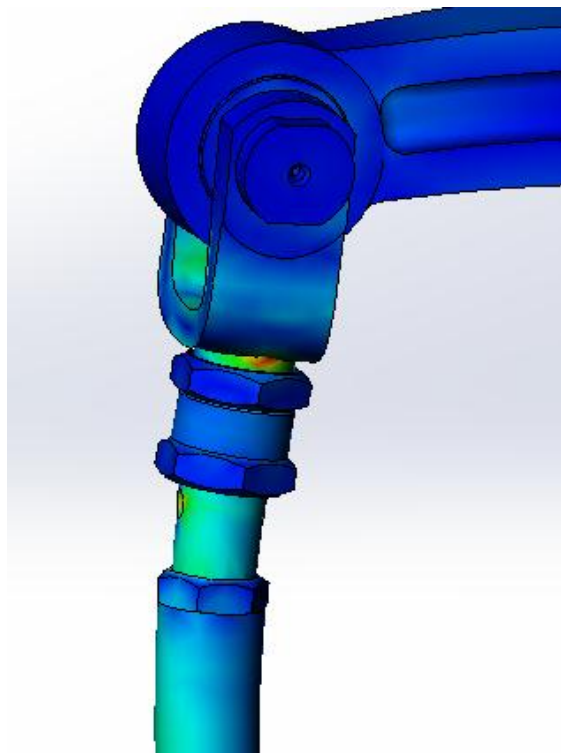


Рис. 36. Фрагмент найбільшої зони навантаження

Отримані результати показують, що найбільше навантаження сприймає ланка шатун Р57 (рис. 36), тому що досягти зміцнення конструкції механізму

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

38

3.5. Модернізація ланок механізму крючкових голок

З метою збільшення міцності ланок механізму виконаємо модернізацію деяких параметрів. З цією метою ланку – шатун 5-7, який сприймає найбільші навантаження виконаємо з іншими розмірами, що дасть можливість збільшення частоти обертання головного валу та відповідно збільшення продуктивності обладнання. На рис. 37 наведені конструктивні параметри механізму базової конструкції та модернізованого варіанту.

Для розробленого механізму проведемо аналогічний розрахунок на міцність, результати занесемо до таблиці 5.

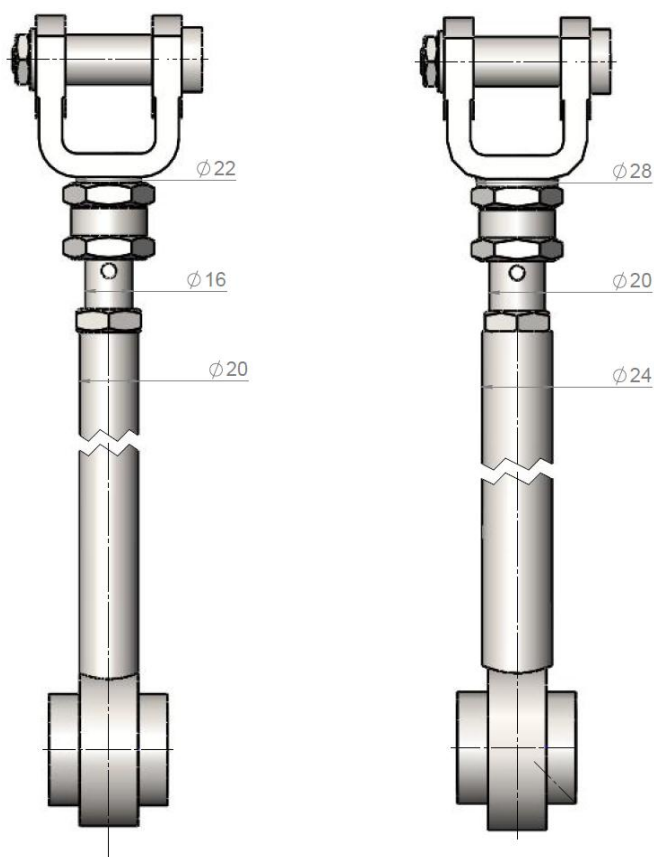


Рис. 37. Параметри шатуна 5-7: а – базової конструкції, б – нової конструкції

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ

Аркуш

39

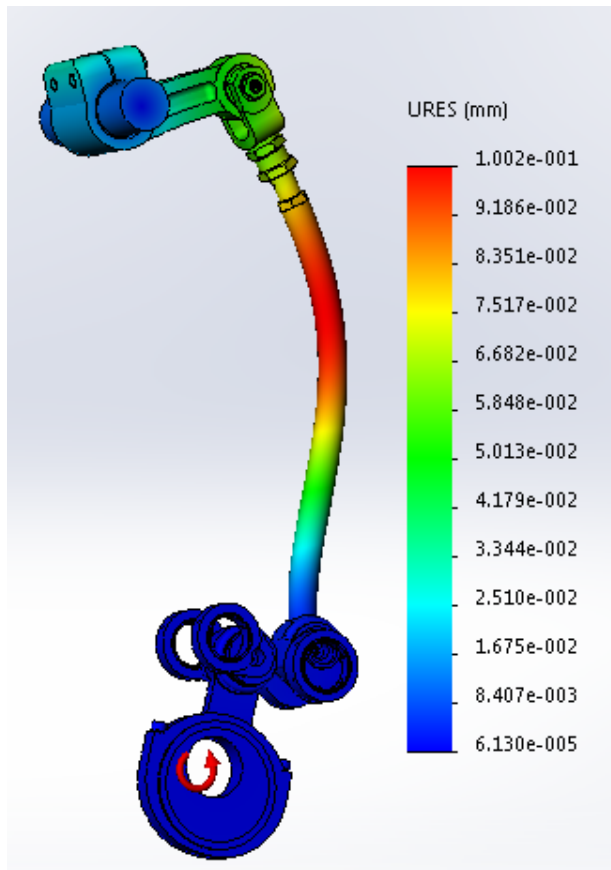


Рис. 39. Епюра переміщень деталей модернізованого механізму

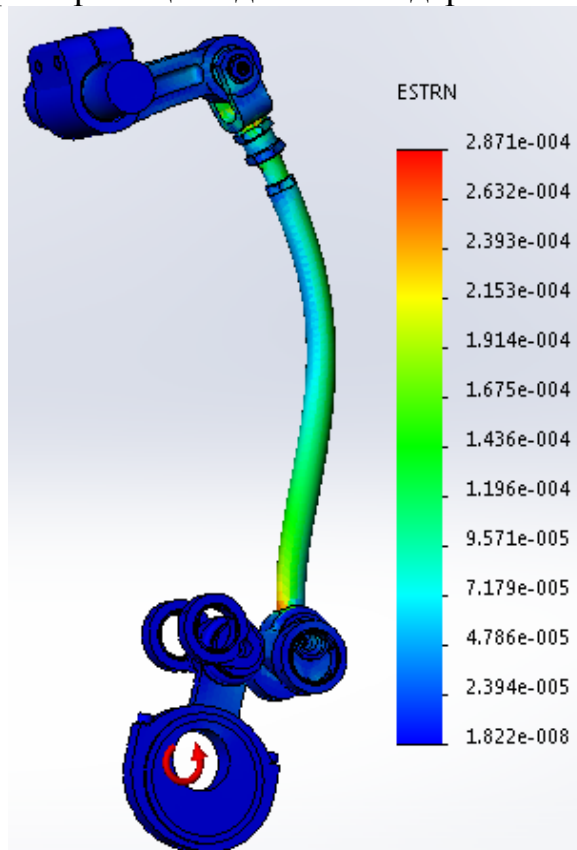


Рис. 40. Епюра деформацій деталей модернізованого механізму

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

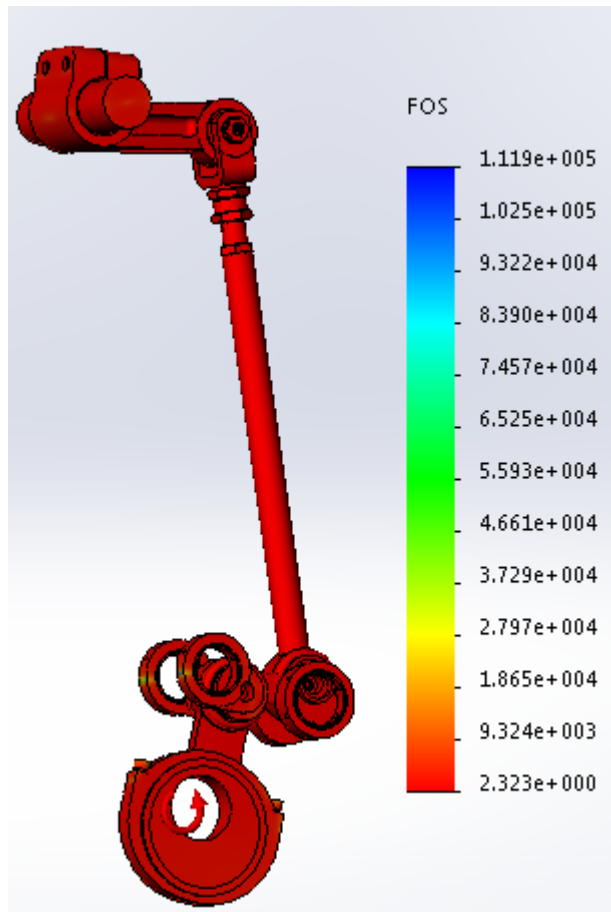


Рис. 41. Епюра коефіцієнту запасу міцності модернізованого механізму

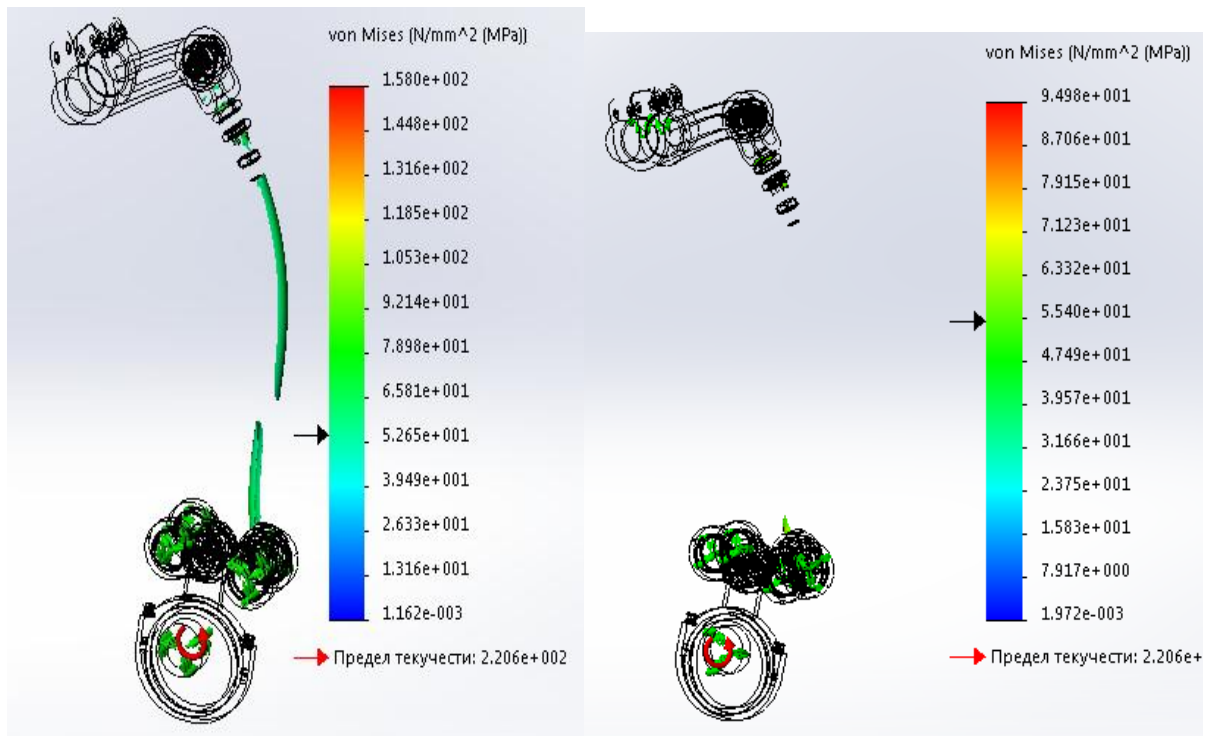


Рис. 42. Епюра найбільших напружень за умови більше 55 МПа (коефіцієнт запасу міцності складає $K=4$): а – базова конструкція; б – модернізована конструкція

Таблиця 5

Порівняльний аналіз силових параметрів ланок

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Найменування об'єкта дослідження	Максимальне значення			Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності
	напруження	переміщення,	деформації	
	МПа	мм	мм	
Механізм крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7 (базова конструкція)	158	0,15	$4,3 \cdot 10^{-4}$	1,39
Механізм крючкових голок основов'язальної машини ОВ-7 (базова конструкція)	94,5	0,1	$2,87 \cdot 10^{-4}$	2,32
Δ%	67,2	50	49,8	16,7

Висновок по розділу

Отримані результати показують, що навіть незначна зміна розмірів ланки призводить до локалізації небезпечних зон і відповідно збільшення коефіцієнта міцності так збільшення розмірів ланки на 20 % призводить до зміни коефіцієнта запасу міцності 16,7 %, що може бути застосовано для розширення діапазону швидкостей механізму.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

РОЗДІЛ 4. ОПИС ОРГАНІЗАЦІ РОБІТ З ВИКОРИСТАННЯМ ВИРОБУ, ЩО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ

Організація робіт включає виготовлення виробу, наладку, експлуатацію, технічне обслуговування і ремонт. Організацію робіт з основов'язальною машиною ОВ-7(П) здійснюють так само, як і з запозиченою машиною ОВ-7 згідно її інструкції. Специфіка полягає у використанні пружного елемента у складі коромисла, що при частоті роботи 1000 циклів повинен забезпечити працездатність механізму та машини в цілому впродовж не менше ніж 5 змін до свого руйнування при прийнятих 2×10^3 циклах роботи до руйнування.

Тому потрібно забезпечити набір пружних елементів з розрахунку 50 пружин кручення на рік, тобто по чотири пружини на місяць.

Виготовлення виробу рекомендується в умовах машинобудівного виробництва або механічного цеху трикотажного підприємства.

Відладка виробу проводиться в умовах виробництва, яке виготовляє.

В процесі експлуатації необхідно проводити весь комплекс робіт по технічному обслуговуванню (огляд, очищення, мастило, підрегулювання і т.д.) згідно встановленим вимогам технологічних карт і паспортних даних.

Ремонт устаткування проводиться відповідно до плану ОГМ підприємства і затвердженого графіка ремонтів.

Мастило устаткування проводиться відповідно до вимог вказаними в інструкції з експлуатацій (втулки підшипників ковзання – не рідше одного разу в зміну).

4.1. Загальні вказівки

4.1.1. Перед монтажем машини необхідно провести розпаковування, зовнішній огляд, перевірку комплектності і розконсервовування.

4.1.2. Монтаж, наладку, пуск і регулювання машини проводити після вивчення теперішнього ТО. Поводження з механізмами повинне бути акуратним, без застосування надмірних зусиль.

4.1.3. Протягом перших 2-х місяців після пуску машини, при двозмінній роботі, рекомендується експлуатувати її на зниженій швидкості.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

4.1.4. Для забезпечення якісної роботи машини необхідно суворо дотримуватися правил і термінів технічного обслуговування.

4.1.5. До наладки і регулювання машини допускаються фахівці, що знають трикотажне устаткування.

4.2. Порядок установки

4.2.1. Доставку машини на місці установки рекомендується здійснювати, не знімав її з дна ящика.

4.2.2. При установці машини необхідно оберегти деталі і фарбування від пошкодження канатом шляхом установки прокладок з гуми. На робочому місці машина встановлюється на вібро – ізолюючі опори 03-31 ГОСТ 17712-72.

4.2.3. Перед збіркою необхідно видалити густе антикорозійне мастило і протерти вузли чистої, що не залишає ворсу, дрантям, потім змазати поверхні, що труть.

4.2.4. Перевірка горизонтальності установки машини проводиться по рівню, встановленому на верхньому столі остову. Відхилення в двох будь-яких взаємно перпендикулярних напрямках не повинне перевищувати 0,1 мм.

4.2.5. Перед тим, як надіти на шків клинові ремені, переконайтеся в правильності напрямку обертання електродвигуна, підключеного в електромережу, обертання його валу повинне бути за годинниковою стрілкою. Перевірка проводиться при знятих клинових пасах. Натягнення – клинових пасів не повинне бути надмірним. Ступінь натягнення пасів регулюється переміщенням в горизонтальній площини кронштейна, з електродвигуном.

4.2.6. Перевірка роботи електро – зупинювачів здійснюється замиканням вручну їх контактів.

4.3. Підготовка машини до роботи

4.3.1. Порядок і регулювання машини

4.3.2. Склад обслуговуючого персоналу

4.3.3. Зона машини обслуговується однією висококваліфікованою робітницею.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4.3.4. Під час роботи машини в'язальник здійснює пуск і стежить за якістю полотна, що виробляється, міняє бобини, ліквідує обрив нитки, мастить, обдуває і чистить машину, у разі потреби проводить зміну голково-платинових виробів. По мірі заробітку рулону знімає його.

4.4. Самозароблення машини

Після скидання полотна на голках немає ниток. В цьому випадку необхідно провести самозароблення машини. Провертаючи головний вал від ручного приводу, відкривають всі язички голок і стежать, щоб вони не були пошкоджені нитководами.

4.4.1. На зупиненій машині проводять нитки у вушка вушкових голок і, провертаючи головний вал від ручного приводу, проводять нитки під гачки всіх голок.

4.4.2. Провертають головний вал машини до утворення декількох петельних рядів.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

ВИСНОВКИ БАКАЛАВРСЬКОЇ РОБОТИ

В даній бакалаврській роботі був виконано:

- аналітичний огляд механізмів основов'язальної машини ОВ-7;
- математичну модель механізму в Mathcad;
- розроблено твердо тілу модель механізму в середовищі SolidWorks;
- кінематичний та силовий аналіз механізму крючкових голок типової машини ОВ-7;
- визначено масо-інерційних параметри ланок механізму;
- динамічний аналіз базової конструкції механізму крючкових голок машини ОВ-7;
- модернізацію ланок механізму ОВ-7;
- динамічний аналіз нової конструкції механізму з модернізованою ланкою;
- Опис організаційних робіт з використання обладнання.

В результаті встановлено найбільші зони напружень виконано модернізацію механізму. Отримані результати показують, що зміна розмірів ланки призводить до локалізації небезпечних зон і відповідно збільшення коефіцієнта міцності так при збільшення розмірів ланки на 20 % призводить до зміни коефіцієнта запасу міцності 16,7 %, що може бути застосовано для розширення діапазону швидкостей механізму модернізації діючого обладнання та розробки нового.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3т. Т.3. – М.:Машиностроение, 1978.-557с.
2. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин: Учебник для студентов вузов. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980.- 472с.
3. Хрусталеv Р.С. Уравновешивание сил инерции звеньев трикотажных машин комбинированными упругими элементами // Изв. Вузов ТЛП. – 1988. - №1. –с. 104 – 108
4. Пат. 51399 Україна, МКП D04B27/24 Б.В. Орловський, В.М. Дворжак (Україна). - №2002032024; Заявл. 13.03.2002; Опубл. 15.11.2002, Бюл. №11.
5. Орловський Б.В., Дворжак В.М. Особливості метричного синтезу механізму вушкових голок з пружними ланками основ’язальних машин // Тр. 1 Українсько- польської наукової конференції “Сучасні технології виробництва в розвитку економічної інтеграції та підприємництва”. – Сатанів, 2003. – с. 137 – 138.
6. В.Н. Гарбарук Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1980.– 472 с., ил.
7. Каталог технического оборудования для легкой промышленности , г. Черновци.
8. В.Б. Борисов и др. Справочник технолога-машиностроителя Т.1 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. 656 с., ил.
9. Технічні характеристики круглов’язальної трикотажної машини КО-2
10. А. Ш. Шейблнт Курсовое проектирование деталей маши: Учеб. пособие для техникумов. — М.: Высш. Шк., 1991. – 432 с.: ил.
11. Шалов И.И и др. Технология трикотажного производства: Основы теории вязания. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.-296 с.
12. ГОСТ 2.118-73 Межгосударственный стандарт единая система конструкторской документации техническое предложение.

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

13. Проектування обладнання легкої промисловості: методичні вказівки до курсового проекту для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітньої програми «Обладнання легкої промисловості та побутового обслуговування» освітньо-кваліфікаційний рівень – спеціаліст (магістр) / Упор. Б.В. Орловський, О.П. Манойленко, – К.: КНУТД, 2018. – 24 с.
14. Кореняко А.С. Теория механизмов и машин Издательское объединение «Вища школа», 1976, 444 с.
15. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин, –М.: Висш. шк., 1991–432 с.
16. В.А. Горобець, Л.М. Березін, Г.І. Коньков монтаж, експлуатація, обслуговування та ремонт обладнання легкої промисловості. – К.: КНУТД. 2007. – 267с.
17. А.С. Зенкин, И.В. Петко Допуски и посадки машиностроении: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Техніка. 1984. – 311с., ил. – Библиогр.: с. 311
18. В.И. Анурьев, Ф.Ф. Калашников, И.М. Маслинников Справочник конструктора-машиностроителя М.: Машгиз. – 1963.
19. Правила виконання кінематичних схем. Позначення умовні графічні в схемах. Елементи кінематики. (Стандарт кафедри)/ Упор. Б. В. Орловський, В. О. Пищиков, Абрінова Н.С. - К.: КДУТД. - 2003. - 32 с.
20. Годик Е.И., Техническое черчение. // Годик Е.И., Лысянский В.М., Михайленко В.Е., Пономарцев А.М., – 5 е изд., перераб., и допол. – К.: Вища школа. Головное из-во, 1983. 440 с.
21. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин : [учеб. для втузов] / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с. – ISBN 5-02-013810-X. Алямовский А.А. Solid Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Понамарьев Н.Б.– СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил..

					МДП ОВ7(П) 00.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48