УДК 629.424.1:621.436.004.15 DOI: https://doi.org/10.18664/1994-7852.159.2016.67074

РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ МЕТОДОМ ПЕРЕТВОРЕННЯ КООРДИНАТ

Д-р техн. наук В.І. Мороз, канд. техн. наук О.В. Братченко,
асп. В.І. Громов

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА МЕТОДОМ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КООРДИНАТ

Д-р техн. наук В.И. Мороз, канд. техн. наук А.В. Братченко,
асп. В.И. Громов

CALCULATION DETERMINATION OF KINEMATICS DESCRIPTIONS OF ELEMENTS OF CONSTRUCTION OF HARDWARE'S OF TRANSPORT BY THE METHOD OF TRANSFORMATION OF CO-ORDINATES

Doct. of Techn. Sciences V. Moroz, Cand. of Techn. Sciences A. Bratchenko,
Postgraduate V. Gromov

Відзначено важливість уточненого визначення кінематичних характеристик основних елементів конструкції технічних засобів транспорту, за які найчастіше розглядаються складні просторові механізми. Показано, що найбільш раціональним шляхом проведення таких досліджень є розроблення і використання відповідних аналітичних описів на основі методу перетворення координат. Наведено результати аналітичного дослідження уточнених кінематичних характеристик ланок просторового кулачкового механізму газорозподілу тепловозного дизеля Д49.

Ключові слова: *технічні засоби транспорту, складні просторові механізми, кінематичні характеристики, метод перетворення координат.*

Отмечена важность уточненного определения кинематических характеристик основных элементов конструкции технических средств транспорта, в качестве которых наиболее часто рассматриваются сложные пространственные механизмы. Показано, что наиболее рациональным путем проведения таких исследований является разработка и использование соответствующих аналитических описаний на основе метода преобразования координат. Представлены результаты аналитического исследования уточненных кинематических характеристик звеньев пространственного кулачкового механизма газораспределения тепловозного дизеля Д49.

Ключевые слова: *технические средства транспорта, сложные пространственные механизмы, кинематические характеристики, метод преобразования координат.*

It is marked that in the complex decision of issue of the day of updating of home hauling rolling stock priority direction providing of railways of Ukraine is diesel engines and electric locomotives of mainly new generation. It is shown that to one of the most responsible stages of works on providing of high technical - economic indicators of technical equipments of transport it is necessary to take planning of their basic elements constructions as that the difficult spatial are most often examined planning of their basic elements is constructions as that difficult spatial

mechanisms are most often examined . Importance of the specified determination of kinematics descriptions of such mechanisms is distinguished for the further design of dynamic processes. It is shown that the most rational way of realization of such researches are development and use of corresponding analytical descriptions on the basis of method of transformation of coordinates. The results of analytical research of the specified kinematics descriptions of links of spatial cam-gear of газораспределения of diesel engine diesel of Д49 are presented, that was compared to the calculations executed on traditional methodologies. Drawn conclusion oh to expediency of application offered approach in researches of kinematics of other difficult mechanisms of technical equipments of transport - current removable devices, hauling drives et al.

Keywords: *technical equipments of transport, difficult spatial mechanisms, kinematics descriptions, method of transformation of coordinates.*

Вступ. У комплексному вирішенні актуальної проблеми оновлення вітчизняного тягового рухомого складу (ТРС) пріоритетним напрямком є забезпечення залізниць України тепловозами та електровозами переважно нового покоління [1,2]. Це дасть змогу поліпшити техніко-економічні показники діяльності залізничного транспорту, підвищити безпеку та зручність перевезень, ефективність роботи галузі в цілому.

У практичній реалізації комплексу сформованих технічних рішень зі створення ТРС нового покоління особлива роль відводиться науково-дослідним і дослідно-конструкторським розробкам, які спрямовані на забезпечення високого рівня показників енергетичної економічності і надійності відповідних технічних засобів залізничного транспорту [3]. До одного з найбільш відповідальних етапів таких робіт слід віднести проектування їх основних елементів конструкції, за які найчастіше розглядаються так звані складні, просторові механізми – кривошипно-шатунні механізми, струмознімальні пристрої, кулачкові механізми газорозподілу тепловозних дизелів, тягові приводи залізничного рухомого складу [4-6].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При вирішенні цієї проблеми одним з вузлових питань є розрахункове визначення кінематичних характеристик таких механізмів. При цьому точність отриманих результатів визначає достовірність подальших оцінок динамічних процесів та напружено-деформованого стану елементів конструкції.

Разом з тим у спеціальній довідковій літературі для проведення таких досліджень наведені спрощені методи розрахунків кінематичних параметрів – механізми розглядаються як плоскі, не ураховується особливість передачі просторових рухів і навантажень [7,8]. Це визначає необхідність розроблення і впровадження нових методів розрахункового визначення кінематичних характеристик складних просторових механізмів, що забезпечують найбільш високу точність результатів у порівнянні з традиційними методами. Одним зі шляхів вирішення таких завдань є використання методу перетворення координат [9].

Визначення мети і задачі дослідження. Метою статті є викладення процесу проведення аналітичного дослідження кінематики ланок складних просторових механізмів технічних засобів транспорту методом перетворення координат на прикладі кулачкового механізму газорозподілу (КМГР) сучасного тепловозного дизеля Д49.

Основна частина дослідження. На першому етапі з використанням відповідної документації проводився аналіз конструкції КМГР дизеля Д49, за результатами якого визначено геометричні параметри ланок, установлено особливості їх з’єднань (клас кінематичних пар), а також розроблено кінематичну схему просторового КМГР, що подана на рис. 1.

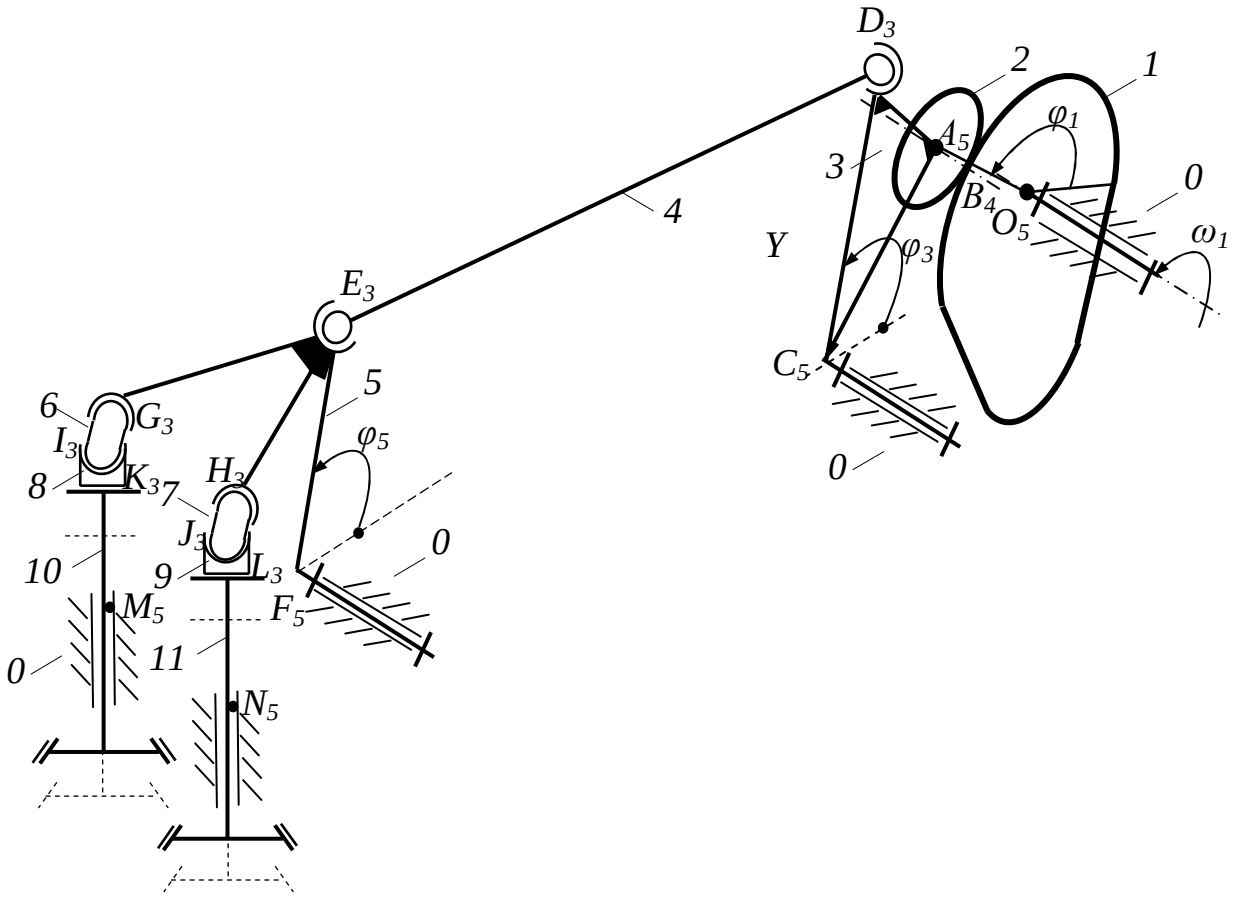

Рис. 1. Кінематична схема просторового КМГР тепловозного дизеля

На кінематичній схемі позначено такі ланки механізму: *1* – газорозподільний кулачок; *2* – ролик штовхача; *3* – коромисловий штовхач; *4* – штанга; *5* – траверса; 6, 7 – гідравлічні елементи; *8, 9* – штовхачі; *10, 11* – клапани. Указані ланки утворюють відповідні кінематичні пари, які позначені на кінематичній схемі з виділенням їх класу.

При виконанні дослідження окрім геометричних параметрів усіх ланок і координат центрів обертання ланок *1* (т. *O*), *3* (т. C) і *5* (т. *F*), для коромислового роликового штовхача *3* задаються закономірності зміни його кутових положень $\varphi_3 = f(\varphi_1)$, швидкостей $\omega_3 = f(\varphi_1)$ і прискорень $\varepsilon_3 = f(\varphi_1)$, характер яких визначається профілем газорозподільного кулачка *1*.

Вузловим моментом у розрахунках кінематичних характеристик клапанів є визначення поточних значень кутових переміщень (положень) φ_5, швидкостей ω_5 і прискорень ε_5 траверси *5*, за величинами яких з використанням відомих формул [9] визначаються кінематичні характеристики клапанів. Таким чином, метою цього дослідження є отримання аналітичних залежностей виду $\varphi_5 = f(\varphi_1)$, $\omega_5 = f(\varphi_1)$ і $\varepsilon_5 = f(\varphi_1)$ з використанням методу перетворення координат, який передбачає матричний запис рівнянь координат шуканих положень точок відповідних ланок.

Загальні формули перетворення координат для систем $X_iY_iZ_i$ і $X_jY_jZ_j$ мають вид

$$X_i = k_{11} \cdot X_j + k_{12} \cdot Y_j + k_{13} \cdot Z_j + A_i;$$
$$Y_i = k_{21} \cdot X_j + k_{22} \cdot Y_j + k_{23} \cdot Z_j + B_i; \quad (1)$$
$$Z_i = k_{31} \cdot X_j + k_{32} \cdot Y_j + k_{33} \cdot Z_j + C_i,$$

де A_i, B_i, C_i – координати початку системи $X_jY_jZ_j$ в системі $X_iY_iZ_i$;
k_{11}, k_{12},… k_{33} – коефіцієнти при координатах (напрямні косинуси)

$$k_{11} = cos(X_i \hat{} X_j); \quad k_{12} = cos(X_i \hat{} Y_j); \quad k_{13} = cos(X_i \hat{} Z_j);$$
$$k_{21} = cos(Y_i \hat{} X_j); \quad k_{22} = cos(Y_i \hat{} Y_j); \quad k_{23} = cos(Y_i \hat{} Z_j);$$
$$k_{31} = cos(Z_i \hat{} X_j); \quad k_{32} = cos(Z_i \hat{} Y_j); \quad k_{33} = cos(Z_i \hat{} Z_j).$$

Запис рівняння (1) у матричній формі має вид

$$r_i = T_{ji} \cdot r_j, \quad (2)$$

де

$$r_i = \begin{Vmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \\ 1 \end{Vmatrix}, \quad r_j = \begin{Vmatrix} X_j \\ Y_j \\ Z_j \\ 1 \end{Vmatrix}, \quad T_{ji} = \begin{Vmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & A_i \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & B_i \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & C_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix}. \quad (3)$$

При виконанні дослідження розглядався умовно відокремлений від механізму просторовий кінематичний ланцюг *0-3-4-5-0*, схема якого з прив'язаними до відповідних точок системами координат показана на рис. 2.

Шуканими є положення точки *E* траверси *5* у системі координат $X_0Y_0Z_0$. Тоді для цього випадку рівняння (2) буде мати вид

$$r_{E0} = T_{30} \cdot T_{43} \cdot r_{E4}, \quad (4)$$

де r_{E0}, r_{E4} – матриці-стовпці, що містять координати точки *E* в системах координат $X_0Y_0Z_0$ і $X_4Y_4Z_4$;

$$r_{0E} = \begin{Vmatrix} -l_{FC} \cdot sin\beta_{FCX_0} \\ -l_{FC} \cdot cos\beta_{FCY_0} + l_{FE} \cdot cos\varphi_5 \\ l_{FC} \cdot cos\beta_{FCZ_0} \\ 1 \end{Vmatrix}; \quad r_{4E} = \begin{Vmatrix} -l_{DE} \cdot sin\beta_{DEX_4} \\ -l_{DE} \cdot cos\beta_{DEY_4} \\ l_{DE} \cdot cos\beta_{DEZ_4} \\ 1 \end{Vmatrix}; \quad (5)$$

T_{30} ,T_{43} – матриці, що містять коефіцієнти рівняння (1), які характеризують поворот осей і перенос початку координат відповідних систем координат – $X_3Y_3Z_3$ в $X_0Y_0Z_0$, $X_4Y_4Z_4$ в $X_0Y_0Z_0$

$$T_{30} = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_3 & \sin\varphi_3 & l_{ED}\cdot\sin\varphi_3 \\ 0 & \sin\varphi_3 & \cos\varphi_3 & l_{ED}\cdot\cos\varphi_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix}; \quad T_{43} = \begin{Vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_3 & \sin\varphi_3 & 0 \\ 0 & \sin\varphi_3 & \cos\varphi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{Vmatrix}. \tag{6}$$

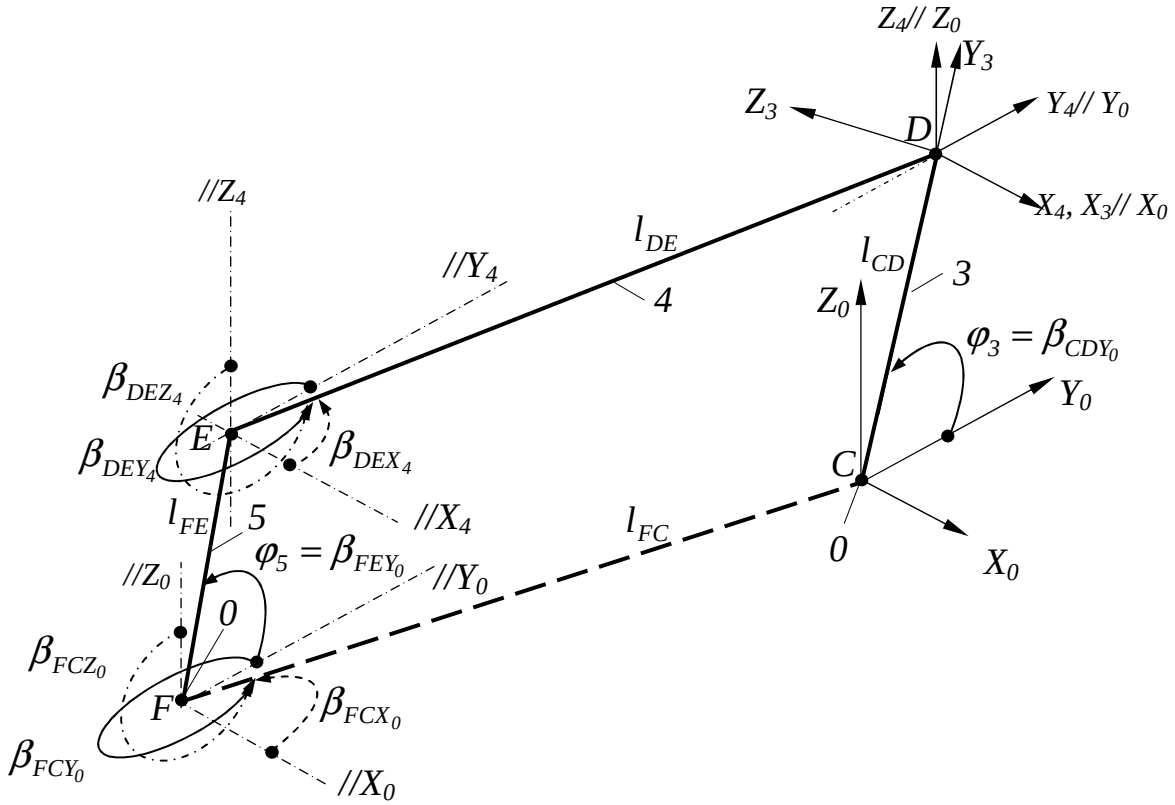

Рис. 2. Схема кінематичного ланцюга *0-3-4-5-0*

З використанням рівняння (4), у яке підставлялись матриці (5) і (6), було складено систему рівнянь, при розв'язанні якої отримана формула для визначення поточних положень траверси *5* у залежності від заданого кута φ_3

$$\varphi_5 = \arccos\left\{\frac{(k_2\cdot k_6)}{(k_2^2+k_3^2)} \pm \sqrt{\left[\frac{k_2\cdot k_6}{(k_2^2+k_3^2}\right]^2 - \frac{(k_6^2-k_3^2)}{(k_2^2+k_3^2)}}\right\}, \tag{7}$$

де допоміжні коефіцієнти:

$k_1 = l_{FC} \cdot x_{FC}$; $k_2 = l_{FC} \cdot y_{FC} + l_{CD} \cdot y_{CD}$; $k_3 = l_{FC} \cdot z_{FC} + l_{CD} \cdot z_{CD}$; $k_4 = \dfrac{k_1^2 + k_2^2 + k_3^2 - l_{ED}^2 - l_{FE}^2}{2 \cdot l_{FE} \cdot l_{ED}}$; $k_5 = k_4 \cdot l_{ED}$; $k_6 = k5 + l_{FE}$ (прийняті позначення $x_{FC}, y_{FC}, z_{FC}, y_{CD}, z_{CD}, x_{ED}, y_{ED}, z_{ED}, y_{FE}, z_{FE}$ відповідають косинусам кутів $\beta_{FCX}, \beta_{FCY}, \beta_{FCZ}, \beta_{CDY}, \beta_{CDZ}, \beta_{EDX}, \beta_{EDY}$, $\beta_{EDZ}, \beta_{FEY}, \beta_{FEZ}$).

Формула (7) дає два значення кута φ_5, що теоретично відповідають двом можливим положенням ланки *5* при заданому положенні ланки *3* (рис. 2). Тому для отримання однозначного розв'язку були проведені пошукові дослідження, результати яких показали, що для розрахунків кінематики ланок привода впускних клапанів у формулі (7) потрібно використовувати від'ємне значення підкореневого виразу, а випускних клапанів – додатне.

Подальші перетворення системи рівнянь дали змогу отримати шукані аналітичні залежності виду $\omega_5 = f(\varphi_1)$ і $\varepsilon_5 = f(\varphi_1)$.

$$\omega_5 = \omega_3 \frac{l_{CD}}{l_{FE}} \cdot \frac{(\sin\varphi_3 \cdot y_{ED} - \cos\varphi_3 \cdot z_{ED})}{(\sin\varphi_5 \cdot y_{ED} - \cos\varphi_5 \cdot z_{ED})}; \tag{8}$$

$$\varepsilon_5 = \frac{l_{CD} \cdot (\ddot{y}_{CD} \cdot y_{ED} + \ddot{z}_{CD} \cdot z_{ED}) - l_{ED} \cdot (\dot{y}_{ED}^2 + \dot{z}_{ED}^2)}{l_{FE} \cdot (z_{ED} \cdot \cos\varphi_5 - y_{ED} \cdot \sin\varphi_5)} + \frac{l_{FE} \cdot \omega_5^2 \cdot (y_{ED} \cdot \cos\varphi_5 + z_{ED} \cdot \sin\varphi_5)}{l_{FE} \cdot (z_{ED} \cdot \cos\varphi_5 - y_{ED} \cdot \sin\varphi_5)}. \tag{9}$$

Формули (7)…(9) є основою для моделювання уточнених кінематичних характеристик клапанів тепловозного дизеля Д49 при використанні різних профілів газорозподільних кулачків. Для прикладу на рис. 3 подано графіки зміни переміщень $h_к$, швидкостей $v_к$ і прискорень $a_к$ впускних клапанів дизеля Д49 у залежності від кута обертання серійного тангенціального кулачка φ_1, одержані за результатами розрахунків за отриманими аналітичними залежностями (суцільні лінії) і за традиційною методикою (пунктирні лінії).

Проведений аналіз отриманих результатів засвідчив суттєве уточнення кінематичних характеристик впускних і випускних клапанів дизеля Д49, особливо за значеннями максимальних прискорень клапанів. Так, для впускних клапанів: рівні переміщень уточнені на 2%, швидкостей на 7 %, прискорень – 13 %. Для випускних клапанів: рівні переміщень уточнені на 3 %, швидкостей на 10 %, прискорень – 20 %.

Практичне значення отриманих результатів полягає в можливості більш точного оцінювання міцності окремих деталей КМГР. Наприклад, визначення інерційних навантажень за отриманими уточненими величинами максимальних прискорень виявило порушення умови забезпечення стійкості штанги привода випускних клапанів. Це обумовило необхідність зміни її конструктивних параметрів [10].

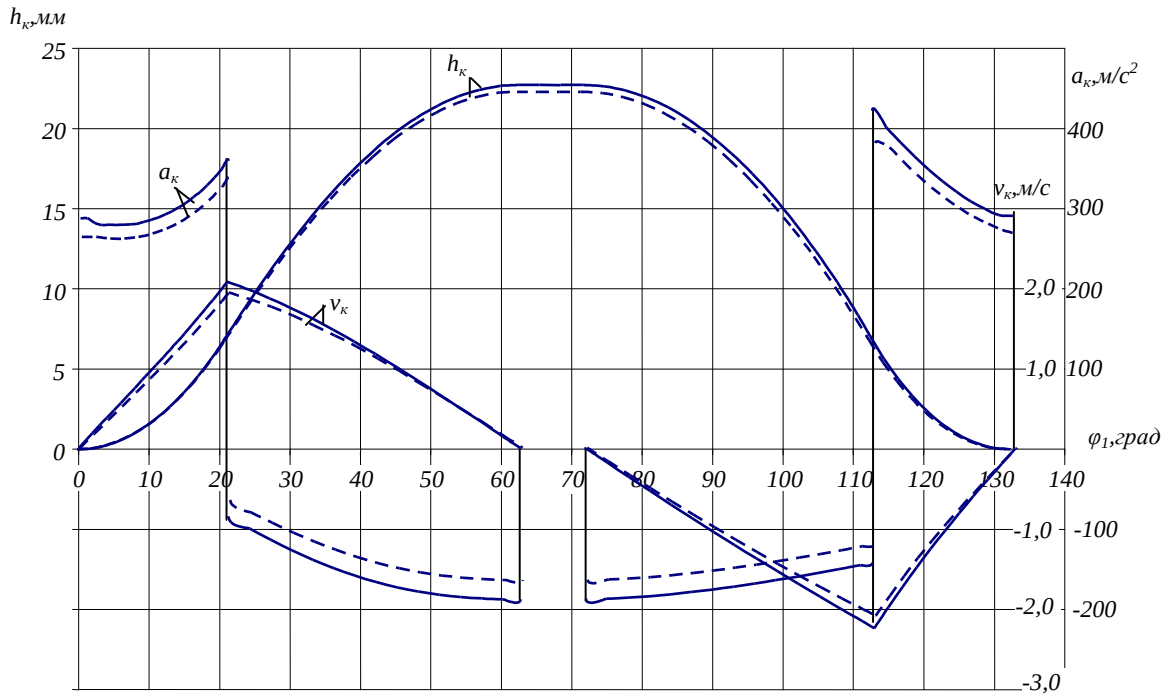

Рис. 3. Кінематичні характеристики впускних клапанів дизеля Д49

Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку. Отримані результати підтверджують ефективність використання розроблених аналітичних залежностей для уточненого моделювання характеристик руху ланок КМГР дизеля Д49. Запропонований підхід доцільно використовувати в дослідженнях кінематики складних просторових механізмів залізничних технічних засобів – струмознімальних пристроїв електрорухомого складу, тягових приводів залізничного рухомого складу та ін.

Список використаних джерел

1. Карпов, В.М. Стан, проблеми та перспективи оновлення рухомого складу України [Текст] / В.М. Карпов, О.І. Никифорук // Формування ринкових відносин в Україні: зб. наук. праць науково-дослідного економічного інституту. – К.: НДЕІ, 2012. – Вип. 6 (133)/2012. – С. 160-166.

2. Тартаковський, Е.Д. Пріоритетні напрямки досліджень у галузі тягового рухомого складу [Текст] / Е.Д. Тартаковський // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 5-12.

3. Мороз, В.И. Особенности формализованного описания конструкции технических средств железнодорожного транспорта [Текст] / В.И. Мороз, А.В. Братченко// Инновационный транспорт. – Екатеринбург: УрГУПС, 2014. – № 4(14). – С.10-13.

4. Мороз, В.І. Новий підхід до формалізованого описання конструкції технічних засобів залізничного транспорту [Текст] / В.І. Мороз // Залізничний транспорт України. – 2010. – № 4. – С.41-42.

5. Мороз, В.І. Удосконалення методів розрахунку механічних характеристик струмознімальних пристроїв сучасного моторвагонного рухомого складу [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, А.В. Павшенко// Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізнич. трансп. –Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 107. – С. 163-173.

6. Братченко, О.В. Особливості використання методу перетворення координат в дослідженнях кінематики кривошипно-шатунних механізмів [Текст] /О.В. Братченко // Зб. наук. праць Дон. ін-ту залізнич. трансп. – Донецьк: ДонІЗТ, 2014. – Вип. 37. – С. 115-120.

7. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст]: серія підручників у 6 томах. Т.2. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

8. X. Zhang. Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads / X. Zhang, Hu Wang, Z. Zheng, Rolf D. Reitz, Mingfa Yao // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 98. – pp. 310-319.

9. Морошкин, Г.Ф. Уравнения динамики простых систем с интегрируемыми соединениями [Текст] / Г.Ф. Морошкин. – М.: Наука, 1981. – 116 с.

10. Мороз, В.І. Нові підходи до розрахунків на міцність деталей клапанного привода форсованих транспортних дизелів з урахуванням проявів динаміки [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 44. – С. 35-39.

Мороз Володимир Ілліч, д-р техн. наук, професор, зав. кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. (057) 730-10-51.
Братченко Олександр Васильович, канд. техн. наук, професор кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-10-53.
Громов Володимир Ігорович, аспірант кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.(057) 730-10-53.

Moroz Volodimir Illich, doct. tech. sciences, professor, manag. of department mechanical engineers and designing the machines Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-10-53.
Bratchenko Alexander Vasilyevich, cand. tech. sciences, professor department mechanical engineers and designing the machines Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-10-53.
Gromov Volodimir Igorovich, postgraduate of department mechanical engineers and designing the machines Ukrainian State University of Railway Transport. Tel.(057) 730-10-53.

Прийнята 25.02.2016 р.