

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Визначення кінематичних показників штанг
механізму паралельної структури з
чотирьохкоординатним переміщенням
робочого органу»**

Виконала здобувач вищої освіти II-го
курсу групи ПМ-22-34
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 131 «Прикладна
механіка»

_____ Олена ФІЛІМОНІХІНА

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММіР

_____ Андрій ГРЕЧКА

«____» _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Олени ФІЛІМОНІХІНОЇ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Визначення динамічних навантажень штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу

2. Керівник роботи: _____ к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту _____ 12 січня 2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: визначення кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу шляхом встановлення впливу на них конструктивних параметрів даного механізму.

Завдання:

- вибір способу розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури ;
- вибір прототипу для проведення досліджень;
- синтез розрахункових схем кінематичних показників штанг механізму паралельної структури;
- синтез математичної моделі розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу на основі зворотної задачі кінематики даного механізму;
- визначення економічної ефективності від провадження результатів досліджень.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Дослідно- конструкторський	Андрій ГРЕЧКА		
Організаційно- економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	12.09	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	27.09	вик.
3.	Вибір прототипу для проведення досліджень.	04.10	вик.
4.	Розробка розрахункових схем.	12.10	вик.
5.	Розробка математичної моделі розрахунку кінематичних показників штанг.	27.10	вик.
6.	Визначення кінематичних показників штанг та побудова графіків.	17.11	вик.
7.	Аналіз отриманих результатів досліджень.	01.12	вик.
8.	Розрахунок економічної ефективності.	15.12	вик.
9.	Оформлення пояснювальної записки.	29.12	вик.
10.	Оформлення презентації роботи	11.01	вик.
11.	Здача роботи на кафедрі та перевірка на антиплагіат.	12.01	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання « ____ » _____ 20__ р.

Здобувач вищої освіти _____ Олена ФІЛІМОНІХІНА
(підпис)

Анотація

ФІЛІМОНІХІНА Олена. Визначення кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2024. – 90 с. Матеріали презентації 14 іл.

Синтезовано розрахункові схеми та математичну модель розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу на основі зворотної задачі кінематики даного механізму. Результати розрахунків представлено у вигляді графіків.

Очікуваний економічний ефект у виробника продукції в складає 333000 грн, у споживача – 183600 грн.

Актуальність: проведено дослідження впливу конструктивних параметрів чотирьохкоординатного механізму паралельної структури на розподіл кінематичних показників вздовж його штанг при заданій рівномірній швидкості лінійного переміщення і повороту робочого органу.

Практичне значення: розроблено математичну модель та проведено розрахунки кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу, визначено вплив основних конструктивних параметрів механізму на величини швидкостей і прискорень штанг та надано рекомендації щодо проектування подібних механізмів з точки зору їх кінематики.

Ключові слова: механізм паралельної структури, швидкість, прискорення.

Summary

FILIMONIKHINA Olena. Determination of kinematic indications on the rods of a parallel structure mechanism with four-axis movement of the operating part. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2024.– 90 p. Presentation materials 14 il.

It is synthesized calculation schemes and mathematical model for calculating the kinematic indications of the rods of a parallel structure mechanism with four-coordinate movement of the operating part based on the kinematic inverse problem of this mechanism. The results of calculations are presented in the form of graphs.

The expected economic effect for the producer of products is UAH 333,000, for the consumer – UAH 183,600.

Keywords: parallel structure mechanism, speed, acceleration.

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ РОБОТИ	5
1.1 Короткий огляд використання чотирьохкоординатних механізмів паралельної структури	5
1.2 Основні засади кінематики для розрахунку швидкостей і прискорень	8
1.3 Опис прототипу досліджень	14
1.4 Мета і задачі досліджень	19
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ	21
2.1 Введення еквівалентних штанг	21
2.2 Математична модель розрахунку кінематичних показників штанг на основі зворотної задачі кінематики	25
2.3 Дослідження кінематичних показників штанг	33
РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ	61
3.1 Загальні вихідні дані	61
3.2 Конструкторська підготовка виробництва	62
3.3 Технологічна підготовка виробництва	66
3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни верстата	69
3.5 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції	74
3.6 Розрахунок показників економічної ефективності	80
ВИСНОВКИ	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	85

ВСТУП

Актуальність роботи. Чотирьохкоординатні механізми на основі паралельних кінематичних структур, що застосовуються як технологічні машини в промисловому виробництві, є недостатньо вивченими і до цього часу мало застосовувалися у виробництві. На даний момент широке провадження і вивчення в основному отримали шестикоординатні механізми типу гексаподів (рідше – гексаглайдів) як такі, що володіють максимальними характеристиками жорсткості та забезпечують рух вихідного органу по всім можливим координатам; п'ятикоординатні механізми типу пентаподів (рідше – пентаглайдів) як такі, що внаслідок відсутності не завжди потрібного обертання навколо осі шпинделя, мають кращу рухомість при майже аналогічних технологічних можливостях у порівнянні з попередньо згаданими механізмами; трикоординатні механізми, що забезпечують просторові переміщення по всім трьом лінійним координатам декартового простору чи повнорухомі плоскі механізми як частина пристроїв з комбінованими кінематичними структурами; аналогічно двокоординатні механізми як частина пристроїв з комбінованими кінематичними структурами.

На кафедрі машинобудування, мехатроніки і робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету на рівні патентів на корисні моделі запропоновано ряд схем чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур. Їх спільною рисою є рух робочого органу по трьом лінійним координатам та кутове його переміщення, що дає змогу займати такому органу довільне кутове положення в обраній системі координат. Використання додаткового обертового столу в якості п'ятого координатного руху забезпечує всі випадки можливого взаємного розташування деталі і робочого органу механізму на основі паралельних кінематичних структур, а розділення лінійних і обертового його руху дозволяє значно спростити систему керування.

Здійснені до цього спроби розрахунку силового навантаження стосувалися випадків статичної дії навантажуючої сили. Розрахунків кінематичних і динамічних характеристик чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур з проміжним шарніром у вихідному органі не проводилося. Таким чином подібні розрахунки є актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є визначення кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу шляхом встановлення впливу на них конструктивних параметрів даного механізму. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- вибір способу розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури ;
- вибір прототипу для проведення досліджень;
- синтез розрахункових схем кінематичних показників штанг механізму паралельної структури;
- синтез математичної моделі розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу на основі зворотної задачі кінематики даного механізму;
- визначення економічної ефективності від провадження результатів досліджень.

Практичне значення – розроблено математичну модель та проведено розрахунки кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу, визначено вплив основних конструктивних параметрів механізму на величини швидкостей і прискорень штанг та надано рекомендації щодо проектування подібних механізмів з точки зору їх кінематики.

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ РОБОТИ

1.1 Короткий огляд використання чотирьохкоординатних механізмів паралельної структури

Специфіка застосування технологічного обладнання з паралельною кінематикою значно ускладнює питання їх класифікації. Як зазначено в роботі [1], «класифікація технологічного обладнання і, зокрема, верстатного з паралельною кінематикою, у теперішній час взагалі відсутня». Проте в цьому ж джерелі зазначено, що такі спроби з різним успіхом вже здійснювались. Зокрема, відзначається робота кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету, результат якої можна відстежити у роботі [2].

Наведемо класифікацію механізмів паралельної структури за кількістю степеней свободи виконавчого органу, яка безпосередньо залежить від кількості кінематичних ланок механізму. Механізми з двома степенями свободи можуть бути:

- сферичний механізм;
- біпод;
- біглайд;
- ножиці;
- лямбда.

Механізми з трьома степенями свободи можуть бути:

- трипод;
- триглайд;
- дельта;
- лінапод;
- ортоглайд.

Механізми з чотирма степенями свободи можуть бути:

- adept quattro;
- four-rod.

Відсутність прийнятого перекладу механізмів з чотирма степенями свободи показує їх недостатню розповсюдженість. За аналогією з механізмами з іншою кількістю свобод виконавчого органу можна увести такі назви для механізмів з чотирма степенями свободи:

- квадропод;
- квадроглайд.

Механізми з п'ятьма степенями свободи можуть бути:

- пентапод;
- пентаглайд.

Механізми з шістьма степенями свободи можуть бути:

- гексапод;
- гексаглайд.

В цілому можна зазначити, що механізми з паралельною кінематикою, побудовані на основі використання повзунів та штанг постійної довжини, мають у своїй назві закінчення «глайд». Механізми з паралельною кінематикою, побудовані на основі використання кінематичних ланок змінної довжини, мають у своїй назві закінчення «под». Може зустрічатися комбінація використання зазначених кінематичних ланок. Загальноприйнятих назв для таких механізмів нам знайти не вдалося.

Чотирьохкоординатні механізми на основі паралельних кінематичних структур, що застосовуються як технологічні машини в промисловому виробництві, почали вивчатися тільки в останні роки. До цього часу вивчалися в основному шестикоординатні механізми типу гексаподів (рідше – гексаглайдів) як такі, що володіють максимальними характеристиками жорсткості та забезпечують рух вихідного органу по всім можливим координатам; п'ятикоординатні механізми типу пентаподів (рідше – пентаглайдів) як такі, що внаслідок відсутності не завжди потрібного обертання навколо осі Z, мають кращу рухомість при майже аналогічних

технологічних можливостях; трикоординатні механізми, що забезпечують просторові переміщення по всім трьом лінійним координатам декартового простору чи повнорухомі плоскі механізми як частина пристроїв з комбінованими кінематичними структурами; аналогічно двокоординатні механізми як частина пристроїв з комбінованими кінематичними структурами.

На кафедрі машинобудування, мехатроніки і робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету здобувачами під керівництвом Андрія Гречки було розроблено і запатентовано ряд схем чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур. Зокрема, це патенти на корисні моделі 122703 [3], 131333 [4], 146761 [5]. Їх спільною рисою є рух виконавчого органу по трьом лінійним координатам та кутове його переміщення, що дає змогу займати такому органу довільне кутове положення в обраній системі координат. Використання додаткового обертового столу в якості п'ятого координатного руху забезпечує всі випадки можливого взаємного розташування деталі і виконавчого органу механізму на основі паралельних кінематичних структур, а розділення лінійних і обертового його руху дозволяє значно спростити систему керування.

Ряд магістерських робіт (Тетяна Федьоха та Михайло Малицький) були направлені на визначення реакцій, що виникають в штангах таких механізмів. Проте дані дослідження були виконані в статиці. Водночас характеристики таких механізмів при русі вихідного органу не вивчалися. В даній роботі буде вивчено зміну кінематичних показників штанг чотирьохкоординатного механізму на основі паралельних кінематичних структур як основи для подальшого вивчення динамічних показників механізму.

1.2 Основні засади кінематики для розрахунку швидкостей і прискорень

Як показано в джерелі [6], наука кінематика вивчає зміни, що відбуваються з плином часу у положенні тіл у просторі. Кінематика в такому випадку не дає можливості передбачити, як буде рухатися тіло під дією прикладених до нього сил, чи визначити, які сили необхідно прикласти до даного тіла, щоб воно здійснювало заданий рух. Проте кінематика дає можливість встановити просторові і часові міри руху. Окрім самого часу, до таких будемо відносити переміщення, швидкість і прискорення.

В кінематиці використовують в основному три способи завдання руху точки: векторний, природний і координатний. Всі подальші математичні викладки в даному пункті взяті з джерела [6]. При векторному способі виражають положення довільної точки М як функцію її радіус-вектора в часі:

$$\vec{r} = \vec{r}(t),$$

де t – час.

В наступний момент часу $t_1 = t + \Delta t$ точка М опиниться в іншому місці, яке буде визначатися радіус-вектором $\vec{r}_1 = \vec{r}(t + \Delta t)$. Вектор $\Delta \vec{r}$ називається переміщенням точки за час Δt . Шляхом точки називається границя суми абсолютних значень всіх малих переміщень точки за даний проміжок часу:

$$s = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \Delta \vec{r}_i.$$

Якщо траєкторія точки відома, то для визначення місцезнаходження даної точки у просторі достатньо вказати, на якій відстані вона знаходиться від якої небудь іншої точки траєкторії. Відстань, що вимірюється по траєкторії з урахуванням вибраного напрямку відліку дуг, називається також

дуговою координатою. Для позначення дугової координати зачасто використовують «тильду» поверх позначення координати. Природнім способом завдання руху (або по заданій траєкторії) називають вираження дугової координати деякою однозначною неперервною функцією часу:

$$\tilde{s} = \tilde{s}(t).$$

При координатному способі завдання переміщення необхідно визначити кінематичні рівняння руху точки в прямокутних координатах. Як відомо, положення довільної точки М може бути визначено її абсцисою x , ординатою y і аплікатою z , що визначені на трьох взаємно перпендикулярних осях. Відповідно кінематичні рівняння руху точки в прямокутних координатах мають вигляд:

$$x = x(t), \quad y = y(t), \quad z = z(t).$$

Числовим значенням (абсолютною величиною, модулем) швидкості точки в даний момент часу (або справжньою швидкістю точки) будемо називати границю відношення приросту шляху Δs до витраченого на це часу Δt :

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = v.$$

Таким чином, модуль швидкості точки рівний першій похідній від шляху по часу:

$$v = \frac{ds}{dt} = \dot{s}.$$

При векторному способі завдання руху швидкість визначається за формулою:

$$\vec{v} = \frac{\vec{dr}}{dt}.$$

Вектор $\vec{v}$ як і будь-який вектор визначається модулем і напрямком. Модуль справжньої швидкості ми визначили, а напрямком даного вектора є дотична до траєкторії в місці знаходження досліджуваної точки з напрямком в сторону руху точки. Також вектор $\vec{v}$ можна представити як добуток модуля швидкості на одиничний вектор швидкості $\vec{v}^0$:

$$\vec{v} = v^0 \frac{ds}{dt}.$$

При природньому способі задання руху алгебраїчна швидкість точки дорівнює:

$$\tilde{v} = \frac{d\tilde{s}}{dt}.$$

При координатному способі завдання руху розглядаються швидкості проєкцій довільної точки М на декартові осі. Для проєкцій v_x , v_y , v_z швидкості точки М на осі координат можна записати наступну систему:

$$\left. \begin{aligned} v_x &= v \cos \alpha_v = \frac{ds}{dt} \frac{dx}{ds} = \frac{dx}{dt} \\ v_y &= v \cos \beta_v = \frac{ds}{dt} \frac{dy}{ds} = \frac{dy}{dt} \\ v_z &= v \cos \gamma_v = \frac{ds}{dt} \frac{dz}{ds} = \frac{dz}{dt} \end{aligned} \right\}$$

де $\cos\alpha_v, \cos\beta_v, \cos\gamma_v$ – напрямні косинуси елементарного переміщення.

Зважаючи на властивість суми квадратів косинусів бути рівною одиниці, можна записати:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} \quad \text{або} \quad v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}.$$

Таким чином, вирази для знаходження напрямних косинусів мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \cos\alpha_v &= \frac{v_x}{v} = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}} \\ \cos\beta_v &= \frac{v_y}{v} = \frac{\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}} \\ \cos\gamma_v &= \frac{v_z}{v} = \frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}} \end{aligned} \right\}$$

Прискорення є першою похідною від вектора швидкості по часу:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt},$$

або другою похідною по часу від радіус-вектора довільної точки М:

$$\vec{a} = \frac{d^2\vec{r}}{dt^2}.$$

При векторному способі завдання руху більш зручним є розкладення прискорення на дотичне (тангенціальне) і нормальне. Дотичне (тангенціальне) прискорення рівне:

$$a_T = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2},$$

або у векторному вигляді:

$$\vec{a}_T = \frac{dv}{dt} \vec{v}^0.$$

Нормальне прискорення рівне:

$$a_N = \frac{v^2}{\rho},$$

де ρ – радіус кривини траєкторії.

У векторному вигляді нормальне прискорення рівне:

$$\vec{a}_N = v \frac{d\vec{v}^0}{dt}.$$

Загальне прискорення при векторному способі завдання руху визначається за формулами:

$$\vec{a} = \vec{a}_T + \vec{a}_N \text{ або } a = \sqrt{a_T^2 + a_N^2}.$$

Аналогічні викладки для розрахунку прискорення використовують і при природньому способі завдання руху. При координатному способі

завдання руху використовують перші похідні проекцій швидкості по часу чи другі похідні переміщень по часу. Математично це виглядає так:

$$\left. \begin{aligned} a_x &= \frac{dv_x}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = a \cos \alpha_a \\ a_y &= \frac{dv_y}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2} = a \cos \beta_a \\ a_z &= \frac{dv_z}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2} = a \cos \gamma_a \end{aligned} \right\}$$

де $\cos \alpha_a, \cos \beta_a, \cos \gamma_a$ – напрямні косинуси прискорення.

Як і для швидкості, зважаючи на властивість суми квадратів косинусів бути рівною одиниці, можна записати:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad \text{або} \quad a = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}.$$

Також при координатному способі завдання руху можна визначити дотичне (тангенційне) прискорення

$$a_T = \frac{v_x a_x + v_y a_y + v_z a_z}{v}$$

та нормальне прискорення

$$a_N = \frac{v_x a_y - a_x v_y}{v}.$$

При цьому радіус кривини траєкторії дорівнює:

$$\rho = \frac{v^3}{v_x a_y - a_x v_y}.$$

Остаточне рішення про використання того чи іншого способу завдання руху та пов'язані з ним формули для знаходження кінематичних характеристик будуть прийняті після ознайомлення зі зворотною кінематичною задачею визначення положення приводних механізмів за заданого положення вихідного органу.

1.3 Опис прототипу досліджень

Аналіз згаданих джерел [3] – [5] показує, що всі вони засновані на принципі, закладеному у винаході Реймонда Клавела (професора Федерального політехнічного університету Лозани, Швейцарія) US4976582 «Пристрій для переміщення і позиціювання елемента у просторі» [7]. Він придумав блискучу ідею використання принципу паралелограмів для створення паралельного робота із трьома поступальними і однією обертальною ступенями рухомості. Використання паралелограмів дозволяє вихідному органу залишатися нерухомим відносно конструкції при нерухомості приводів. Використання трьох таких паралелограмів дає можливість пересуватися вихідному органу по всьому простору робочої зони.

Зупинимося на більш простому пристрої, описаного у джерелі [3]. Це патент України на корисну модель № 122703 авторства Гречка А.І. та Лимар Я.В..

Метою даного винаходу було підвищення рухомості вихідного органу зі шпинделем з приводом його переміщень на основі паралельних кінематичних структур з чотирма штангами шляхом розділення штанг на

функціональні групи та забезпечення довільного взаємного просторового розташування шпинделя відносно заготовки.

Вказана мета була досягнута тим, що у пропонованому рішенні вихідний орган складається з двох частин, поєднаних між собою шарніром, причому три штанги приєднується до однієї частини вихідного органу і мають конструкцію, що забезпечує переміщення цієї частини вихідного органу по трьом лінійним координатам без зміни кутової орієнтації відносно станини, а інша одна штанга приєднана до другої частини вихідного органу, причому ця частина містить шпиндель, вісь обертання якого в одному з кутових положень співпадає з віссю обертання заготовки.

Схема верстата з комбінованою кінематичною структурою приведена на рис. 1.1.

На станині 1 розміщено три приводи подач 2 штанг 3 та один привод подачі 4 штанги 5. Всі штанги пов'язані шарнірно з вихідним органом, що складається з двох частин 6 і 7, причому частина 7 містить шпиндель 8, поєднаних між собою шарніром 9. Штанги 3 пов'язані з однією частиною 6 вихідного органа, а штанга 5 – з іншою частиною 7 вихідного органа. Конструкція штанг 3 та їхніх шарнірів така, що забезпечує переміщення частини 6 вихідного органу по трьом лінійним координатам без зміни кутової орієнтації відносно станини. На станині також встановлено привід 10, що забезпечує обертання заготовки 11.

Переміщення штанги 5 визначатиме взаємне кутове положення частин 6 і 7 вихідного органа. Наявність шарніру 9 дозволяє здійснювати необхідний поворот частини 7 вихідного органа без зміни просторового положення його частини 6. Таким чином досягається функціональне розділення штанг на групи: штанги 3 визначають положення вихідного органа по лінійним координатам, а штанга 5 – по кутовій координаті.

Поєднання повороту шпинделя 8 та можливість його лінійних переміщень у просторі в поєднанні з обертальним рухом заготовки 11 у

пропонованому рішенні забезпечує довільне взаємне просторове розташування шпинделя відносно заготовки.

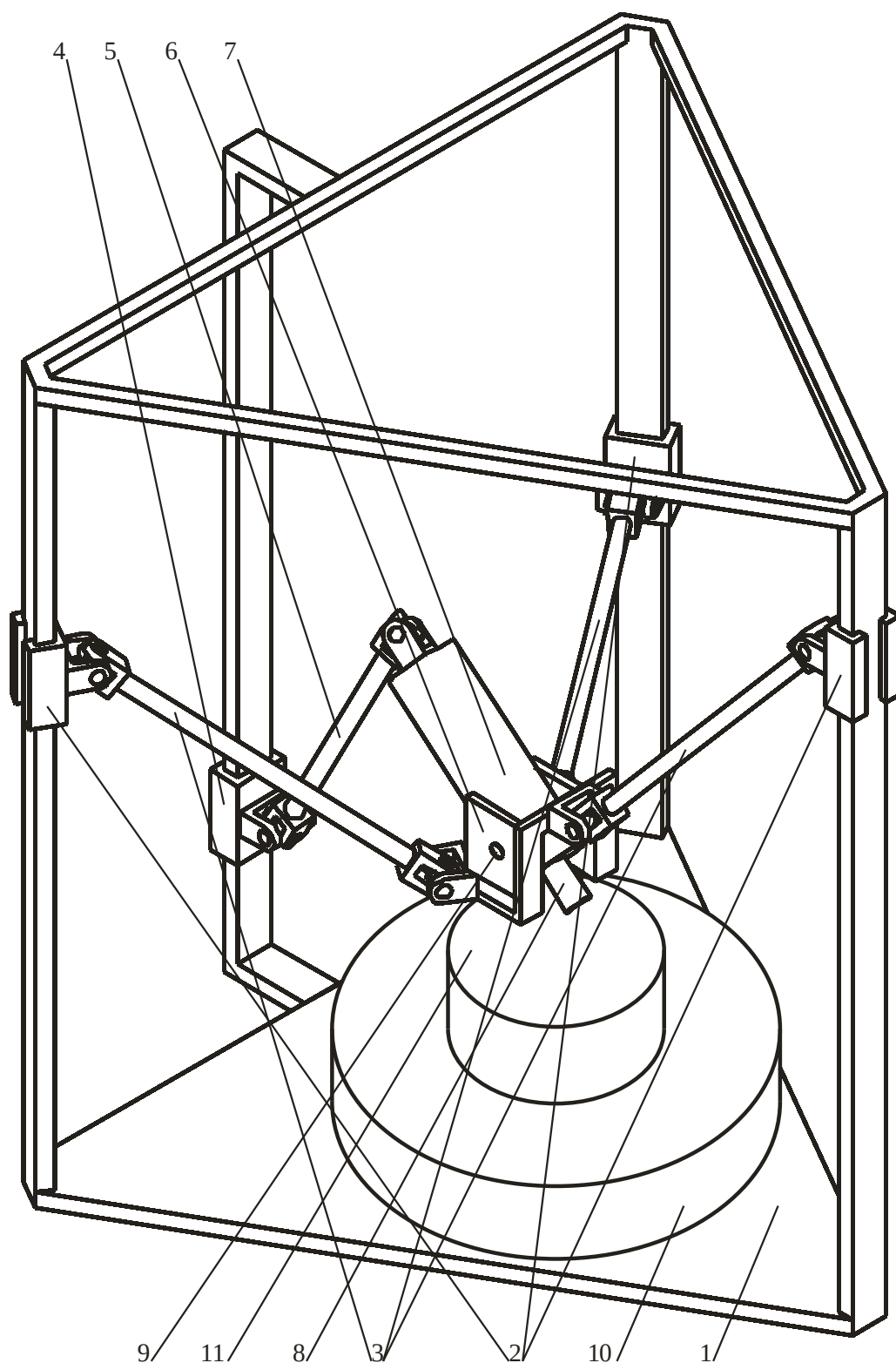


Рис. 1.1. Схема приводу переміщення вихідного органу верстата за патентом № 122703.

На рис. 1.2 показана схема реалізації чотирьохкоординатного механізму з паралельною кінематикою з додатковим шарніром на робочому органі на основі попереднього механізму. В якості основи використовується базова платформа 1. Це може бути або елемент окремого механізму, або частина більш складного, що містить у собі представлений. До базової платформи 1 кріпляться напрямні 3 за допомогою нижніх кронштейнів 4. Оскільки в якості функціональної реалізації механізму з паралельною кінематикою обрано тип «дельта» з попарними штангами постійної довжини, то кожна з напрямних 3 представлена парою, по яким рухаються повзуни 2. Для забезпечення лінійних переміщень робочого органа по трьом взаємоперпендикулярним напрямкам кількість приводних механізмів, кінцевими ланками яких являються повзуни 2, повинна бути рівна також трьом. Сам тип приводного механізму може бути різним, на рис. 1.2 такі приводи відсутні.

Отже, маємо три пари напрямних 3, по яких переміщуються три повзуни 2, що забезпечують кінематичну функцію переміщення робочого органу по трьом взаємоперпендикулярним координатам. Для забезпечення правильної просторової орієнтації напрямних 3 вони у верхній частині через відповідні кронштейни 5 кріпляться до верхньої кришки 12, чим забезпечується також і їхня жорсткість. Сам робочий орган складається з двох основних частин: власне робочого органу 10, що містить вихідний орган приводу головного руху, та рухомої платформи 8. Обидві частини пов'язані між собою додатковим кронштейном 9 і мають можливість взаємного повороту один відносно іншого. Рухома платформа 8 з'єднується з повзунами 2 за допомогою системи подвійних штанг, одна з яких подовжена 7, а інші дві короткі 6. Розділення системи попарних штанг на короткі 6 і подовжену 7 викликана конструктивними особливостями механізму та габаритами робочого простору і розташуванням відносно нього робочого органу 10. Таким чином, рухома платформа 8, дві пари коротких штанг 6 і одна подовжена пара штанг 7, та три повзуна 2 утворюють систему лінійних

переміщень даної рухомої платформи 8. Штанги 6 і 7 приєднуються до платформи 8 та повзунів 2 за допомогою шарнірів. Шарніри можуть бути як сферичними, так і карданными. На рис. 1.2 їх тип не уточнюється.

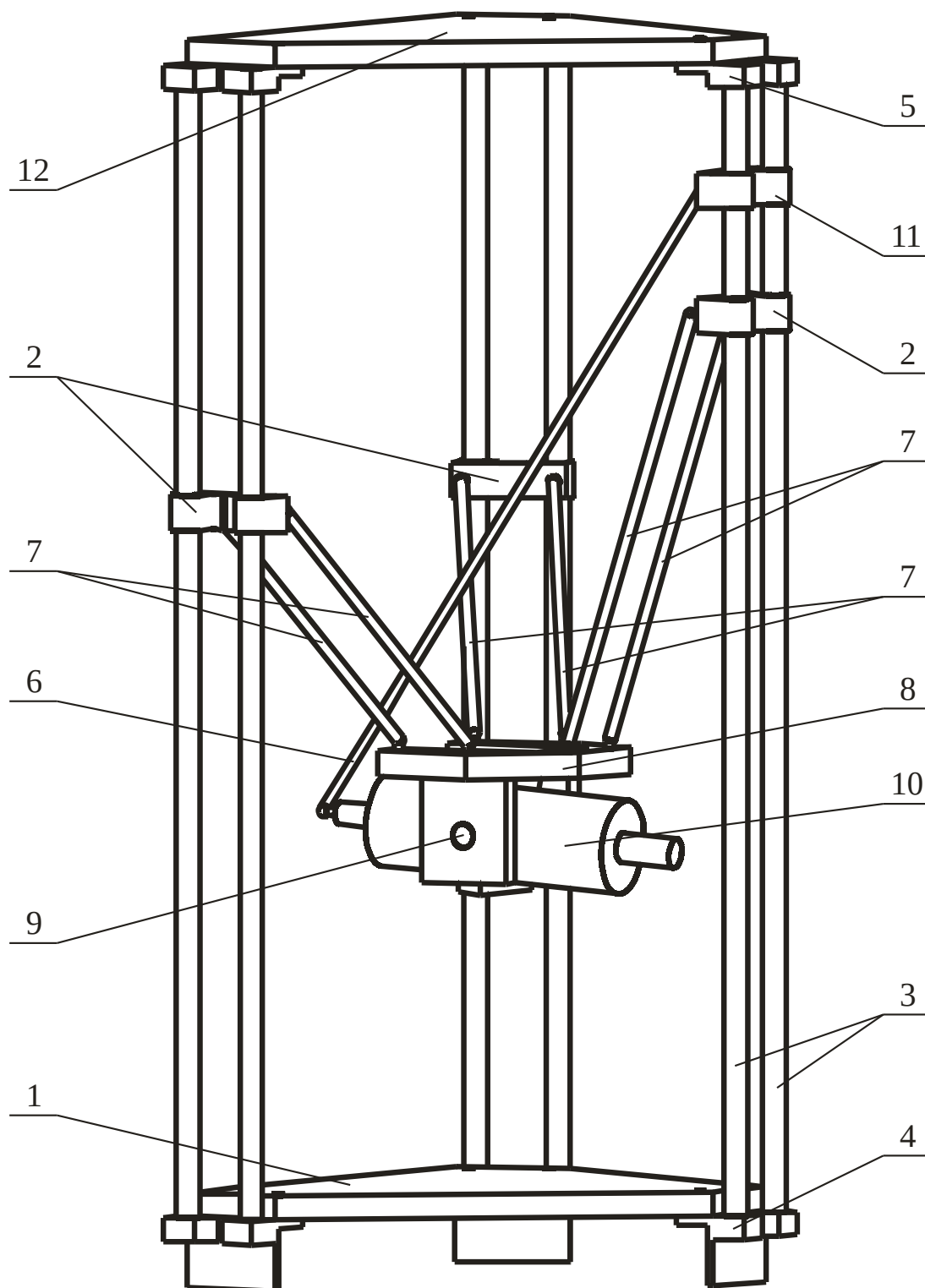


Рис. 1.2. Загальний вигляд прототипу досліджень

Система повороту робочого органу 10 навколо кронштейну 9 відносно рухомої платформи 9 складається з окремого приводного повзуна 11, який переміщується по тій же парі напрямних 3, по яким переміщується повзун 2, пов'язаний з подовженою парою штанг 7. Саме за такого конструктивного виконання забезпечується поворот робочого органу 10 відносно рухомої платформи 8 на кут не менше 90° без особливого положення штанги 6, що шарнірно пов'язує між собою повзун 11 та робочий орган 10. Штанга 6 викривлена для забезпечення можливості паралельного розташування осі робочого органу 10 відносно базової платформи 1.

Лінійні переміщення рухомої платформи 8 за допомогою повзунів 2 не викликають переміщення повзуна 11. І навпаки, переміщення повзуна 11 не викликають переміщення рухомої платформи 8 і повзунів 2. Цим досягається функціональна кінематична розділеність систем лінійного переміщення і повороту робочого органу 10.

1.4 Мета і задачі досліджень

Чотирьохкоординатні механізми на основі паралельних кінематичних структур, що застосовуються як технологічні машини в промисловому виробництві, на даний час є найменш вивченими серед інших подібних пристроїв. Запропонований принцип розділення лінійних і кутових переміщень вихідного органу дозволяє за високої рухомості скоротити габаритні розміри всього механізму паралельної кінематики. При цьому за наявності стола обертання деталі вихідний орган і вказана деталь можуть займати будь-яке довільне положення у напівпросторі можливих переміщень. Проте наявність проміжного шарніру, додаткового до мінімально необхідних, очевидно сприятиме певному зменшенню жорсткості механізму в цілому.

Здійснені до цього спроби розрахунку силового навантаження стосувалися випадків статичної дії навантажуючої сили. Розрахунків кінематичних і динамічних характеристик чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур з проміжним шарніром у вихідному органі не проводилося. Таким чином подібні розрахунки є актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Метою даної роботи є визначення кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу шляхом встановлення впливу на них конструктивних параметрів даного механізму. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- вибір способу розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури ;
- вибір прототипу для проведення досліджень;
- синтез розрахункових схем кінематичних показників штанг механізму паралельної структури;
- синтез математичної моделі розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу на основі зворотної задачі кінематики даного механізму;
- визначення економічної ефективності від провадження результатів досліджень.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

2.1 Введення еквівалентних штанг

Аналізуючи принцип роботи механізму переміщення рухомої платформи обраного у попередньому розділі роботи прототипу досліджень, робимо висновок, що геометричні залежності, знайдені для одного повзуна, будуть справедливими і для двох інших у випадку симетричного механізму. При цьому кожену пару паралельних штанг при розрахунку їх довжин можна замінити однією еквівалентною, а враховуючи симетричність механізму ці еквівалентні штанги також будуть рівними між собою. Перед початком розрахунку геометричних залежностей механізму також необхідно привести дані еквівалентні штанги до однієї точки на вихідному органі. Фізично це зробити неможливо, тому введемо коригуючі поправки. Для їх визначення розглянемо схему, приведену на рис. 2.1. Для зручності сприйняття дана схема зображена у двох проекціях.

Отже, кожену реальну пару паралельних штанг механізму зводимо до однієї еквівалентної штанги шляхом перенесення по колу радіусом r розташуваннях даних пар штанг на відстань, рівну t , якщо за $2t$ взяти відстань між паралельними штангами на вихідному органі механізму. При цьому центр отриманої еквівалентної штанги кожної паралельної пари буде розташовуватися на тому ж колі, що і реальні штанги. Наступним кроком перенесення буде зведення центрів отриманих трьох еквівалентних штанг в одну точку, що співпадає з центром кола, на якому розташовуються реальні штанги. Таким чином, відстань наступного перенесення дорівнює r .

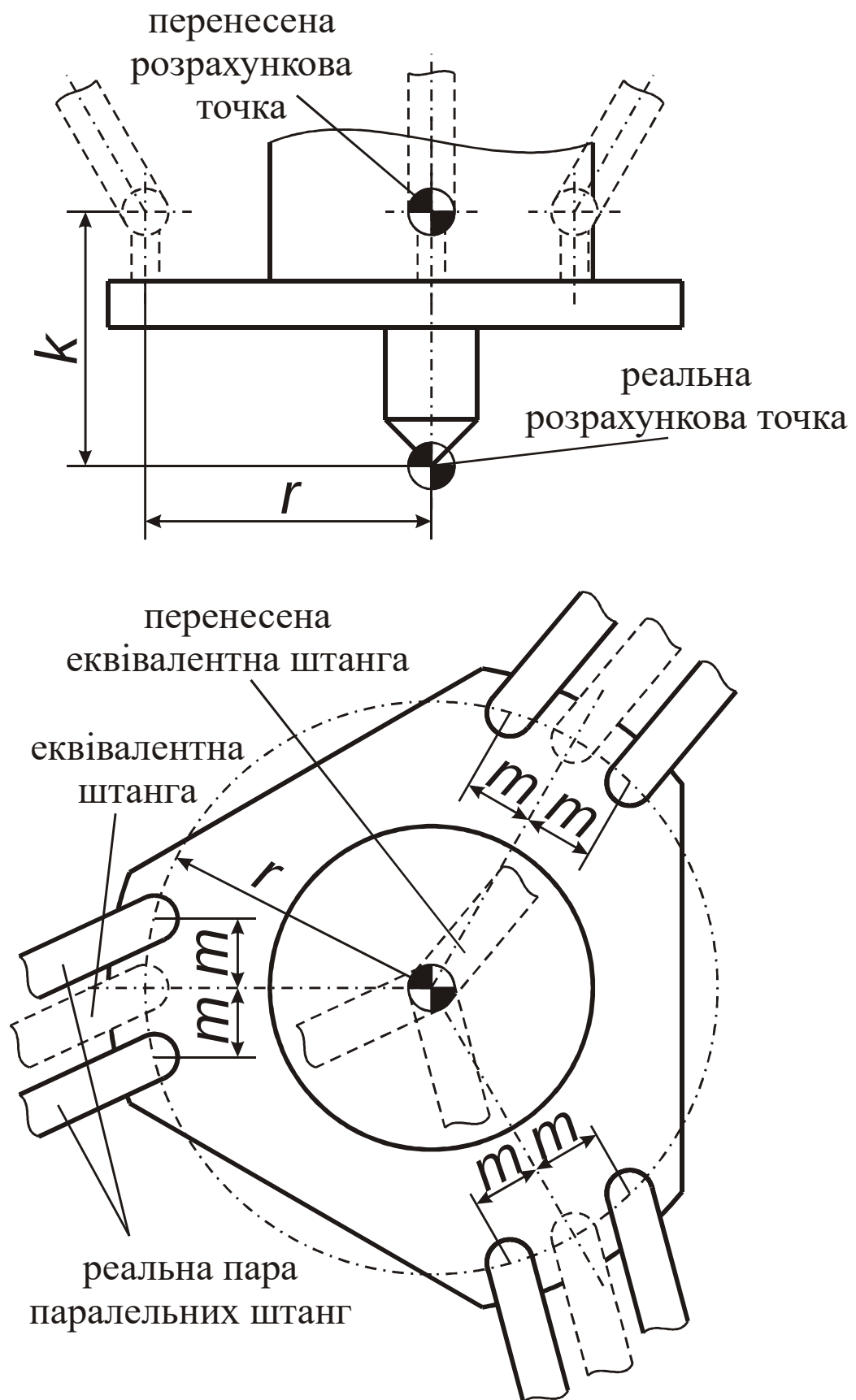


Рис. 2.1. Схема перенесення розрахункової точки для пар паралельних штанг механізму

Положення отриманої перенесеної розрахункової точки механізму (надалі просто розрахункова точка) відрізняється від положення його реальної розрахункової точки. Це пояснюється тим, що як правило в якості останньої найчастіше використовуються вершина інструмента або виконавчого пристрою, розміщеного на вихідному органі механізму паралельної структури. При цьому положення осі, що проходить через реальну розрахункову точку механізму паралельно площині розташування центрів паралельних штанг на виконавчому органі також найчастіше співпадає з центром кола радіуса r , як представлено на схемі, показаній на рис. 2.1. Приймаємо аналогічне правило для механізму, що розглядається у даній роботі. Відтак матимемо, що реальна і перенесена розрахункові точки розташовуватимуться на відстані k вздовж осі, що проходить через центра кола радіуса r . Дану обставину за необхідності будемо враховувати при інтерпретації результатів наступних досліджень у даній роботі.

Аналогічним чином слід розмірковувати і при розгляді центрів шарнірів на приводних повзунах. Зведення еквівалентних штанг в одну точку, що співпадає з центром кола радіуса r , викличе необхідність аналогічного перенесення у поперечній площині і напрямних, по яких рухаються повзуни. Постає питання уведення еквівалентної напрямної. Для пояснення звернемося до схеми, представленої на рис. 2.2.

Для зручності сприйняття на схемі з рисунку 2.2 показаний лише один з трьох приводних механізмів приводу подачі. Для інших двох пояснення аналогічне. Як зрозуміло з даної схеми, маємо справу з паралельним переносом центрів шарнірів штанг на приводних повзунах. Паралельне перенесення відбувається в тому ж самому напрямку, що і для рухомої платформи зі схеми на рисунку 2.1. В новому положенні приводний повзун переміщуватиметься по еквівалентній напрямній. За таку умовну напрямну приймаємо не реальні фізичні напрямні чи їх еквівалент при паралельному перенесенні, а слід переміщення центру шарніру штанги на приводному повзуні.

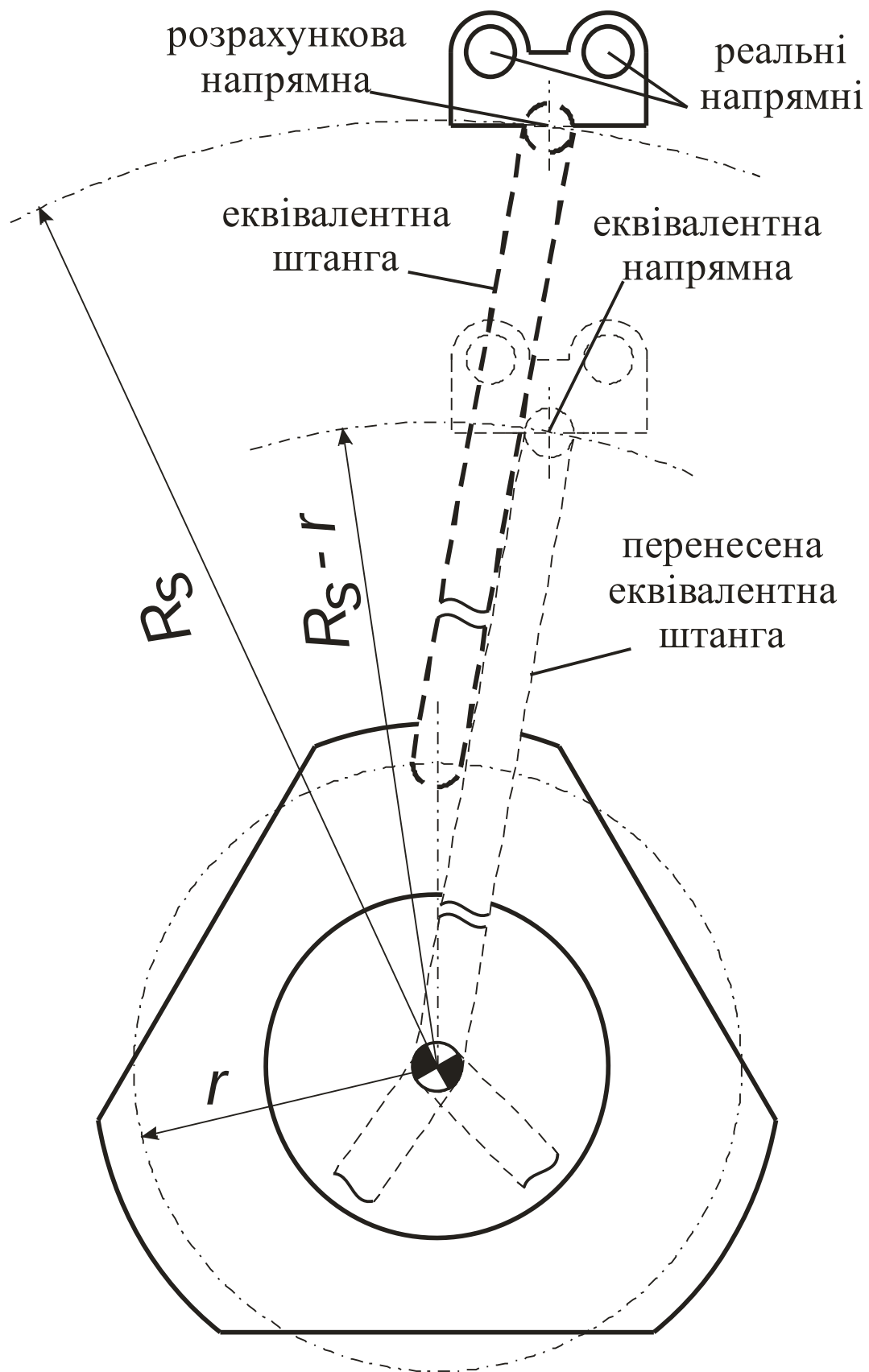


Рис. 2.2. Схема перенесення центру обертання приводної штанги
внаслідок зміщення еквівалентної штанги

В подальших розрахунках за необхідності слід враховувати, що радіус розміщення розрахункових напрямних також зменшиться на величину r . При цьому дані операції не можна застосовувати для приводу повороту вихідного органу відносно рухомої платформи.

2.2 Математична модель розрахунку кінематичних показників штанг на основі зворотної задачі кінематики

Як було показано в попередньому розділі, кінематичними показниками штанг будемо вважати їх швидкість та прискорення. Проте штанги при роботі механізму паралельної структури здійснюють складний рух: переносний поступальний та відносний обертальний, а саме – коливальний. Тому розраховувати показники для якоїсь однієї точки на штанзі було б на нашу думку неправильно. Відтак обираємо три точки: дві на кінцях і одна посередині. Остання точка в більшості практичних випадків конструкцій механізмів паралельної кінематики зі штангами постійної довжини співпадатиме з розташуванням центру маси штанги, тобто також матиме практичне значення.

Можна виділити два підходи до побудови математичної моделі у даному випадку. Перший полягає у тому, що задаючи закони руху приводних повзунів на напрямних ми будемо розраховувати закон руху виконавчого органу. Такий підхід будується на розв'язанні прямої кінематичної задачі для механізму паралельної структури. Другий підхід полягає у завданні закону руху вихідного органу і, як наслідок, розрахунку законів руху приводних повзунів на напрямних. Такий підхід будується на розв'язанні зворотної кінематичної задачі для механізму паралельної структури. Оскільки в переважній більшості першочерговим є забезпечення закону руху вихідного органу, то будемо використовувати другий з описаних підходів.

Приведення пар паралельних штанг до однієї точки, яке розглядалася в попередньому пункті, ніяким чином не вплине на зміну кінематичних показників штанг. При цьому поведінка кожної еквівалентної штанги буде відповідати поведінці складових штанг тієї пари, для якої вона і є власне еквівалентною. Звернімося до ряду робіт попередників, в яких вже розглядалася зворотня кінематична задача для механізму типу «паралельна дельта» (Я. Лимар, Р. Галка, В. Ковальчук, Г. Чарієва та інші). Основна ідея такого розрахунку полягала у послідовному знаходженні катетів прямокутного трикутника при заданій гіпотенузі. Зобразимо на рисунку 2.3 схему знаходження першого катету прямокутного трикутника для нашої моделі.

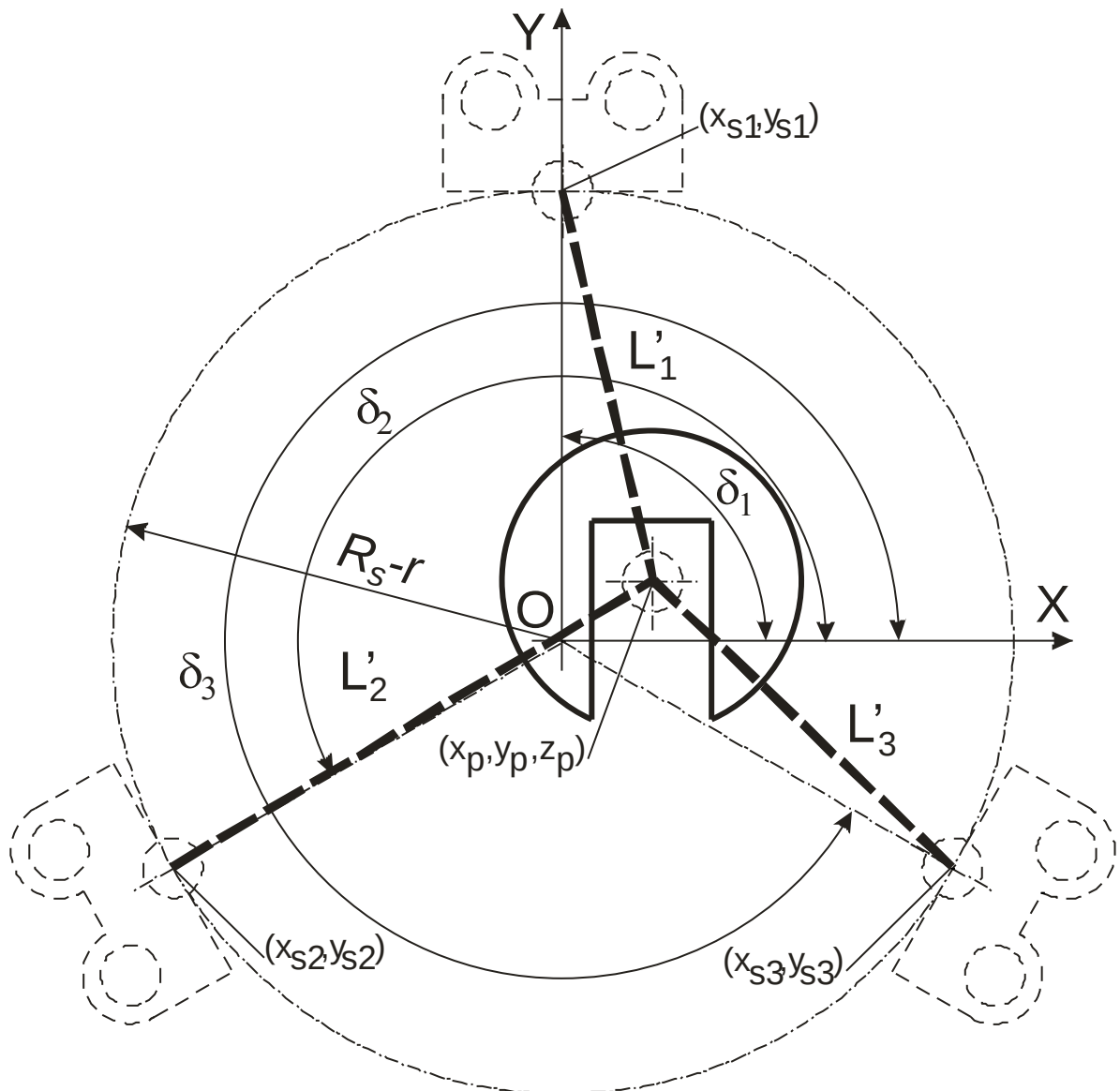


Рис. 2.3. Схема до знаходження проєкцій штанг на площину XOY

Приймемо систему координат в центрі робочого простору механізму, яка в початковому положенні співпадає з площиною основи. В даній площині розмістимо координатну площину XOY . Виконавши перенесення штанг на рухомій платформі до однієї точки, розмістимо платформу довільним чином та позначимо координати точки поєднання центрів шарнірів штанг на ній як x_p, y_p, z_p . Також внаслідок попереднього синтезу механізму нам будуть відомі радіуси розташування напрямних R_s та центрів шарнірів штанг на рухомій платформі r . Саме на величину r у даній площині і проводиться поєднання центрів шарнірів штанг згідно попереднього пункту роботи. Кути розташування напрямних $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ переміщення приводних повзунів штанг 1, 2, 3 відповідно також задаються. Звідси можна знайти координати розташування напрямних як слідів положення центрів шарнірів штанг на приводних повзунах у площині XOY :

$$x_{s1} = (R_s - r) \cos \delta_1, \quad y_{s1} = (R_s - r) \sin \delta_1;$$

$$x_{s2} = (R_s - r) \cos \delta_2, \quad y_{s2} = (R_s - r) \sin \delta_2;$$

$$x_{s3} = (R_s - r) \cos \delta_3, \quad y_{s3} = (R_s - r) \sin \delta_3.$$

Кожна зі штанг приводу переміщення рухомої платформи у площині XOY матиме відповідну проекцію, які знаходяться за формулами:

$$L'_1 = \sqrt{(x_{s1} - x_p)^2 + (y_{s1} - y_p)^2};$$

$$L'_2 = \sqrt{(x_{s2} - x_p)^2 + (y_{s2} - y_p)^2};$$

$$L'_3 = \sqrt{(x_{s3} - x_p)^2 + (y_{s3} - y_p)^2}.$$

Тепер розглянемо схему з рисунку 2.3 в іншій проекції та зобразимо отримане на рисунку 2.4.

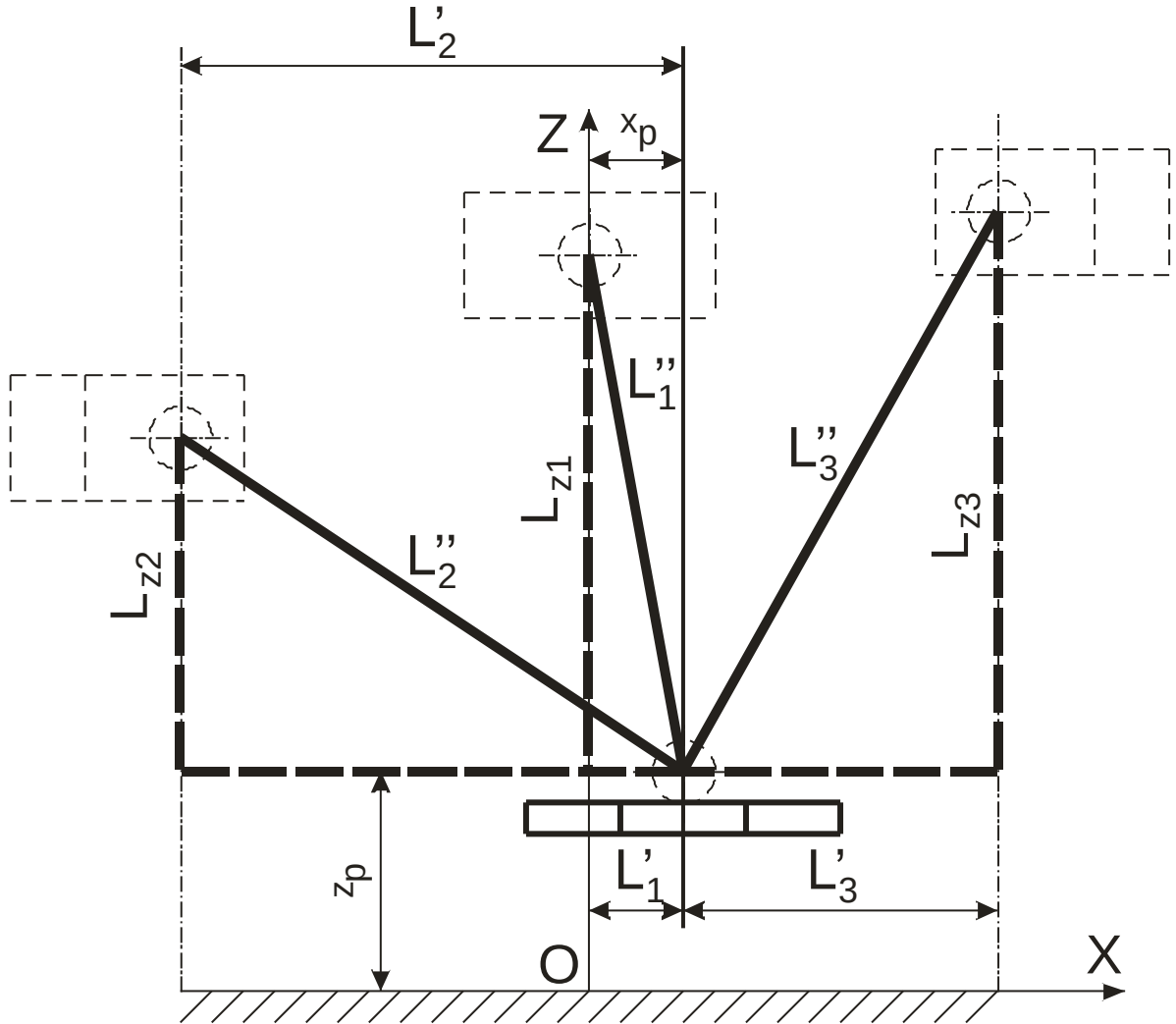


Рис. 2.4. Схема до розрахунку висот положення повзунів на напрямних

Знайдені з попередньої схеми катети L'_1 , L'_2 , L'_3 зображені на даній схемі як проекції на площину XOZ , однак ми знаємо їх повну величину. Також нам відомі довжини штанг L_1 , L_2 , L_3 , які на схемі на рисунку 2.4 показані в проекціях L''_1 , L''_2 , L''_3 на площину XOZ . Шукані катети L_{z1} , L_{z2} , L_{z3} показані на даній схемі в повну величину. З теореми Піфагора ми можемо визначити їх величину, а для визначення висоти положення центру шарніру

штанги на приводному повзуні до величини відповідного катету необхідно додати координату z_p . В результаті матимемо:

$$z_{s1} = z_p + \sqrt{L_1^2 - (x_{s1} - x_p)^2 - (y_{s1} - y_p)^2};$$

$$z_{s2} = z_p + \sqrt{L_2^2 - (x_{s2} - x_p)^2 - (y_{s2} - y_p)^2};$$

$$z_{s3} = z_p + \sqrt{L_3^2 - (x_{s3} - x_p)^2 - (y_{s3} - y_p)^2}.$$

За кутове положення вихідного органу відповідає приводний повзун з штангою 4. Зі схеми на рисунку 2.5 стає очевидним, що кожному кутовому положенню φ вихідного органу відповідатиме сукупність координат x_k, y_k, z_k центру шарніру К, що залежить від координат x_p, y_p, z_p та геометричних розмірів самого вихідного органу. Якщо прийняти таку його умовну конструкцію, як показано на рисунку 2.5, то координати точки К розраховуватимуться наступним чином:

$$y_k = y_p - C - T \cos \varphi + U \sin \varphi;$$

$$z_k = z_p - V + T \sin \varphi + U \cos \varphi.$$

За умови симетричності конструкції виконавчого органу відносно площини YOZ координата $x_k = x_p$, проте в іншому випадку може бути корекція на постійну величину.

Також зважаємо на те, що корекції радіусу розташування прямої приводного повзуна механізму повороту вихідного органу не здійснюється. Отже, в даному випадку положення напрямних для приводних повзунів штанг 1 і 4 буде умовно різним, хоча фактично це одна і та сама напрямна.

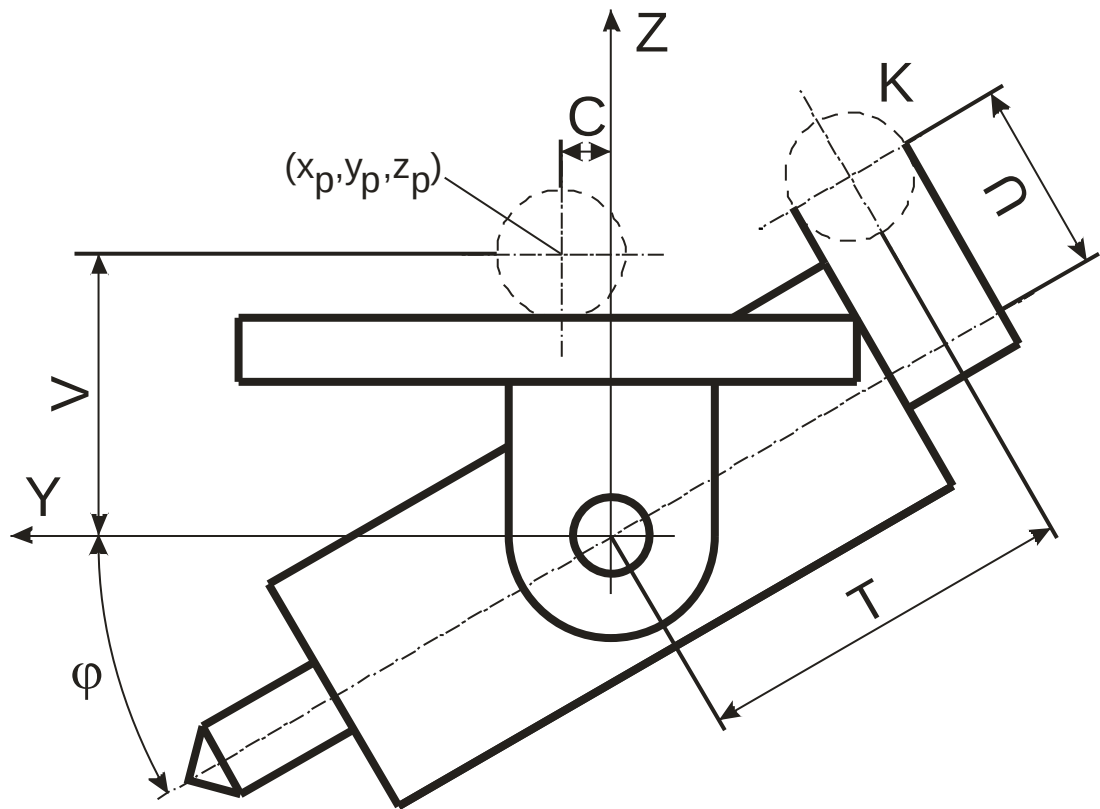


Рис. 2.5. Схема до розрахунку координат центру шарніру на поворотному елементі вихідного органу

Тому вводимо умовну напрямну 4 і розрахуємо окремо координати її положення в площині XOY відповідно до схеми на рисунку 2.3:

$$x_{s4} = R_s \cos \delta_1, \quad y_{s4} = R_s \sin \delta_1.$$

Продовжуючи за аналогією до інших штанг знаходимо проекцію штанги 4 на площину XOY:

$$L'_4 = \sqrt{(x_{s4} - x_k)^2 + (y_{s4} - y_k)^2}.$$

При розрахунку висоти положення приводного повзуна штанги 4 на напрямній у формулі замість координат x_p, y_p, z_p підставляємо координати x_k, y_k, z_k :

$$z_{s4} = z_k + \sqrt{L_4^2 - (x_{s4} - x_k)^2 - (y_{s4} - y_k)^2}.$$

Отриманий розв'язок зворотньої кінематичної задачі для чотирьохкоординатного механізму паралельної кінематичної структури показує, що більш зручним у даному випадку для розрахунку кінематичних показників штанг буде використання координатного методу завдання закону руху. Основні залежності беремо з попереднього розділу даної роботи.

Положення розрахункової точки на штанзі буде визначатися координатами:

$$x_{r1} = x_p + (x_{s1} - x_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad y_{r1} = y_p + (y_{s1} - y_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad z_{r1} = z_p + (z_{s1} - z_p) \frac{l_p}{L_p};$$

$$x_{r2} = x_p + (x_{s2} - x_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad y_{r2} = y_p + (y_{s2} - y_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad z_{r2} = z_p + (z_{s2} - z_p) \frac{l_p}{L_p};$$

$$x_{r3} = x_p + (x_{s3} - x_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad y_{r3} = y_p + (y_{s3} - y_p) \frac{l_p}{L_p}, \quad z_{r3} = z_p + (z_{s3} - z_p) \frac{l_p}{L_p};$$

$$x_{r4} = x_k + (x_{s4} - x_k) \frac{l_p}{L_p}, \quad y_{r4} = y_k + (y_{s4} - y_k) \frac{l_p}{L_p}, \quad z_{r4} = z_k + (z_{s4} - z_k) \frac{l_p}{L_p}$$

з урахуванням віддалення l_p від початкової точки на вихідному органі вздовж довжини штанги, що змінюється в межах від 0 до L_p .

Приймаємо, що в початковий момент часу розрахункові координати вихідного органу рівні x_{pi} , y_{pi} , z_{pi} для рухомої платформи та x_{ki} , y_{ki} , z_{ki} для поворотного елемента вихідного органу. За отриманими при розв'язку зворотньої кінематичної задачі залежностями їм будуть відповідати

координати z_{sjj} , де індекс j відповідає номеру штанги від 1 до 4. Очевидно, що координати x_{sjj} та y_{sjj} будуть незмінними. В початковий момент часу визначаються координати розрахункової точки x_{rji} , y_{rji} , z_{rji} .

Через певний проміжок часу Δt за завданням законом руху координати зміняться і будуть рівними x_{pi+1} , y_{pi+1} , z_{pi+1} для рухомої платформи та x_{ki+1} , y_{ki+1} , z_{ki+1} для поворотного елемента вихідного органу. Відповідно будуть визначеними і координати розрахункової точки x_{rji+1} , y_{rji+1} , z_{rji+1} . Приріст даних координат за прийнятий приріст часу становитиме проекцію швидкості розрахункової точки:

$$v_{xji} = \frac{x_{rji+1} - x_{rji}}{\Delta t};$$

$$v_{yji} = \frac{y_{rji+1} - y_{rji}}{\Delta t};$$

$$v_{zji} = \frac{z_{rji+1} - z_{rji}}{\Delta t}.$$

Загальна швидкість визначається як геометрична сума складових проекцій швидкостей за формулою:

$$v_{ji} = \sqrt{v_{xji}^2 + v_{yji}^2 + v_{zji}^2}.$$

За той же самий проміжок часу Δt проекції швидкості можуть змінити своє значення з v_{xji} , v_{yji} , v_{zji} до v_{xji+1} , v_{yji+1} , v_{zji+1} . Приріст проекцій швидкостей за прийнятий приріст часу становитиме проекцію прискорення розрахункової точки:

$$a_{xji} = \frac{v_{xji+1} - v_{xji}}{\Delta t};$$

$$a_{yji} = \frac{v_{yji+1} - v_{yji}}{\Delta t};$$

$$a_{zji} = \frac{v_{zji+1} - v_{zji}}{\Delta t}.$$

Загальне прискорення визначається як геометрична сума складових проекцій прискорень за формулою:

$$a_{ji} = \sqrt{a_{xji}^2 + a_{yji}^2 + a_{zji}^2}.$$

На цьому математичну модель розрахунку кінематичних показників штанг чотирьохкоординатного механізму паралельної структури можна вважати розробленою в необхідному обсязі.

2.3 Дослідження кінематичних показників штанг

Як було зазначено в попередньому пункті роботи при синтезі математичної моделі будемо досліджувати кінематичні показники кожної з штанг в трьох точках: на кінцях і по середині. Визначення необхідних розмірів елементів проведемо на основі залежностей, представлених в магістерській роботі Яни Лимар. Приймаємо, що довжини штанг механізму переміщення рухомої платформи будуть рівними 500 мм. Радіус розташування напрямних рівний 150 мм. При цьому будемо вважати, що дана величина вже враховує корекцію внаслідок використання еквівалентних штанг і зведення всіх її центрів шарнірів на рухомій платформі в одну точку.

Також на першому етапі приймемо, напрямні на колі свого розташування в площині XOY розміщуються рівномірно, тобто значення кутів δ наступні: $\delta_1 = 90^\circ$, $\delta_2 = 210^\circ$, $\delta_3 = 330^\circ$.

Звернімо увагу, що робота штанги приводу повороту вихідного органу навколо шарніру рухомої платформи при незмінному кутовому положенні самого вихідного органу буде аналогічна штанзі, що кріпиться до повзуна, розташованого на тій же самій напрямній, але з більшою довжиною самої штанги. Для зменшення об'єму розрахунків без втрати їх інформативності дослідження кінематичних показників штанги приводу повороту вихідного органу будемо проводити тільки при зміні кутового положення цього органу, а при переміщенні рухомої платформи дослідження для зазначеної штанги проводитися не будуть. Для розуміння зміни кінематичних показників для даної штанги окремо проведемо дослідження при зміні довжини еквівалентної штанги.

Зважаючи на характер роботи прийнятого прототипу досліджень розрахунки кінематичних показників штанг механізму переміщення рухомої платформи при переміщенні вздовж осі Z проводити не будемо. Таким чином, визначатимемо зміну кінематичних показників тільки при русі рухомої платформи в площині XOY , причому під рухом платформи вважатимемо переміщення її розрахункової точки, за яку прийнято точку суміщення центрів шарнірів еквівалентних штанг.

Перед початком досліджень визначемо закон завдання руху. Приймаємо переміщення переміщення платформи з рівномірною швидкістю 10 мм/с.

На рисунках 2.6 – 2.11 представлені графіки зміни кінематичних показників штанг при русі рухомої платформи в діапазоні зміни координати $y = -100 \dots 100$ мм при $x = 0$ мм. Тут і надалі до інших пояснень суцільною лінією зображені кінематичні показники точки штанги на рухомій платформі, пунктирною лінією – по середині штанги, лінією пунктирною з точкою – точки штанги на повзуні.

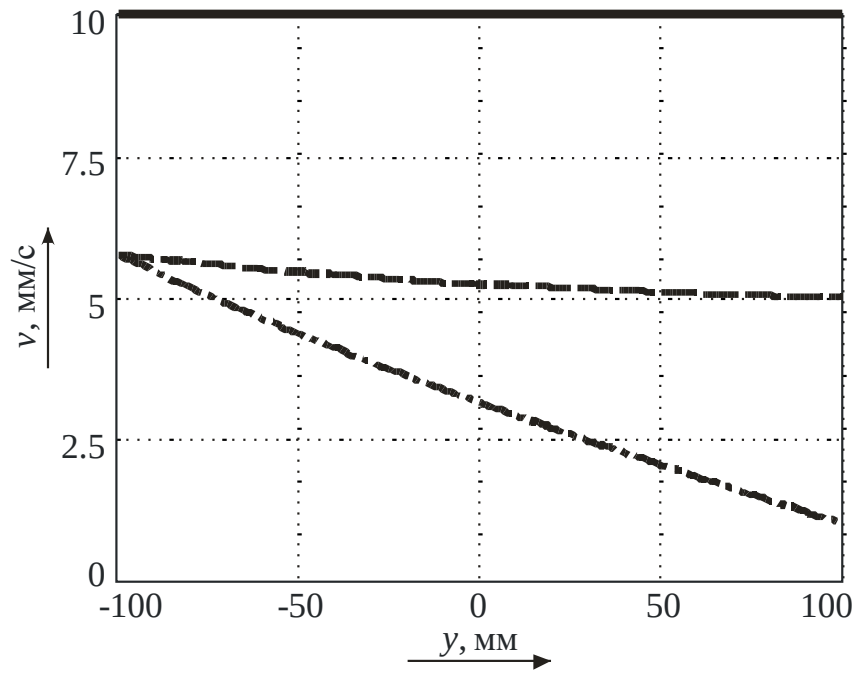


Рис. 2.6. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

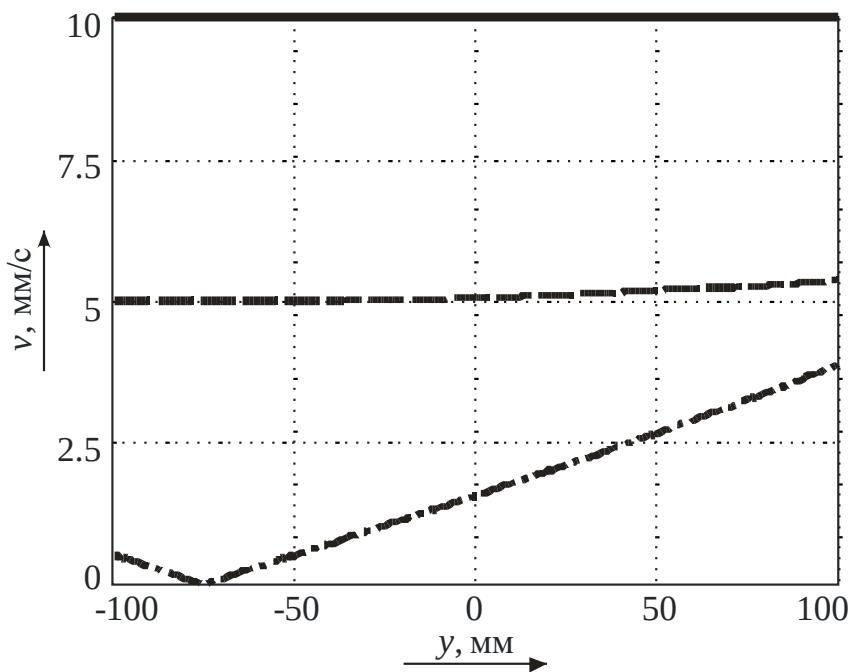


Рис. 2.7. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

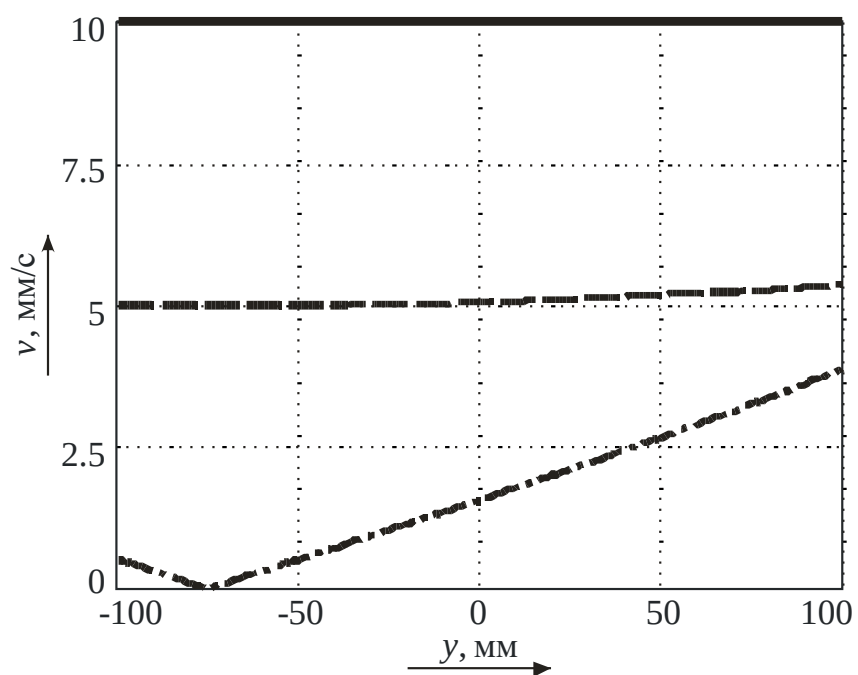


Рис. 2.8. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

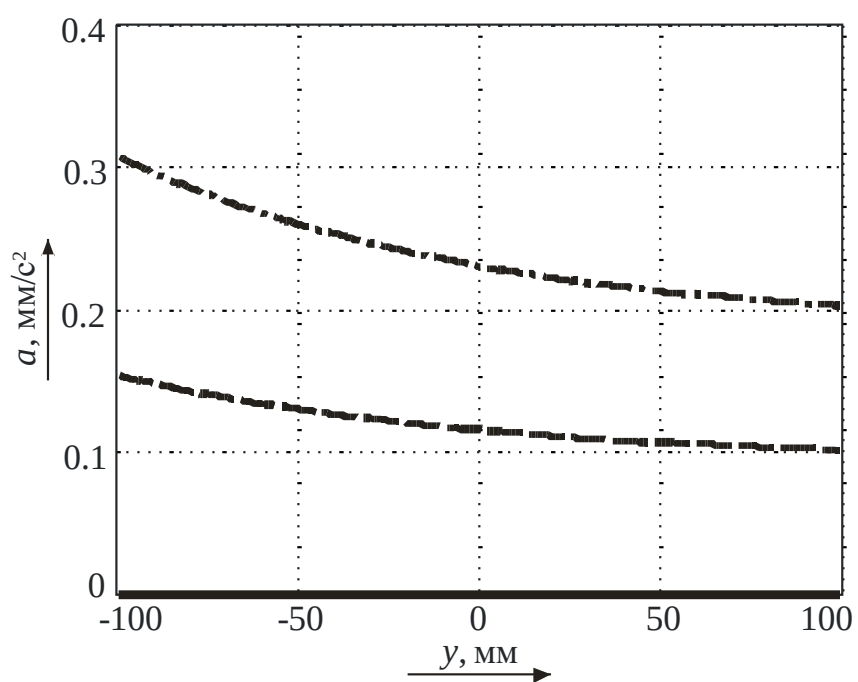


Рис. 2.9. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

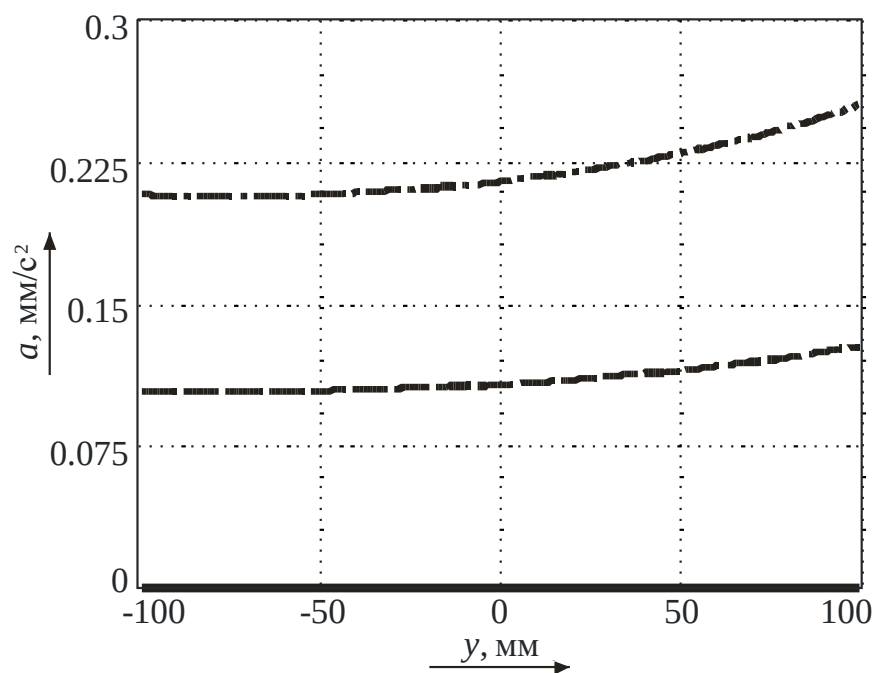


Рис. 2.10. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

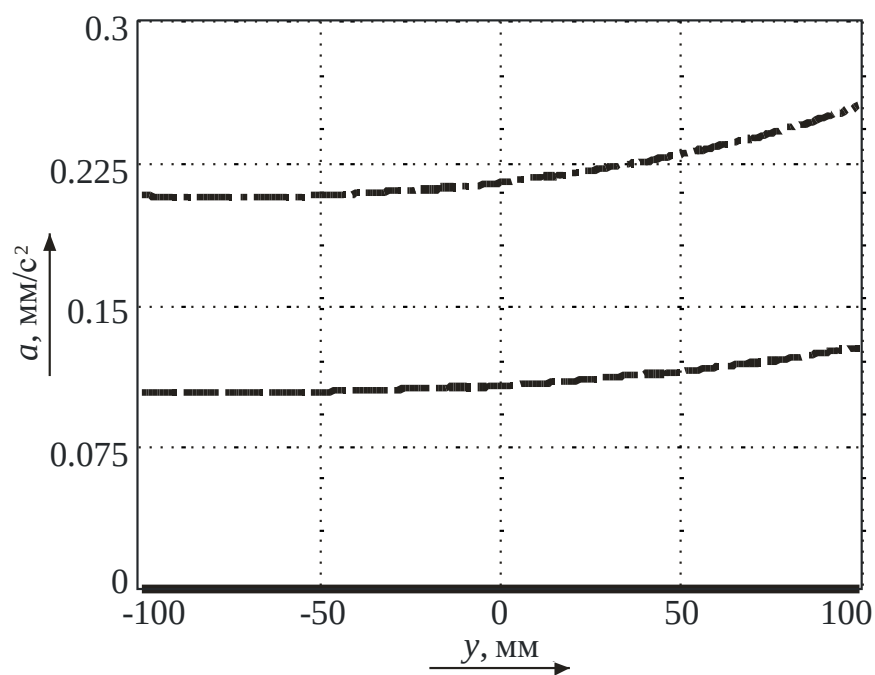


Рис. 2.11. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 0$ мм

З представлених графіків видно, що кінематичні показники для штанг 2 і 3 абсолютно однакові, що пояснюється симетричністю роботи механізму в цілому при обраних координатах руху. Як і очікувалося, значення

швидкості точки штанги на платформі рівне заданій швидкості руху платформи. Водночас рівність прискорення нулю для цієї точки підтверджує рівномірність швидкості руху. Для точки штанги на повзуні при $y = -75$ мм спостерігається нульова швидкість. При цьому на ділянці більших від'ємних значень даної координати швидкість точки спадає, а в подальшому при зростанні значень координати швидкість точки також наростає. Точка посередині штанг 2 і 3 має майже сталу швидкість близько половини значення прийнятої для платформи. Прискорення точок штанги 1 постійно спадає, причому прискорення точки посередині штанги вдвічі менше, ніж прискорення точки штанги на повзуні. Прискорення точок штанг 2 і 3 постійно зростає, і також можна стверджувати про рівність половині прискорення точки посередині штанги по відношенню до прискорення точки штанги на повзуні. В діапазоні координат $y = -100 \dots -75$ мм прискорення точок штанг 2 і 3 на їх повзунах спадає, а потім починає зростати.

Тепер подивимося на зміну кінематичних показників штанг при русі платформи по координаті $y = -100 \dots 100$ мм зі зміщенням по $x = 100$ мм. Результати наведені на рисунках 2.12 – 2.17.

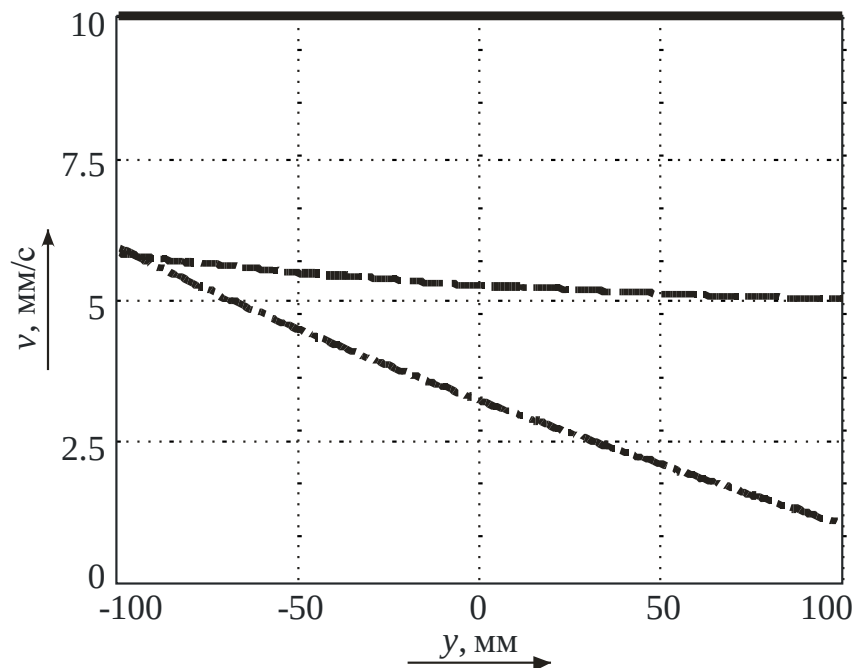


Рис. 2.12. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

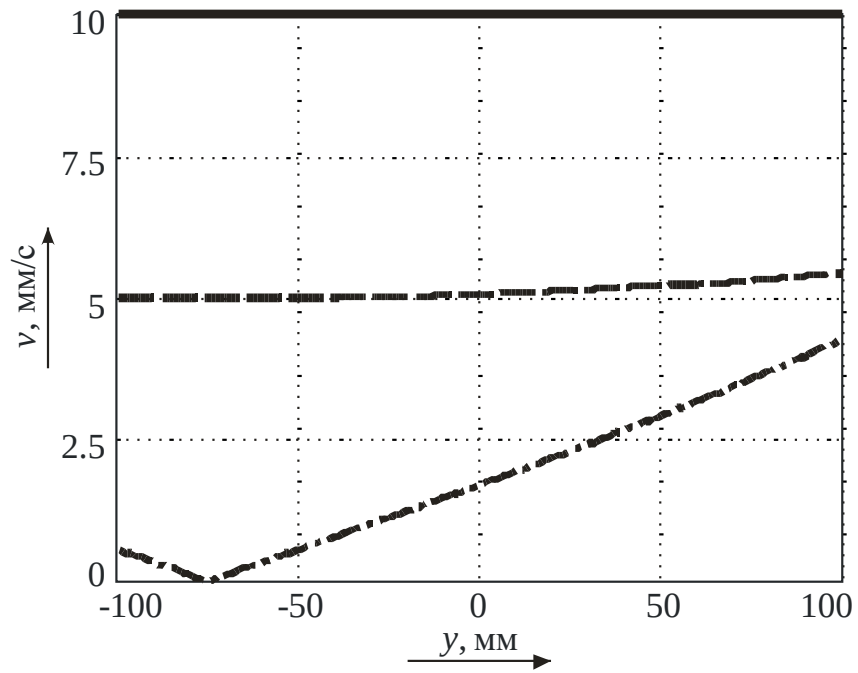


Рис. 2.13. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

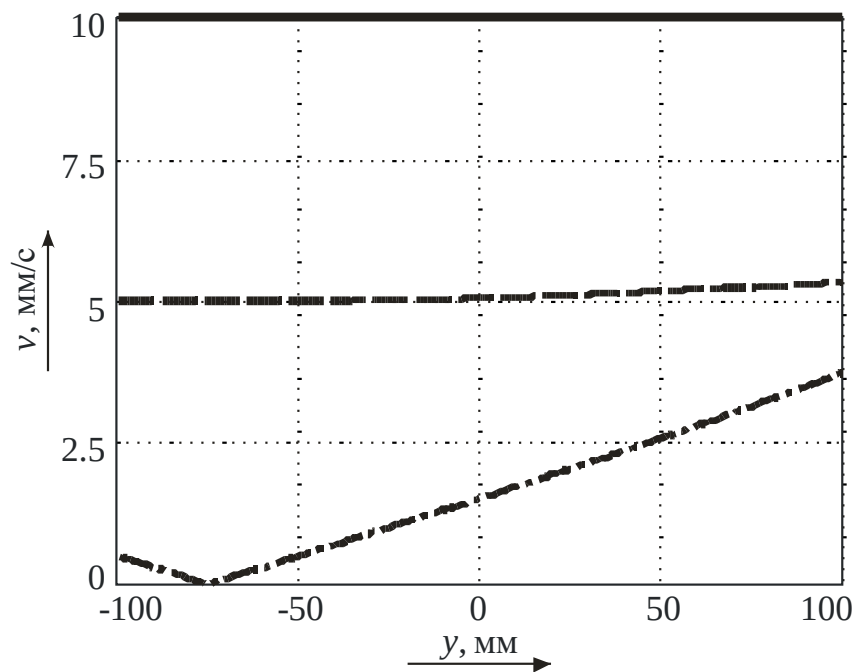


Рис. 2.14. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

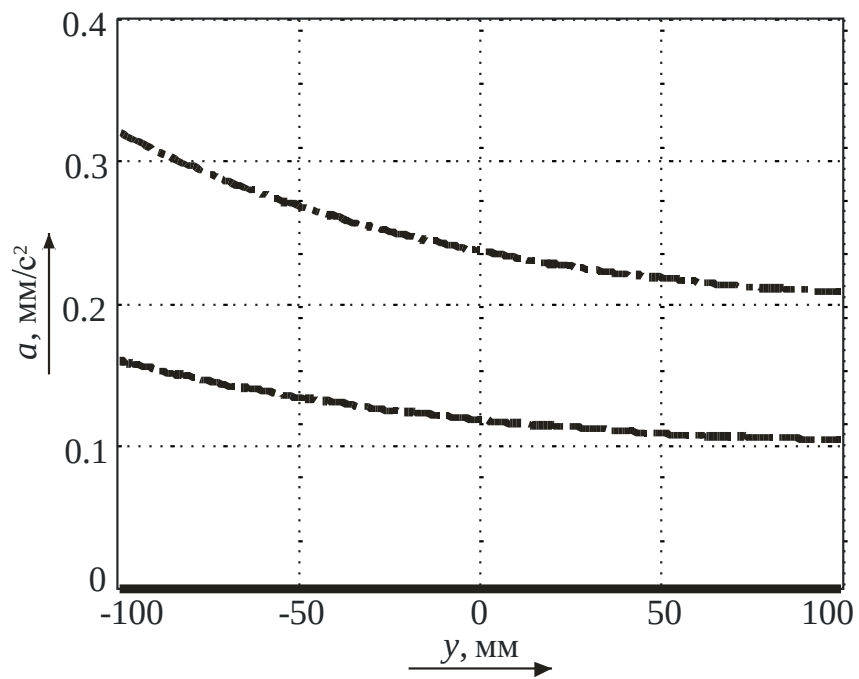


Рис. 2.15. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

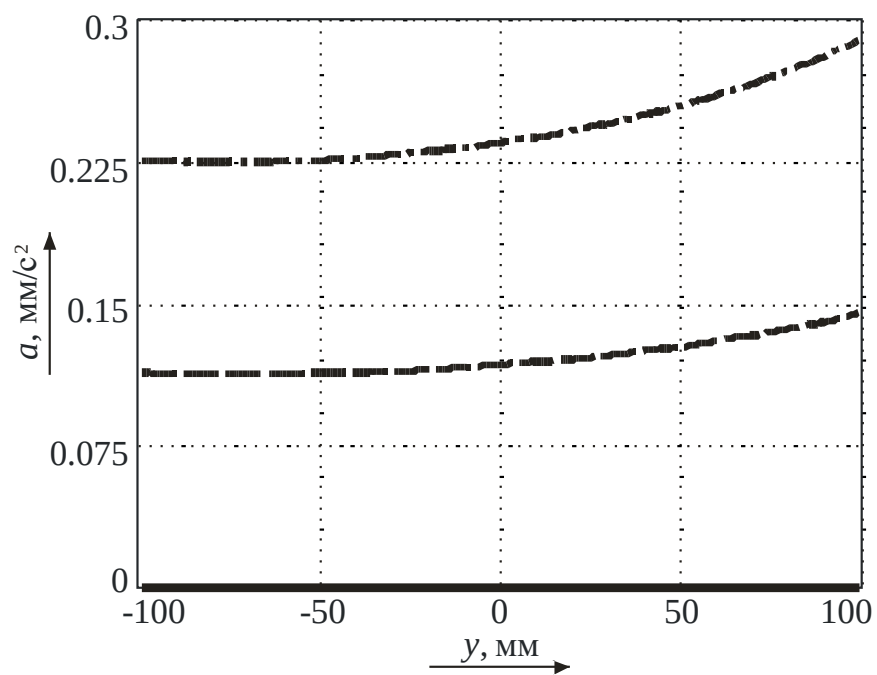


Рис. 2.16. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

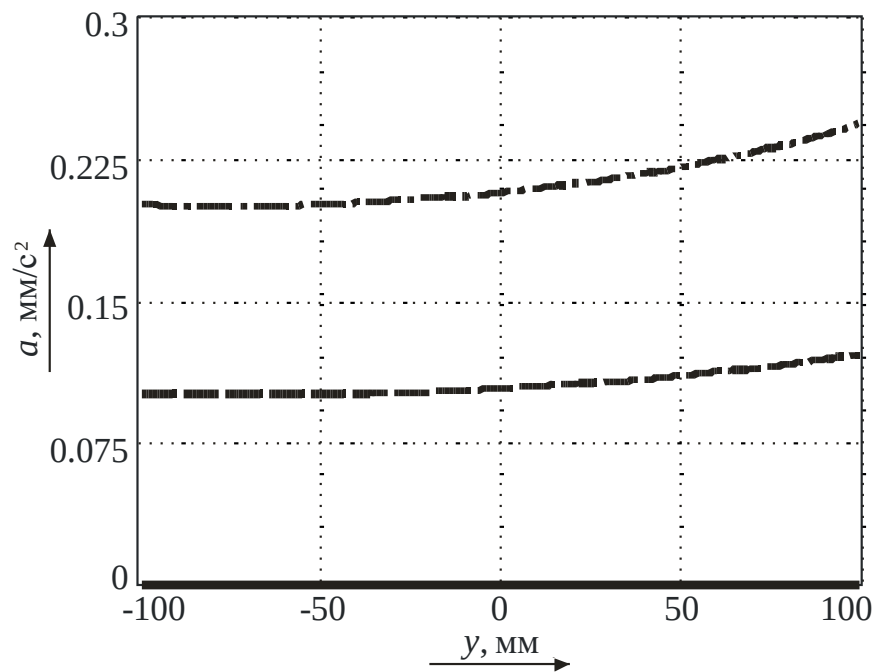


Рис. 2.17. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $y = -100 \dots 100$ мм і $x = 100$ мм

Як видно з представлених графіків, наявність зміщення $x = 100$ мм не впливає на характер кінематичних залежностей, проте впливає на їх величину. І якщо швидкості точок штанг майже не змінилися, то прискорення штанги 2 стали помітно більшими, ніж штанги 3. При цьому зміщення руху по координаті x відбулося в сторону напрямної повзуна переміщення штанги 3. Можна зробити попередній висновок про те, при віддалені платформи від напрямної штанга буде мати більші прискорення.

Для підтвердження цього висновку та можливого виявлення інших залежностей проведемо дослідження кінематичних показників при русі платформи вздовж осі X з координатами $x = -100 \dots 100$ мм та при координаті $y = 0$ мм.

Результати наведені на рисунках 2.18 – 2.23.

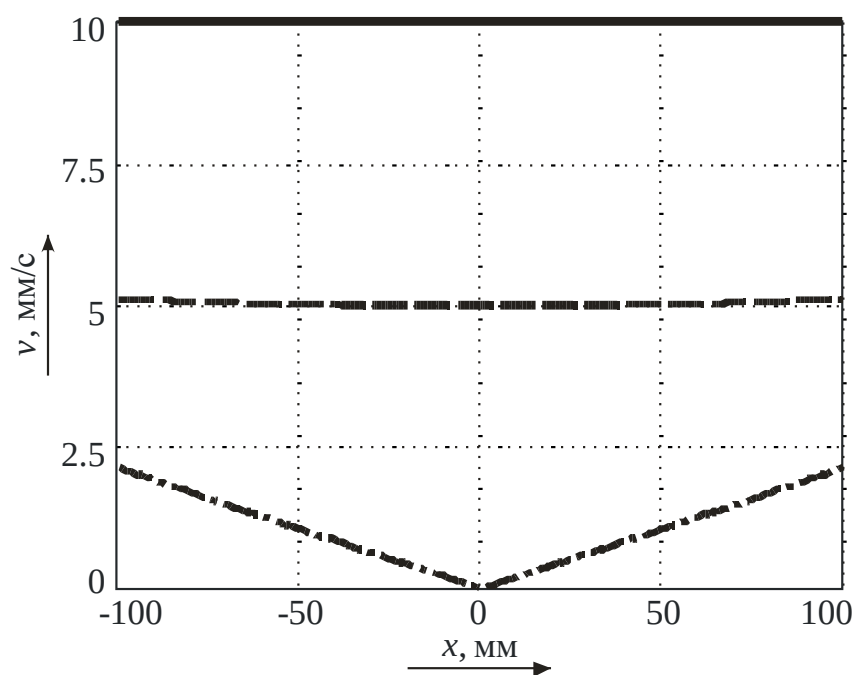


Рис. 2.18. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

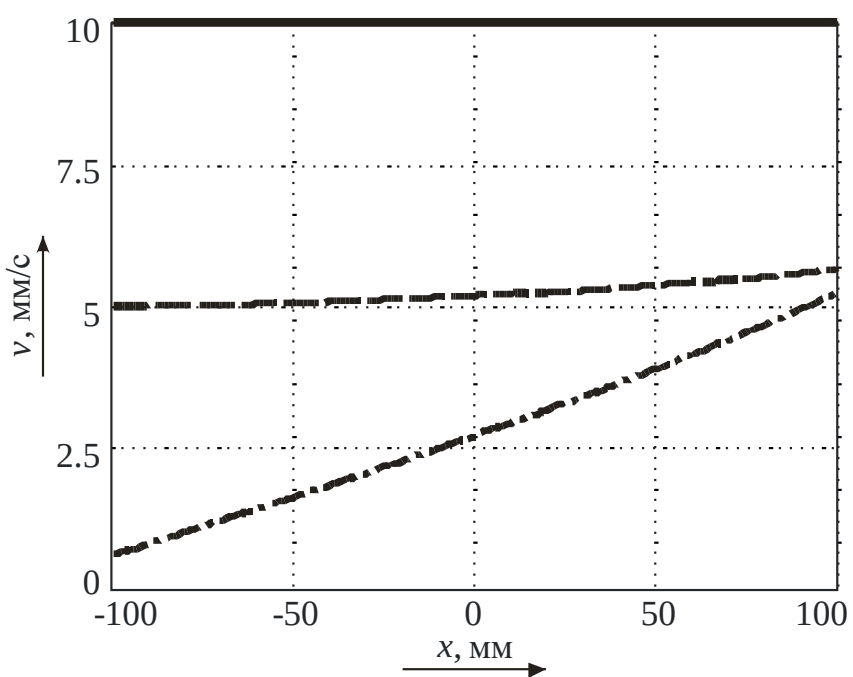


Рис. 2.19. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

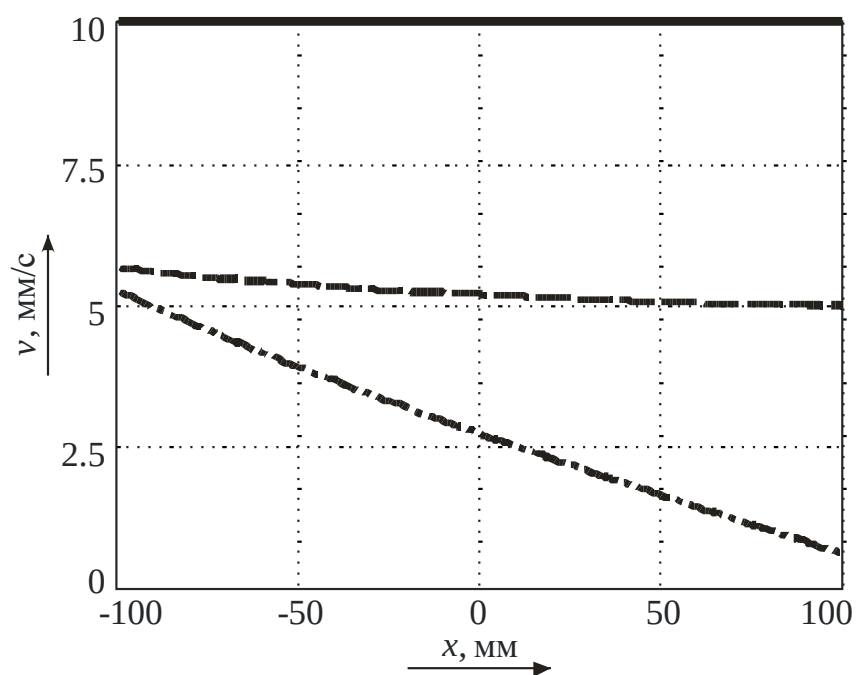


Рис. 2.20. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

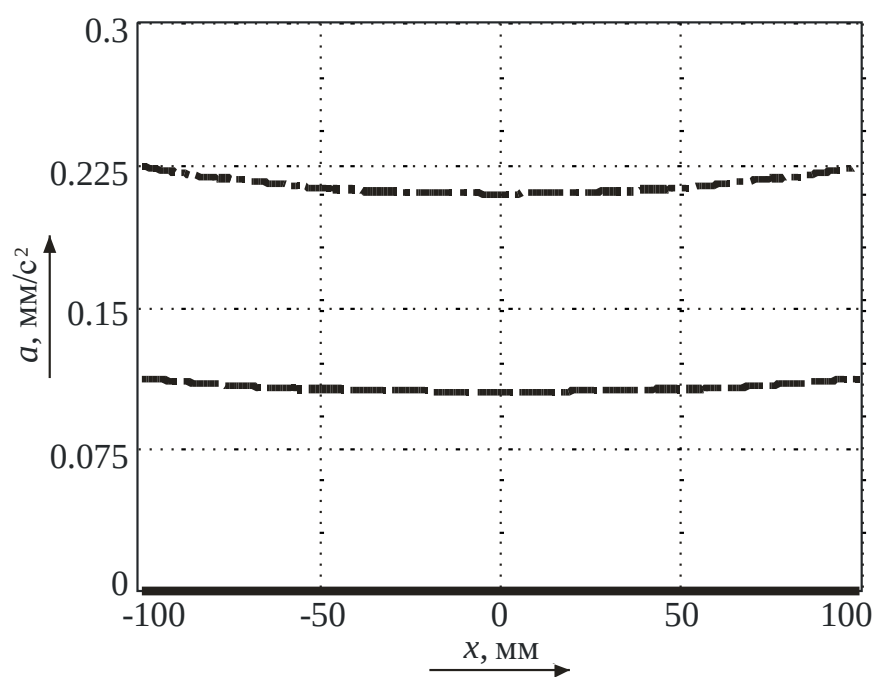


Рис. 2.21. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

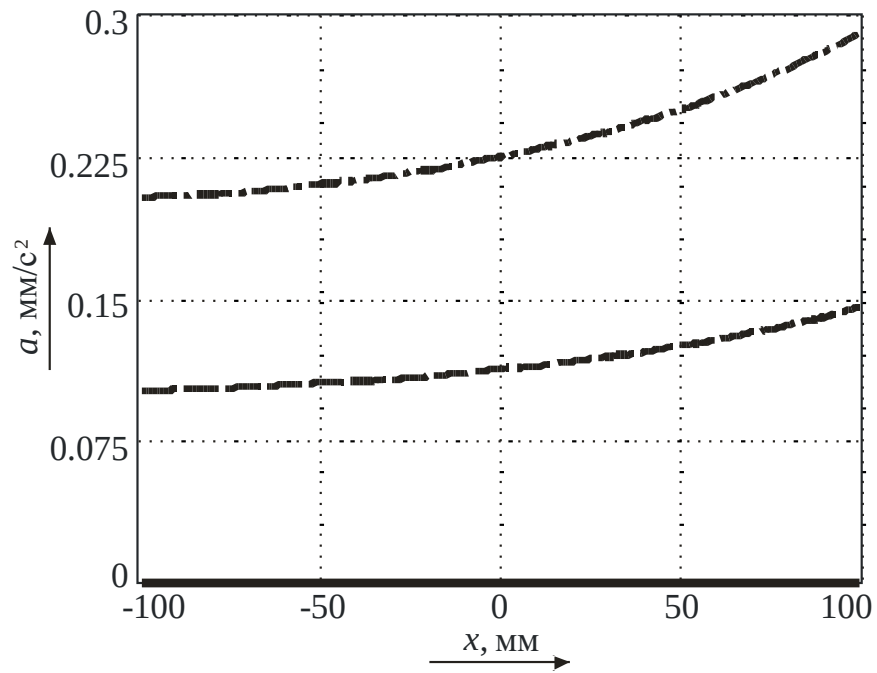


Рис. 2.22. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

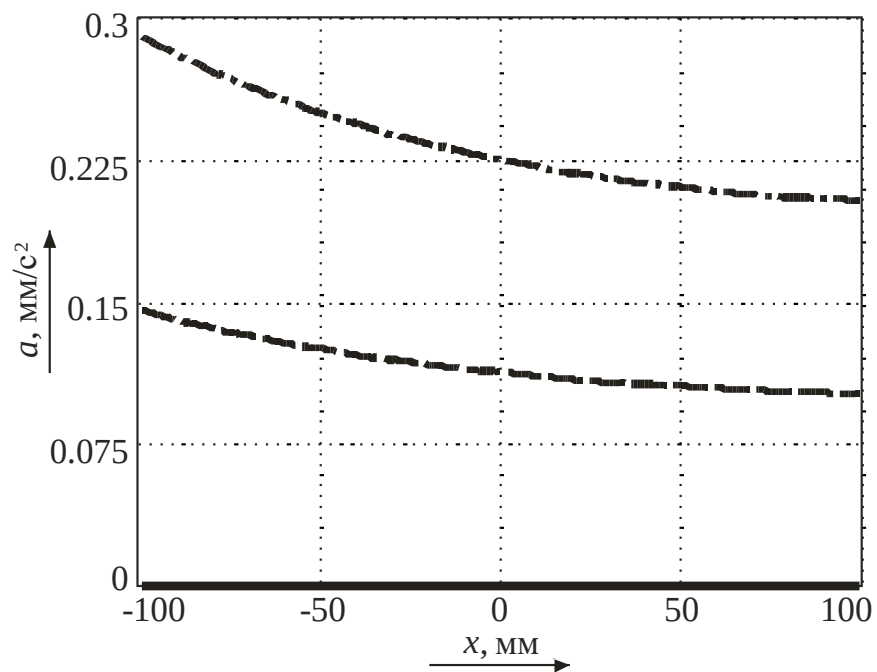


Рис. 2.23. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм

Як видно з представлених графіків, кінематичні показники є симметричними відносно точки з $x = 0$ мм для штанги 1, що є цілком очевидним виходячи з розташування напрямної повзуна переміщення даної

штанги. Водночас кінематичні характеристики для штанг 2 і 3 є зеркальними: швидкість і прискорення точок штанги 2 зростають при русі платформи від координати $x = -100$ мм до координати $x = 100$ мм, а швидкість і прискорення точок штанги 3 спадають. Отже, висновок про зростання прискорень точок штанги при віддаленні платформи від напрямної повзуна переміщення даної штанги підтверджено. При розташуванні платформи в точці з координатами $x = 0$ мм і $y = 0$ мм швидкість точки на повзуні штанги 1 дорівнює нулю. При цьому її середня точка рухається майже з рівномірною швидкістю, що дорівнює половині заданої швидкості переміщення платформи. Аналогічні висновки можна зробити і для середніх точок інших штанг. Також вчергове графіки підтверджують рівність половині прискорення точки посередині штанги по відношенню до прискорення точки штанги на повзуні.

Перемістимо рух платформи вздовж осі X подалі від напрямної повзуна переміщення штанги 1, тобто по координаті $y = -100$ мм. Результати наведені на рисунках 2.24 – 2.29.

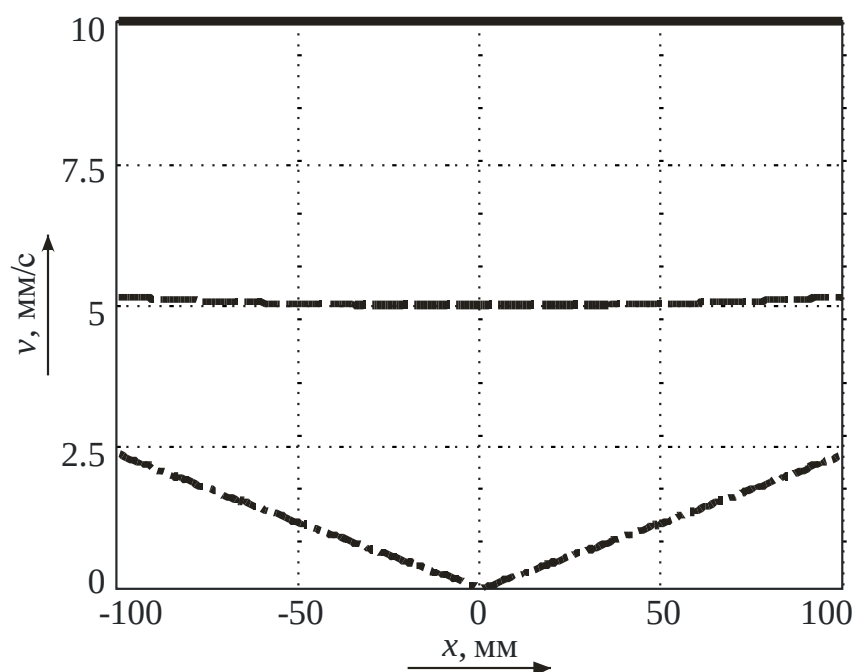


Рис. 2.24. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

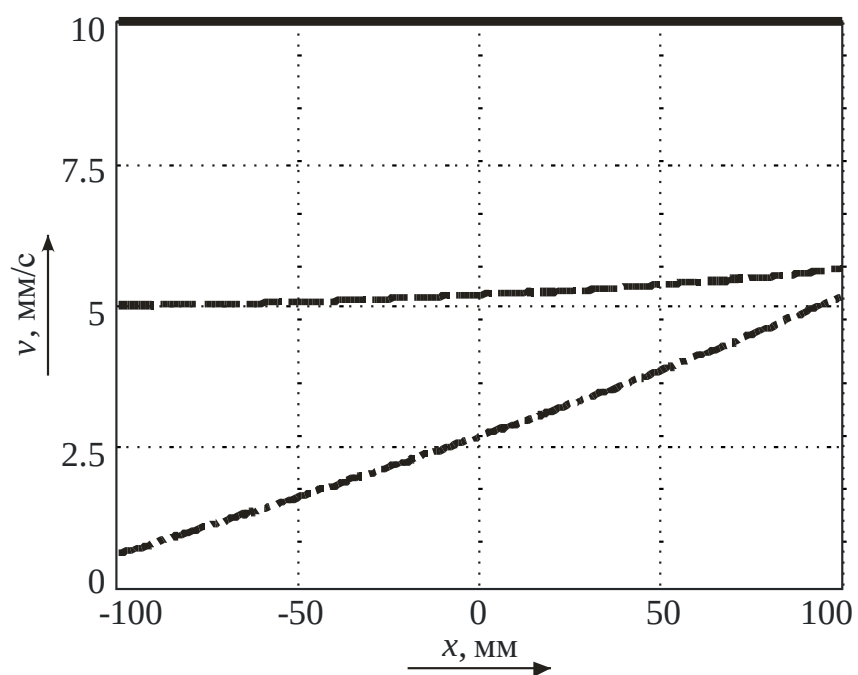


Рис. 2.25. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

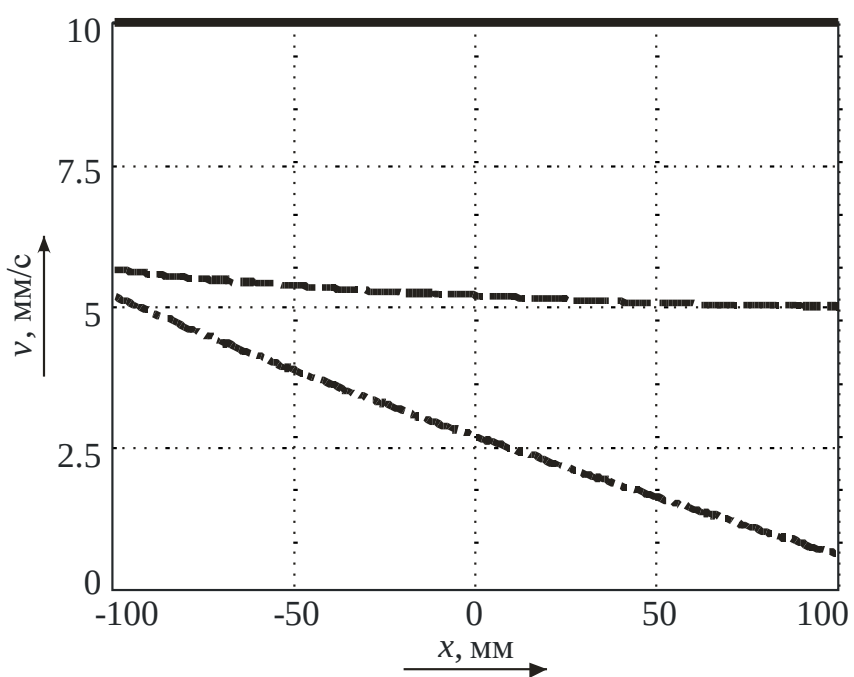


Рис. 2.26. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

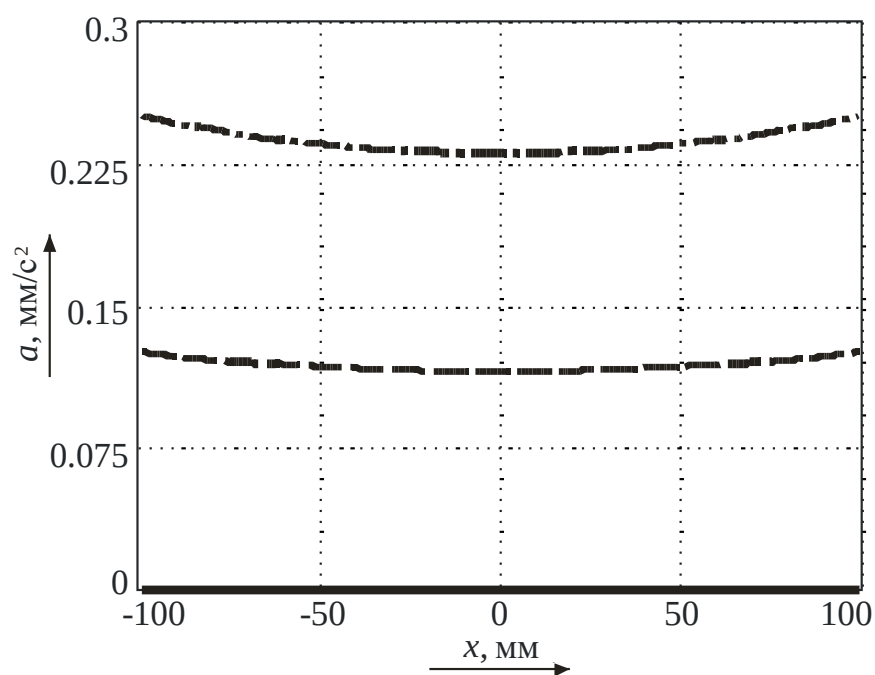


Рис. 2.27. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

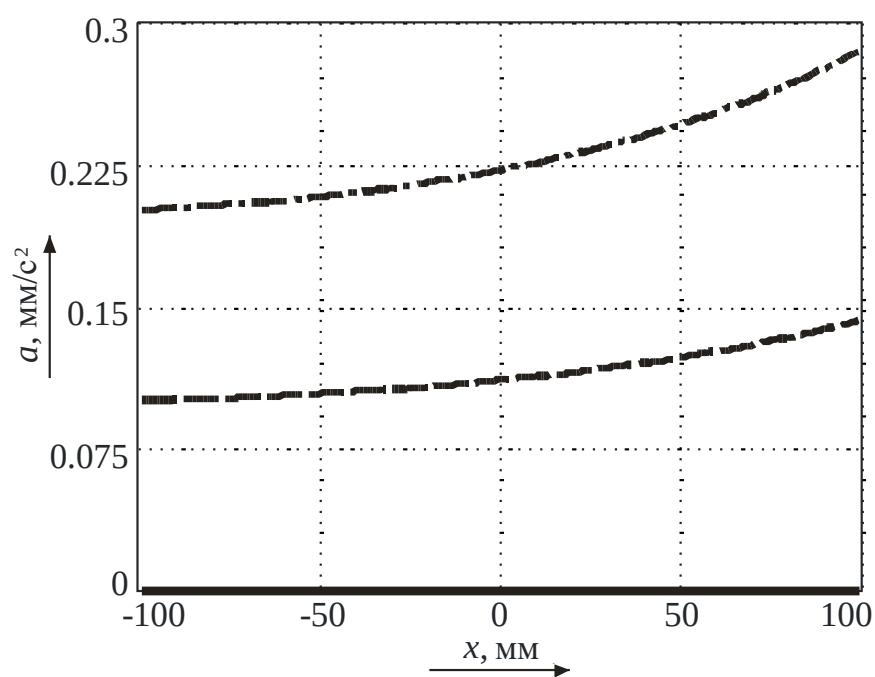


Рис. 2.28. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

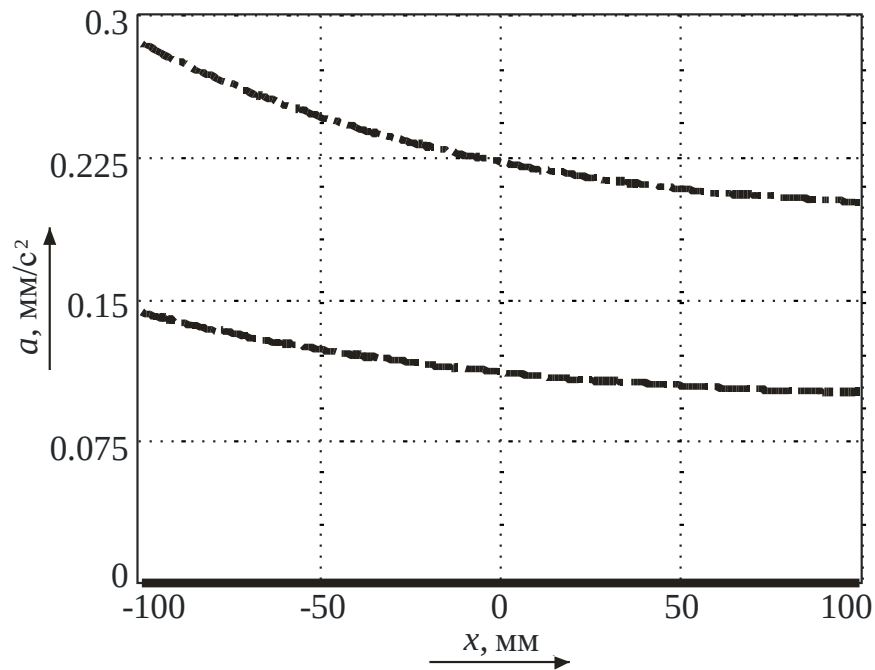


Рис. 2.29. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = -100$ мм

Віддалення вектору руху від напрямної повзуна переміщення штанги 1 не вплинуло на характер зміни кінематичних показників точок штанг, а тільки на їх величини. Проте для точок штанг 2 і 3 ця зміна також малопомітна. Єдина величина, зміна якої є більш-менш помітною – це прикорення точок штанги 1, яке зросло.

Перейдемо до дослідження впливу інших величин на кінематичні показники. Приймемо, що платформа рухатиметься по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм, проте один з параметрів розрахункової схеми ми будемо збільшувати чи зменшувати. Почнемо з довжини штанги, збільшивши її до 700 мм.

Результати наведені на рисунках 2.30 – 2.35.

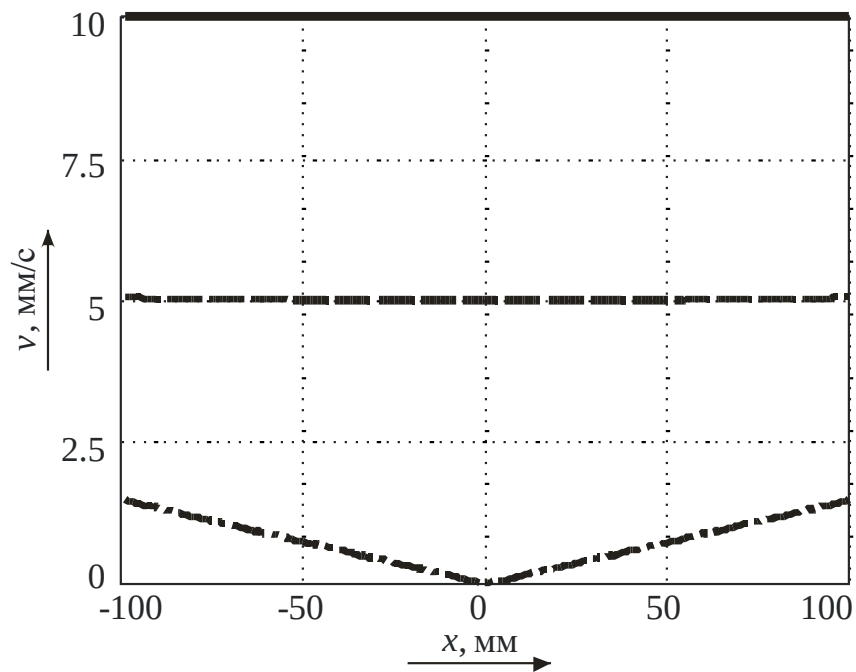


Рис. 2.30. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

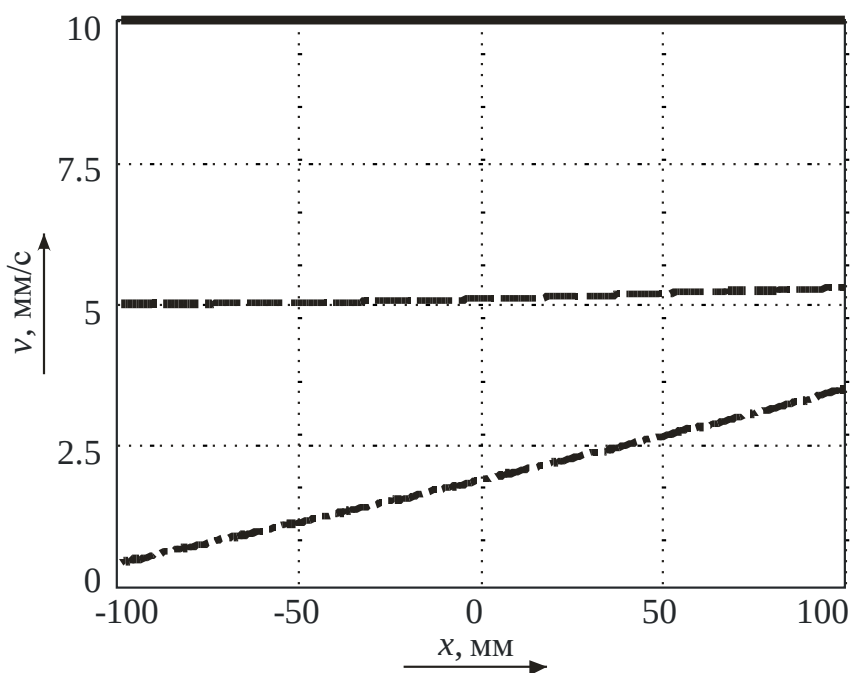


Рис. 2.31. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

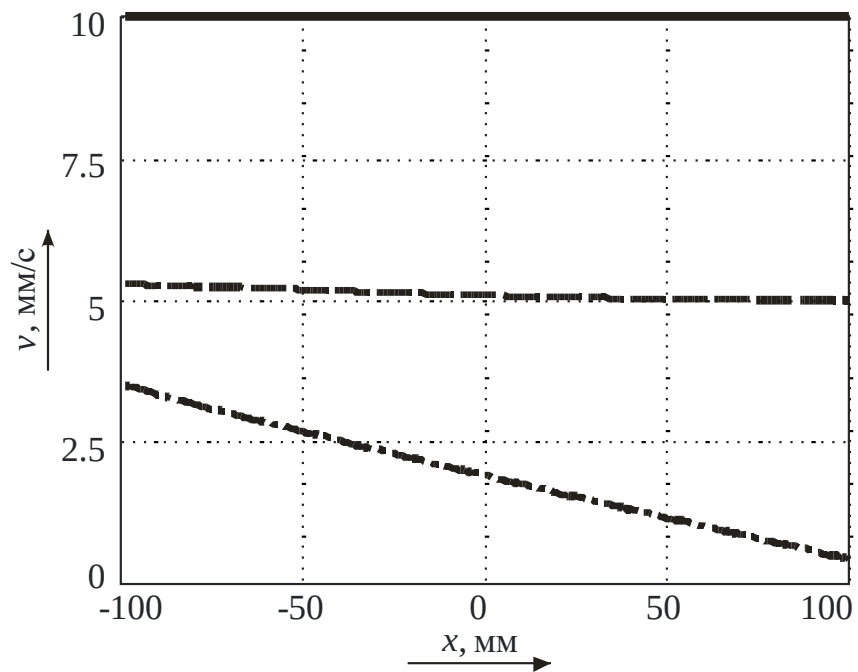


Рис. 2.32. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

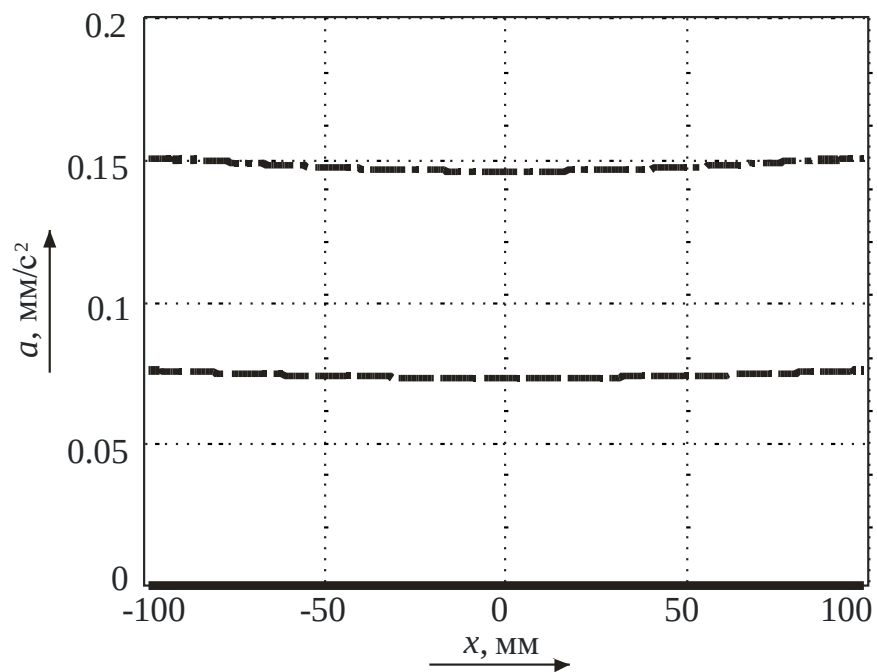


Рис. 2.33. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

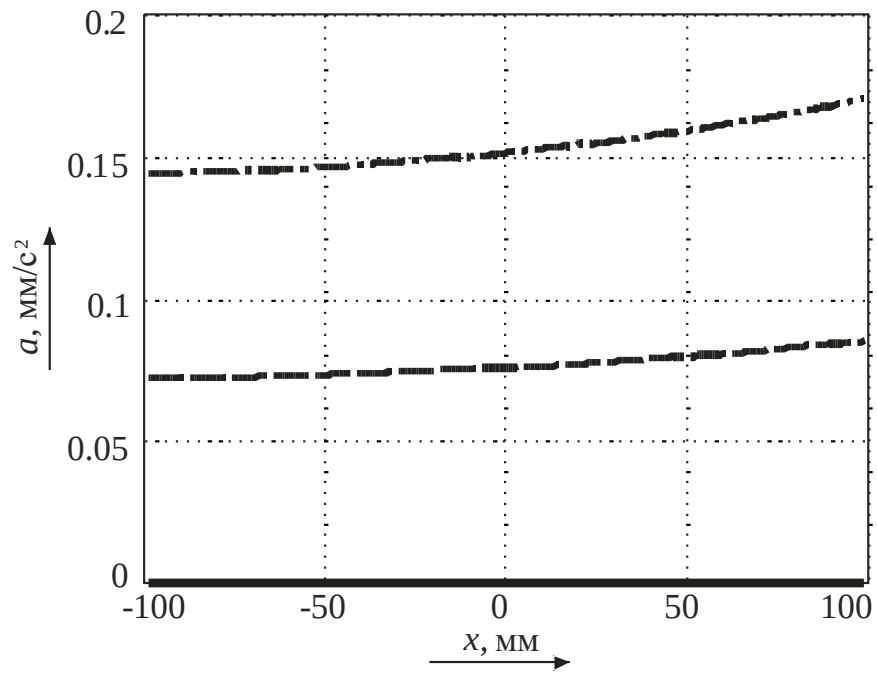


Рис. 2.34. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

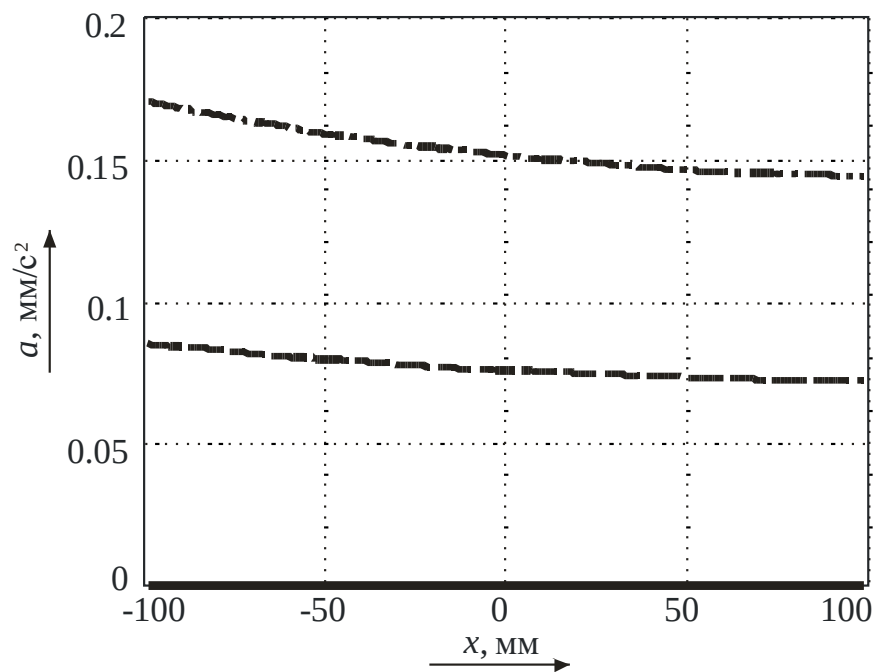


Рис. 2.35. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеної довжини штанг

Можна зазначити, що зростання довжини штанги мало вплинуло на зміну швидкості середньої точки штанги. Наприклад, швидкість середньої точки штанги 1 при її довжині 500 мм змінювалася від 5 до 5,1125 мм/с, а при довжині штанги 700 мм – від 5 до 5,0538 мм/с. Аналогічно для штанг 2 і 3 діапазон зміни швидкості зменшився з 5...5,645 мм/с до 5...5,296 мм/с. Проте швидкості точок штанг на повзунах змінилися більш суттєво. Максимальна швидкість даної точки для штанги 1 зменшилася з 2,133 мм/с (при штанзі 500 мм) до 1,471 мм/с (в 1,45 раз), для штанг 2 і 3 – з 5,24 мм/с до 3,49 мм/с (в 1,5 раз). Максимальне прискорення точки штанги 1 на повзуні її переміщення зменшилося з 0,224 мм/с² до 0,151 мм/с² (в 1,48 раз). Максимальне прискорення точок штанг 2 і 3 на повзунах їх переміщення зменшилося з 0,29 мм/с² до 0,17 мм/с² (в 1,71 раз).

Тепер дослідимо, як зміняться величини кінематичних показників при збільшенні радіуса розташування напрямних до 200 мм. Результати наведені на рисунках 2.36 – 2.41.

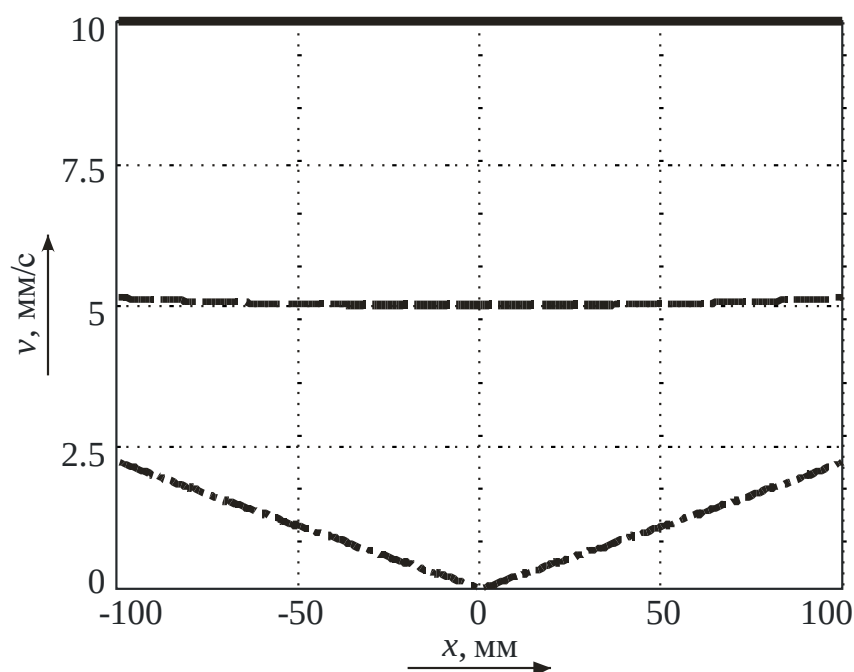


Рис. 2.36. Графік зміни швидкостей точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

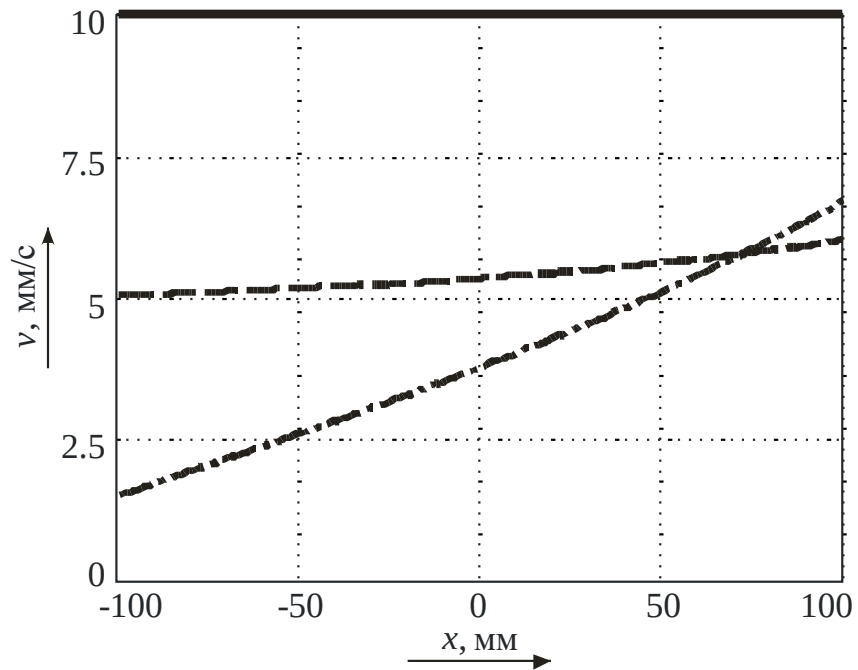


Рис. 2.37. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

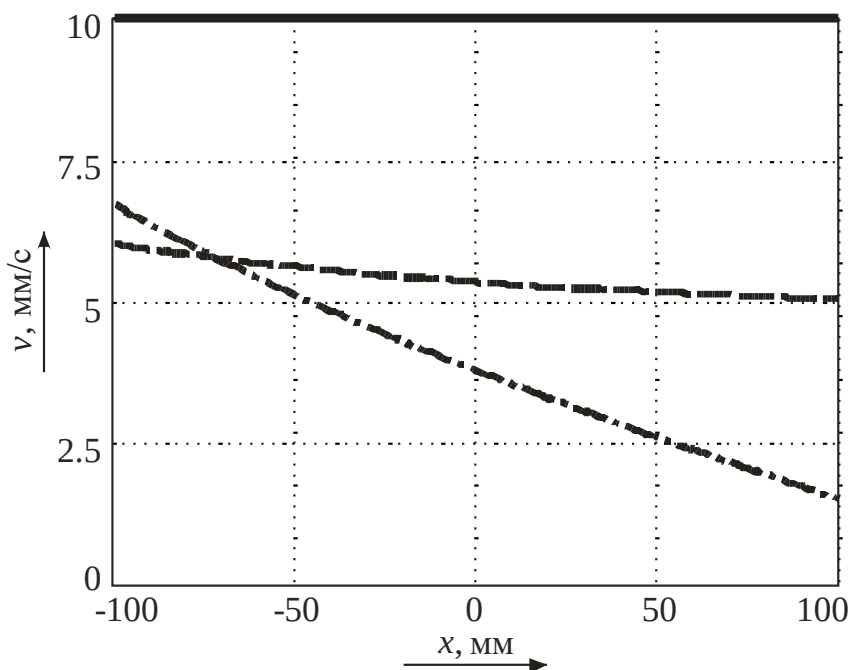


Рис. 2.38. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

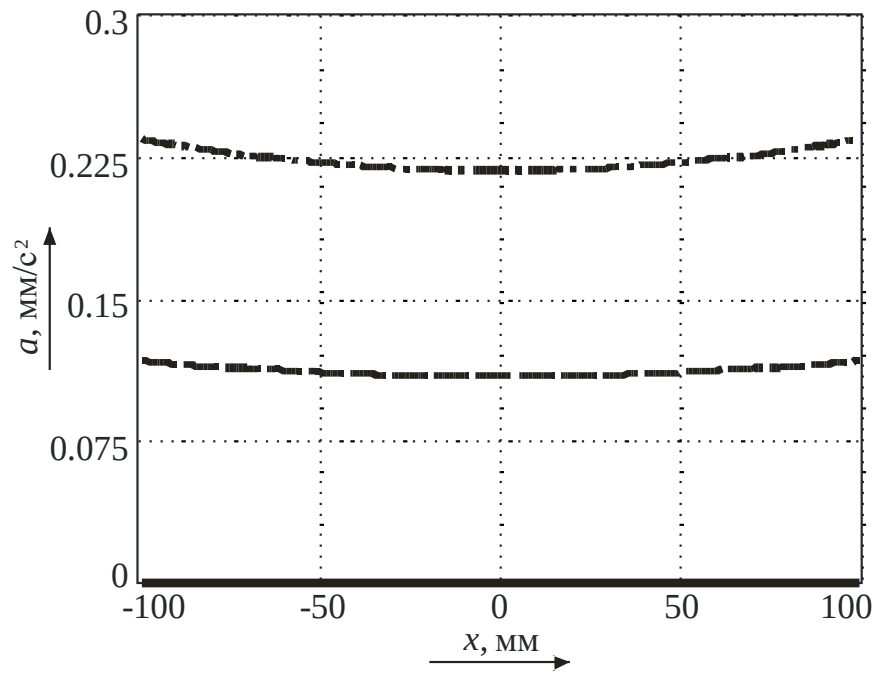


Рис. 2.39. Графік зміни прискорень точок штанги 1 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

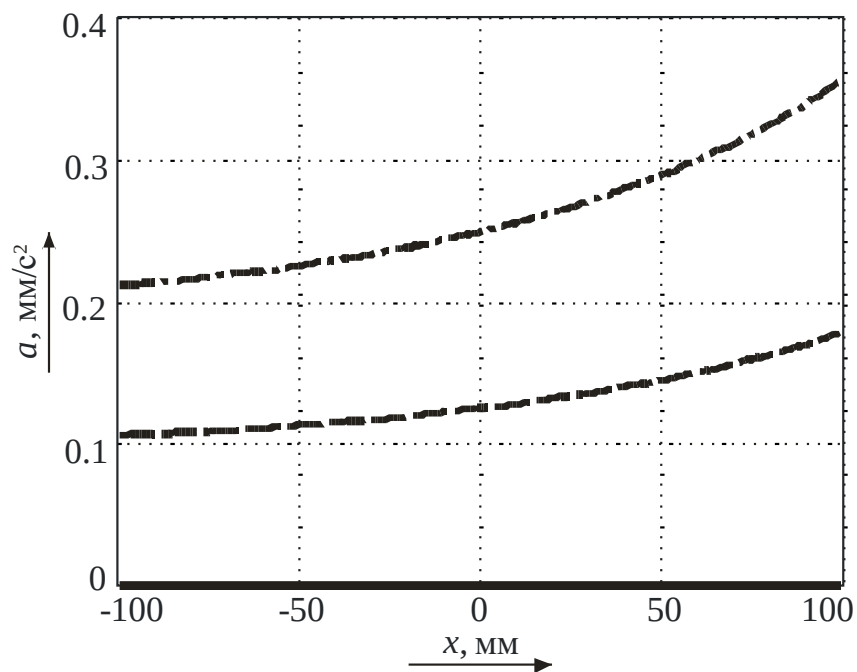


Рис. 2.40. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

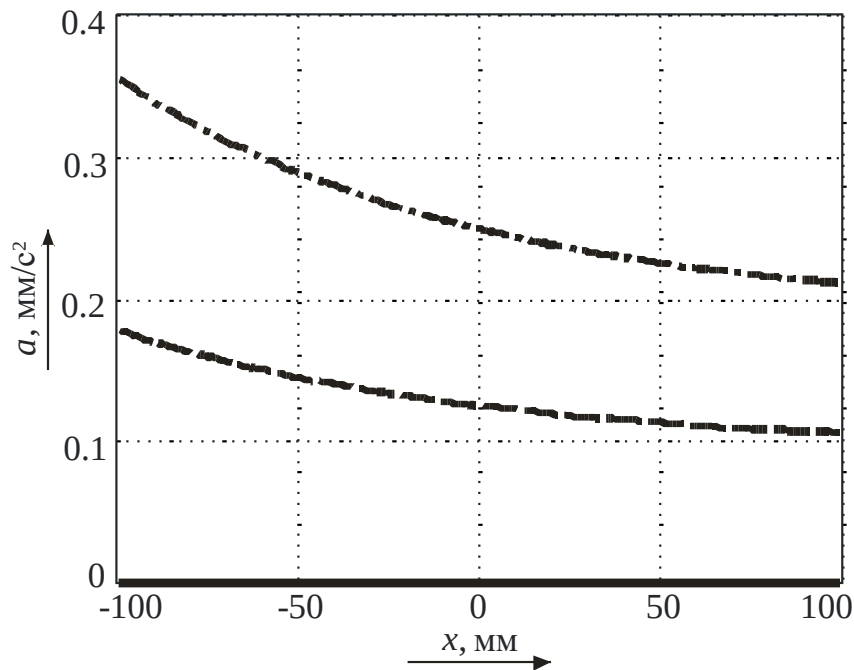


Рис. 2.41. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм за збільшеного радіусу розташування напрямних

Збільшення радіусу розташування напрямних означає їх віддалення від платформи, що повинне призвести до зростання кінематичних показників штанг, як було показано раніше. Для точок штанги 1 швидкості зросли незначно. Діапазон зміни швидкості середньої точки штанги 1 зріс з $5 \dots 5,11$ мм/с до $5 \dots 5,12$ мм/с. Максимальне значення швидкості точки штанги 1 на повзуні її переміщення зросло з $2,133$ мм/с до $2,224$ мм/с. Проте для двох інших штанг зростання швидкості більш суттєве. Діапазон зміни швидкості середньої точки штанг 2 і 3 зріс з $5 \dots 5,645$ мм/с до $5,058 \dots 6,019$ мм/с, а максимальне значення швидкості точок штанг 2 і 3 на повзунах їх переміщення зросло з $5,24$ мм/с до $6,7$ мм/с (в 1,28 раз). Максимальне прискорення точки штанги 1 на повзуні її переміщення зросло з $0,224$ мм/с² до $0,234$ мм/с² (в 1,04 раз), тобто незначно. Максимальне прискорення точок штанг 2 і 3 на повзунах їх переміщення зросло з $0,29$ мм/с² до $0,36$ мм/с² (в 1,24 раз).

Тепер дослідимо вплив кута розподілу напрямних по колу їх розташування. Чорний колір ліній відповідає куту 100° , темносірий – 120° , світлосірий – 140° . Результати наведені на рисунках 2.42 – 2.45.

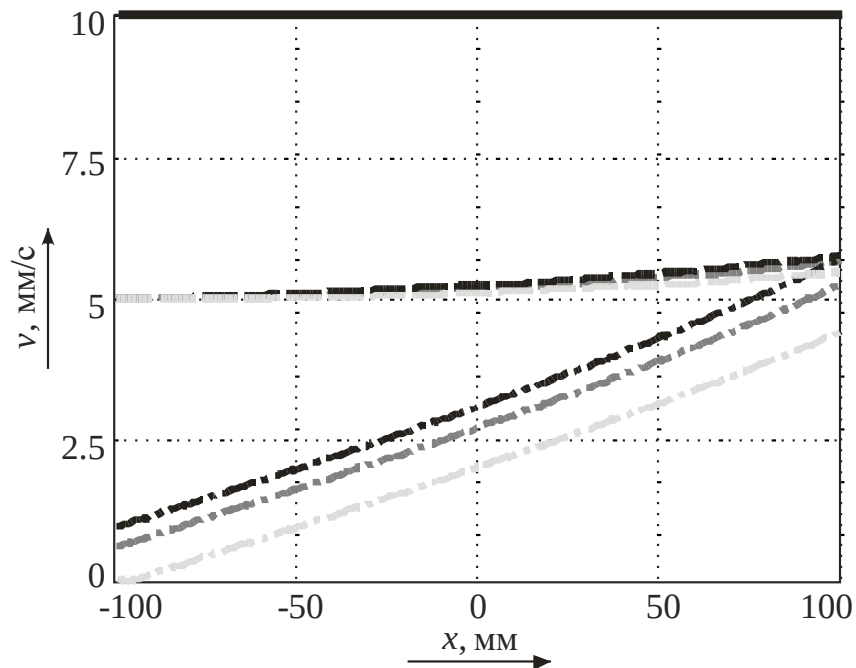


Рис. 2.42. Графік зміни швидкостей точок штанги 2 при русі платформи по координатах $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм при різних кутах розподілу напрямних

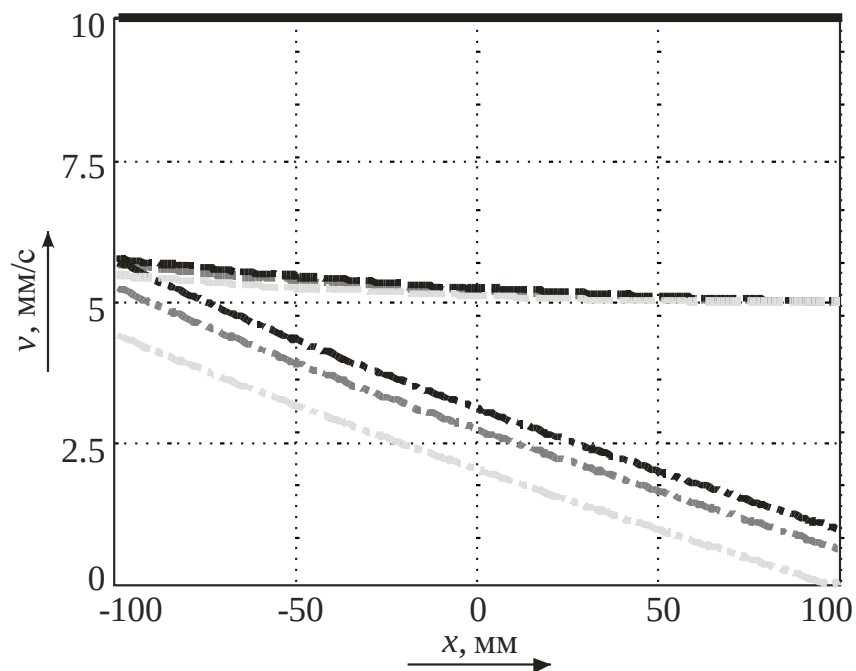


Рис. 2.43. Графік зміни швидкостей точок штанги 3 при русі платформи по координатах $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм при різних кутах розподілу напрямних

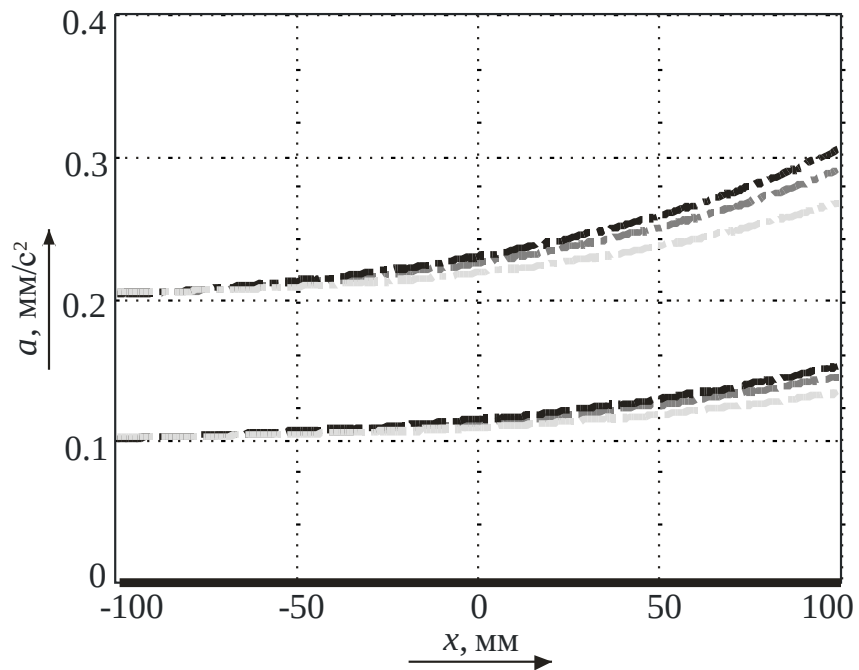


Рис. 2.44. Графік зміни прискорень точок штанги 2 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм при різних кутах розподілу напрямних

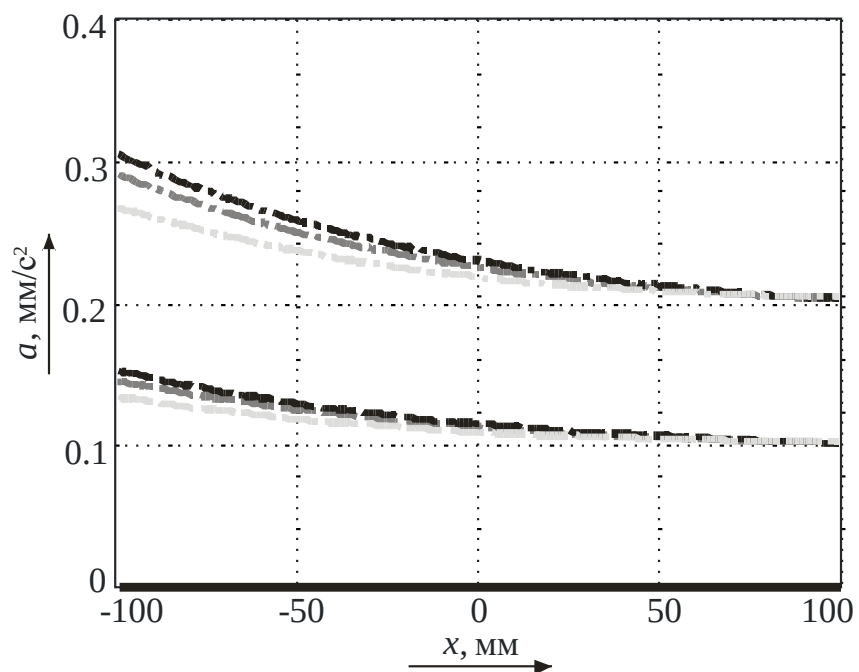


Рис. 2.45. Графік зміни прискорень точок штанги 3 при русі платформи по координатам $x = -100 \dots 100$ мм і $y = 0$ мм при різних кутах розподілу напрямних

У цьому циклі досліджень графіків для точок штанги 1 не наведено, оскільки положення напрямної повзуна переміщення даної штанги залишається незмінним. Як видно з представлених графіків, зростання кута розподілу напрямних (різниці між кутами δ на схемі з рисунку 2.3) призводить до зменшення значень кінематичних показників штанг 2 і 3 без зміни характеру цих залежностей. Це пояснюється наближенням розташування штанг до заданого вектора переміщень рухомої платформи.

Останнім циклом розрахунків буде дослідження залежності кінематичних показників штанги 4 приводу повороту виконавчого органу механізму від кута такого повороту. Прийнемо, що платформа розташовується в точці з координатами $x = 0$ мм і $y = 0$ мм, а поворотне плече вихідного органу становитиме 100 мм. Довжину штанги 4 приймаємо 600 мм. Результати представлені на рисунках 2.46 і 2.47.

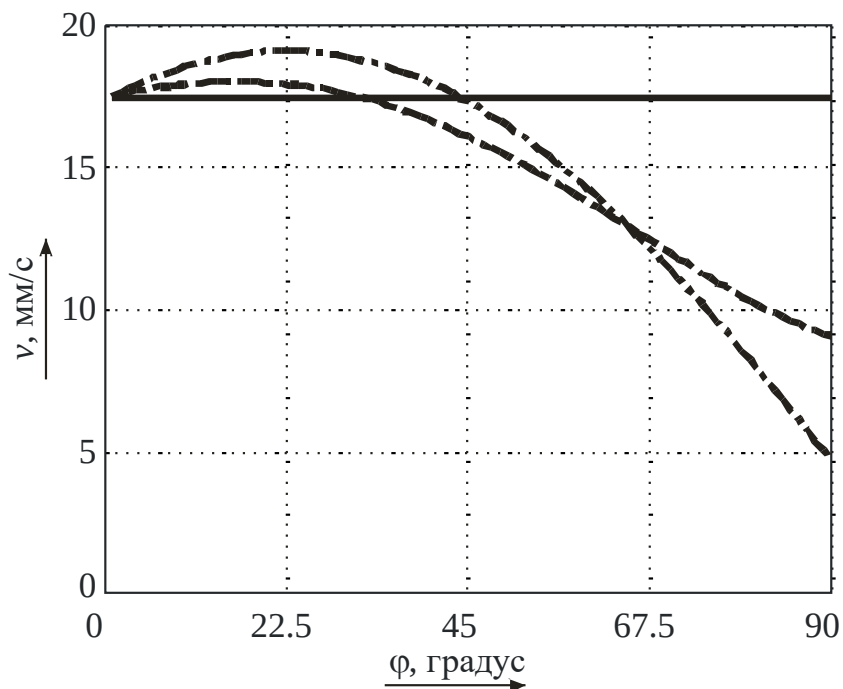


Рис. 2.46. Графік зміни швидкостей точок штанги 4 при повороті вихідного органу на кут $\varphi = 0 \dots 90^\circ$

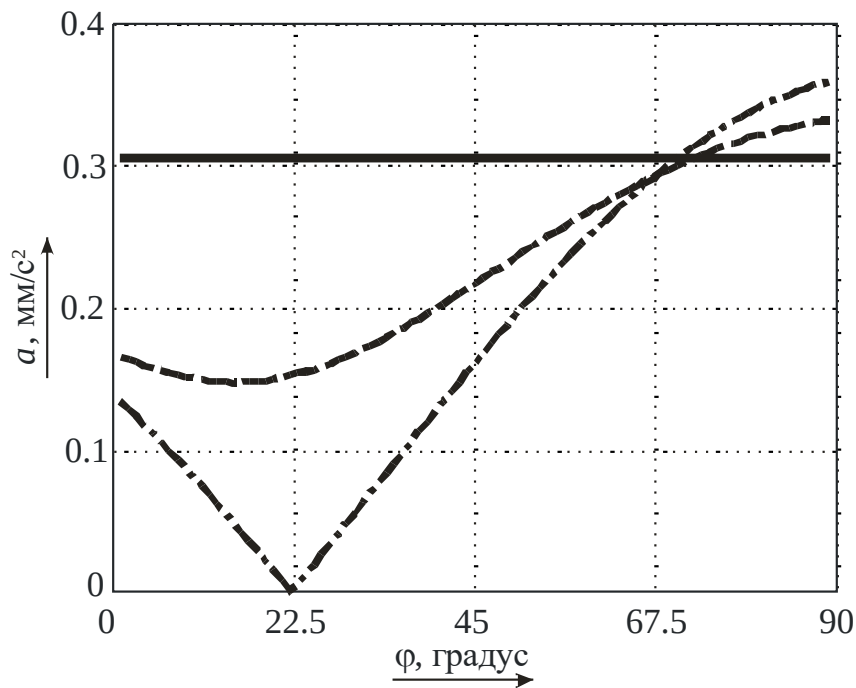


Рис. 2.47. Графік зміни прискорень точок штанги 4 при повороті вихідного органу на кут $\varphi = 0 \dots 90^\circ$

Графік зміни швидкості точки штанги 4 на вихідному органі має незмінний характер, оскільки здійснюється рівномірне обертання цього органу. На відміну від попередніх графіків прискорення у даному випадку не дорівнює нулю, оскільки є за своєю суттю нормальним прискоренням при обертанні. Тангенціальне прискорення в даному випадку дорівнювало б нулю, проте на графік виводиться загальне значення прискорення.

Інший «парадокс» графіків 2.46 і 2.47, коли на перший погляд при зростаючому прискоренні швидкість точки на штанзі падає, пояснюється тим, що розраховується геометрична сума проекцій прискорень, і тому результат завжди додатній. Насправді в правій частині графіків прискорень точок штанги 4 на її середині та на повзуні її переміщення, після точок мінімумів, проекція прискорення на вісь Z має від'ємний знак.

З проведених досліджень можна зробити наступні висновки.

1. При русі рухомої платформи з рівномірною швидкістю прискорення середньої точки штанги приводу переміщення платформи вдвічі менше, ніж прискорення точки на повзуні.

2. При віддалені платформи від напрямної кінематичні показники штанги, приєднаної до повзуна, який переміщується по даній напрямній, зростають.

3. Збільшення довжин штанг призводить до зменшення кінематичних показників штанг.

4. Збільшення радіусу розташування напрямних призводить до зростання кінематичних показників штанг.

Зазначимо, що рекомендації на основі даних висновків будуть коректними тільки з огляду на кінематичні показники механізму без урахування його силових та динамічних навантажень.

РОЗДІЛ 3

ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІЗМУ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ

3.1 Загальні вихідні дані

Економічне обґрунтування питання проведення результатів досліджень механізму паралельної структури здійснимо у вигляді порівняння двох варіантів: в якості базового прийнято багатоопераційний верстат традиційної кінематичної структури і компоновки, а в якості проектного – верстат з використанням комбінованої кінематичної структури нової компоновки, який може бути спроектовано на основі обраного прототипу з урахуванням результатів проведених досліджень.

Порівняння проводиться за умовно прийнятої програми випуску деталей. Нерівнозначність компоновок, що порівнюються, з точки зору їх ремонтпридатності, враховуємо підвищивши категорію ремонтної складності механічної частини верстатів. Застосування у верстаті підвищеної швидкості переміщень і подачі дозволить збільшити продуктивність обробки, знизити експлуатаційні витрати на виготовлення продукції.

Техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та проектного верстатів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1	2	3	4	5
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	1500	1500
2.	Штучний час обробки	хв.	31,0	18,0
3.	Площа, яку займає верстат	м ²	4,5	4,7

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
4.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	15,5	16,0
5.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	25/18	20/10,5
6.	Розряд роботи: а) верстатника б) наладчика	розряд розряд	4 5	4 5
7.	Оптова ціна верстата	грн.	3523300	-

3.2 Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування верстату з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва: технічне завдання; технічна позиція; ескізний, технічний, та робочий проекти. Визначаємо групу новизни та складності проектного верстата на основі табл. А1 і А2 дод. А [16].

2) Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [16, табл. А3, дод. А] деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3) Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі [16, табл. А4, дод. А] в залежності від групи новизни та складності верстату, який конструюється.

4) Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності верстата [16, табл. А3, дод. А].

- 5) Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.
- 6) Всі отримані результати зводимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	III					
2.	Група складності	гр.	III					
3.	Клас точності	кл.	II					
4.	Кількість деталей × коефіцієнт переводу в "умовні деталі": а) корпусних масою більш ніж 100 кг б) литі і зварні в) оригінальних, які не є литими та корпусними г) застосовані з іншого виробу д) уніфікованих у вузли е) стандартних нормалізованих ж) покупних	шт.				1×5 4×2 145×1 9×0,5 4×7 258×0,15 10×0,5	1×10 4×4 145×1 9×0,2 4×3,5 258×0,15 10×0,15	
5.	Кількість умовних деталей	шт.				234,2	227,0	

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6.	Норма на умовну деталь	нормо-год				3,4	4,3	
7.	Загальна трудомісткість	нормо-год	40	370	405	796,28	976,1	2587,38
8.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн./год.	93,172	84,462	80,246	81,277	69,424	
9.	Зарплата основна (Z_o)	грн.	3726,88	31250,94	32499,63	64719,25	67764,77	199961,5
10.	Зарплата додаткова (Z_d): 10% від Z_o	грн.	372,69	3125,09	3249,96	6471,92	6776,48	19996,15
11.	Єдиний соціальний внесок: 22,0% від (Z_o+Z_d)	грн.	901,90	7562,73	7864,91	15662,06	16399,07	48390,67
12.	Витрати на відрядження: 5% від Z_o	грн.	186,34	1562,55	1624,98	3235,96	3388,24	9998,07
13.	Накладні витрати: 45% від Z_o	грн.	1677,10	14062,92	14624,83	29123,66	30494,14	89982,66
14.	Всього вартість проекту $B_{пк}$	грн.	6864,91	57564,23	59864,32	119212,9	124822,70	368330,

3.3 Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи [17, с. 374]:

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів:
 - а) виготовлення деталей;
 - б) складання окремих вузлів;
- конструювання оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

1) В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми часу, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів [16, табл. Б1, дод. Б].

2) Трудомісткість решти етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо в процентах від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів [16, с. 8].

Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту – B_T .

Всі виконання розрахунки зводимо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо-годин	Середньогодинна зарплата, грн/год	Заробітна плата основна Z_o , грн	Заробітна плата основна Z_d , грн, 10% від Z_o	Відрахування на соціальні потреби, грн 22% від ($Z_o + Z_d$)	Накладні витрати, грн, 55% від Z_o	Сумарні витрати, грн
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження, нормо- годин			47,2	87,312	4121,13	412,11	997,31	2266,62	7797,17
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей:									
	а) загальна кількість деталей, шт	150		1557,5		126118,73	12611,87	30520,73	69365,30	238616,64
	б) в т.ч по групах технологічної складності:									
	I	45	4,5	202,5	69,42	14057,55				
	II	70	9	630	69,42	43734,60				
	III	22	17	374	87,79	32833,46				
	IV	13	27	351	101,12	35493,12				

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3.	Розробка техпроцесу складання вузлів									
	а) загальна кількість вузлів, шт	6		88,2		7715,49	771,55	1867,15	4243,52	14597,71
	б) в т.ч по групах технологічної складності: II	2	5,6	11,2	69,42	777,50				
	III	1	12,5	12,5	69,42	867,75				
	IV	1	14,9	14,9	84,02	1251,90				
	V	1	17,8	17,8	90,13	1604,31				
	VII	1	31,8	31,8	101,07	3214,03				
4.	Проектування спеціального оснащення та нестандартні засобів механізації та автоматизації, нормо-год			85,4	101,07	8631,38	863,14	2088,79	5610,40	17193,70
5.	Виготовлення спеціального оснащення та нестандартні засобів механізації та автоматизації, нормо-год			34,1	69,42	2367,22	236,72	572,87	2959,03	6135,84
6.	Інші витрати, нормо-год			44,2	69,42	3068,36	306,84	742,54	1687,60	5805,34
7.	Всього вартість проекту $B_{\text{шт}}$			1854,1		151804,03	15180,4	36736,58	86012,41	289734,0

3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни верстата

Після визначення трудомісткості виготовлення проектного верстату розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$Z_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{r}_i} \cdot T_i, \quad (3.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

C_{r_i} – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умов праці, грн./год.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на ливарних роботах:

$$Z_{\text{ор}}^{\text{л}} = 75 \cdot 87,048 = 6528,60 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$P_o = \sum_{i=1}^n Z_{\text{ор}_i} \cdot \frac{P_{\text{pp}_i}}{100}, \quad (3.2)$$

де P_{pp_i} – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на ливарних роботах:

$$B_o = 6528,60 \cdot \frac{350}{100} = 22850,10 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n z_{\text{ор}_i} \cdot \frac{P_{\text{цр}_i}}{100}, \quad (3.3)$$

де $P_{\text{цр}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для ливарних робіт:

$$B_{\text{цех}}^{\text{л}} = 6528,60 \cdot \frac{242}{100} = 15799,21 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Трудомісткість виготовлення та окремі види витрат, включені до собівартості виготовлення верстата

Види робіт	Трудомісткість робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $z_{\text{ор}}$, грн.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B_o		Цехові витрати $B_{\text{цех}}$	
					%	грн.	%	грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ливарні	75,0	3	87,048	6528,60	350	22850,10	242	15799,21
Ковальсько-штампувальні	76,1	3	78,605	5981,84	410	24525,55	223	13339,50
Зварювально-заготівельні	64,7	4	84,217	5448,84	245	13349,66	132	7192,47
Механічні	585,6	4	77,979	45664,50	385	175808,3	232	105941,7
Термічні	58,7	3	87,048	5109,72	395	20183,38	282	14409,40
Гальванічні	26,8	3	87,048	2332,89	280	6532,08	150	3499,33
Слюсарсько-складальні	920,0	4	77,979	71740,68	210	150655,4	242	173612,5

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Електромонтажні	97,3	4	77,979	7587,36	215	16312,82	132	10015,31
Фарбувальні	5,0	2	57,184	285,92	110	314,51	120	343,10
Пакувальні	12,8	2	57,184	731,96	110	805,15	120	878,35
Інші	28,0	3	70,181	1965,07	220	4323,15	240	4716,16
Всього	1950,0	-	-	153377,37	-	435660,16	-	349746,93

Повну собівартість верстата розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{вир}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{zv} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_c + Z_{\text{цп}} + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \quad (3.4)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Склад матеріальних витрат на верстат

№ п/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн
Основні матеріали					
1	Сталь 45	кг	1014,8	44,50	45158,60
2	Чавун СЧ20	кг	680	66,80	45424,00
3	Сталь 3	кг	346	45,00	15570,00
4	Алюміній	кг	28	246,00	6888,00
5	Сталь легована	кг	496,2	51,20	25405,44
6	Інші основні матеріали	—	—	—	1404,36
	Всього	—	—	—	139850,40

Продовження таблиці 3.5

Покупні напівфабрикати					
1	Кульково-гвинтова передача	шт.	6	77400	464400,00
2	Електродвигун 10 кВт	шт.	1	34090	34090,00
3	Електродвигун 1 кВт	шт.	6	8930	53580,00
5	Шарнір	шт.	12	2210	26520,00
6	Система ЧПК	шт.	1	138760	138760,00
7	Підшипники				840,00
8	Інші покупні				9650,00
Всього		—	—	—	727840,00

$T_{\text{в}}$ – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

$B_{\text{н}}$ – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

$B_{\text{зв}}$ – зворотні відходи (віднімаються), грн.;

$E_{\text{тех}}$, $\Pi_{\text{тех}}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$З_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

$B_{\text{с}}$ – єдиний соціальний внесок, грн.;

$З_{\text{щ}}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

$K_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн.;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн.;

$K_{\text{пв}}$ – позавиробничі витрати, грн.

Розрахунок собівартості зводимо до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Повна собівартість виготовлення верстату та його оптова ціна

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн
1	2	3	4	5
1.	Матеріали основні	$M_{\text{о}}$	табл. 4.5	718190,00
2.	Матеріали допоміжні	$M_{\text{д}}$	4% від $M_{\text{о}}$	28727,60
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	$\Pi_{\text{н}}$	табл. 4.5	727840,00
4.	Зворотні відходи	$- B_{\text{зв}}$	6% від $M_{\text{о}}$	43091,40
5.	Транспортно-заготівельні витрати	$T_{\text{в}}$	5% від $(M_{\text{о}} + M_{\text{д}} + \Pi_{\text{н}})$	58990,30

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$\Pi_{\text{тех}}, E_{\text{тех}}$	78% від $З_{\text{ор}}$	119634,35
7.	Всього матеріальні витрати			1610290,85
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{ор}}$	табл. 4.4	153377,37
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{др}}$	10% від $З_{\text{ор}}$	15337,74
10.	Єдиний соціальний внесок	$В_{\text{с}}$	22,0% від $(З_{\text{ор}} + З_{\text{др}})$	37117,32
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{\text{уп}}$	8,2% від $З_{\text{ор}}$	12576,94
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	$В_{\text{о}}$	табл. 4.4	435660,16
13.	Цехові витрати	$K_{\text{цех}}$	табл. 4.4	349746,93
14.	Загальнозаводські витрати	$K_{\text{зав}}$	180% від $З_{\text{ор}}$	276079,26
15.	Інші виробничі витрати	$В_{\text{ін}}$	2,0% від $З_{\text{ор}}$	3067,55
16.	Виробнича собівартість	$C_{\text{вир}}$	$\Sigma \text{ст. (7} \div 15)$	2893254,12
17.	Позавиробничі витрати	$K_{\text{пв}}$	1% від $C_{\text{вир}}$	28932,54
18.	Повна собівартість	$C_{\text{пов}}$	$C_{\text{вир}} + K_{\text{пв}}$	2922173,91
19.	Прибуток	$\Pi_{\text{н}}$	15% від $C_{\text{пов}}$	438326,09
20.	Оптова ціна	$\Pi_{\text{опт}}$	$C_{\text{пов}} + \Pi_{\text{н}}$	3360500,00

Оптову ціну верстата розраховуємо за формулою:

$$\Pi_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + \Pi_{\text{н}}, \quad (3.5)$$

де $\Pi_{\text{н}}$ – нормативний прибуток, грн.

$$\Pi_{\text{н}} = \frac{P_{\text{с}} \cdot C_{\text{пов}}}{100}, \quad (3.6)$$

де $P_{\text{с}}$ – встановлений рівень рентабельності виробу, %.

$$\Pi_{\text{н}} = \frac{15 \cdot 2922174}{100} = 438326 \text{ грн.}$$

$$Ц_{\text{опт}} = 2922174 + 438326 = 3360500 \text{ грн.}$$

3.5 Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції

Розрахунок виконуємо за методикою, викладеною в [1, с. 20], згідно з якою загальна сума експлуатаційних витрат визначається за формулою:

$$B_{\text{е}} = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (3.8)$$

де B_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн.;

$B_{\text{е}}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{\text{мд}}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

$B_{\text{р}}$ – витрати на ремонт обладнання, грн.;

$B_{\text{п}}$ – витрати на утримання приміщення, грн.;

$B_{\text{н}}$ – витрати на наладку, грн.;

$B_{\text{а}}$ – витрати на амортизацію обладнання, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_3 = C_{\text{г}} \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}), \quad (3.9)$$

де $C_{\text{г}}$ – годинна тарифна ставка робітника, грн./год.;

$T_{\text{нор}}$ – час обробки деталі, хв.;

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_3^{баз} = 77,979 \cdot \frac{31,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 54,0680 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_3^{np} = 77,979 \cdot \frac{18,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 31,3943 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{шт}}{60} \cdot C_{ел}, \quad (3.10)$$

де N_b – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи двигунів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для фрезерних верстатів – 0,6...0,7);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,4);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – 0,92;

$C_{ел}$ – ціна 1 кВт-год силовій електроенергії без ПДВ, грн.

$$B_{ел}^{баз} = \frac{15,5 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{31,0}{60} \cdot 7,5 = 15,0875 \text{ грн. ;}$$

$$B_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{16 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{18,0}{60} \cdot 7,5 = 8,4402 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (3.11)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини верстата, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{79,5 \cdot 25 \cdot 31,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 10,2688 \text{ грн.};$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 20 \cdot 18,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 4,7700 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{ве}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.12)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}, \Gamma_{\text{ве}}$ – відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин верстата, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{25 \cdot 880 + 18 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{31,0}{60} = 4,5728 \text{ грн.};$$

$$B_p^{\text{пр}} = \frac{20 \cdot 880 + 10,5 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{18,0}{60} = 1,9109 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_o \cdot K_d \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.13)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м^2 ;

K_d – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення):

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн./м^2 .

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{4,5 \cdot 3,0 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 1,3773 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{4,7 \cdot 3,0 \cdot 780 \cdot 18,0}{3950 \cdot 60} = 0,8353 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$P_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.14)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість верстата, грн.

Балансову вартість верстатів знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (3.15)$$

де $C_{\text{опт}}$ – оптова ціна верстата, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

Таким чином, балансова вартість:

– базового верстата:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 3523300 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 4203028 \text{ грн.},$$

– проектного верстата:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 3360500 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 3898180 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{4203028 \cdot 20 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 106,4180 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{3898180 \cdot 20 \cdot 18,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 59,2131 \text{ грн.}$$

Витрати на експлуатацію універсального різучого інструменту:

$$B_{\text{ip}} = \frac{(S_u + p \cdot S_{\text{пер}}) \cdot \gamma \cdot T_{\text{нор}}}{t_e (p + 1)} K_{\text{ет}}, \quad (3.16)$$

де S_u – первісна вартість універсального різучого інструменту, грн.;

p – кількість переточувань різучого інструменту до повного зносу по лімітуючому розміру різучої грані [18, табл. 7.12];

$S_{\text{пер}}$ – вартість однієї переточувань, грн.;

γ – питоме значення машинного часу роботи обладнання в загальному варіанті його роботи [18, табл. 7.11];

t_e – економічна стійкість інструменту, хв. [18, табл. 7.12];

K_{em} – коефіцієнт обліку втрат інструменту [18, табл. 7.12].

$$B_{ip}^{баз} = \frac{(1172,0 + 20 \cdot 57,44) \cdot 0,6 \cdot 31,0}{480 \cdot (1 + 20)} \cdot 1,01 = 6,4589 \text{ грн.}$$

$$B_{ip}^{np} = \frac{(1172,0 + 20 \cdot 57,44) \cdot 0,6 \cdot 18,0}{480 \cdot (1 + 20)} \cdot 1,01 = 3,7502 \text{ грн.}$$

Витрати на налагодження верстата:

$$B_n = C_{zn} \cdot (1 + K_o) \cdot (1 + K_c) \cdot \frac{T_{нал} \cdot A}{60 \cdot N_o}, \quad (3.17)$$

де C_{zn} – годинна тарифна ставка наладчика, грн./год.;

A – кількість налагоджень за рік;

$T_{нал}$ – час налагодження, хв.;

N_o – річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_n^{баз} = 88,375 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{45 \cdot 4}{60 \cdot 1500} = 1,6051 \text{ грн.},$$

$$B_n^{np} = 88,375 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{35 \cdot 4}{60 \cdot 1500} = 0,1846 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 3.7.

Таблиця 4.7 – Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата основна, додаткова з єдиним соціальним внеском	B_z	54,0680	31,3943
2.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	15,0875	8,4402
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	10,2688	4,7700
4.	Ремонт обладнання	B_p	4,5728	1,9109
5.	Універсальний інструмент	B_{ip}	6,4589	3,7502
6.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	1,3773	0,8353
7.	Амортизація обладнання	B_a	106,9180	59,2131
8.	Наладка обладнання	B_n	1,6051	0,1846
Загальна сума		B_c	200,357	110,499

3.6 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник верстата, розраховуємо за формулою:

$$E_{pv} = (U_{opt}^{pr} - C_{пов}^{pr}) \cdot P_v - E_n \cdot K_v, \quad (3.18)$$

де U_{opt}^{pr} – вартість оптова проектного верстата, грн.;

$C_{пов}^{pr}$ – повна собівартість проектного верстата, грн.;

P_v – програма виробництва верстатів, шт./рік;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,16$);

K_v – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_v = B_{пк} + B_t, \quad (3.19)$$

де $B_{\text{пк}}, B_{\text{т}}$ – відповідно вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва, грн.

$$K_{\text{с}} = 368330 + 289734 = 658064 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рв}} = (3360500 - 2922174) \cdot 1 - 0,16 \cdot 144600 = 333000 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{\text{рсп}} = (B_{\text{с}}^{\text{баз}} - B_{\text{с}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}}, \quad (3.20)$$

де $B_{\text{с}}^{\text{баз}}, B_{\text{с}}^{\text{пр}}$ – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_{\text{д}}$ – річна програма обробки деталей на верстаті;

$K_{\text{сп}}$ – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{\text{сп}} = \Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пр}} - \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} \cdot Q_{\text{баз}}, \quad (3.21)$$

$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}}, \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}}$ – відповідно балансова вартість проектного та базових верстатів, грн.;

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{баз}}$ – потреба у верстатах для виконання річної виробничої програми виготовлення деталей.

Розрахункову потребу в обладнанні визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{р}} = \frac{N_{\text{д}} \cdot T_{\text{нор}}}{F_{\text{орм}} \cdot 60 \cdot \kappa_{\text{с}}}, \quad (3.22)$$

де $\kappa_{\text{с}}$ – коефіцієнт виконання норм (за даними підприємства).

$$Q_p^{баз} = \frac{1500 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,2; K_{сп} = 3898180 \cdot 1 - 4203028 \cdot 1 = -304848 \text{ грн.}$$

$$E_{p_{сп}} = (200,357 - 110,499) \cdot 1500 - 0,16 \cdot (-304848) = 183600 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника

$$T_{ок_в} = \frac{K_в}{(C_{опт}^{пр} - C_{пов}^{пр}) \cdot П_в} = \frac{658064}{(3360500 - 2922174) \cdot 1} = 1,5 \text{ років,} \quad (3.23)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (таблиця 3.8).

Таблиця 3.8 – Підсумкові техніко-економічні показники проектів

№ п/п	Показники	Оди- ниця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	—	1	—
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	1500	1500	—
3.	Штучний час обробки виробу	хв.	31,0	18,0	-41,9
4.	Повна собівартість виготовлення верстату	грн.	—	2922174	—
5.	Оптова ціна верстату	грн.	3523300	3360500	-4,6
6.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням об'єкта	грн.	200,357	110,499	-44,8
7.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	—	658064	—
8.	Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника	років	—	1,5	—
9.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	—	333000	—
	б) у споживача	грн.	—	183600	—

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання визначення кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу шляхом встановлення впливу на них конструктивних параметрів даного механізму.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- вибрано спосіб розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури ;
- вибрано прототип для проведення досліджень;
- синтезовано розрахункові схеми кінематичних показників штанг механізму паралельної структури;
- синтезовано математичну модель розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури з чотирьохкоординатним переміщенням робочого органу на основі зворотної задачі кінематики даного механізму;
- визначено економічну ефективність від провадження результатів досліджень.

У проведеному огляді чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур показано, що вони почали докладно вивчатися тільки в останні роки, проте показано і перспективність досліджень у даному напрямку. Здійснені до цього спроби розрахунку силового навантаження стосувалися випадків статичної дії навантажуючої сили. Розрахунків кінематичних і динамічних характеристик чотирьохкоординатних механізмів на основі паралельних кінематичних структур з проміжним шарнірному вихідному органі, ряд конструктивних схем яких запропоновано на кафедрі машинобудування, мехатроніки і робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету, взагалі не проводилося.

На основі розроблених схем було синтезовано математичну модель розрахунку кінематичних показників штанг механізму паралельної структури, що базується на зворотній задачі кінематики даного механізму. На основі отриманих в ході проведених теоретичних досліджень графіків можна зробити наступні основні висновки.

1. При русі рухомої платформи з рівномірною швидкістю прискорення середньої точки штанги приводу переміщення платформи вдвічі менше, ніж прискорення точки на повзуні.

2. При віддалені платформи від напрямної кінематичні показники штанги, приєднаної до повзуна, який переміщується по даній напрямній, зростають.

3. Збільшення довжин штанг призводить до зменшення кінематичних показників штанг.

4. Збільшення радіусу розташування напрямних призводить до зростання кінематичних показників штанг.

Зазначимо, що рекомендації на основі даних висновків будуть коректними тільки з огляду на кінематичні показники механізму без урахування його силових та динамічних навантажень.

Також у роботі проведені розрахунки, що підтверджують економічну ефективність від впровадження результатів досліджень. Очікуваний економічний ефект у виробника продукції складає 333000 грн, у споживача – 183600 грн. Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника становить 1,5 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компоновки станок с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.
2. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград.2004. - 449с.
3. Пат. на кор. модель 122703 Україна, МПК (2006) B23Q5/00 B23Q5/32 (2006.01). Верстат з комбінованою кінематичною структурою / Гречка А.І., Лимар Я.В.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u201707219; заявл. 10.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.
4. Пат. на корисну модель 131333 Україна, МПК B23G5/02. Механізм паралельної структури з дуговою напрямною привода повороту шпинделя / А.І. Гречка, В.О. Ковальчук, В.С. Лесь.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. - № u201807712 ; заявл. 09.07.2018 ; опубл. 10.01.2019 ; Бюл. № 1.
5. Пат. на корисну модель 146761 Україна, МПК B23G 5/02. Механізм паралельної структури / А.І. Гречка, Т.І. Федьоха, О.О. Кропівний.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. - № u2020 05056 ; заявл. 04.08.2020 ; опубл. 17.03.2021 ; Бюл. № 11.
6. Гернет М.М. Курс теоретической механики : [учебник для вузов] / М.М. Гернет. – М.: Высш. школа, 1981. – 304 с.
7. Clavel, R., "Device for the Movement and Positioning of an Element in Space," US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
8. Лимар Я.В. Оптимізація чотирьохкоординатного механізму паралельної структури з додатковим шарніром на робочому органі:

[Електронний ресурс] / Я.В. Лимар, А.І. Гречка // Збірник наукових праць ЦНТУ “Наукові записки” – 2017.

9. Valasek M., Bauma V., Sika Z., Belda K., Pisa P.. Design-by-Optimization and Control of Redundantly Actuated Parallel Kinematics Sliding Star // Multibody System Dynamics (2005) 14: P. 251-267.

10. Tonshoff H., Denkena B., Gynter G., Mohring H.. Modelling of Error Effects on the New Hybrid Kinematic DUMBOStructure. 3-rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar: Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics. Chemnitz 2002, P. 639-653.

11. Chen J-S., Kuo Y-H., Hsu W-Y.. The influence of friction on contouring accuracy of a Cartesian guided tripod machine tool // Int. J. Adv. Manuf. Technol. (2006) 30: 470-478.

12 (99). Herve, J. M. Group mathematics and parallel link mechanisms / J. M. Herve // In 9th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Milan. - 1995. - P. 2079-2082.

13. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир, ЖІТІ, 2001. – 612 с.

14. Струтинський В.Б., Мельничук П.П. Математичне моделювання металорізальних верстатів. – Житомир, ЖІТІ, 2002. – 570 с.

15. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: Навчальний посібник / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько; За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Бескид БІТ, 2004. – 466 с.

16. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 40 с.

17. Організація виробництва на промисловому підприємстві / Під ред. Ю.А. Єгупова Київ: Центр навч. літератури, 2006. 488 с.

18. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник // Под общ. ред. К.М. Великанова. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.