



УДК 622.276.53-886

КІНЕТОСТАТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА ВЕРСТАТА-ГОЙДАЛКИ

В.Я. Попович, В.М. Сенчішак

*Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу
(вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ,
mechmach@nung.edu.ua)*

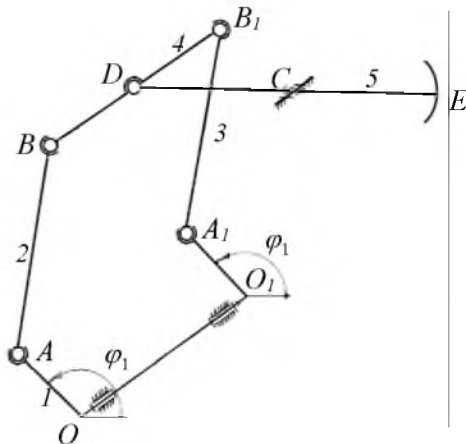
У процесі роботи верстата-гойдалки на ланки діють зовнішні активні сили, а в кінематичних парах виникають сили взаємодії ланок між собою (сили реакцій). Вони відносяться до внутрішніх сил по відношенню до механізму в цілому. Ці сили є швидкозмінними, вони приймають інші значення ніж у стані спокою. Навантаженість кінематичних пар цими силами є важливою динамічною характеристикою механізму. Знання про сили у кінематичних парах механізмів, які знаходяться в експлуатації, необхідне для проведення аналізу різноманітних механічних поломок ланок і вузлів механізму.

Як було зазначено у роботі [1], ланки механізму з'єднані шістьма кінематичними парами V класу і однією – III класу. Пари V класу вносять найбільше число обмежень на відносне переміщення своїх елементів, тому що накладають п'ять зв'язків. Кінематична пара III класу накладає відповідно три зв'язки.

У конструкцію важільного механізму верстата-гойдалки закладено чотири надлишкові зв'язки [1]. Наявність надлишкових зв'язків у механізмі вимагає підвищеної точності виготовлення елементів кінематичних пар для уникнення додаткових навантажень на ланки механізму із-за їх деформації. Ці деформації породжують додаткові навантаження на ланки, збільшуючи сили тертя у кінематичних парах.

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

На першому етапі кінтостатичних досліджень розглянемо схему важільного механізму верстата-гойдалки без надлишкових зв'язків. Усунення надлишкових зв'язків здійснюється зміною рухомості окремих кінематичних пар [1,3]. На рис. 1 зображена схема досліджуваного механізму без надлишкових зв'язків, у якому чотири обертальні кінематичні пари A , A_1 і B , B_1 замінені сферичними III класу.



**Рисунок 1 – Структурна
схема верстата-качалки
без надлишкових зв'язків**

Розглянемо реакції у цих кінематичних парах. Силами тертя нехтуємо. Кінематичні пари третього класу (шарніри A , A_1 , B , B_1 , D) не допускають поступальних переміщень одного елемента відносно іншого. Зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , яка проходить через центр шарніра. Модуль і напрям сили реакції невідомі.

Інші кінематичні пари O і C обертальні V класу. Така обертальна пара допускає відносно обертання її елементів навколо осі шарніра. Накладені зв'язки можна замінити силою реакції \bar{R}_{ji} , невідомою за модулем і напрямком, і парою сил реакції \bar{M}_{Rji} , при тому вектор моменту пари перпендикулярний до осі шарніра [2].

Кінтостатичні дослідження побудовані на принципі Даламбера. При русі ланок їх рівновага відсутня, так як частина сил тратиться на прискорення або сповільнення мас. Тому формально умову рівноваги при русі записують на підставі принципу Даламбера.

Розглянемо задачу кінтостатики просторового важільного механізму привода верстата-гойдалки. На рис. 2 зображена розрахункова схема структурної групи, яка складається із чотирьох ланок, що знаходяться під дією сил ваги ланок, сил і моментів сил інерції та реакцій зв'язків.



У точці підвісу колони штанг (точка E) діє сила \overline{F}_{sh} , яка є зведеною силою ваги колони штанг і перекачуваної рідини, сил тертя і сил інерції мас колони і рідини. Значення цієї сили беруться із реальної динамограми роботи верстата-гойдалки.

Сили реакцій і моменти сил реакцій у кінематичних парах невідомі і підлягають визначенню. Для кожної ланки можна записати рівняння рівноваги сил і рівняння рівноваги моментів сил відносно точок, які знаходяться у центрі кінематичних пар.

Рівняння рівноваги сил і моментів сил для балансира:

$$\sum_{л.5} \overline{F}_i = 0, \quad \overline{R}_{45} + \overline{G}_5 + \overline{\Phi}_5 + \overline{G}_{gb} + \overline{\Phi}_{gb} + \overline{R}_{05} + \overline{F}_{sh} = 0; \quad (1)$$

$$\sum_{л.5} \overline{M}_C = 0,$$

$$\overline{l}_5 \times \overline{R}_{45} + \overline{M}_{R05} + \overline{M}_{ubal} - \lambda_3 \overline{l}_E \times \overline{G}_{bal} - \lambda_3 \overline{l}_E \times \overline{\Phi}_{bal} + \lambda_4 \overline{l}_E \times \overline{G}_{gb} + \lambda_4 \overline{l}_E \times \overline{\Phi}_{gb} + \overline{l}_E \times \overline{F}_{sh} = 0; \quad (2)$$

$$\sum_{л.5} \overline{M}_D = 0,$$

$$\overline{M}_{R05} + \overline{l}_5 \times \overline{R}_{05} + \overline{M}_{ubal} + (\overline{l}_5 - \lambda_3 \overline{l}_E) \times (\overline{G}_{bal} + \overline{\Phi}_{bal}) + (\overline{l}_5 + \lambda_4 \overline{l}_E) \times (\overline{G}_{gb} + \overline{\Phi}_{gb}) + \overline{l}_E \times \overline{F}_{sh} = 0; \quad (3)$$

$$\text{де } \lambda_3 = CE/CS_{bal}, \quad \lambda_4 = CE/CS_{gb}, \quad \overline{l}_E = (l_{CE} \ 0 \ 0)^T.$$

За рівняннями (1)...(3) визначають невідомі \overline{R}_{05} , \overline{R}_{45} і \overline{M}_{R05} .

Рівняння рівноваги сил і моментів сил, які діють на траверсу:

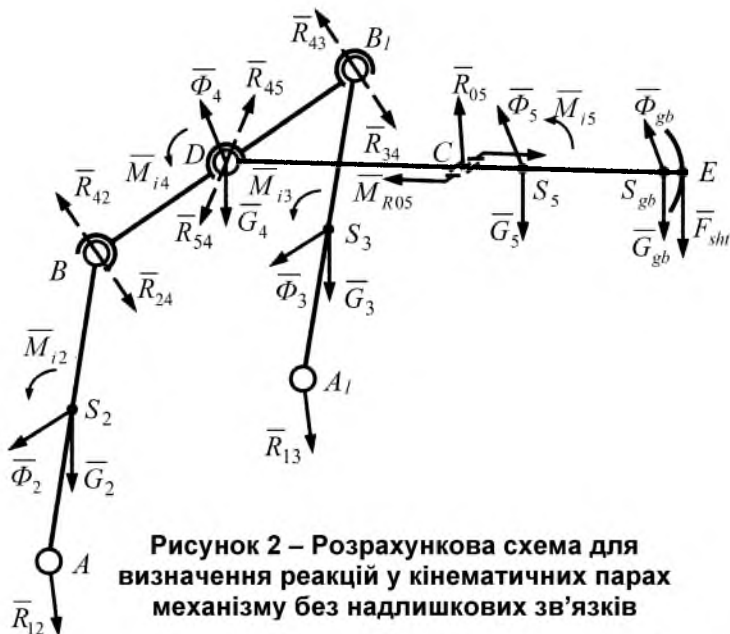


Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення реакцій у кінематичних парах механізму без надлишкових зв'язків

$$\sum_{л.4} \bar{F}_i = 0, \bar{R}_{24} + \bar{G}_4 + \bar{\Phi}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{R}_{34} = 0; \quad (4)$$

$$\sum_{л.4} \bar{M}_D = 0, -\bar{l}_4 \times \bar{R}_{24} + \bar{M}_{i4} - \bar{l}_{41} \times \bar{R}_{34} = 0 \quad (5)$$

Рівняння рівноваги сил, які діють на шатуни 2 і 3:

$$\sum_{л.2} \bar{F}_i = 0, \bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{\Phi}_2 + \bar{R}_{42} = 0; \quad (6)$$

$$\sum_{л.3} \bar{F}_i = 0, \bar{R}_{13} + \bar{G}_3 + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{43} = 0; \quad (7)$$

Розв'язком системи рівнянь (4)...(7) є шукані реакції \bar{R}_{24} , \bar{R}_{34} , \bar{R}_{12} , \bar{R}_{13} .

Розглянемо навантаження кривошипа. На рис. 3 зображена його розрахункова схема. До кривошипа прикладені: ваги гілок кривошипа \bar{G}_1 і противаг \bar{G}_{pr} , реакції \bar{R}_{21} і \bar{R}_{31} , які стали відомими $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$, $\bar{R}_{31} = -\bar{R}_{13}$, момент сил інерції \bar{M}_{i1} , сили інерції противаг $\bar{\Phi}_{pr}$ і гілок кривошипа $\bar{\Phi}_{kr}$, невідомі момент \bar{M}_1 і реакція \bar{R}_{01}' , \bar{R}_{01}'' стояка.

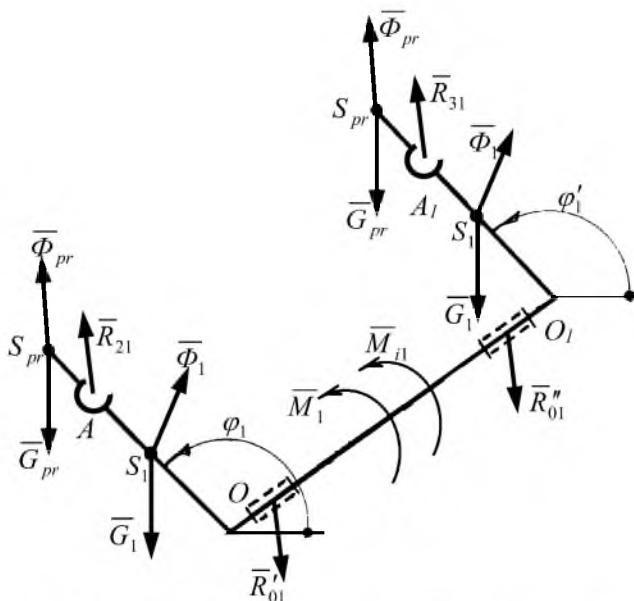


Рисунок 3 – Розрахункова схема кривошипа

Запишемо рівняння рівноваги моментів сил відносно осі OO_1 :

$$\bar{M}_1 + \bar{M}_{i1} + 2\bar{l}_{pr} \times (\bar{\Phi}_{pr} + \bar{G}_{pr}) + 2\bar{l}_{S1} \times (\bar{\Phi}_1 + \bar{G}_1) + \bar{l}_1 \times \bar{R}_{21} + \bar{l}_{11} \times \bar{R}_{31} = 0 \quad (8)$$

$$\text{де } \bar{l}_{pr} = OS_{pr} \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \bar{l}_{S1} = OS_1 \begin{pmatrix} \cos \varphi_1 \\ \sin \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Сила інерції мас противаг і мас гілок кривошипа

$$\bar{\Phi}_{pr} = -m_{pr} \bar{a}_{Spr}, \quad \bar{\Phi}_1 = -m_1 \bar{a}_{S1}.$$

Момент інерції кривошипа відносно осі обертання

$$\bar{M}_{i1} = -\varepsilon_1 J_z,$$

$$\text{де } J_z = 2 \left(\frac{m_1 (OS_{pr})^2}{12} + m_1 (OS_1)^2 + m_{pr} (OS_{pr})^2 \right).$$



Невідомий момент \overline{M}_1 складається із складових $\overline{M}_1 = \overline{M}_z + \overline{M}_{R_{01}}$. Обертальний момент \overline{M}_z це зрівноважувальний момент сил, який прикладений до вала кривошипа зі сторони привода верстата-гойдалки і паралельний до осі z . А момент $\overline{M}_{R_{01}}$ є моментом сили реакції в обертальній кінематичній парі, причому вектор моменту $\overline{M}_{R_{01}}$ перпендикулярний до осі z .

Умова рівноваги сил, прикладених до кривошипа, виглядає наступним чином:

$$\overline{R}_{01} + 2\overline{G}_1 + 2\overline{\Phi}_1 + 2\overline{G}_{pr} + 2\overline{\Phi}_{pr} + \overline{R}_{21} + \overline{R}_{31} = 0, \quad (9)$$

$$\text{де } \overline{R}_{01} = \overline{R}'_{01} + \overline{R}''_{01}.$$

Знання просторової навантаженості кінематичних пар силами взаємодії ланок необхідні для розрахунку ланок на міцність, жорсткість, зносостійкість і розрахунку підшипників на довговічність при проектуванні привода верстата-гойдалки, що в результаті дозволить уникнути перевантажень і руйнувань ланок механізму та їх з'єднань.

Літературні джерела

1. Попович В.Я. Дослідження впливу динамічних похибок важільного механізму верстата-качалки на деформацію і переміщення його ланок / В.Я. Попович, В.М. Сенчішак, В.Р. Харун. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 4(53) – с. 135-140.
2. Бруевич Н.Г. Кинестатика пространственных механизмов. 2-е изд. / Н.Г. Бруевич, Б.О. Мардер. – М.: Наука, 1981. – 104 с.
3. 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.