

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПОХИБОК ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ НА ДЕФОРМАЦІЮ І ПЕРЕМІЩЕННЯ ЙОГО ЛАНОК

В.Я.Попович, В.М.Сенчішак, В.Р.Харун

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727147,

e-mail: m e c h t a c h @ n i n g . e d u . u a

Розроблено алгоритм, засобами векторної алгебри, кінематичного аналізу просторового шестиланкового важільного механізму привода верстата-гойдалки моделі СК8. Отримано розв'язки системи векторних рівнянь, на підставі яких проведено дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму на положення його ланок. Виявлено пружну деформацію шатунів, яка є наслідком присутності надлишкових зв'язків у механізмі. Для усунення пружної деформації ланок запропоновано конструктивні зміни у кінематичній схемі важільного механізму.

Ключові слова: вектор, механізм, верстат-гойдалка, шарнір, структурна схема, ланка, надлишкові зв'язки.

Разработан алгоритм средствами векторной алгебры, кинематического анализа пространственного шестизвенного рычажного механизма привода станка-качалки модели СК8. Получено решение системы векторных уравнений, на основании которых проведены исследования влияния динамических погрешностей рычажного механизма на положение его звеньев. Обнаружена упругая деформация шатунов, которая является следствием наличия избыточных связей в механизме. Для устранения упругой деформации звеньев предложены конструктивные изменения в кинематической схеме рычажного механизма.

Ключевые слова: вектор, механизм, станок-качалка, шарнир, структурная схема, звено, избыточные связи.

By means of vector algebra, kinematics analysis of spatial six-part lever mechanism drive of the beam-pumping unit, model SK8, is developed. Solution of vector equations system was obtained, on the basis of which the study of dynamic errors influence of the lever mechanism on position of its parts was carried out. There was detected the elastic deformation of rods, which is a result of excessive links presence in the mechanism. To eliminate the elastic deformation of parts the design changes in the kinematic scheme of the lever mechanism were proposed.

Key words: vector, mechanism, beam-pumping unit, hinge, block diagram, part, excessive links.

Надійна робота верстатів-гойдалок у першу чергу залежить від належного стану вузлів важільного механізму привода глибинного насоса. Практика експлуатації таких установок свідчить, що з'єднання шатунів з кривошипом швидко зношуються. [1]. Під навантаженням ці зазори збільшуються у розмірах і процес завершується, інколи, повним руйнуванням отвору. Цій проблемі присвячено ряд досліджень.

У роботі [2] авторами проведено аналіз структурної недосконалості таких виконавчих важільних механізмів верстатів-гойдалок і запропоновано варіанти раціональних структурних схем механізмів без надлишкових зв'язків. Досліджено вплив зазорів у з'єднаннях кривошипа з вихідним валом редуктора, які виникають в результаті зношування елементів взаємодіючих деталей у процесі роботи на деформацію шатуна механізму. Проведено дослідження достатньої величини моменту затягування гайки вузла, з'єднання шатуна з кривошипом, від величини зовнішнього навантаження [3]. Для забезпечення надійного з'єднання деталей вузла визначено оптимальне зусилля затягування шарнірного з'єднання.

Автори у своїх дослідженнях розглядали просторовий шестиланковий важільний механізм привода верстата-гойдалки дещо спрощено, як плоский чотириланковий. За такої поста-

новки задачі неможливо врахувати реальний перерозподіл сил між ланками просторового механізму від зовнішнього навантаження і вплив локальних зазорів в окремих з'єднаннях, які pojawiaються у процесі зношування, на положення ланок у просторі.

В даній роботі проведено вагомий дослідження впливу динамічних похибок на положення всіх ланок важільного механізму у просторі.

Ланки механізму рухаються із деякими відхиленнями або похибками від теоретично розрахованого руху. Одна із причин виникнення похибок криється у технології виготовлення ланок механізму і обумовлена похибками вимірювальних і робочих інструментів, похибками верстатного обладнання, на якому обробляються ланки. Друга причина – деформація ланок механізмів під дією зовнішніх навантажень, зношування деталей, що pojawiaються у процесі роботи машин. Такі похибки називають динамічними похибками механізму [4].

Дослідження проводились для верстата-гойдалки моделі СК8-3,5-4000. На рис. 1 зображено кінематичну схему просторового шестиланкового кривошипно-коромислового механізму привода верстата-гойдалки, який складається зі зведеного кривошипа 1, двох шатунів 2 і 3, траверси 4 і балансира 5. Шатуни з'єднані з

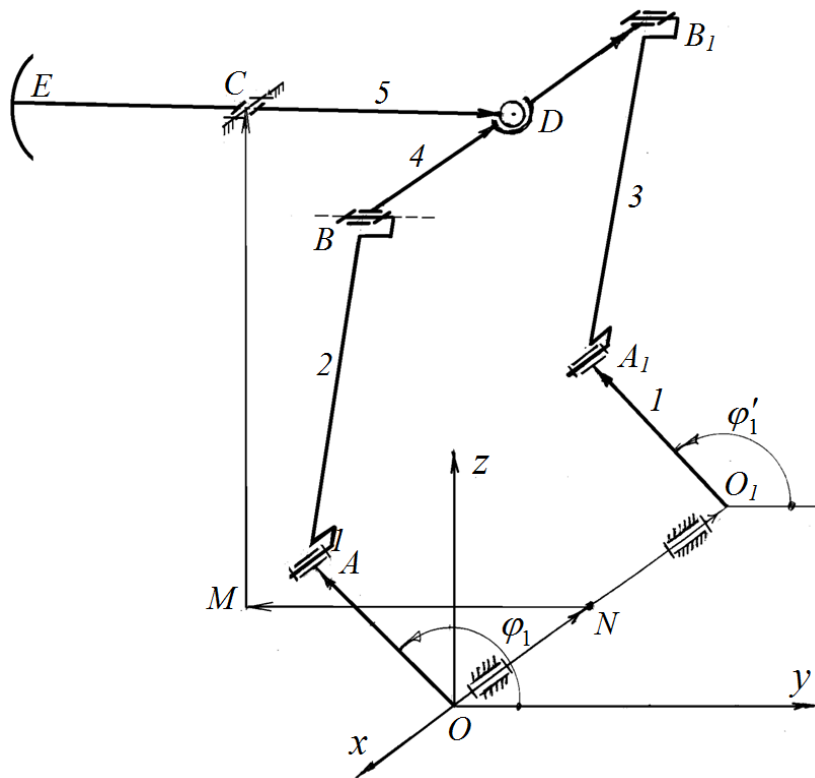


Рисунок 1 – Кінематична схема верстата-гойдалки

кривошипом і траверсою кінематичними обер- тальними парами V класу (шарніри A, B, A_1, B_1). Балансир з траверсою з'єднано сферичною па- рою D III класу, а з стояком – V класу (шарнір C). Досліджуваний механізм є просторовим. Ступінь вільності механізму рівний $W = 1$. У таких замкнених кінематичних ланцюгах, на стадії їх проектування, з'являються додаткові зайві зв'язки. Які зв'язки є зайвими вказати важко, але можна їх порахувати [5]:

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 = 1 - 6 \cdot 5 + 5 \cdot 6 + 3 \cdot 1 = 4, \quad (1)$$

де n – число рухомих ланок у механізмі;

p_1, \dots, p_5 – число кінематичних пар від- повідно 1-го, 2-го, 3-го, 4-го та 5-го класів.

Отже, у конструкцію важільного механізму верстата-гойдалки закладено чотири зайві зв'язки. Наявність зайвих зв'язків у механізмі вимагає підвищеної точності виготовлення елементів кінематичних пар для уникнення до- даткових навантажень на ланки механізму із-за їх деформації. Ці деформації породжують дода- ткові зусилля в ланках, збільшуючи сили тертя у кінематичних парах.

Умовою оптимального навантаження окремих ланок виконавчого важільного механі- зму є паралельне положення між собою шату- нів 2, 3 і гілок кривошипа OA і O_1A_1 . За таких умов обидва шатуни та гілки кривошипа будуть сприймати однакове навантаження. Положення ланок у просторі, у зазначений момент часу, будуть визначати кути $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$, які вони утворюють відповідно з осями просторової си- стеми координат x, y, z , а положення кривошипа –

кути φ_1 і φ_1' . Осі шарнірів A і A_1 , якими з'єднані шатуни з кривошипом, паралельні до осі x . Тому шатуни завжди займатимуть перпе- ндикулярне положення до осі абсцис ($\alpha_2 = \alpha_3 = 90^\circ$), за умови, що $\varphi_1 = \varphi_1'$.

Для дослідження положень ланок механі- му необхідно скласти алгоритм. Розглянемо кінематичну схему просторового механізму верстата-гойдалки (див. рис.1).

У замкнутих кінематичних ланцюгах лан- ки, з'єднуючись між собою, утворюють зам- кнуті контури. Встановимо число таких зам- кнутих контурів у досліджуваному механізмі верстата-гойдалки: $k = p - n = 7 - 5 = 2$. На схе- мі механізму це будуть контури $OABDCMNO$, $NO_1A_1B_1DCMN$.

Положення ланок важільного механізму будемо визначати користуючись положеннями векторної алгебри [6]. Запишемо рівняння за- мкнутості контурів $OABDCMNO$, $NO_1A_1B_1DCMN$:

$$l_{OA}\bar{e}_{OA} + l_{AB}\bar{e}_{AB} + l_{BD}\bar{e}_{BD} = l_{ON}\bar{e}_{ON} + l_{NM}\bar{e}_{NM} + l_{MC}\bar{e}_{MC} + l_{CD}\bar{e}_{CD}, \quad (2)$$

$$l_{NO_1}\bar{e}_{NO_1} + l_{O_1A_1}\bar{e}_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}\bar{e}_{A_1B_1} = l_{NM}\bar{e}_{NM} + l_{MC}\bar{e}_{MC} + l_{CD}\bar{e}_{CD} + l_{DB_1}\bar{e}_{DB_1}, \quad (3)$$

де \bar{e}_i – орти відповідних векторів \bar{l}_i .

У прийнятих позначеннях індекс вказує на напрям вектора. Наприклад, вектор \bar{l}_{OA} напря- млений із точки O в точку A і такий же напря- мок має його орт \bar{e}_{OA} .

Рівняння проекцій, у відповідності до записаних рівнянь (2) і (3), отримаємо такими:

$$\begin{aligned}
 & l_{OA}x_{OA} + l_{AB}x_{AB} + l_{BD}x_{BD} = \\
 & = l_{ON}x_{ON} + l_{NM}x_{NM} + l_{MC}x_{MC} + l_{CD}x_{CD}, \\
 & l_{OA}y_{OA} + l_{AB}y_{AB} + l_{BD}y_{BD} = \\
 & = l_{ON}y_{ON} + l_{NM}y_{NM} + l_{MC}y_{MC} + l_{CD}y_{CD}, \\
 & l_{OA}z_{OA} + l_{AB}z_{AB} + l_{BD}z_{BD} = \\
 & = l_{ON}z_{ON} + l_{NM}z_{NM} + l_{MC}z_{MC} + l_{CD}z_{CD}, \\
 & l_{NO_1}x_{NO_1} + l_{O_1A_1}x_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}x_{A_1B_1} = \\
 & = l_{NM}x_{NM} + l_{MC}x_{MC} + l_{CD}x_{CD} + l_{DB_1}x_{DB_1}, \\
 & l_{NO_1}y_{NO_1} + l_{O_1A_1}y_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}y_{A_1B_1} = \\
 & = l_{NM}y_{NM} + l_{MC}y_{MC} + l_{CD}y_{CD} + l_{DB_1}y_{DB_1}, \\
 & l_{NO_1}z_{NO_1} + l_{O_1A_1}z_{O_1A_1} + l_{A_1B_1}z_{A_1B_1} = \\
 & = l_{NM}z_{NM} + l_{MC}z_{MC} + l_{CD}z_{CD} + l_{DB_1}z_{DB_1}.
 \end{aligned} \tag{4}$$

Тут x_i, y_i, z_i – напрямні косинуси відповідних векторів до осей x, y, z . Окремі напрямні косинуси наперед відомі або задаються:

$$\begin{aligned}
 & x_{OA} = 0, \quad y_{OA} = \cos \varphi_1, \quad z_{OA} = \sin \varphi_1, \\
 & x_{O_1A_1} = 0, \quad y_{O_1A_1} = \cos \varphi'_1, \quad z_{O_1A_1} = \sin \varphi'_1, \\
 & x_{ON} = -1, \quad y_{ON} = 0, \quad z_{ON} = 0, \\
 & x_{NM} = 0, \quad y_{NM} = -1, \quad z_{NM} = 0, \\
 & x_{MC} = 0, \quad y_{MC} = 0, \quad z_{MC} = 1, \quad x_{CD} = 0, \\
 & x_{NO_1} = -1, \quad y_{NO_1} = 0, \quad z_{NO_1} = 0, \\
 & x_{DB_1} = x_{BD}, \quad y_{DB_1} = y_{BD}, \quad z_{DB_1} = z_{BD}.
 \end{aligned}$$

З врахуванням цих значень систему (4) перепишемо

$$\begin{aligned}
 & l_{AB}x_{AB} + l_{BD}x_{BD} + l_{ON} = 0, \\
 & l_{AB}y_{AB} + l_{BD}y_{BD} - l_{CD}y_{CD} + l_{NM} + l_{OA} \cos \varphi_1 = 0, \\
 & l_{AB}z_{AB} + l_{BD}z_{BD} - l_{CD}z_{CD} - l_{MC} + l_{OA} \sin \varphi_1 = 0, \\
 & l_{A_1B_1}x_{A_1B_1} - l_{DB_1}x_{BD} - l_{NO_1} = 0, \\
 & l_{A_1B_1}y_{A_1B_1} - l_{DB_1}y_{BD} - l_{CD}y_{CD} + \\
 & + l_{NM} + l_{O_1A_1} \cos \varphi'_1 = 0, \\
 & l_{A_1B_1}z_{A_1B_1} - l_{DB_1}z_{BD} - l_{CD}z_{CD} - l_{MC} + \\
 & + l_{O_1A_1} \sin \varphi'_1 = 0.
 \end{aligned} \tag{5}$$

Система із шести лінійних рівнянь (5) містить одинадцять невідомих параметрів $x_{AB}, y_{AB}, z_{AB}, x_{A_1B_1}, y_{A_1B_1}, z_{A_1B_1}, x_{BD}, y_{BD}, z_{BD}, y_{CD}, z_{CD}$, які визначають положення векторів у просторі. Для їх знаходження необхідно мати відповідно одинадцять рівнянь.

Орти $\bar{e}_{AB}, \bar{e}_{A_1B_1}, \bar{e}_{BD}, \bar{e}_{CD}$ перемножимо скалярно самі на себе і отримаємо ще чотири рівняння:

$$x_{AB}^2 + y_{AB}^2 + z_{AB}^2 = 1, \tag{6}$$

$$x_{A_1B_1}^2 + y_{A_1B_1}^2 + z_{A_1B_1}^2 = 1, \tag{7}$$

$$x_{BD}^2 + y_{BD}^2 + z_{BD}^2 = 1, \tag{8}$$

$$x_{CD}^2 + y_{CD}^2 + z_{CD}^2 = 1. \tag{9}$$

Геометричні осі шарнірів B і B_1 завжди є перпендикулярними до векторів $\bar{l}_{AB}, \bar{l}_{A_1B_1}, \bar{l}_{BD}$ або відповідно до їх ортів $\bar{e}_{AB}, \bar{e}_{A_1B_1}, \bar{e}_{BD}$. Умова перпендикулярності вказаних векторів дає можливість записати ще три рівняння

$$x_{AB}x_{BB} + y_{AB}y_{BB} + z_{AB}z_{BB} = 0, \tag{10}$$

$$x_{A_1B_1}x_{BB} + y_{A_1B_1}y_{BB} + z_{A_1B_1}z_{BB} = 0, \tag{11}$$

$$x_{BD}x_{BB} + y_{BD}y_{BB} + z_{BD}z_{BB} = 0, \tag{12}$$

У рівняннях (10), (11), (12) появились три додаткові невідомі параметри x_{BB}, y_{BB}, z_{BB} , напрямні косинуси орта \bar{e}_{BB} осі шарніра B . Орт \bar{e}_{BB} скалярно перемножимо сам на себе і запишемо чотирнадцять рівняння

$$x_{BB}^2 + y_{BB}^2 + z_{BB}^2 = 1. \tag{13}$$

Розв'язки системи рівнянь (5)...(13) отримано за допомогою пакета програм MathCad. Спочатку досліджувались положення ланок для випадку, коли гілки кривошипа OA і OA_1 рухались в одній площині ($\varphi_1 = \varphi'_1$). На рис. 2 наведено графіки руху шатунів 2 і 3. Графіки накладаються один на одного, оскільки шатуни рухаються паралельно в одній площині. Осі шатунів перпендикулярні до осі x ($\alpha_2 = \alpha_3 = 90^0$). Переміщення балансира зображено графіком зміни кута γ_5 (рис.3), який утворює вісь балансира з віссю z . Траверса 4 під час руху займала паралельне положення до осі x ($\alpha_4 = 0^0$) і перпендикулярне – до осей y, z ($\beta_4 = \gamma_4 = 90^0$).

Важкий режим навантаження верстатів-гойдалок приводить до спрацювання шпонкових і шарнірних з'єднань ланок і появи зазорів у цих з'єднаннях.

Розглянемо випадок, коли зношене шпонкове з'єднання у місці кріплення кривошипа до вихідного вала редуктора. Це призводить до непаралельного розміщення гілок кривошипа OA і OA_1 . Виникає похибка $\Delta\varphi_1 = \varphi_1 - \varphi'_1$ в їхньому взаємному положенні. Дослідимо, який вплив буде мати така похибка на положення шатунів при роботі верстата-гойдалки. Розрахунки виконаємо для трьох значень похибки $\Delta\varphi_1 = 1^0, 2^0$ та 3^0 .

Дослідження показали, що при появі динамічної похибки у механізмі $\Delta\varphi_1$ шатуни зазнають пружних деформацій. Так, на рис.4 наведено графіки 1,2,3,4, що вказують на положення шатунів відносно осі x , протягом одного оберту кривошипа, відповідно до значень похибки $\Delta\varphi_1 = 0^0, 1^0, 2^0, 3^0$. При відсутності похибки ($\Delta\varphi_1 = 0^0$) шатуни 2 і 3 рухаються строго у вертикальних площинах (графік 1). Поява похиб-

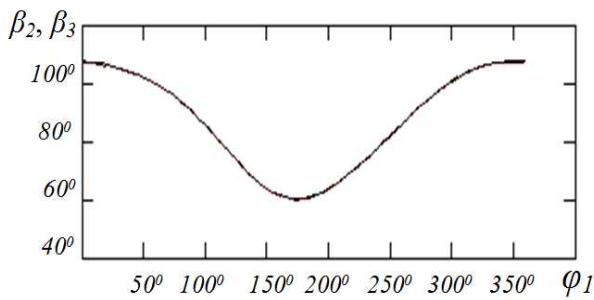


Рисунок 2 – Графіки зміни положення шатунів за період одного оберту кривошипа

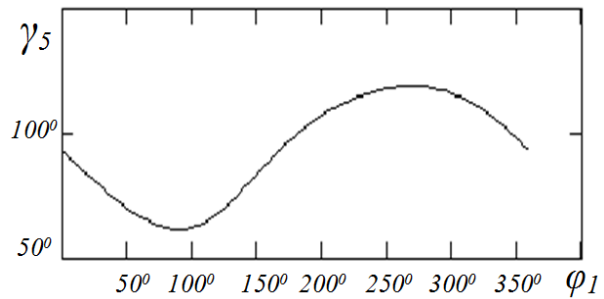


Рисунок 3 – Графік зміни положення балансира за період одного оберту кривошипа

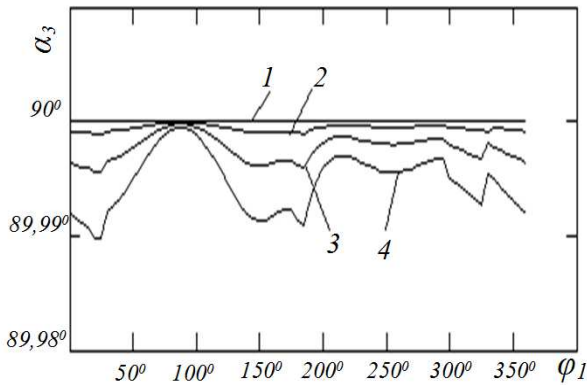


Рисунок 4 – Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на положення шатунів відносно осі x

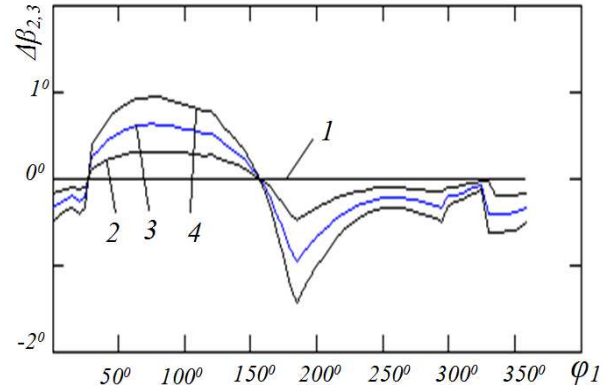


Рисунок 5 – Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на взаємне положення шатунів

ки призводить до відхилення шатунів від вертикалі (графіки 2,3,4). Але осі шарнірів A і A_1 конструктивно завжди паралельні до осі x і унеможливають поворот шатунів навколо осі y . Це означає, що відхилення шатунів, у процесі руху, від вертикальної осі відбувається за рахунок їх пружної деформації.

Положення шатунів 2,3 у площині uoz відносно осі u визначають відповідно кути β_2 і β_3 . Різниця між цими кутами $\Delta\beta_{2,3} = \beta_2 - \beta_3$ вказує: чи знаходяться вони в одній площині чи ні. На рис.5 наведено результати дослідження впливу похибки $\Delta\varphi_1$ на взаємне розміщення шатунів під час руху. Графіки 1,2,3,4 відповідають значенням похибки відповідно $\Delta\varphi_1 = 0^0, 1^0, 2^0, 3^0$. Очевидно, що в один період часу шатун 3 відстає у переміщенні від шатуна 2 ($\beta_2 > \beta_3$), а в інший період часу - випереджає ($\beta_2 < \beta_3$). Максимальний кут між шатунами досягає $\Delta\beta_{2,3} = 1,435^0$. Шатуни кріпляться до траверси циліндричними шарнірами B і B_1 . Такі шарніри не дають змоги здійснювати обертальний рух шатунів навколо осі траверси. Беручи до уваги те, що жорсткість траверси на кручення значно перевищує жорсткість шатуна на згин, робимо висновок, що шатуни зміщуються у вертикальній площині uoz один відносно одного за рахунок їх пружної деформації.

Розглянемо положення траверси відносно осі x у процесі роботи привода. Вище було за-

значено, що при відсутності динамічних похибок траверса рухалась паралельно осі x . На рис.6 зображено положення траверси відносно осі x під час роботи привода при появі динамічної похибки $\Delta\varphi_1$. Для різних значень похибки побудовано графіки зміни кута α_4 між віссю траверси і віссю x . Відхилення траверси від осі x у горизонтальній площині призводить до закручування шатунів навколо своєї осі. Кут закручування шатуна φ_k досягає майже 2^0 .

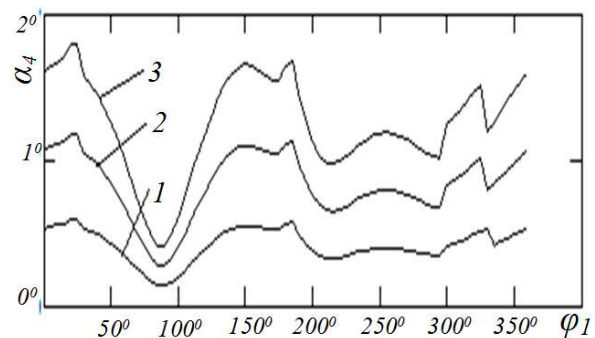
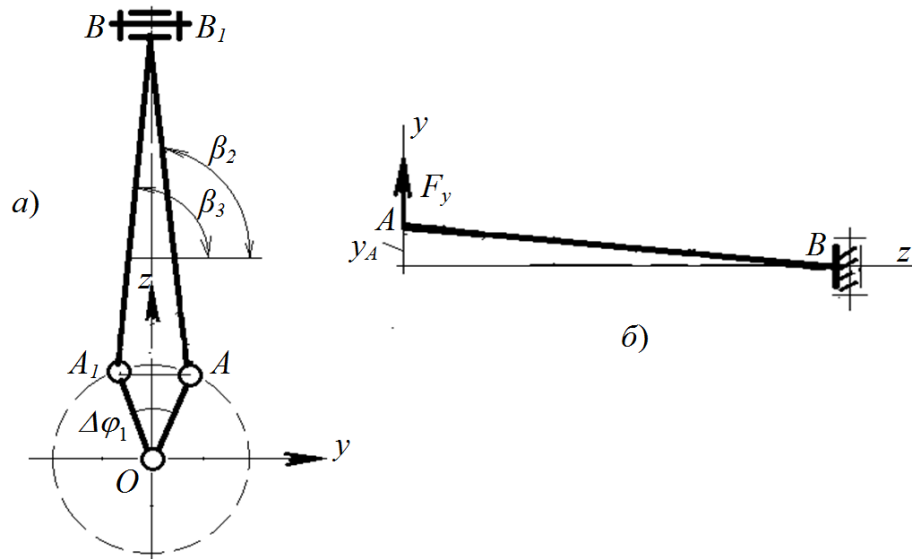


Рисунок 6 – Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на деформацію кручення шатунів

Отже, поява динамічної похибки $\Delta\varphi_1$ у розміщенні гілок кривошипа призводить до пружної крутильної і поперечної деформації шатунів у двох взаємно перпендикулярних площинах.



а) схема розміщення шатунів у верхньому положенні кривошипа;
б) схема для визначення сили пружної деформації

Рисунок 7 – До розрахунку поперечної деформації шатуна у площині уоз

Перевіримо вплив пружних деформацій шатуна на додаткові його навантаження. При закручуванні шатуна на деякий кут φ_k виникає момент кручення:

$$T_k = \frac{GJ_\rho \varphi_k}{l_{AB}},$$

де G - модуль пружності матеріалу шатуна при зсуві, МПа;

J_ρ - полярний момент інерції перерізу шатуна, m^4 ;

l_{AB} - довжина шатуна.

Так, при величині похибки $\Delta\varphi_1 = 1...3^\circ$ виникає момент $T_k = 150...2000 \text{ Нм}$ (у розрахунках приймалися такі значення: $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, $J_\rho = 2,353 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$, $l_{AB} = 3 \text{ м}$).

Розглянемо деформацію шатуна у площині уоз (рис. 5). У верхньому положенні кривошипа кут між шатунами становить $\Delta\beta_{23} = \beta_2 - \beta_3 = 0,931^\circ$. Взаємне розміщення шатунів для даного моменту часу показано на рис.7,а. Шарнір А зміщений у площині відносно шарніра В на величину $y_A = 0,5AA_1 = l_{AB} \sin(\Delta\beta_{23}/2) = 24,4 \text{ мм}$. Таке зміщення призведе до появи сили F_y (рис.7,б), прикладеної до шарніра А. Запишемо рівняння пружної деформації шатуна

$$y = y_0 + \theta_0 z + F_y \frac{z^3}{6EJ_x}, \quad (14)$$

де $y_0 = y_A$ - прогин шатуна на початку системи координат;

θ_0 - кут повороту перерізу шатуна у точці А;

$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ МПа}$ - модуль пружності матеріалу шатуна;

$J_x = 1,176 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$ - осьовий момент інерції поперечного перерізу шатуна.

Диференціюємо рівняння (14) і за крайовими умовами ($\theta = 0$, якщо $z = l_{AB}$) визначимо θ_0 :

$$\theta = \theta_0 + F_y \frac{z^2}{2EJ_x}. \text{ Звідси } \theta_0 = -F_y \frac{l_{AB}^2}{2EJ_x}.$$

Значення θ_0 підставимо у (14) і вираз прирівняємо до нуля, оскільки $y = 0$, коли $z = l_{AB}$, після чого отримаємо

$$F_y = \frac{6EJ_x y_A}{l_{AB}^3}. \quad (15)$$

Розрахунки свідчать, що при появі похибки $\Delta\varphi_1 = 1...3^\circ$ виникає сила пружної деформації шатуна $F_y = 5 \text{ кН}$ (рис.8), яка протягом одного оберту кривошипа змінює напрям дії на протилежний.

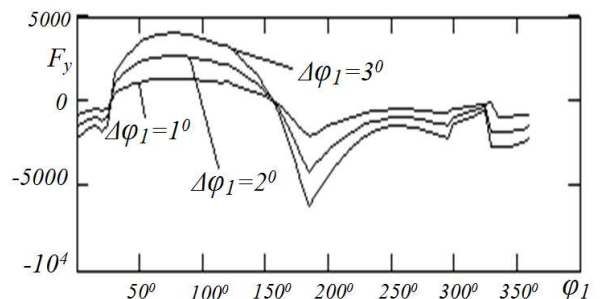
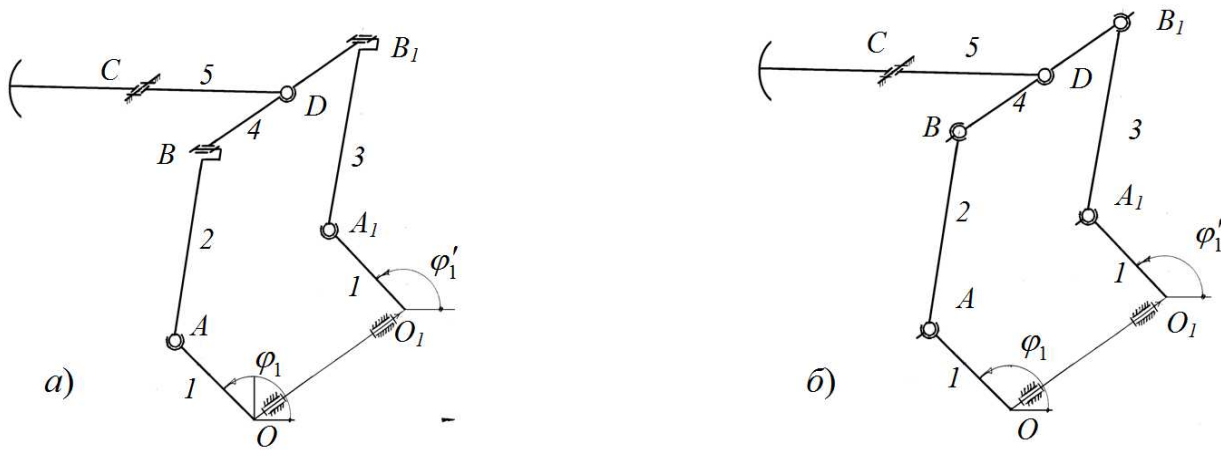


Рисунок 8 – Вплив величини похибки $\Delta\varphi_1$ на величину сили F_y

Відхилення шатунів від вертикальної площини руху уоз незначні. Максимальний кут відхилення становить менше $0,015^\circ$. Відповідно



а) із сферичними парами III класу в точках A та A_1 ;
 б) із сферичними парами з пальцем IV класу в точках A , A_1 , B та B_1
Рисунок 9 – Структурна схема верстата-гойдалки без зайвих зв’язків

і сили, викликані пружною деформацією шатунів, достатньо малі, якими можна нехтувати.

Таким чином, при розрахунку вузлів кріплення шатунів до кривошипа, необхідно брати до уваги сили, які виникають від пружних деформацій шатунів у важільному механізмі із зайвими зв’язками верстата-гойдалки.

Зменшити додаткові навантаження на ланки механізму, які спричинені пружними деформаціями шатунів, і запобігти такому виду руйнувань шарнірів шатунів можна усуненням зайвих зв’язків у конструкції важільного механізму верстата-гойдалки.

Усунення зайвих зв’язків здійснюється зміною рухомості окремих кінематичних пар [7]. При цьому, можна знайти декілька варіантів механізму без надлишкових зв’язків.

Так для досліджуваного механізму, дві обертальні пари A , A_1 замінити сферичними III класу (рис.9,а – перший варіант) або чотири обертальні пари A , A_1 і B , B_1 замінити сферичними з пальцем IV класу (рис.9,б – другий варіант). Легко перевірити формулою (1), що у двох варіантах механізму відсутні зайві зв’язки.

Найбільш раціональною, з конструктивної точки зору, є схема, що зображена на рис.9,б. По-перше, як свідчать дослідження, у шарнірах A , A_1 і B , B_1 розміщено зайві зв’язки, які необхідно усунути. Це дозволить шатунам займати положення у просторі відповідно до конструктивних зв’язків схеми механізму не деформуючись. По-друге, конструктивно просто замінити обертальні кінематичні пари на сферичні з пальцем. Для цього достатньо у шарнірах A , A_1 і B , B_1 встановити сферичні підшипники і обмежити обертання шатунів навколо власної осі.

Описаний алгоритм кінематичного аналізу просторового шестиланкового важільного механізму привода верстата-гойдалки дозволяє:

- встановити вплив динамічних похибок важільного механізму на положення його ланок;

- виявити пружну деформацію окремих ланок механізму (шатунів), яка є наслідком присутності зайвих зв’язків у механізмі;

- внести конструктивні зміни у кінематичній схемі важільного механізму, з метою усунення негативних явищ, описаних вище.

Література

1 Бочарников В.Ф. Справочник мастера по ремонту нефтегазового технологического оборудования: учебно-практическое пособие; Том 2. / В.Ф. Бочарников // Инфра-Инженерия. – 2008. – 574 с.

2 Крижанівський Є.І. Аналіз структурних схем виконавчих механізмів верстатів-качалок. / Є.І.Крижанівський, Б.Д.Малько, В.Я.Попович // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2007. – № 2. – С. 73-76.

3 Попович В.Я. Дослідження причини зносу вузла з’єднання кривошипа та шатуна верстата-гойдалки / В.Я.Попович, В.Р.Харун // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2013. – № 4. – С. 60-66.

4 Бруевич Н. Г. Точность механизмов. – Л.: Издат. технико-теоретической литературы, 1946. – 352 с.

5 Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы / Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 334 с.

6 Зиновьев В.Я. Пространственные механизмы с низшими парами // Кинематический анализ и синтез. – М.: Издат. технико-теоретической литературы, 1952. – 431 с.

7 Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., испр. – М.: Высшая школа., 2003. – 496 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
 28.10.14

Рекомендована до друку
 професором **Крижанівським Є.І.**
 (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)
 канд. техн. наук **Тарабаріновим П.В.**
 (НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)