

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА, КОМПЛЕКСЫ И СИСТЕМЫ

УДК 621.9.06

ПРОГРАМНО-МАТЕМАТИЧНИЙ АПАРАТ КЕРУВАННЯ ВИКОНАВЧИМ ОРГАНОМ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВЕРСТАТІВ НОВИХ КОМПОНОВОК

Кузнецов Ю.М., Дмитрієв Д.О.

Постановка проблеми. Одним із перспективних напрямків багатонаменклатурного серійного виробництва є створення програмно-керованого швидкопереналагоджувального технологічного обладнання, створеного на основі механізмів паралельної структури як принципово нового обладнання для виконання майже усіх технологічних операцій обробки, складання, випробування та вимірювання виробів [4, 5]. Концепція проектування технологічного обладнання з паралельною кінематикою [6] передбачає конструктивне виконання замкнених кінематичних ланцюгів у вигляді просторових стрижневих ферм. Усі кінематичні ланки механізму працюють одночасно (паралельно), що дозволяє виконавчому органу (ВО) верстату рухатись у просторі, забезпечуючи необхідний закон переміщення. Металообробні верстати з паралельною кінематикою мають більш широкий спектр технологічних можливостей ніж традиційні верстати внаслідок забезпечення виконавчому органу до шести ступенів вільності, що дозволяє йому здійснювати переміщення у просторі відносно усіх осей координатної системи та реалізувати майже усі схеми формоутворення поверхонь деталей, а також інші процеси виготовлення продукції за одну установку деталі з усіх сторін, крім базових. Серед сучасних комерційно запропонованих верстатів з паралельною кінематикою можна виділити дві основні групи: перша – просторові механізми з телескопічними штангами керовано-змінної довжини (біпод, трипод, пентапод, гексапод); друга – механізми з стрижнями постійної довжини, що шарнірно зв'язані з рухомими каретками, які розташовані на напрямних основи верстату (биглайд, триаглайд, лінапод, гексаглайд) [2, 3]. Основним недоліком першої групи верстатів є те, що механізми приводів та крокові двигуни розташовані спільно з телескопічною штангою і місцем шарнірного з'єднання, і конструктивно складають єдиний рухомий вузол, що несе всі навантаження і погіршує динаміку верстату. На відміну від цього, в верстатах з штангами постійної довжини механізми приводів і двигуни розташовано на нерухомій основі (станіні), а основне навантаження сприймається напрямними верстату. Дана обставина дозволяє зменшити рухомі маси стрижнів, забезпечити підвищені швидкості переміщень і прецизійність обробки.

Для поглибленого вивчення формоутворюючих рухів і створення нових компоновок верстатів з паралельною кінематикою необхідно мати наочний апарат моделювання багатоланкових замкнених кінематичних ланцюгів. Більшість сучасних САПР в останній час почали вводити окремі модулі для симуляції рухів кінематичних ланок і оцінки їх поведінки. Але ці методи мають стандартні інструменти прямої кінематики і обмежені застосуванням тільки для послідовних структур. Тому необхідно адаптувати алгоритми розрахунків положень ланок механізмів паралельної структури до умов процедурного і візуального програмування.

Мета дослідження. Виконати повузловий аналіз складових рухів механізмів паралельної структури із стрижнями постійної довжини з метою програмно-математичної реалізації комплексних формоутворюючих рухів верстатів з паралельною кінематикою в системах автоматизованого проектування і комп'ютерного моделювання.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз прямої кінематики багатоланкових механізмів передбачає розв'язок системи алгебраїчних рівнянь $F(q)=(f_1(x_1, \dots, x_n), \dots, f_i(x_1, \dots, x_n))$, що описує трансформації локальних систем координат кожної ланки по відношенню до мирової системи відліку [7] або в системі координат верстату. Функція переміщень $F(f_i(x_1, \dots, x_n))$ вихідної ланки (виконавчого органу) буде безперервною, а відповідно диференціюватись по кожній з координат в області визначення, якщо всі функції $f_i(x_1, \dots, x_n)$ безперервні і диференціюються по кожній змінній (координаті) x_1, \dots, x_n в області визначення. Умовою однозначного розв'язку системи рівнянь замкнених багатоланкових кінематичних ланцюгів буде

$$F_j(p_i, q)=0 \quad (i=1, 2, \dots, K; \quad j=1, 2, \dots, N) \quad (1)$$

де N – кількість ланок в замкненому кінематичному ланцюзі;
 K – загальна кількість кінематичних ланцюгів в механізмі паралельної структури;
 $p_i = [p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{iN}]^T, p_i \in R^N$ змінні перетворень локальних систем координат кожної ланки в області визначень функції F_j ;
 q – множина керованих змінних $q = [q_1, q_2, \dots, q_M]^T$, що активують приводні ланки механізму в області значень функції $F_j, q \in R^N$.

Для отримання швидкостей і прискорень вихідної ланки механізму, що несе виконавчий орган верстату потрібно продиференціювати рівняння (1) в часних похідних по керованим змінним q .

$$\dot{p}_i = J_i(q)\dot{q} \quad (2) \quad \ddot{p}_i = J_i(q)\ddot{q} + \dot{J}_i(q)\dot{q} \quad (3)$$

де

$$\dot{p}_i = \begin{bmatrix} \dot{V}_i \\ \dot{\omega}_i \end{bmatrix}, \quad \ddot{p}_i = \begin{bmatrix} \ddot{V}_i \\ \ddot{\omega}_i \end{bmatrix}, \quad \dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \vdots \\ \dot{q}_M \end{bmatrix}, \quad \ddot{q} = \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \vdots \\ \ddot{q}_M \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$J_i(q)$ - якобіан (функціональний визначник) матриці $M \times N$ для функції переміщень F_j

$$J_i(q) = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial q_M} \\ \vdots & \dots & \vdots \\ \frac{\partial F_N}{\partial q_1} & \dots & \frac{\partial F_N}{\partial q_M} \end{bmatrix}_{N \times M} \quad (5)$$

Механізми паралельної структури з ланками постійної довжини знайшли широке застосування в свердлильно-фрезерних верстатах. При збільшенні ступеня вільності ВО постає необхідність збільшувати кількість передавальних ланок, в наслідок чого зростають габарити і металоємність верстату (рис.1, рис.2). Крім того ускладнюється розрахунок кінематичних параметрів на етапі проектування компоновки верстату, а саме складання і диференціювання матриці (5).

Не складно помітити стремління різних розробників [8 - 10] розташувати поступальніприводи кінців штанг співвісно один одному або на одній напрямній, що і визначає робочій простір верстату і форму станини. Так, верстат [8, 9] Hexaglide містить шість штанг і три напрямних (по дві штанги на кожній напрямній), а верстат Trijoint 900H має декілька модифікацій, але з аналогічною умовою (чотири штанги, дві напрямні). Це дозволяє виділити примітивний замкнений контур, що лежить в основі механізму біглайд і містить три зв'язані ланки, а саме, розташовані на повзунах дві штанги шарнірно зв'язані з вихідною ланкою, яка несе інструмент.

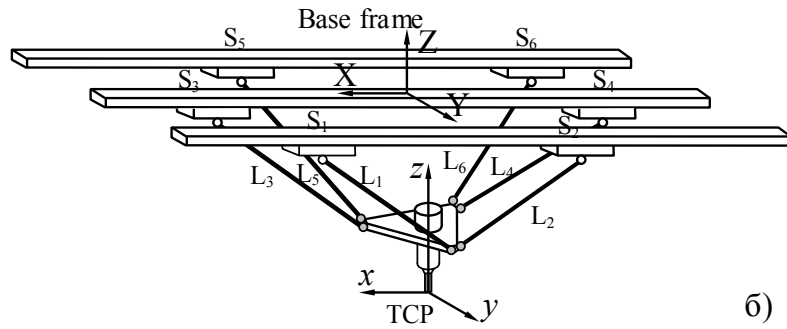
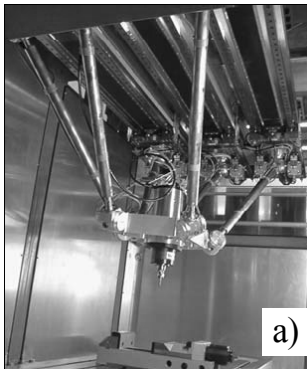


Рис.1 Фрезерний верстат Hexaglide розробники IWF і ETH (Швеція): а) – загальний вид; б) – конструктивна схема

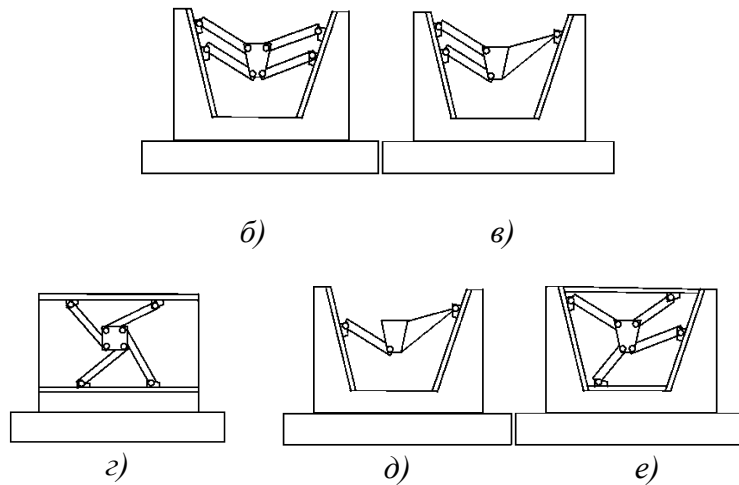
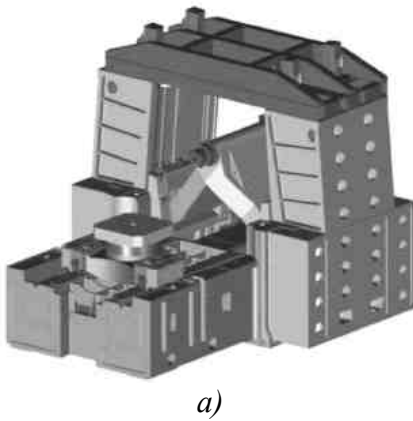


Рис.2 Свердильно-фрезерний верстат Trijoint 900H [10]–а) та його модифікації – б, в, г, д, е

Основна частина. Розглянемо контур ABCD (рис.3,а). Система біглайду містить п'ять змінних:

q_1 і q_2 , - відстань опорного кінця штанги від крокового двигуна на напрямних верстату (активні змінні);

q_3, q_4, q_5 – відповідно, кути нахилу ланок L_1, L_2 і L_p до напрямних (q_5 на рис.3 не показано).

Зв'язок активних і пасивних змінних такого замкненого контуру буде

$$\begin{cases} \sin(q_3)L_1 - \sin(q_4)L_2 \pm \cos(q_5)L_p = 0 \\ \cos(q_3)L_1 - \cos(q_4)L_2 + \cos(q_5)L_p - L_0 - q_1 - q_2 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Система (6) не має однозначного розв'язку, тому виключимо з неї змінну q_5 і запишемо рівняння для поступального руху ВО уздовж координатних осей

$$\begin{cases} \sin(q_3)L_1 - \sin(q_4)L_2 = 0 \\ \cos(q_3)L_1 - \cos(q_4)L_2 + L_p - L_0 - q_1 - q_2 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Продиференціював рівняння (7) отримаємо значення швидкостей ланок

$$\dot{q}_p = J_a(q)\dot{q}_a, \quad (8)$$

де $\dot{q}_p = \begin{bmatrix} \dot{q}_3 \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix}$ - пасивні змінні, $\dot{q}_a = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{bmatrix}$ - активні змінні;

$$\text{функціональний визначник} - J_a(q) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} \frac{1}{\sin(q_3)L1} & -\frac{1}{2} \frac{1}{\sin(q_4)L2} \\ \frac{1}{2} \frac{1}{\cos(q_3)L1} & \frac{1}{2} \frac{1}{\cos(q_4)L2} \end{bmatrix}.$$

Виключимо умовно ланку BC з замкненого контуру, але залишимо відстань між шарнірами B і C постійною і введемо уявні напрямні F_C і F_B , по яких відбувається їх рух (рис.3,б). В результаті отримуємо окремо пласкі механізми з повзунами, зв'язаними між собою шатуном, які рухаються синхронно.

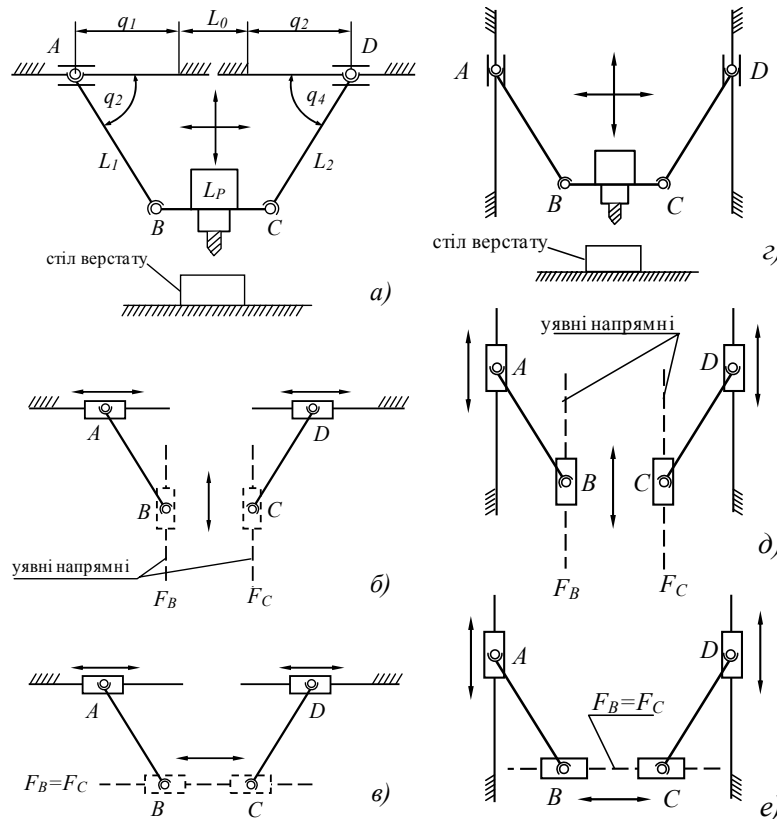


Рис.3 Декомпозиція механізму біглайд: а, б, в – горизонтальне розташування напрямних верстату;
г, д, е - вертикальне розташування напрямних верстату

Даний механізм добре відомий як еліпсограф Леонардо да Вінчі [1], що реалізує еліптичний рух шатунної площини $AB(CD)$. Очевидно, що при виключеній ланці BC кількість і розташування напрямних не змінюють сутність механізму.

Змінимо кут напрямних верстату і зведемо їх в одну точку для збільшення жорсткості верстату та зниження довжини штанг (рис.4).

Для обчислення положень повзунів A і D при плоскопаралельному русі ВО складемо систему рівнянь

$$\begin{cases} z = -\frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} x \\ (x_B - a)^2 + (z - t)^2 = L_1^2 \\ (x_C + a)^2 + (z - t)^2 = L_2^2 \end{cases} \quad (9)$$

Перше рівняння визначає розташування напрямної, інші кругову траєкторію, яку описують шатуни L_1 і L_2 навколо шарнірів при русі повзунів A і D по напрямним (рис.4, а).

Розв'язок системи (9) буде

$$z_{1,2} = \frac{a + k \cdot t \pm \sqrt{(a + k \cdot t)^2 - (a^2 - L_{1,2}^2 + t^2)(a + k^2)}}{1 + k^2}, \quad (10)$$

$$x_{1,2} = -k \cdot z_{1,2}, \quad (11)$$

де $k = -\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$.

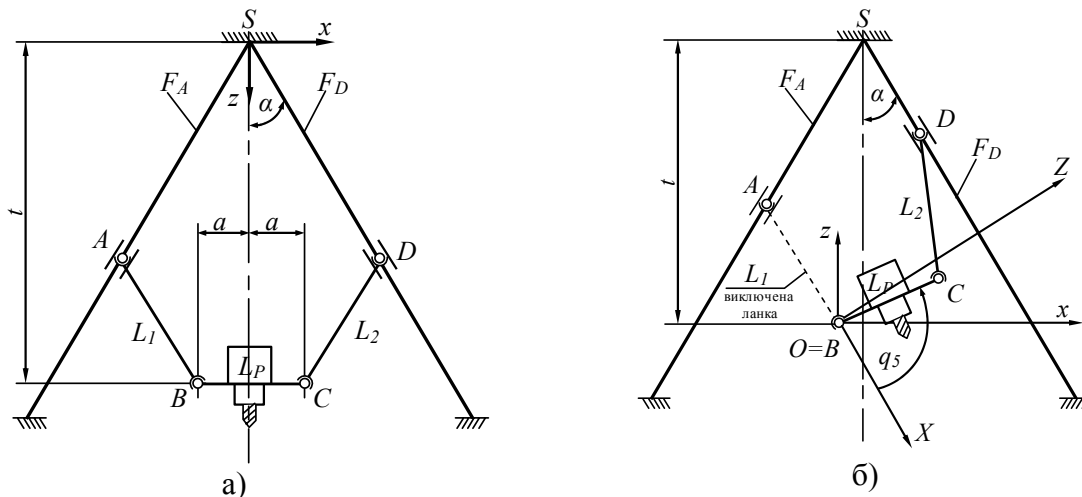


Рис.4 Розрахункові схеми при а) - плоскопаралельному і б) - обертальному русі ланки BC з інструментом для компоновки з кутовим розташування напрямних

Обертальний рух вихідної ланки BC обчислимо виключивши одну активну штангу, наприклад, ланку L_1 і перенесемо центр обертання в точку B (рис.4, б). Положення повзуна D на напрямній в канонічній системі координат XOZ буде

$$\begin{cases} X_D = L_P \cdot \cos q_5 - \sqrt{L_2^2 - (h \cdot \sin \alpha - L_P \cdot \sin q_5)^2} \\ Z_D = h \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (12)$$

Задамо систему XOZ в точці B так, щоб вісь X була паралельна напрямній F_D . Рівняння (12) в системі xBz прийме вид

$$\begin{cases} x_D = L_P \cdot \cos q_5 \cdot \sin \alpha + h \sin \alpha \cos \alpha - \sin \alpha \cdot \sqrt{L_2^2 - (h \cdot \sin \alpha - L_P \cdot \sin q_5)^2} \\ z_D = -L_2 \cdot \cos q_5 \cos \alpha + h \cdot \sin^2 \alpha + \sin \alpha \cdot \sqrt{L_2^2 - (h \cdot \sin \alpha - L_P \cdot \sin q_5)^2} \end{cases} \quad (13)$$

Розрахунок переміщень повзуна A по напрямній F_A виконується аналогічно при виключенні ланки L_1 і перенесенні центру обертання в точку C.

На основі трикутної форми розташування напрямних запропоновано [5] принципово нову пірамідальну компоновку і досліджено формоутворюючі рухи нового багатокординатного свердлильно-фрезерного верстату підвищеної жорсткості (рис.5). Осі механізмів поступового руху мають одну точку перетинання, розташовану над платформою з інструментальним ВО, і утворюють правильну трикутну піраміду. Верстат має скорочену довжину штанг, три циліндричні напрямні і паралельно ним три кулькові гвинтові передачі з опорами на нижній основі. Напрявні упираються в підп'ятник закріплений на Г-подібній траверсі. Жорсткість пружної просторової рамної системи забезпечена конструктивним (форма виконання рамної системи), а не металоємним підвищенням опору поперечних перерізів кінематичних ланок і станини. В порівнянні об'ємів піраміди і призми однакової висоти і площею основи рамної системи виконання в пірамідальній компоновці втричі легше.

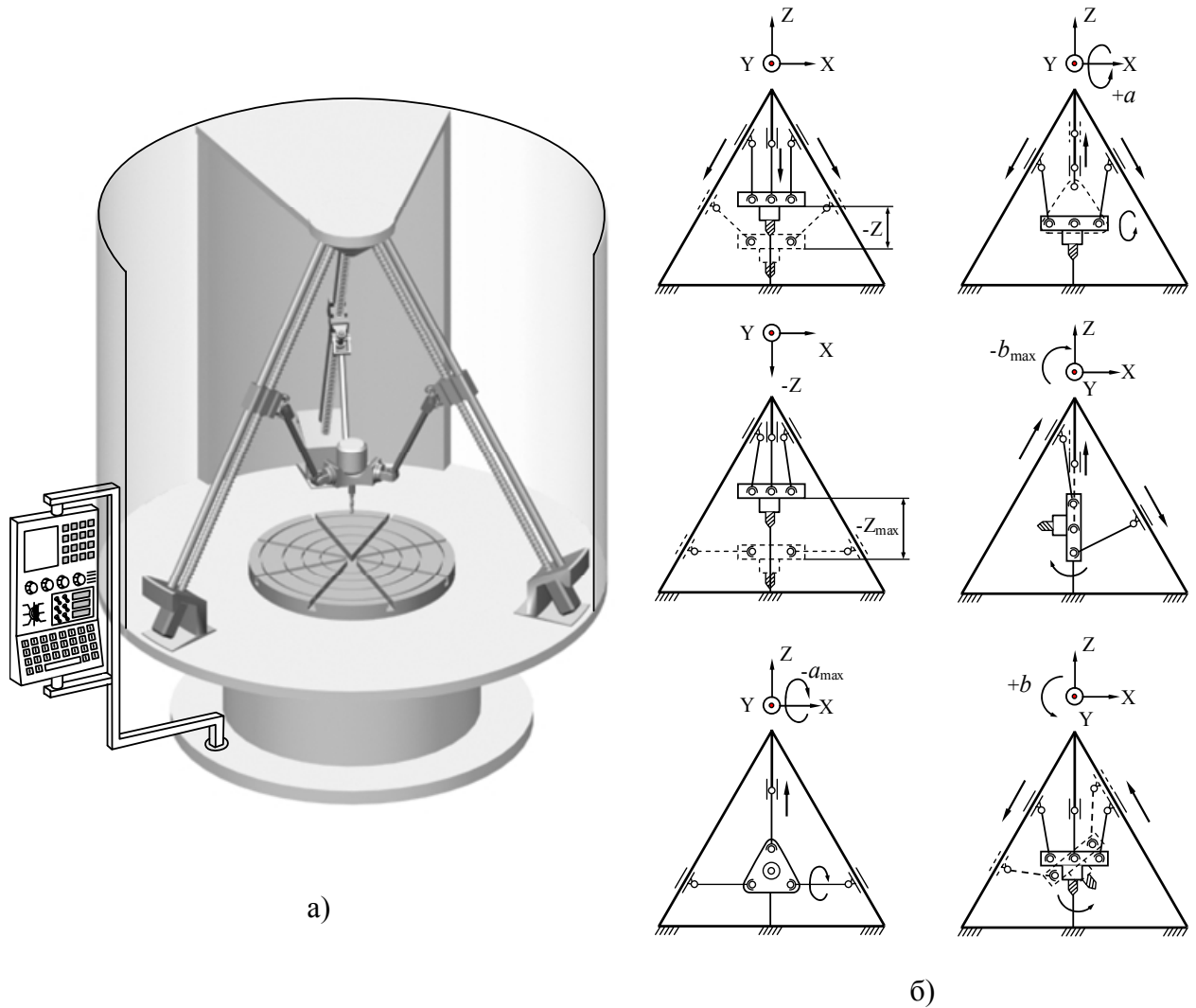


Рис.5 Багатокоординатний свердильно-фрезерний верстат підвищеної жорсткості:
 а) – загальний вид; б) – основні технологічні рухи по керованим координатам

В процесі комп'ютерного моделювання переміщень багатоланкового механізму необхідно визначити положення повзунів на напрямних верстату і орієнтацію штанг в світовій системі координат, коли ВО займає потрібне положення у просторі. Тобто треба вирішити обернену задачу кінематики. Рівняння замкненого векторного контуру (6) в багатоланковому механізмі з двома і більше активними змінними має складний розв'язок. Тому використаємо метод декомпозиції механізму і введемо уявні напрямні F_B , F_C , по яким буде рухатись (ковзати) ланка L_P , спираючись власними кінцями на уявні напрямні. Результати розкладання механізму на примітивні вузли по схемам керування (рис.4 і 5,б) наведено в табл.1. Отримані алгоритми реалізовано в тривимірному графічному середовищі 3DStudioMAX. Вибір програмного середовища обумовлено наявністю гнучкої об'єктно-орієнтованої мови програмування MaxScript суміщеної з графічним простором моделювання.

Створено інтерфейс програми, який дозволяє керувати положенням і орієнтацією ВО. Рухома платформа, місця з'єднання шарнірів, штанг з їх довжиною і положенням зв'язані змінними, математичними залежностями, що впливають на властивості об'єктів тривимірної моделі.

Таблица 1

Декомпозиція складових формоутворюючих рухів механізму паралельної структури з кутовим розташуванням напрямних

Схема руху виконавчого органу	Взаємозв'язок змінних	Схема руху виконавчого органу	Взаємозв'язок змінних
	керовані змінні: $Z_B = Z_C = t$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11)		керовані змінні: q_2 ; сталі величини: $Z_A, X_A; L_P = AC$ визначаються: Z_D, X_D по формулам (13).
	керовані змінні: $X_C - X_B = BC$; сталі величини: $BC = L_P$ визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11)		керовані змінні: $Z_B = t$; сталі величини: $q_5 = \text{const}$ $Z_C = \sin q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11)
	керовані змінні: q_5 ; сталі величини: Z_A, X_A, Z_B, X_B ; визначаються: Z_D, X_D по формулам (13).		керовані змінні: $Z_B = t$, $X_B = a$; сталі величини: q_5 , $Z_C = Z_B + \sin q_5 \cdot L_P$, $X_C = X_B + \cos q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11)
	керовані змінні: Z_B, X_B, q_5 пасивні змінні: $Z_C = Z_B + \sin q_5 \cdot L_P$, $X_C = X_B + \cos q_5 \cdot L_P$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11)		керовані змінні: q_4 ; сталі величини: $Z_D, X_D, Z_C = Z_B$, $q_5 = 0$; визначаються: Z_A, Z_D, X_A, X_D по формулам (10), (11) з підстановкою $a = X_B = \cos q_4 \cdot L_2 + L_P$ $t = Z_B = \sin q_4 \cdot L_2$

Висновки. Проведено аналіз складових формоутворюючих рухів механізмів паралельної структури зі штангами постійної довжини за допомогою умовного виключення однієї ланки і введенням уявних напрямних. В результаті визначено структуру примітив-

них вузлів замкнених кінематичних ланцюгів, отримано математичне описання рухів ланок на основі активних та пасивних змінних придатне для процедурного і об'єктно-орієнтованого програмування. Запропоновано нову компоновку багатокординатного свердлильно-фрезерного верстату із кутовим розташуванням напрямних і досліджено переміщення поступальних приводів за допомогою наведеного програмно-математичного апарату, що планується перевірити експериментально на діючому макеті верстата, який розробляється.

The structural analysis of form-building movements in machine tools with parallel kinematics is lead. The software -mathematical device for the kinematic analysis and management of position of parts of spatial mechanisms with bars of constant length is developed.

1. Бергер Э.Г., Табацков В.П. Синтез механизмов в машиностроении и робототехнике. – Николаев, НГАУ, 2004 - 188с.
2. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.
3. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград, 2004. - 449с.
4. Кузнецов Ю.М., Крижанівський В.А., Склярів Р.А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. Зб. наукових праць "Процеси механічної обробки в машинобудуванні", ЖДТУ, Вип. 1, 2005. – с.320 – 333.
5. Кузнецов Ю.М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування в Україні // Збірник наукових праць за матеріалами науково-методичної конференції "Проблеми фізико-математичної і технічної освіти і науки України в контексті євроінтеграції (Вища освіта-2006)".- К.: НПУ ім. М.П. Драгоманова, 2007. – с.45 -55.
6. Обрабатывающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковальов и др.; Под ред. В.Л. Афонина. М.: Машиностроение, 2001. – 256 с.
7. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. – М.:Наука, 1981. – 718 с.
8. Q. Huang, H. Hadeby, G. Sohlenius. Connection Method for Dynamic Modelling and Simulation of Parallel Kinematic Mechanism (PKM) Machines// Int J Adv Manuf Technol (2002) 19:163–173, 2002 Springer-Verlag London, Limited.
9. M. Honegger. Nonlinear adaptive control of a 6 DOF parallel manipulator / Institute of Robotics, ETH Zurich, Switzerland, honegger@ifr.mavt.ethz.ch
10. Simulation und Kalibration von Parallelkinematiken / IWF, ETH-Zentrum, Tannenstrasse 3, CH-8092 Zürich, <http://www.iwf.mavt.ethz.ch>
11. M. Valasek, Z. Sika, V. Bauma, T. Vampola Tractable Treatment of Design by Multiobjective Optimization – Parallel Kinematics Case Study // Multibody System Dynamics (2005) 13: p. 143–174, Springer 2005.