**Струтинський В. Б.**

*Національний
технічний
університет України
„Київський
політехнічний
інститут”*

Кириченко А. М.

*Кіровоградський
національний
технічний
університет*

УДК 62-231:621.9.04

КІНЕМАТИЧНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ВЕРСТАТА З МЕХАНІЗМОМ ПАРАЛЕЛЬНОЇ СТРУКТУРИ „БІГЛАЙД”

Рассмотрено использование механизма параллельной структуры «биглайд» в станочном оборудовании. Установлены прямая и обратная кинематическая зависимости, что позволило оценить размеры рабочей зоны станка.

The use of bilateral PKM manipulator “biglide” in machine tools is considered. The forward and reverse kinematics are determined, that made it possible to estimate the workspace of machine tool.

У сучасному верстатобудуванні досить широке розповсюдження знайшли верстати з комбінованою кінематикою, в яких механізм паралельної структури поєднується з одною або кількома звичайними осями координат, що дозволяє об'єднати переваги та компенсувати недоліки верстатів з традиційною й паралельною кінематикою [1].

Використання в технологічному обладнанні з комбінованою кінематикою двохкоординатних механізмів паралельної структури, до яких належать механізми „лямбда”, „ножиці”, „біглайд” та інші [2], у сполученні з лінійним приводом шпинделя або столу дозволяє одержати рух інструмента по трьох координатах, що дає можливість високопродуктивної обробки відносно простих деталей у машинобудуванні і деревообробці.

Верстати з двохкоординатними механізмами паралельної структури є досить привабливими з точки зору відносної простоти конструкції, і в той же час мають високі технічні характеристики за рахунок високої жорсткості та можливості одержання робочої зони необмеженої довжини [3]. Отже, аналіз кінематики таких механізмів з точки зору

використання у технологічному обладнанні представляє значний науковий та практичний інтерес.

Питанням аналізу структури та кінематики механізмів паралельної структури присвячені численні праці вітчизняних та зарубіжних вчених [3, 4], якими встановлені методи одержання прямих та зворотних кінематичних залежностей механізмів паралельної кінематичної структури.

Згідно з класифікацією [2], механізм „біглайд” відноситься до механізмів із двома кінематичними ланками постійної довжини і двома ступенями вільності, який працює за рахунок зміни координат опорних шарнірів на напрямних з паралельним розташуванням у просторі, і має приводи лінійної дії.

Схема двохкоординатного механізму паралельної структури з кінематичними ланками постійної довжини зображена на рисунку 1. При переміщенні повзунів 1, 2 з однаковою швидкістю виконавчий орган 3 буде рухатись горизонтально вздовж осі X. При різних швидкостях переміщення повзунів або різних напрямках виконавчий орган отримує і переміщення по осі Y.

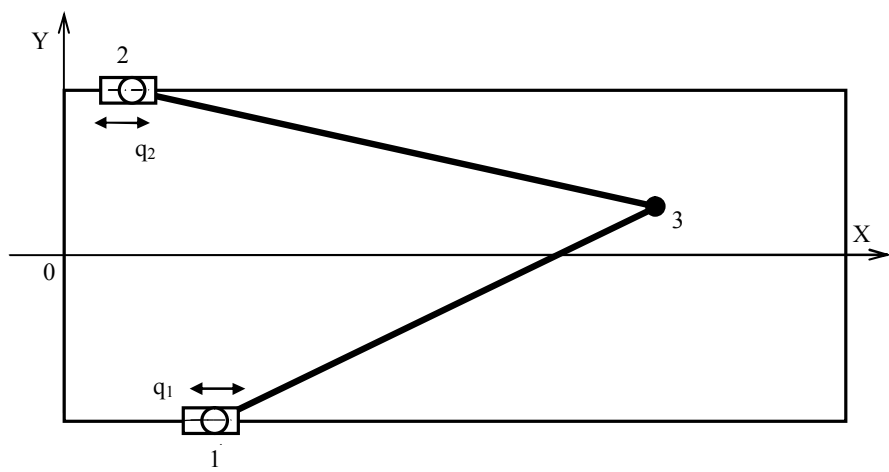
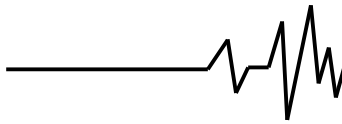


Рисунок 1 – Спрощена схема механізму „біглайд” з ланками постійної довжини.

Оскільки метою використання даного механізму у технологічному обладнанні є забезпечення координатних переміщень робочого органа (наприклад, шпинделя), то в реальній конструкції верстата одна з ланок повинна бути основною і нести робочий орган,

оскільки розмістити шпиндель на шарнірному з'єднанні штанг постійної довжини конструктивно складно і недоцільно. Тоді схема механізму приймає вигляд, показаний на рисунку 2.

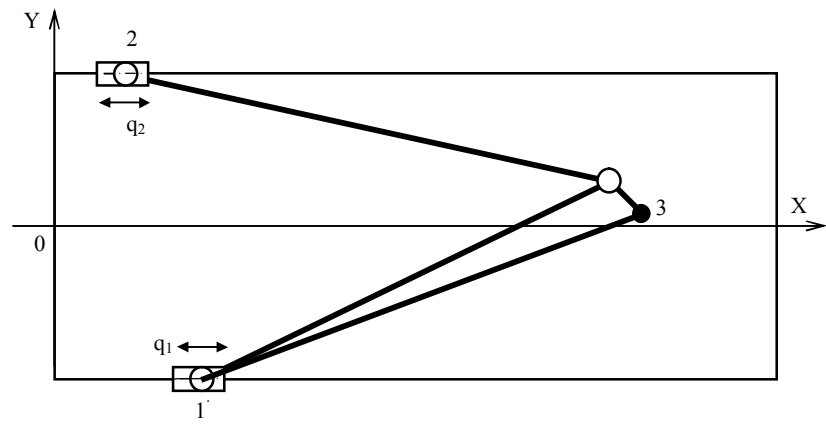


Рисунок 2 – Реальна схема механізму паралельної структури „біглайд”.

Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури є початковою стадією проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою, яка дає можливість у подальшому перейти до дослідження динаміки та синтезу систем управління обладнання. Кінематичний аналіз передбачає розв'язання двох задач – прямої і зворотної. Пряма задача полягає у визначенні абсолютних координат (наприклад, координат Декарта-Ейлера) робочого органа по заданим узагальненим координатам (l -координатам). Зворотна задача кінематики полягає у визначенні значень узагальнених координат (l -координат) за заданим положенням робочого органа.

Для спрощеного механізму, розрахункова схема якого показана на рисунку 3, при відомих переміщеннях повзунів q_1 , q_2 та геометричних параметрах механізму – розмірах штанг постійної довжини l_1 , l_2 та ширині столу $2B$, розв'язок прямої задачі кінематики дає координати робочого органа

$$x = l_1 \sin \left(\begin{array}{l} \arccos \left(\frac{4B^2 + (q_1 - q_2)^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 \sqrt{4B^2 + (q_1 - q_2)^2}} \right) \\ - \arctg \left(\frac{q_1 - q_2}{2B} \right) \end{array} \right) + q_1, \quad (1)$$



$$y = l_1 \cos \left(\begin{array}{l} \arccos \left(\frac{4B^2 + (q_1 - q_2)^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 \sqrt{4B^2 + (q_1 - q_2)^2}} \right) \\ - \operatorname{arctg} \left(\frac{q_1 - q_2}{2B} \right) \end{array} \right) - B \quad (2)$$

Для реальної структури верстата розрахункова схема зображена на рисунку 4, де робочий орган встановлений за допомогою ланок l_3, l_4 .

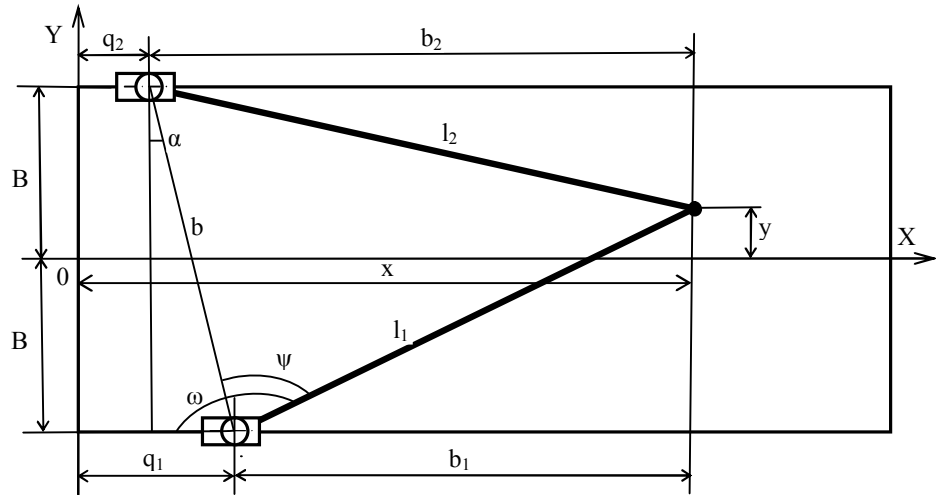


Рисунок 3 – Спрощена розрахункова схема механізму.

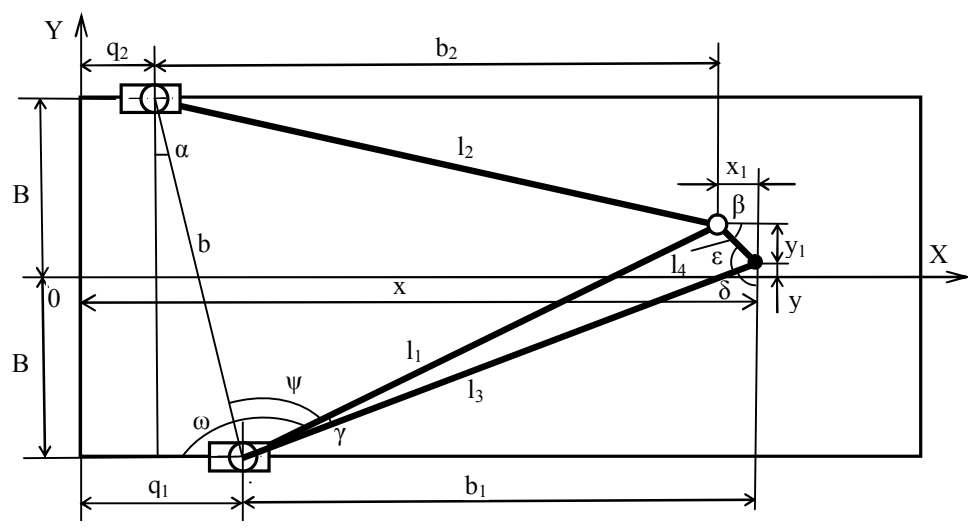


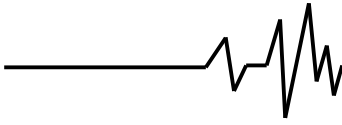
Рисунок 4 – Реальна розрахункова схема механізму.

Розв'язок прямої задачі кінематики для відомих переміщень вхідних ланок (повзунів) q_1, q_2 та геометричних параметрів механізму (розмірів ланок постійної довжини l_1, l_2, l_3, l_4, B) дає наступні координати вихідної ланки – робочого органа верстата

$$x = l_3 \sin \left(\begin{array}{l} \arccos \left(\frac{4B^2 + (q_1 - q_2)^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 \sqrt{4B^2 + (q_1 - q_2)^2}} \right) \\ - \operatorname{arctg} \left(\frac{q_1 - q_2}{2B} \right) + \gamma \end{array} \right) + q_1, \quad (3)$$

$$y = l_3 \cos \left(\begin{array}{l} \arccos \left(\frac{4B^2 + (q_1 - q_2)^2 + l_1^2 - l_2^2}{2l_1 \sqrt{4B^2 + (q_1 - q_2)^2}} \right) \\ - \operatorname{arctg} \left(\frac{q_1 - q_2}{2B} \right) + \gamma \end{array} \right) - B. \quad (4)$$

Для схеми (рис. 3) для відомих геометричних параметрів механізму (довжини ланок l_1, l_2 , ширина столу $2B$) переміщення повзунів для даного положення робочого органа з координатами (x, y) визначаються за формулами



$$q_1 = x - \sqrt{l_1^2 - (B + y)^2}, \quad (5)$$

$$q_2 = x - \sqrt{l_2^2 - (B - y)^2}. \quad (6)$$

Для схеми (рис. 4) відомі геометричні параметри механізму (довжини ланок l_1, l_2, l_3, l_4 , ширина столу $2B$), а переміщення повзунів для даного положення робочого органа з координатами (x, y) дорівнюють

$$q_1 = x - \sqrt{l_3^2 - (B + y)^2}, \quad (7)$$

$$q_2 = x - \sqrt{l_2^2 - \left[B - y - l_4 \sin \left(\arccos \left(\frac{B + y}{l_3} \right) - \frac{\pi}{2} + \arccos \left(\frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2}{2l_3l_4} \right) \right) \right]^2} - l_4 \cos \left(\arccos \left(\frac{B + y}{l_3} \right) - \arccos \left(\frac{l_3^2 + l_4^2 - l_1^2}{2l_3l_4} \right) - \frac{\pi}{2} \right). \quad (8)$$

Визначимо такі розміри ланок механізму, щоб у початковому положенні при нульових q_1, q_2 робочий орган знаходився на осі X , тобто $y=0$.

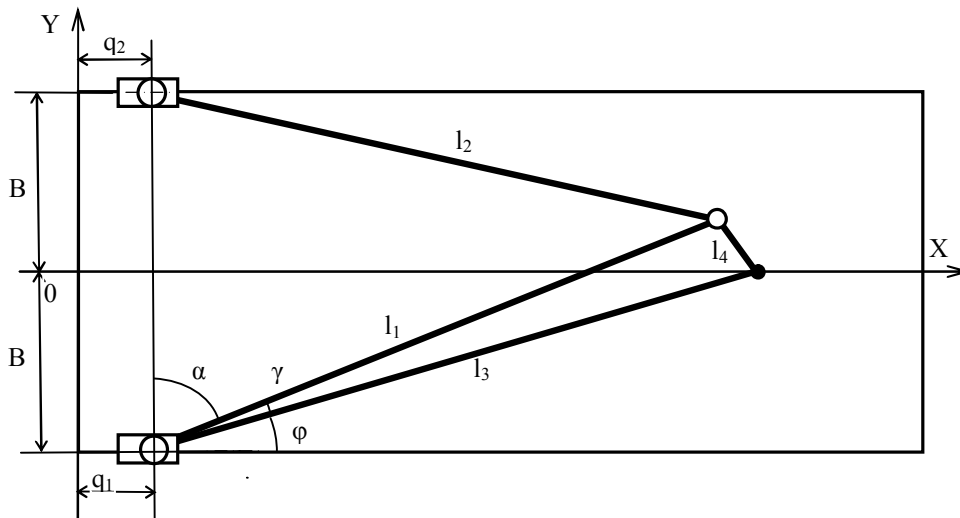


Рисунок 5 – Початкове положення механізму.

Тоді згідно з схемою на рисунку 4 при $q_1 = q_2$ з трикутника зі сторонами l_1, l_2 і $2B$ довжина ланки l_2 дорівнює

$$l_2 = \sqrt{4B^2 + l_1^2 - 4Bl_1 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \left(\arccos \left(\frac{l_1^2 + l_3^2 - l_4^2}{2l_1l_3} \right) - \arcsin \left(\frac{B}{l_3} \right) \right) \right)}. \quad (9)$$

Встановлено, що кінематичні залежності спрощеного та реального механізмів подібні, але для реального механізму, на відміну від спрощеного, графіки кінематичних залежностей дещо асиметричні. Тому в подальшому мова йде про прямі та зворотні кінематичні залежності реального механізму (схема на рис. 2). Пряма кінематика механізму, тобто залежність координат робочого органа X, Y від переміщень повзунів q_1, q_2 показана на

рисунку 6. Коли один з повзунів нерухомий, переміщення іншого у позитивному напрямку викликає рух робочого органа по колоподібній траєкторії, при цьому координата X зростає, а координата Y збільшується при переміщенні повзуна q_1 або зменшується при переміщенні повзуна q_2 . Максимальна величина координати Y спостерігається при найбільшій відстані між повзунами механізму. При синхронному переміщенні повзунів змінюється лише координата X .

Зворотні кінематичні залежності механізму механізму наведені на рисунку 7. Для збільшення координати X необхідно переміщувати повзуни синхронно (паралельні прямі на рис. 7, а). Для збільшення координати Y робочого органа необхідно рухати повзун q_1 у позитивний бік, а повзун q_2 у негативний, і навпаки.

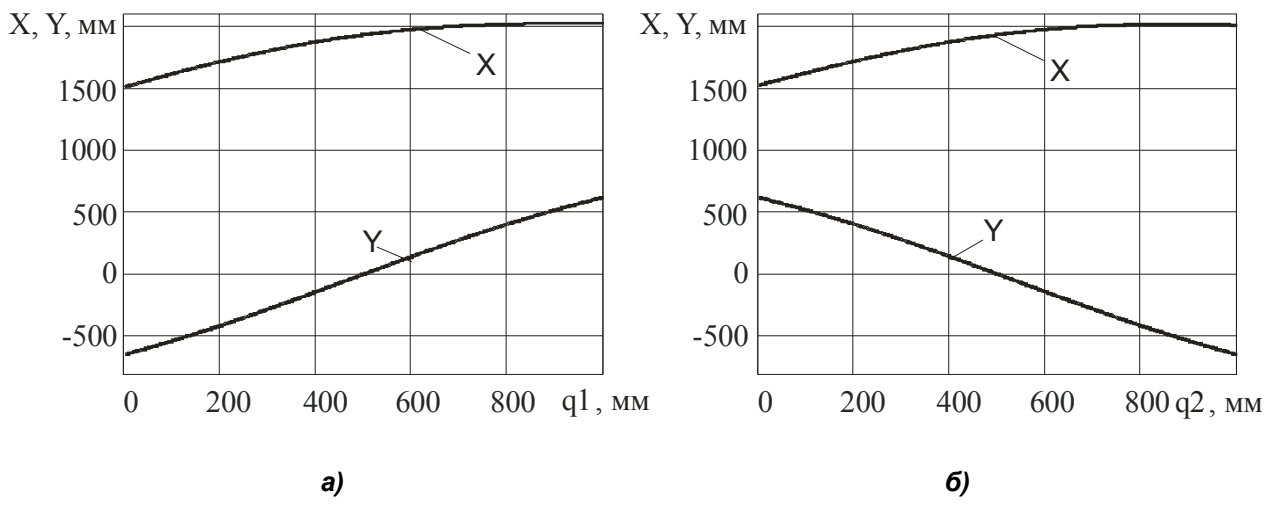
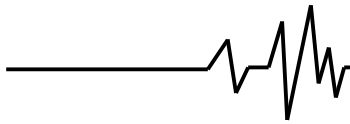


Рисунок 6 – Залежність координат X, Y положення робочого органа від переміщення повзунів

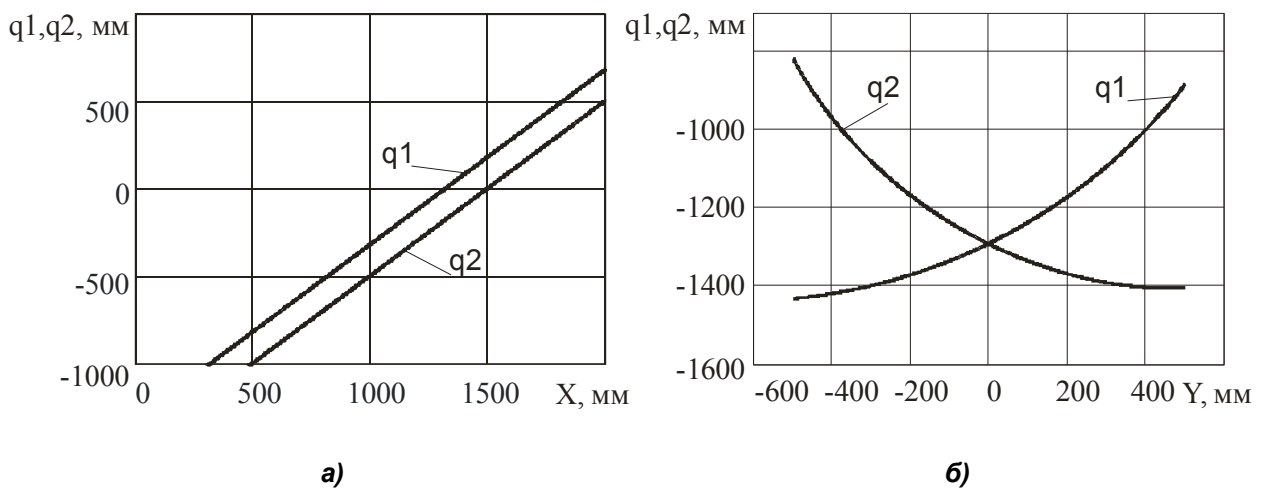
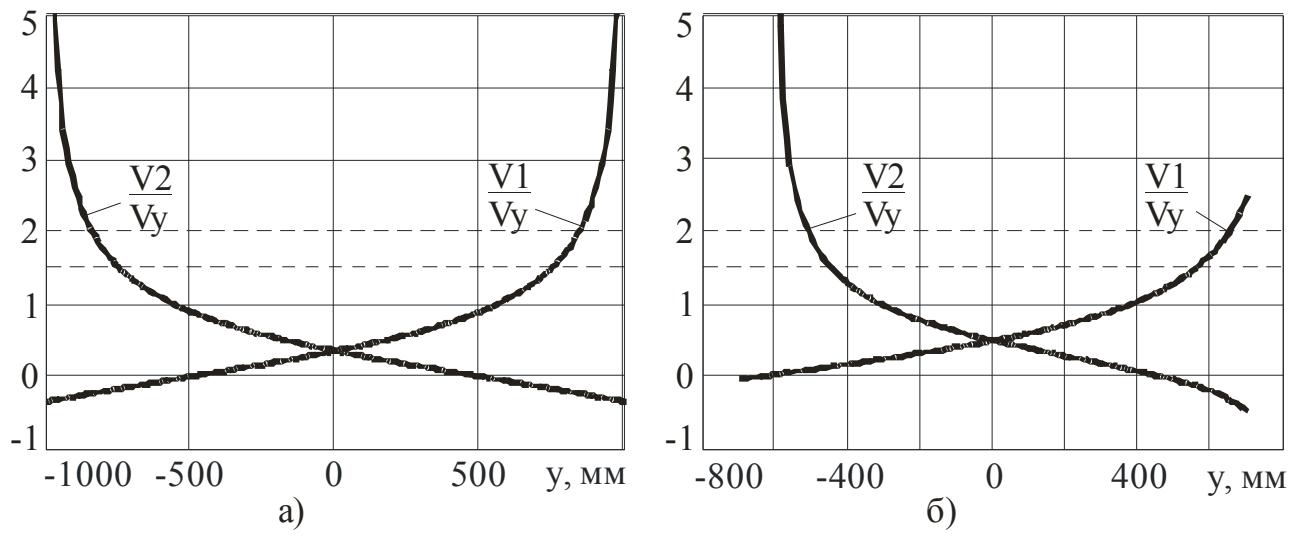
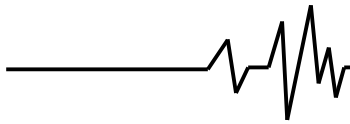


Рисунок 7 – Залежності переміщень повзунів 1, 2 від координат положення робочого органа: а) від X при постійній координаті $Y = 250 \text{ мм}$; б) від Y при постійній координаті $X = 0$

Одним із показників функціонування механізму є відношення швидкості переміщень приводів до швидкості робочого органа. Для високої ефективності роботи приводів бажано, щоб відношення швидкостей переміщень було якомога ближче до 1, а максимальна його величина не перевищувала 1,5...2. Залежності співвідношення швидкостей приводів і робочого органа від координати робочого органа Y для двох порівнюваних механізмів показані на рисунку 8. Обмеження показані на графіках пунктирними лініями. Для спрощеного

механізму графіки залежностей однакові (рис. 8, а) і при $V/V_y = 1,5$ значення координати положення робочого органа дорівнює 780 мм, а при $V/V_y = 2$ $y = 850$ мм. Аналогічно визначимо робочу зону за координатою положення робочого органа Y для другого механізму (рис. 8, б). При обмеженні $V/V_y = 1,5$ значення координати робочого органа дорівнює $y_1 = 550$ мм, $y_2 = 450$ мм відповідно, а при $V/V_y = 2$ $y_1 = 650$ мм, $y_2 = 500$ мм, що обумовлене несиметричністю механізму.



**Рисунок 8 – Залежність відношення швидкостей приводів і робочого органа:
а) для спрощеного механізму; б) для реального механізму.**

Таким чином, кінематичний аналіз механізму „біглайд” дозволив визначити прямі та зворотні кінематичні залежності, необхідні для управління приводами верстата на його основі, та попередньо оцінити розміри робочої зони. По координаті Y робоча зона верстата з механізмом „біглайд” обмежується швидкісними характеристиками приводів і складає приблизно 0,75...0,85 відстані між шарнірами повзунів верстата, а по координаті X робоча зона теоретично необмежена і визначається лише конструктивними параметрами напрямних.

Література

1. Потапов В.А. Станки с параллельной кинематикой на выставке ЕМО-2001:

концепции, реальность и перспективы // Приводная техника. – 2002. – № 2. – С. 50-57.

2. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. – Кіровоград: ІМЕКС, 2004. – 449 с.

3. Кириченко А.М., Козаченко Ю.А. Аналіз компоновок верстатного обладнання з комбінованою кінематикою // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / – вип. 16. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – С. 162-169.

4. Обрабатывающее оборудование нового поколения / Под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.