

УДК 621:30.050

РОЗШИРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ГІДРОСТРУМІННОГО ОБЛАДНАННЯ НА ОСНОВІ НОВИХ КОМПОНУВАЛЬНИХ РІШЕНЬ

О. Ф. Саленко, В. М. Орел

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: Salenko2006@ukr.net

Розглянуто нові компоновальні рішення гідрострумінного обладнання та можливості використання компоновань із розімкненою основою. Показано, що використання механізмів із паралельними кінематичними ланцюгами як орієнтувальних засобів значно розширює технологічні можливості обладнання, оскільки з'являється можливість виконувати обробку заготовок широкого розмірного діапазону. У той же час потребують удосконалення підходи до забезпечення точності позиціонування і відпрацювання переміщень. Показано, що похибки позиціонування внаслідок неточностей орієнтації підсистеми приводу відносно підсистеми головного руху, а також обмежена жорсткість несучої системи веде до виникнення похибок на рівні 0,8 мм, що недопустимо для виконання розмірної обробки. У той же час виконання попередньої ідентифікації положення елементів системи дозволяє знизити похибку до 0,25–0,3 мм. Подальше підвищення точності вбачається в оптимізації геометричних параметрів механізму.

Ключові слова: механізми із паралельними кінематичними ланцюгами, похибка позиціонування, сингулярність.

РАСШИРЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ГИДРОСТРУЙНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ НОВЫХ КОМПОНОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ

А. Ф. Саленко, В. Н. Орел

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: Salenko2006@ukr.net

Рассмотрены новые компоновочные решения гидроструйного оборудования и возможности использования компоновок с разомкнутой основой. Показано, что использование механизмов с параллельными кинематической цепями в качестве ориентирующих средств значительно расширяет технологические возможности оборудования, поскольку появляется возможность выполнять обработку заготовок широкого размерного диапазона. В то же время требуют совершенствования подходы к обеспечению точности позиционирования и отработки перемещений. Показано, что погрешности позиционирования вследствие неточности ориентации подсистемы относительно подсистем главного движения, а также ограниченная жесткость несущей системы ведет к возникновению ошибок на уровне 0,8 мм, что недопустимо для выполнения размерной обработки. В то же время выполнение предварительной идентификации положения элементов системы позволяет снизить погрешность до 0,25–0,3 мм. Дальнейшее повышение точности видится в оптимизации геометрических параметров механизма.

Ключевые слова: механизмы с параллельными кинематическими цепями, погрешность позиционирования, сингулярность.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Нині провідні світові ринки промислового обладнання пропонують широку номенклатуру верстатів, орієнтованих на виконання певних операцій або їх сукупності. Не виключенням є й гідрострумінне обладнання, яке використовує як робочий інструмент потужний струмінь рідини малого діаметру. Так, протягом останніх 40 років спостерігався значний прогрес як у конструктивних рішеннях систем і пристроїв верстатів, так і у підходах щодо реалізації обробного процесу, для якого конкретний верстат призначається. Причому, якщо в останньому аспекті спостерігається спроба дослідників вирішувати широке коло проблемних питань, зокрема, намагання сполучити різні за своєю сутністю явища [1] або поліпшити різальну здатність струменя за рахунок зміни його складу [2], умов взаємодії, а також за рахунок додаткового підведення енергії у зону впливу [3], то революційних змін у самій конструкції верстата поки не відбулося. Наразі є кілька цікавих робіт [4], [5], які висвітлюють переваги застосування нових компоновань верстатів, а також перспективи заміни існуючих несучих та орієнтуючих систем до механізмів із паралельною кінематикою [6], однак ці роботи є розрізненими і носять частковий характер.

Невирішеними залишається значна кількість питань, що разом зі специфікою процесу струмінної обробки не дозволяють запроваджувати ці концепції у діюче виробництво.

Можна констатувати, що нині традиційні підходи до створення струмінного обладнання вже повністю вичерпані; нові компоновання, що описуються структурною формулою $Z_{xy}XYOP_zZ$ і запропоновані автором [7] мають беззаперечні переваги порівняно з компонованням вигляду $Z_{xy}OXYzP_z$ (рис. 1) Іншими словами, переміщення заготовки при нерухомій струмінній головці, умовно сполученні з приймальним соплом [8], дозволяє не тільки ліквідувати громіздкий та об'ємний приймальний басейн, а й забезпечити високу стабільність та якість обробки, обумовлену тим, що струмінь діє на заготовку при незмінній схемі силового впливу. Однак розміри оброблюваної заготовки обмежуються використовуваними механізмами; в деяких випадках вони не перевищують 300–500 мм, що обмежує технологічні можливості обладнання.

Виходячи із високої вартості обладнання, зазначений недолік є суттєвим обмеженням, що стримує серійне виробництво таких верстатів. Отже, завищена вартість має негативний вплив на комерційний успіх обладнання такого компоновання.

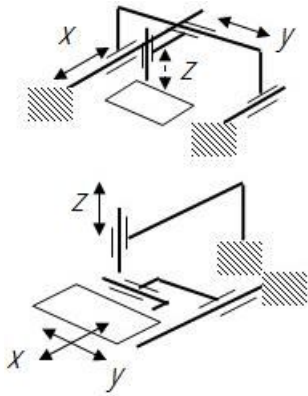


Рисунок 1 – Структури існуючого обладнання та пропонуваного: а) компоунвання $Z_{xy}XYOP_zZ$ з нерухомою заготовкою та рухомою струминною головкою; б) компоунвання $Z_{xy}OXYzP_z$ з рухомою заготовкою і рухомою у вертикальній площині струминною головкою (нерухомою в площині XOY)

Виникле протиріччя, очевидно, може бути розв’язане розриванням основи верстата. У цьому випадку підсистема приводу може бути виконана у вигляді окремого модулю, а головний привод – джерело живлення високого тиску, засоби формування струменя та стабілізації струминного потоку, приймальне сопло та допоміжні пристрої – у вигляді іншої підсистеми. При цьому координатний зв’язок між зазначеними двома підсистемами може бути реалізований електронним сполученням. Сама підсистема приводу може бути виконана як за схемою традиційних кінематичних рішень, так і засобами із паралельними кінематичними ланцюгами. Тепер обробці можна піддати заготовки широкого діапазону розмірів: достатньо попередньо встановити на необхідну відстань одну підсистему відносно іншої.

Таке рішення потребує узгодження ряду питань щодо досяжної точності обробки, а також величини похибок форми та деформацій заготовки при її переміщенні коліщатами приводу. Ці дослідження дозволять обґрунтувати структуру та конструктивні особливості пропонуваного рішення та сприятимуть розвитку верстатобудівної галузі в цілому, оскільки зазначений підхід без особливих труднощів може бути поширений на інші вили технологічного обладнання.

Отже, мета роботи – виявити раціональний варіант виконання механізму приводу горизонтальних подач, величину та закономірності зміни похибок при відпрацюванні переміщень, встановити можливі деформації оброблюваної заготовки при маніпулюванні.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. У ранніх публікаціях нами було показано, що механізми з паралельними кінематичними ланцюгами або механізми зі змінною кінематичною структурою мають низку переваг, які дозволяють розглядати їх як перспективну заміну існуючих механізмів. Для гідроструминних верстатів найбільш доцільним є використання так званих λ -механізмів, які є кращими порівняно з біглайдами та простіші за складом.

Зазначені механізми дозволяють виконувати переміщення у площині обробки деталі, однак вико-

нання підсистем приводу та головного руху у вигляді окремих блоків з можливістю вільного розташування один відносно іншого вимагає детального аналізу розмірних ланцюгів та формування накопичених похибок розмірів. Для верстата (рис. 2) можливість обробки деталей в діапазоні розмірів від $l_1 \times b_2$ до $l_2 \times b_2$ забезпечується переміщенням підсистеми приводу на відстань: уздовж осі $Y - l_{y1}$; уздовж осі $X - l_{x1}$.

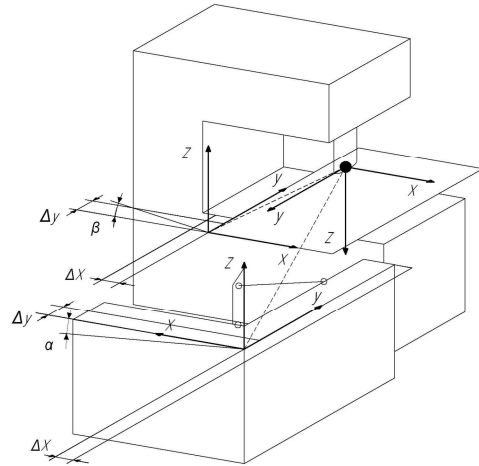


Рисунок 2 – Системи координат підсистеми головного руху та підсистеми приводу контурних подач

Прив’яжемо системи координат $X_1Y_1Z_1$ до базової точки підсистеми приводу $X_2Y_2Z_2$ – до зрізу калібрувальної трубки в точці умовної її осі; $X_3Y_3Z_3$ – до базового кута оброблюваної заготовки.

Тоді похибка позиціонування та відтворення траєкторії на листі оброблюваної заготовки визначатиметься відстанями $l_1 - l_4$, що мають певні допуски, точністю механізму, яка не є постійною для всього робочого простору у випадку використання механізмів паралельної структури, та похибками самого процесу гідрорізання, як було показано нами раніше [9] унаслідок не жорсткості струменя та виникнення явищ його стікання зі згином при зміні траєкторії обробки. Таким чином, похибка позиціонування визначиться як

$$\delta = \sqrt{\Delta_b^2 + \Delta_m^2 + \Delta_n^2}, \quad (1)$$

де Δ_b – похибка встановлення заготовки та утримання її коліщатами підсистеми приводу; Δ_m – похибка, пов’язана із неточностями відпрацювання переміщень механізмами приводу, а також унаслідок можливого деформування ланок при русі із прискореннями; Δ_n – похибки, що вносить сам процес струминного різання.

Похибку встановлення заготовки та утримання її коліщатами підсистеми приводу із урахуванням розрахункових схем (рис. 2, 3) та за умови нехтування малих кутів α та β неважко визначити таким співвідношенням:

$$\Delta_b = \sqrt{\Delta_{x1}^2 + \Delta_{x2}^2 + \Delta_{y1}^2 + \Delta_{y2}^2 + \sin^2(\alpha) + \sin^2(\beta)}. \quad (2)$$

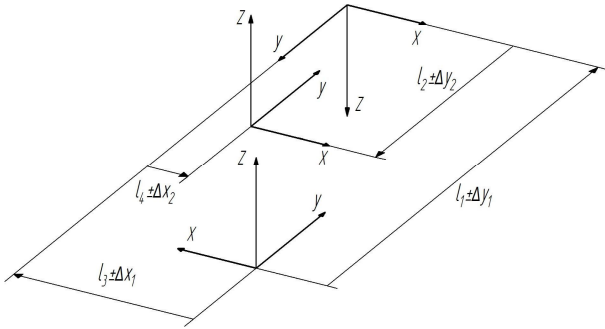


Рисунок 3 – Схема утворення похибки позиціонування для систем із розімкненим базовим елементом

Для визначення похибки, пов'язаної з неточностями відпрацювання переміщень механізмами приводу, а також унаслідок можливого деформування ланок при русі із прискореннями виконаємо перетворення систем координат при обході розмірного ланцюга.

Універсальна структурна схема перетворень систем координат і простору функціональних елементів виробу, показана на рис. 3, характеризується числом систем координат π_k , де $k = 0, 1, 2, \dots, n$ – кількість рівнів глибини технології, їх розташуванням, координованим радіус-вектором r_k , і наявністю елементарних рухів.

За розташуванням систем координат універсальна структурна схема має структуру з послідовним розташуванням систем координат відносно одного. При цьому їх кількість визначається кількістю рівнів глибини технології. Існує також нерухома система координат π_i , відносно якої вирішуються необхідні завдання, пов'язані з технологічним впливом, в тому числі і питання формоутворення функціональних елементів.

У загальному випадку, кожна система координат π_k може містити три різних елементарних оберտальних $B(x_k), B(y_k), B(z_k)$ і три різних елементарних прямолінійних рухів $\Pi(x_k), \Pi(y_k), \Pi(z_k)$, які можуть виконуватися в одному або іншому напрямку, в праву або в ліву сторону.

При цьому в цілому може бути група різних рухів, що складається з груп оберտальних і прямолінійних рухів. Універсальна математична модель рухів (переходів) у системі координат π_k можна представити таким чином:

$$Ort_k = B(x_k, y_k, z_k) \cup \Pi(x_k, y_k, z_k),$$

де Or_{ik} – група елементарних оберտальних і прямолінійних рухів в системі координат π_k ; $B(x_k), B(y_k), B(z_k)$ – група оберտальних рухів щодо відповідних осей системи координат π_k ; $\Pi(x_k), \Pi(y_k), \Pi(z_k)$ – група прямолінійних рухів щодо відповідних осей систем координат π_k .

Загальна універсальна математична модель рухів для всіх систем координат буде мати наступний вигляд:

$$Ort = U_{k=1}^n Or_{t_k}, \quad (3)$$

де Or_i – група всіх можливих рухів для всіх систем координат універсальної структурної схеми рухів при перетворенні систем координат; n – кількість рухливих систем координат.

Розглянемо матричний спосіб перетворення декартових систем координат і декартового простору. При цьому відзначимо, що процес складання матриць ґрунтується на складанні послідовностей, що складаються з композицій перетворення системи координат і перетворення простору (необхідні русі).

Нехай задані такі системи координат $\pi_1, \pi_n, \dots, \pi_2, \pi_1, \pi_0$. Координати однієї і тієї ж точки M в системах π_i і π_0 у скороченій запису можна записати:

$$r_i = M_{i0} r_0,$$

де r_i і r_0 – стовпові матриці радіус-векторів однієї і тієї ж точки M в системах координат π_i і π_0 ; M_{i0} – матриця переходу від системи π_0 до системи π_i .

Введемо однорідні системи координат. При однорідних координатах положення точки в системі координат задається чотирма величинами. Це дозволяє просто здійснювати перехід від однорідних координат до звичайних координат і виконувати зворотний перехід.

У цьому випадку, радіус-вектори r_i і r_0 записуються у вигляді векторів стовпців четвертого порядку:

$$r_i = \begin{pmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ 1 \end{pmatrix}, r_0 = \begin{pmatrix} x_0 \\ y_0 \\ z_0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad (4)$$

де x_i, y_i, z_i – координати точки M в системі координат π_i ; x_0, y_0, z_0 – координати точки M в системі координат π_0 .

Матриця M_{i0} виразу (4) на підставі рис. 2 може бути представлена так:

$$M_{i0} = M_{in} \prod_{k=n}^{k=1} M_{k(k-1)}, \quad (5)$$

де M_{in} – матриця перетворень систем координат і простору при переході від системи π_n до системи π_i координат; $M_{k(k-1)}$ – матриця перетворень систем координат і простору при переході від системи $\pi_{(k-1)}$ до системи координат π_k .

У виразі (5) матриця переходів M_{i0} має наступну структуру:

$$M_{in} = M_{in}^A \cdot M_{in}^B, \quad (6)$$

де M_{in}^A – матриця перетворення систем координат при переході від системи π_n до системи координат π_i ; M_{in}^B – матриця перетворення декартового простору при переході від системи π_n до системи координат π_i .

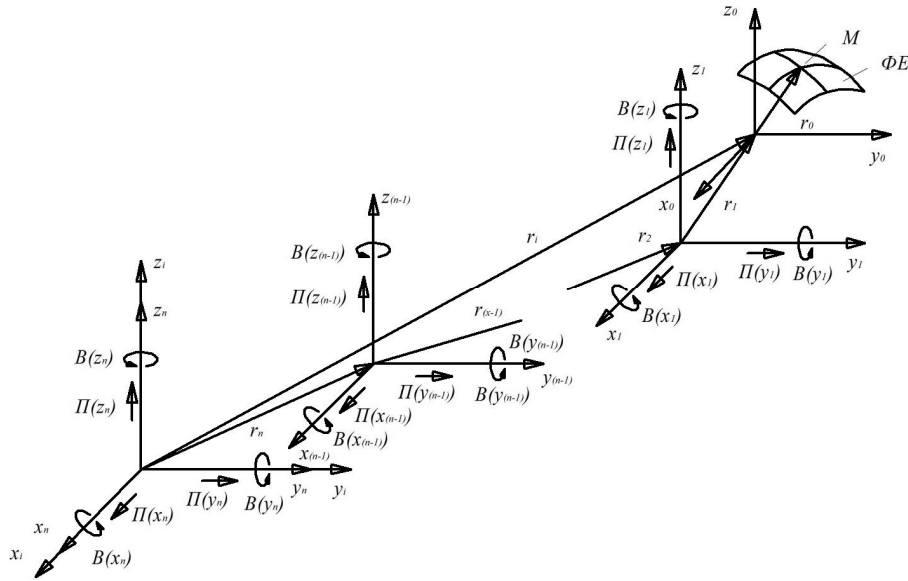


Рисунок 3 – Перетворення систем координат від підсистеми приводу подач до точки прив'язки оброблюваної заготовки

Тут матриці M_{in}^A і M_{in}^B складаються з наступних структурних елементів:

$$M_{in}^A = m_{iR_1}^A \dots m_{i2}^A \cdot m_{i1}^A, \quad (7)$$

$$M_{in}^B = m_{iR_1}^B \dots m_{i2}^B \cdot m_{i1}^B, \quad (8)$$

Матриця $M_{k(k-1)}$ має наступну структуру:

$$M_{k(k-1)} = M_{k(k-1)}^A \cdot M_{k(k-1)}^B, \quad (9)$$

де $M_{k(k-1)}^A$ – матриця перетворення систем координат при переході від системи $n_{(k-1)}$ до системи координат π_k ; $M_{k(k-1)}^B$ – матриця перетворення декартова простору при переході від системи $n_{(k-1)}$ до системи координат π_k .

Матриці $M_{k(k-1)}^A$ і $M_{k(k-1)}^B$ складаються з наступних структурних елементів:

$$M_{k(k-1)}^A = m_{iS_1}^A \dots m_{k2}^A \cdot m_{k1}^A, \quad (10)$$

$$M_{k(k-1)}^B = m_{iS_1}^B \dots m_{k2}^B \cdot m_{k1}^B, \quad (11)$$

Зауважимо, що будь-яка з матриць виразів (7), (8), (10) і (11) може бути обрана з шести різних видів матриць:

$$m = m_x V m_y V m_z V m_\alpha V m_\beta V m_\gamma, \quad (12)$$

Матриці, що моделюють прямолінійні перетворення, можуть бути представлені:

$$m_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (13)$$

$$m_y = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & y \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (14)$$

$$m_z = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (15)$$

де x, y, z – величини прямолінійних переміщень щодо відповідних осей при перетворенні.

Матриці, що моделюють обертальні рухи, можуть бути представлені:

$$m_\alpha = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (16)$$

$$m_\beta = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (17)$$

$$m_\gamma = \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (18)$$

де α, β, γ – три кути Ейлера, поворотів навколо відповідних осей при перетворенні систем координат.

Використовуючи матриці (13)–(18), можна визначити загальні матриці переходів (6) або (11), що

визначаються безліччю різних елементарних рухів, який складають із шести можливих варіантів. При цьому, підставляючи вирази (7) і (13) у векторне рівняння (7) визначаються координати точки M (рис. 3) в будь-який з систем координат.

Диференціюючи вираз (3), отримаємо формулу для знаходження швидкості переміщення точки системи координат π_0 в системі π_i :

$$v_i = \frac{dM_{i0}}{dt} r_0 + M_{i0} \dot{r}_0, \quad (19)$$

Проробивши ще одне диференціювання, знайдемо прискорення точки системи координат π_0 в системі π_i :

$$a_i = \frac{d^2 M_{i0}}{dt^2} r_0 + 2 \frac{dM_{i0}}{dt} \dot{r}_0 + M_{i0} \ddot{r}_0, \quad (20)$$

Якщо задані системи координат $n_i, n'_i, \dots, n'_2, n'_1, n'_0, n_{01}$ для інструменту і системи координат $n_i, n''_m, \dots, n''_2, n''_1, n''_0, n_{02}$ для деталі. Координати однієї і тієї ж точки M в системах n_i, n''_m і n_{02} у скороченій запису можна записати:

$$r_i = M'_{i,01} r_{01}; \quad (21)$$

$$r_i = M''_{i,02} r_{02}; \quad (22)$$

$$r_{02} = M_{02,01} \cdot r_{01} = (M''_{i,02})^{-1} \cdot (M'_{i,01}) \cdot r_{01}, \quad (23)$$

де r_i, r_{01} і r_{02} – стовпчикові матриці радіус-векторів однієї і тієї ж точки M в системах координат π_i, π''_{01} і π_{02} ; $M'_{i,01}$ – матриця переходу від системи r_{01} до системи π_i ; $M''_{i,02}$ – матриця переходу від системи r_{02} до системи π_i ; $M_{02,01}$ – матриця переходу від системи π_{01} до системи π_{02} .

Матриці $M'_{i,01}$ і $M''_{i,02}$ виразів (21)–(23) можуть бути представлені таким чином:

$$M'_{i,01} = M'_{in} \cdot \prod_{k=n}^{k=1} M'_{k(k-1)} \cdot M'_{0,01}, \quad (24)$$

$$M''_{i,02} = M''_{im} \cdot \prod_{k=m}^{k=1} M''_{k(k-1)} \cdot M''_{0,02}, \quad (25)$$

де M'_{in} і M''_{im} – матриці перетворень систем координат і простору при переході від системи π'_n до системи π_i координат і від системи π''_m до системи π_i координат; $M'_{k(k-1)}$ і $M''_{k(k-1)}$ – матриці перетворень систем координат і простору при переході від системи $\pi'_{(k-1)}$ до системи координат π'_k і від системи $\pi''_{(k-1)}$ до системи координат π''_k ; $M'_{0,01}$ і $M''_{0,02}$ – матриці перетворень систем координат і простору при переході від системи π_{01} до системи координат π'_0 і від системи π_{02} до системи координат π''_0 .

У виразах (24) і (25) матриці переходів M'_{in} і M''_{im} мають наступну структуру:

$$M'_{in} = M'^A_{in} \cdot M'^B_{in}, \quad (26)$$

$$M''_{im} = M''^A_{im} \cdot M''^B_{im}, \quad (27)$$

де M'^A_{in} і M'^B_{in} – матриця перетворення систем координат при переході від систем π'_n і π'_m до системи координат π_i ; M''^A_{im} і M''^B_{im} – матриця перетворення декартова простору при переході від систем π'_n і π'_m до системи координат π_i .

Матриці M'^A_{in} і M'^B_{in} , M''^A_{im} і M''^B_{im} , складаються з наступних структурних елементів:

$$M'^A_{in} = m^A_{iR_1} \dots m^A_{i2} \cdot m^A_{i1}, \quad (28)$$

$$M'^B_{in} = m^B_{iR_2} \dots m^B_{i2} \cdot m^B_{i1}, \quad (29)$$

$$M''^A_{im} = m^A_{iR_3} \dots m^A_{i2} \cdot m^A_{i1}, \quad (30)$$

$$M''^B_{im} = m^B_{iR_4} \dots m^B_{i2} \cdot m^B_{i1}, \quad (31)$$

Матриці $M'_{k(k-1)}$, $M''_{k(k-1)}$ мають наступну структуру:

$$M'_{k(k-1)} = M'^A_{k(k-1)} \cdot M'^B_{k(k-1)}, \quad (32)$$

$$M''_{k(k-1)} = M''^A_{k(k-1)} \cdot M''^B_{k(k-1)}, \quad (33)$$

де $M'^A_{k(k-1)}$ і $M'^B_{k(k-1)}$ – матриці перетворення систем координат при переході від системи $\pi'_{(k-1)}$ до системи координат π'_k і від системи $\pi''_{(k-1)}$ до системи координат π''_k ; $M''^A_{k(k-1)}$ і $M''^B_{k(k-1)}$ – матриці перетворення декартового простору при переході від системи $\pi'_{(k-1)}$ до системи координат π'_k і від системи $\pi''_{(k-1)}$ до системи координат π''_k .

При цьому матриці $M'^A_{k(k-1)}$, $M''^A_{k(k-1)}$, $M'^B_{k(k-1)}$, $M''^B_{k(k-1)}$ складаються з наступних структурних елементів:

$$M'^A_{k(k-1)} = m^A_{kS_1} \dots m^A_{k2} \cdot m^A_{k1}, \quad (34)$$

$$M'^B_{k(k-1)} = m^B_{kS_2} \dots m^B_{k2} \cdot m^B_{k1}, \quad (35)$$

$$M''^A_{k(k-1)} = m^A_{kS_3} \dots m^A_{k2} \cdot m^A_{k1}, \quad (36)$$

$$M''^B_{k(k-1)} = m^B_{kS_4} \dots m^B_{k2} \cdot m^B_{k1}, \quad (37)$$

У виразах (33) і (34) матриці переходів $M'_{0,01}$ і $M''_{0,02}$ мають наступну структуру:

$$M'_{0,01} = M'^A_{0,01} \cdot M'^B_{0,01}, \quad (38)$$

$$M''_{0,01} = M''^A_{0,01} \cdot M''^B_{0,01}, \quad (39)$$

де $M'^A_{0,01}$ і $M''^A_{0,01}$ – матриця перетворення систем координат при переході від систем π_{01} і π_{02} до систем координат π'_0 і π''_0 ; $M'^B_{0,01}$ і $M''^B_{0,01}$ – матриця перетворення декартового простору при переході від систем π_{01} і π_{02} до систем координат π'_0 і π''_0 .

Нарешті матриці $M'^A_{0,01}$, $M''^A_{0,01}$, $M'^B_{0,01}$, $M''^B_{0,01}$ складаються з наступних структурних елементів:

$$M'^A_{0,01} = m^A_{iT_1} \dots m^A_{i2} \cdot m^A_{i1}, \quad (40)$$

$$M'^B_{0,01} = m^B_{iT_2} \dots m^B_{i2} \cdot m^B_{i1}, \quad (41)$$

$$M_{0,02}^{nA} = m_{i7_3}^A \dots m_{i2}^A \cdot m_{i1}^A, \quad (42)$$

$$M_{0,02}^{nB} = m_{i7_4}^B \dots m_{i2}^B \cdot m_{i1}^B, \quad (43)$$

Зауважимо, що будь-яка з матриць може бути обрана із шести різних видів матриць (13)–(18):

$$m = m_x V m_y V m_z V m_\alpha V m_\beta V m_\gamma.$$

Таким чином, наведені вирази дозволяють визначати координати однієї і тієї ж точки M у системах π_{01} , π_{02} і π_i . Окрім того, за виразом (20) неважко віднайти прискорення точки дії струменя на площину обробки заготовки (рис. 3) і встановити, з одного боку, викривлення струменя, а з іншого – оцінити деформування елементів несучої системи та похибку позиціонування заготовки відносно нерухомої системи координат – зрізу сопла.

Похибки від інструменту можна оцінити за ймовірними просторовими погрішностями встановлення соплового пристрою та за відстанню від зрізу сопла до площини обробки, тобто за відстанню z_3 , (рис. 4).

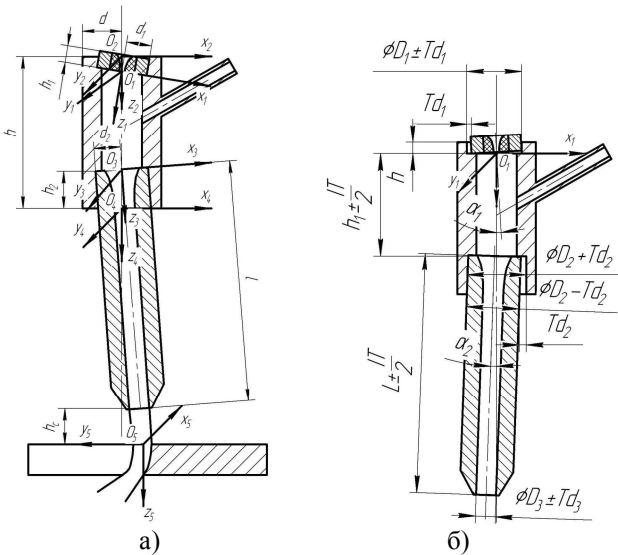


Рисунок 4 – Струменеформуючі елементи гідроабразивної головки. Їх взаємне розташування та вплив на формування швидкоплинного струменя

Відомо, що похибки положення кінцевого геометричного елемента може бути визначені двома векторами лінійної $\Delta \vec{r}_k$ й кутової $\Delta \vec{\psi}_k$ погрішностей.

Розглядаючи проекції цих векторів на осі системи координат $x_k y_k z_k$ вихідної елемента струменеформуючої системи, одержимо шестивимірний вектор складових [5]:

$$\Delta \vec{k} = [\Delta x_n, \Delta y_n, \Delta z_n, \Delta \alpha_n, \Delta \beta_n, \Delta \gamma_n]^T, \quad (44)$$

де Δx_n , Δy_n , Δz_n – лінійні погрішності струменеформуючого елемента по вісях x , y , z , а $\Delta \alpha_n$, $\Delta \beta_n$, $\Delta \gamma_n$ – кутові погрішності k -го елемента щодо цих же осей.

Малі кутові погрішності елементів підсумуються як вектори. Тому результуюче кутове переміщення

вихідного струменеформуючого елемента подамо у вигляді $\Delta \vec{\varphi} = \sum_k \Delta \vec{\psi}_k$, або в матричній формі

$$\Delta \vec{\varphi} = \sum_{i=1}^k \Pi L_i [\Delta \psi_k].$$

Кожне кутове переміщення вихідної складової системи k -го елемента викликає лінійний зсув вихідного елемента струменеформуючої системи $\Delta \vec{r}_{\psi k}$, яке може бути знайдено по формулі

$$\Delta \vec{r}_{\psi k} = \Delta \vec{\psi}_k \times \vec{r}_{kn}, \quad (45)$$

Тоді при наявності кутових погрішностей у кожній складовій системи лінійна погрішність вихідної ланки буде такою

$$\Delta \vec{r}_{\psi} = \sum_{k=1}^n \Delta \vec{\psi}_k \times \vec{r}_{kn}, \quad (46)$$

де \vec{r}_{kn} , – радіус-вектор, що визначає положення початку системи координат вихідного елемента відносно початку системи координат вихідного k -го елемента системи в номінальному положенні.

При розкритті виразу векторного добутку, що входить в останню формулу, отримано:

$$\begin{aligned} \Delta \vec{r}_{\psi k} &= \begin{bmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ \Delta \psi_{kx} & \Delta \psi_{ky} & \Delta \psi_{kz} \\ r_{kn}^x & r_{kn}^y & r_{kn}^z \end{bmatrix} = \\ &= \vec{i} (\Delta \psi_{ky} r_{kn}^z - \Delta \psi_{kz} r_{kn}^y) - \vec{j} (\Delta \psi_{kx} r_{kn}^z - \Delta \psi_{kz} r_{kn}^x) + \\ &+ \vec{k} (\Delta \psi_{kx} r_{kn}^y - \Delta \psi_{ky} r_{kn}^x), \end{aligned} \quad (47)$$

тут $\Delta \psi_{kx}$, $\Delta \psi_{ky}$, $\Delta \psi_{kz}$ – проекції вектора кутової погрішності k -го модуля на основні вісі; r_{kn}^x , r_{kn}^y , r_{kn}^z – проекції радіуса-вектора \vec{r}_{kn} . У матричній формі проекції вектора $\Delta \vec{r}_{\psi k}$ можуть бути записані так:

$$[\Delta r_{\psi k}] = [r_{kn}] [\Delta \psi_k], \quad (48)$$

де $[r_{kn}]$ – матриця, складена із проекцій вектора \vec{r}_{kn} ;

$$[r_{kn}] = \begin{bmatrix} 0 & r_{kn}^z & -r_{kn}^y \\ -r_{kn}^z & 0 & r_{kn}^x \\ r_{kn}^y & r_{kn}^x & 0 \end{bmatrix}, \quad (49)$$

Стовпець координат вектора $\Delta \vec{r}_{\psi}$ лінійної погрішності положення вихідного елемента струменеформуючої системи, обумовленої погрішностями її складових, може бути знайдено по формулі

$$[\Delta r_{\psi}] = \sum_k [r_{kn}] [\Delta \psi_k]. \quad (50)$$

Лінійні погрішності $\Delta \vec{r}_{kn}$ елементів переносяться без зміни на вихідну ланку системи, значить лінійна погрішність вихідного елемента всієї системи від лінійних погрішностей її елементів дорівнює їхній сумі:

$$\Delta \vec{r}_s = \sum_k \Delta \vec{r}_k \quad (51)$$

У матричній формі остання формула має вигляд

$$[\Delta r_s] = \sum_k M_{Ok} [\Delta r_k] \quad (52)$$

де $[\Delta r_k]$ – стовпець координат вектора лінійної погрішності k -го елемента; M_{Ok} – матриця переходу від системи координат $O_k x_k y_k z_k$ вихідного елемента k -го модуля в його номінальному положенні до нерухомої системи $Oxyz$.

Повна лінійна погрішність струменформуючої системи знаходиться по формулі

$$\Delta \vec{r} = \Delta \vec{r}_s + \Delta \vec{r}_\psi \quad (53)$$

або в матричній формі

$$[\Delta r] = \sum_k M_{Ok} [\Delta r_k] + \sum [r_{kn}] [\Delta \psi_k] \quad (54)$$

Таким чином, можна записати

$$\Delta_0 = \sum_k A_{Ok} \Delta_k \quad (55)$$

де $\Delta_0 = [\Delta x, \Delta y, \Delta z, \Delta \alpha, \Delta \beta, \Delta \gamma]^T$ – стовпець погрішностей вихідного структурного елемента системи; Δ_k – стовпець погрішностей k -го елемента; A_{Ok} – матриця передатних відносин погрішностей k -го елемента до викликаного ним погрішностями положенням вихідного елемента струменформуючої системи.

Розв'язання (55) дозволило визначити відповідні похибки дії струменя на оброблювану заготовку. Встановлено, що для спряження «сопло-змішувальна камера» $\Delta \psi_1 = 0,064$, для спряження «змішувальна камера-калібрувальна трубка» відповідно $\Delta \psi_2 = 0,038$. Середнє очікуване відхилення осей на торці калібрувальної трубки становить 0,18 мм (0,04–0,29 мм), а відхилення крайки калібрувальної трубки – 0,58 мм (0,27–0,98 мм). Координатою z при цьому можна нехтувати, оскільки зазвичай обробку виконують на відстані 3–5 мм від поверхні.

Для встановлення величини похибок від механізму підсистеми приводу розглянемо особливості функціонування λ -механізму.

Відомо [8], що істотним недоліком таких механізмів є їхня сингулярність; послідовна сингулярність призводить до неможливості переміщень і паралельна – до невизначеності руху.

Сингулярність обумовлює існування особливих положень механізму.

Особливі положення можуть з'являтися всередині робочого простору і на його границях. Для механізмів з незамкнутими кінематичними ланцюгами має місце особливе положення першого типу, що характеризується виродженням матриці Якобі, яка

представляє собою відношення похідних швидкостей приводів до зміни координат положення робочого органа:

$$J = \begin{pmatrix} \frac{d}{dx} q_1(x, y) & \frac{d}{dy} q_1(x, y) \\ \frac{d}{dx} q_2(x, y) & \frac{d}{dy} q_2(x, y) \end{pmatrix} \quad (56)$$

звідси

$$|J| = \frac{d}{dx} q_1(x, y) \cdot \frac{d}{dy} q_2(x, y) - \frac{d}{dx} q_2(x, y) \cdot \frac{d}{dy} q_1(x, y) \quad (57)$$

де $q_1(x, y)$ та $q_2(x, y)$ – величини переміщень приводів, розраховані при кінематичному аналізі механізмів.

Механізми з замкнутими кінематичними ланцюгами володіють особливим положенням другого типу [9].

На відміну від плаского механізму паралельної структури біглайд, який може мати особливі положення на краях робочої зони та в її середині, в механізмі «лямбда» сингулярність спостерігається лише на краях робочої зони.

Як й у випадку з механізмом «біглайд», необхідно визначити похідні від положень приводів повзунів для механізму «лямбда», при відомих координатах положення виконавчого органу та геометричних параметрах механізму.

Положення повзунів визначаються за формулами:

$$q_1(x, y) = x - \sqrt{L_1^2 - y^2} \quad (58)$$

$$q_2(x, y) = L_3 \cdot \sqrt{1 - \frac{y^2}{L_1^2}} + q_1(x, y) + \frac{L_3 \cdot y}{L_1} \quad (59)$$

де x та y – координати положення виконавчого органу, мм; L_1 ; L_2 ; L_3 – геометричні параметри механізму, мм; q_1 та q_2 – положення повзунів, мм.

Похідні від величин переміщень приводів повзунів матимуть вигляд:

$$\frac{d}{dx} q_1(x, y) = 1, \quad (58)$$

$$\frac{d}{dx} q_2(x, y) = 1, \quad (59)$$

$$\frac{d}{dx} q_1(x, y) = \frac{y}{\sqrt{L_1^2 - y^2}}, \quad (60)$$

$$\frac{d}{dx} q_2(x, y) = \frac{y}{\sqrt{L_1^2 - y^2}} + \frac{L_3}{L_1} - \frac{L_3 \cdot y}{L_1^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{y^2}{L_1^2}}}, \quad (61)$$

Підставимо отримані залежності у формулу (56):

$$|J| = \left[\frac{y}{\sqrt{L_1^2 - y^2}} + \frac{L_3}{L_1} - \frac{L_3 \cdot y}{L_1^2 \cdot \sqrt{1 - \frac{y^2}{L_1^2}}} \right] - \left(\frac{y}{\sqrt{L_1^2 - y^2}} \right)$$

На (рис. 5,а) зображено випадок, коли через відповідне відношення довжин ланок, а саме $L_2 > L_3$, механізм втрачає керованість та визначеність руху через те, що при нескінченно великій швидкості переміщення приводу повзуна q_2 , виконавчий орган матиме нескінченно малу швидкість переміщення (паралельна сингулярність).

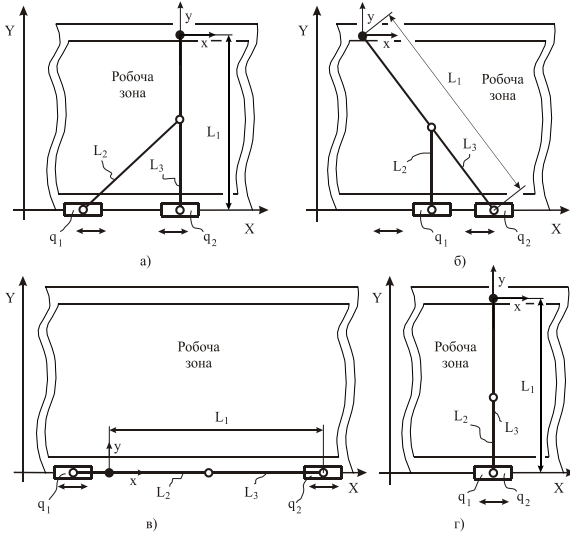


Рисунок 5 – Особливі положення плоского механізму паралельної структури «лямбда»:

- а) паралельна сингулярність при $L_2 > L_3$;
- б) паралельна сингулярність при $L_2 < L_3$;
- в) послідовна сингулярність;
- г) паралельна сингулярність при $L_2 = L_3$

На (рис. 5,б) показано, як за умови $L_2 < L_3$, в аналогічній ситуації знаходиться привід повзуна q_1 . Третій випадок паралельної сингулярності спостерігається за умови $L_2 = L_3$ (рис. 5,г), при цьому повзуни q_1 та q_2 розташовуються один над одним і механізм втрачає визначеність руху.

Послідовна сингулярність плоского механізму паралельної структури «лямбда» показана на (рис. 5,в). Механізм втрачає деякі ступені вільності, що призводить до неможливості переміщення, при цьому виконавчий орган знаходиться на одній вісі з осями переміщення повзунів, а відношення довжин ланок не має істотного значення.

Задавшись довжиною важелів механізму, оцінили зміну визначника матриці Якобі від переміщення виконавчого органа по координаті Y (рис. 6).

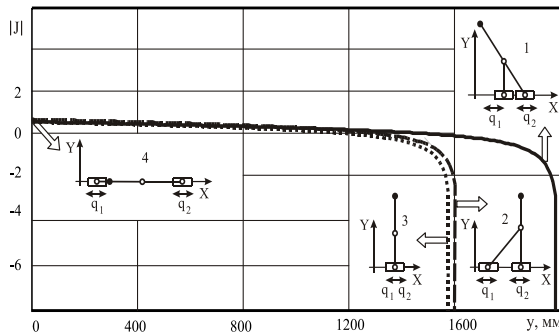


Рисунок 6 – Залежність визначника матриці Якобі від переміщення виконавчого органа по координаті Y для механізму «лямбда»

Виконання модельного експерименту дозволило визначити очікувані похибки при навантаженнях ланок, що рухаються з прискореннями, встановленими за (20): для довжини важелів 1200 мм та жорсткості системи 0,05 Н/мкм похибки при русі із прискоренням становлять 0,38–0,45 мм (рис. 7). Тоді сумарна накопичена погрішність відпрацювання переміщень, визначена за (1) і (2), становить 0,75–0,82 мм.

Очевидно, що отримана точність не є задовільною для виконання точної обробки. Однак її неважко підвищити, виконавши ідентифікацію обробної системи при зміні положення підсистеми приводу відносно підсистеми головного руху. Цим самим перетворюються у нуль складові (2), і точність визначатиметься виключно Δ_m і Δ_n , що за певних обставин можна зменшити відповідними конструктивними засобами.

Іншим напрямком подальшого удосконалення верстатних систем із розімкненими базовими елементами є підвищення жорсткості важільної системи механізму подач, що знизить похибки при роботі системи.

Отже, ідея використання механізму типу «лямбда», який налічує менше випадків сингулярних конфігурацій, ніж механізм біглайд, є достатньо обгрунтованою та потребує проведення додаткових досліджень, спрямованих на виявлення закономірностей зміни точності при досягненні особливих положень, а також раціональних розмірів робочої зони у функції довжини використовуваних важелів.

Потребує також дослідження засобів ідентифікації обробної системи, за допомогою якої можна здійснити «прив'язування» систем координат підсистеми приводу та заготовки, а також зменшити похибку процесу Δ_n .

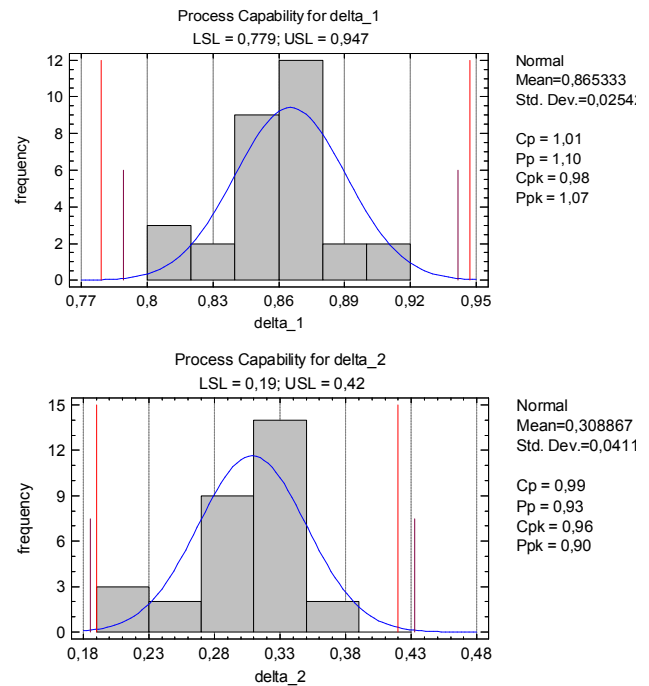


Рисунок 7 – Значення очікуваної похибки позионування для випадку використання засобів із розімкненим базовим елементом без ідентифікації (а) та з її проведенням (б)

ВИСНОВКИ. В результаті виконаного дослідження доведена можливість створення гідроструминних верстатів із розімкненою основою для розширення технологічних можливостей верстата та розширення оброблюваних типорозмірів заготовки. Показано, що незважаючи на сингулярність та наявність особливих точок, для підсистеми приводу можуть використовуватися механізми із паралельними кінематичними ланцюгами. Оцінена за отриманими рівняннями похибка позиціонування та відтворення заданого контуру є значною (понад 0,8 мм) і обумовлюється не тільки похибками розташування, а і динамічними навантаженнями ланок при виконанні переміщень.

Зроблено висновок про необхідність для підвищення точності виконання попередньої ідентифікації систем із розімкненими базовими елементами для спряження систем координат приводу та заготовки. Показано, що потребує удосконалення і сама важлива система, оскільки існуюча її жорсткість недостатня для забезпечення високої точності обробки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Richerzhagen, G. Delactaz, R.P. Salath, «Complete Model to Simulate the Thermal Defocusing of a Laser Beam Focused in Water», *Optical Engineering*, vol. 35, No.7, 1996. – PP. 2058–2066.
2. Струтинський В.Б. Техніка та технологія гідроструминної обробки: монографія. – Київ: ВІПОЛ, 1996. – 282 с.
3. Загірняк М.В. Процес і обладнання струминно-лазерного різання: монографія. – Харків: Мадрид, 2013. – 312 с.

ENHANCING TECHNOLOGICAL CAPABILITIES OF HYDRAJETTING EQUIPMENT BASED ON NEW LAYOUT SOLUTIONS

O. Salenko, V. Orel

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University
vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine E-mail: Salenko2006@ukr.net

In this investigation the authors have considered new layout arrangements for hydrodynamic equipment and the possibilities of using the arrangements with the disconnected basis. It was shown that using mechanisms having parallel kinematic schemes as the reference means considerably increases technological opportunities for the equipment since there is an opportunity development to maintain the processing of the patterns of wide size range. Meanwhile the approaches providing the accuracy of displacements positioning and optimization require further improvement. It was shown that positioning error occurring as a result of uncertainty in the orientation of the drive component intersystem regarding the major moving intersystem and that limited toughness of framework leads to the inaccuracies at 0,8 mm level, which is inappropriate for dimensional processing performance. However, the preliminary identification of system elements' position allows decreasing the error to 0,25...0,3 mm. Further accuracy enhancing is expected to be achieved through the mechanism of geometrical parameters optimization.

Key words: mechanisms with parallel kinematic chains, positioning error, singularity.

REFERENCES

1. Richerzhagen, G. and Delactaz, R.P. (1996), "Complete model to simulate the thermal defocusing of a laser beam focused in water," *Optical Engineering*, vol. 35, no. 7, pp. 2058–2066.
2. Strutinskiy, V.B. (1996), *Tekhnika ta tekhnologiya gidrostruminnoi obrobky* [Hydro-jet technique and technology], VІPOL, Kiv. Ukraine.
3. Zagirnyak, M.V. et al. (2013), *Protses i obladnannya struminno-lazernogo rizannya* [Process and equipment of laser-jet cutting], Madrid, Kharkiv, Ukraine.
4. Dotsenko, V.G. et al. (2008), "Dissemination of guidelines describing the layout structures hydro-carved equipment", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, vol.1 (48), part 1. pp. 55–68.
5. Kuznetsov, Yu.N. (2010), "Genetic and morphological basis for creation of new-generation machining tools". *Transactions of Sevastopol National Technical University*, vol. 110, *Mekhanika, energetika, ekologiya*.
6. Kuznetsov, Yu.N. and Dmitriyev, D.A. (2009), "Concept of hybrid configurations with parallel kinematics machines on a modular principle", *Tekhnika, tekhnologii i sistemy Tekhsis 2009, Int. sci. conf. proc.*, Technical University Sofia, Plovdiv, pp. 19–36.
7. Salenko, O.F. et al. (2013), "Machine for hydro-jet cutting of functionally oriented materials", Patent for invention no. 101432 UA, dated 25 March, 2013.
8. Fomovska, O.V. (2009) "Visualizing morphogenesis in abrasive waterjet cutting model based on fracture energy", *Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University*, vol. 2, part 1, pp. 27–31.
9. Salenko, A.F., Fomovska, O.V., Dudyuk, V.A. and Mana, O.M. (2010), "About some results of exploration of water jet guided laser onto the solids' surface", *Unitex–10: International scientific conference*, Gabrovo, November 19–20, pp. 414–421.

Стаття надійшла 22.01.2014.