

УДК 629.424.3

**РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИКИ УДОСКОНАЛЕНОГО ПРИВОДА
КЛАПАНІВ ЛОКОМОТИВНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК Д80 ТА Д49**

Д-р техн. наук В.І. Мороз, кандидати техн. наук О.В. Братченко, О.А. Логвіненко

**РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОГО
ПРИВОДА КЛАПАНОВ ЛОКОМОТИВНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК Д80 И Д49**

Д-р техн. наук В.И. Мороз, кандидаты техн. наук А.В. Братченко, А.А. Логвиненко

**SIMULATION RESULTS KINEMATICS IMPROVED VALVE DRIVE LOCOMOTIVE POWER
PLANTS AND D80 D49**

Doct. of techn. sciences V.I. Moroz, cand. of techn. sciences O.V. Bratchenko, O.A. Logvinenko

Висвітлено один з перспективних напрямків розробок з підвищення техніко-економічних та екологічних показників сучасних локомотивних енергетичних установок за рахунок модернізації їх механізмів привода клапанів. Обґрунтована доцільність використання газорозподільних валів з новими більш ефективними газорозподільними кулачками. Наведено отримані кінематичні характеристики штовхачів привода впускних та випускних клапанів локомотивних енергетичних установок з дизелями 1Д80Б та 6Д49. Оцінена доцільність використання запропонованих рішень.

Ключові слова: тепловоз, локомотивна енергетична установка, механізм газорозподілу, газорозподільний вал, кулачки, кінематика.

Выделено одно из перспективных направлений разработок по повышению технико-экономических и экологических показателей современных локомотивных энергетических установок. Обоснована целесообразность использования газораспределительных валов с новыми более эффективными газораспределительными кулачками. Представлены полученные кинематические характеристики толкателей привода впускных и выпускных клапанов локомотивных энергетических установок с дизелями 1Д80Б и 6Д49. Оценена целесообразность использования предложенных решений.

Ключевые слова: тепловоз, локомотивная энергетическая установка, механизм газораспределения, газораспределительный вал, кулачки, кинематика.

Allocated one of several developments to enhance the technical, economic and environmental performance of modern locomotive power plants. The expediency of the use of gas distribution shafts with

new more efficient gas distribution cams. The results of mathematical modeling and analysis of the kinematics characteristics of the valve drives the intake and exhaust valves of locomotive power plants with diesel 1D80B and 6D49, improved (compared with standard) based on the new gas distribution cams. The estimation of the expected change of the "time - section" valves, velocity, acceleration, dynamic displays and mechanical stresses in parts of the drive. The resulting comparative evaluations confirm the usefulness of the proposed solutions for improving the design of the valve drive locomotive power plants with diesel 1D80B and 6D49.

Noted that the results of computational research workflows considered locomotive power plants, the use of the camshaft with the proposed gas distribution cams will improve the value of "time - section" of the valves, increasing the air flow through the cylinder filling ratio, charge air -fuel ratio and, as a result, will improve the indicator and effective efficiencies, environmental performance, and reduce average operational specific fuel consumption.

Keywords: locomotive, locomotive energy plant, engine timing, gas distribution shaft, cams, kinematics.

Вступ. Нині на залізницях України експлуатуються майже повністю зношений рухомий склад, основна частина якого – локомотиви і вагони другого покоління (в європейських країнах вони – вже четвертого покоління), що збільшує експлуатаційні витрати, енергоємність перевезень та ремонт рухомого складу.

Постановка проблеми та її актуальність. Постановою Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. № 1390 (в редакції Постанови Кабінету Міністрів України від 26 жовтня 2011 р. № 1106) була затверджена програма реформування залізничного транспорту на 2010-2019 роки, в межах якої одним із пріоритетних напрямків розвитку залізниць є підвищення паливної економічності та надійності енергетичних установок тепловозів [1,2], що є актуальним на цей час для подальшого економічно ефективного функціонування залізничного транспорту України.

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що одним з перспективних напрямків підвищення паливної економічності та екологічних показників (особливо для чотиритактних локомотивних енергетичних установок (ЛЕУ) з високим рівнем форсування за середнім ефективним тиском) є поліпшення якості процесів газообміну, сумішоутворення та згоряння в циліндрах, зменшення механічної напруженості, динамічних навантажень та процесів зношення основних деталей привода впускних та впускних клапанів (газорозподільних кулачків, роликів штовхачів, втулок, гідроштовхачів та ін.), зниження вартості їх ремонту. Це можливо досягти за рахунок використання в конструкції

розподільних валів нових більш ефективних безударних газорозподільних кулачків. При цьому додатково зменшуються інерційні навантаження деталей клапанного привода та поліпшуються умови посадки клапана на сідло, що має позитивний вплив на надійність енергетичних установок [3-6].

Загальноприйнятим показником паливної економічності тепловозних дизелів є середньоексплуатаційна витрата палива [7]. При цьому на його формування суттєво впливає якість протікання процесів газообміну, що безпосередньо пов'язано з роботою кулачкового механізму газорозподілу (КМГР) [8]. При оцінюванні ефективності привода клапанів використовується величина «час-переріз» (ЧП) [9]. В ході її визначення враховуються конструктивні особливості впускних і впускних клапанів, каналів у кришці циліндра двигуна та зміна площі прохідних перерізів у часі, яка визначається профілями кулачків. Тому в пошукових дослідженнях з оцінювання ефективності КМГР як критеріальний показник доцільно використовувати величину коефіцієнта повноти діаграми підйомів штовхача (клапана) η_n [10] – відношення площі під кривою переміщень штовхача в межах кута дії кулачка до площі прямокутника, який її описує. Як показали проведені дослідження, зміна цього показника відбиває зміну ЧП клапанів і відповідний вплив на показники газообміну та паливної економічності дизеля.

Метою статті є висвітлення результатів моделювання кінематики привода впускних та впускних клапанів локомотивних енергетичних установок Д80 та Д49,

удосконалених за рахунок використання нових безударних високоефективних кулачків.

Основна частина дослідження. Описані в роботах [3-5] нові підходи та методики профілювання газорозподільних кулачків локомотивних енергетичних установок 1Д80Б та 6Д49 за умов отримання якісного індикаторного процесу в циліндрах забезпечують виготовлення газорозподільних валів з новими кулачками, використання яких дає змогу підвищити паливну економічність та покращити екологічність дизелів. Особливу роль при оцінюванні доцільності використання таких кулачків в КМГР ЛЕУ відіграє отримання і аналіз кінематичних характеристик руху клапанів, на основі яких визначаються значення коефіцієнтів η_n , а також показники механічної напруженості та динаміки клапанного привода. З метою їх отримання були проведені відповідні розрахункові дослідження. На рис. 1-3 наведені кінематичні характеристики удосконаленого привода (на основі використання нових кулачків) впускних

та випускних клапанів локомотивних енергетичних установок 1Д80Б та 6Д49. Аналіз наведених на рис. 1 кінематичних характеристик удосконаленого привода впускних та випускних клапанів ЛЕУ 1Д80 показав, що у порівнянні із серійним варіантом привода (використовуються кулачки, спрофільовані за методикою Я.І. Дробкіна [11]) має місце збільшення коефіцієнта η_n з 0,59 до 0,66, що відповідає збільшенню ЧП клапанів на 15%. У свою чергу стосовно ЛЕУ 6Д49 аналіз наведених на рис. 2,3 кінематичних характеристик її удосконаленого привода впускних та випускних клапанів виявив, що у порівнянні із серійним варіантом привода (використовуються тангенційні кулачки) має місце збільшення коефіцієнта η_n для привода випускних клапанів з 0,59 до 0,66, а для привода впускних клапанів з 0,57 до 0,64, що дає змогу збільшити величину ЧП до 18% як для впускних, так і випускних клапанів.

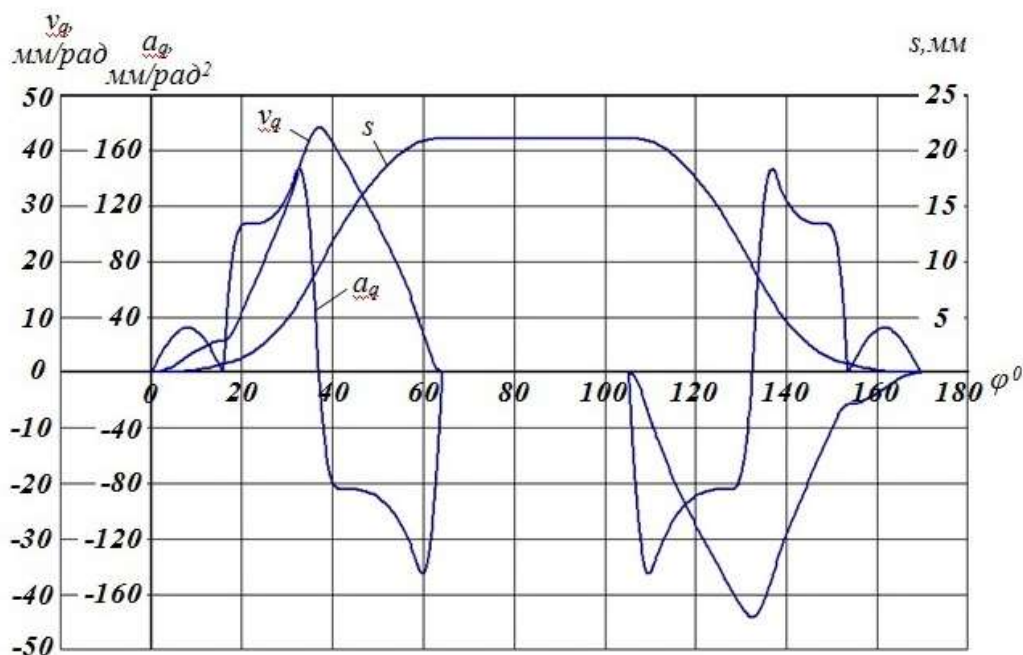


Рис. 1. Кінематичні характеристики штовхача привода впускних та випускних клапанів локомотивної енергетичної установки 1Д80Б

Поряд з цим застосування нових газорозподільних кулачків з безударними профілями призведе до зменшення рівнів максимальних контактних напружень у парі

«кулачок – ролик штовхача», що є важливим фактором забезпечення міцності, підвищення надійності та зменшення зносів робочих поверхонь контактуючих деталей, безударної

Рухомий склад залізниць

роботи клапанного привода, безрозривності кінематичного ланцюга, зниження інерційних навантажень, поліпшення умов посадки клапана на сідло. При цьому виконуються задані при проектуванні технологічні, міцнісні та конструктивні обмеження:

- максимальна швидкість посадки клапана на сідло не перевищує граничного значення, встановленого у відповідності до матеріалу і конструкції сідла ($v_{0\max} \leq [v_0]$). Для привода випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б

максимальна швидкість посадки клапана на сідло $[v_0] = 0,6 \text{ м/с}$, а отримана $v_{0\max} = 0,26 \text{ м/с}$. У свою чергу для привода впускних клапанів ЛЕУ 6Д49 максимальна швидкість складає $[v_0] = 0,4 \text{ м/с}$, при цьому отримана $v_{0\max} = 0,32 \text{ м/с}$, а для привода випускних клапанів вони становлять $[v_0] = 0,7 \text{ м/с}$, $v_{0\max} = 0,52 \text{ м/с}$;

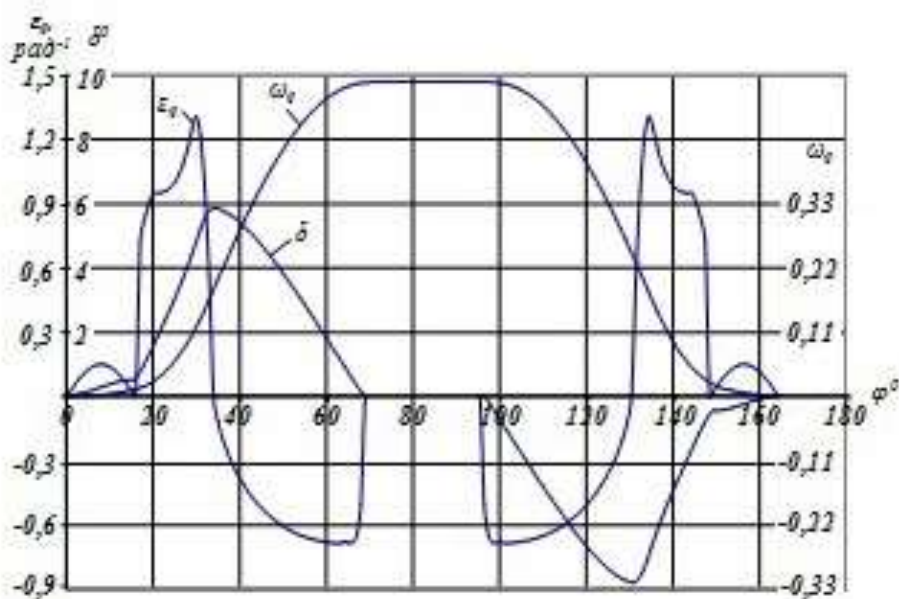


Рис. 2. Кінематичні характеристики штовхача привода впускних клапанів локомотивної енергетичної установки 6Д49

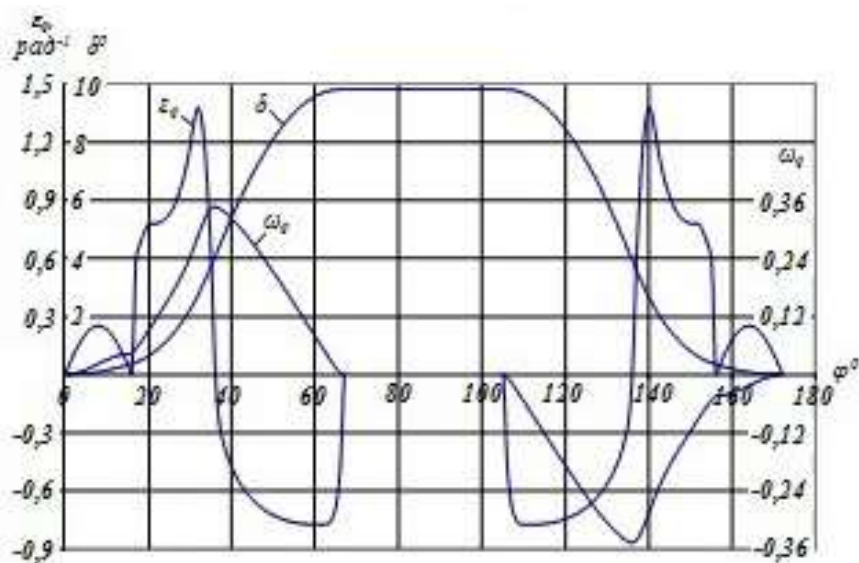


Рис. 3. Кінематичні характеристики штовхача привода випускних клапанів локомотивної енергетичної установки 6Д49

- мінімальна величина коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції більша за встановлене граничне значення ($k_{3n \min} \geq [k_{3n}]$). Для приводів впускних та випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б граничне значення коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції $[k_{3n}] = 1,5$, а отримане $k_{3n \min} = 1,55$. У свою чергу для привода впускних клапанів ЛЕУ 6Д49 граничне значення цього коефіцієнта складає $[k_{3n}] = 1,5$, при цьому отримане $k_{3n \min} = 1,6$, а для привода випускних клапанів вони становлять $[k_{3n}] = 1,5$, $k_{3n \min} = 1,52$;

- максимальні значення кута тиску кулачка на штовхач не перевищують граничних значень ($\beta_{max} \leq [\beta]$). Для приводів впускних та випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б максимальне значення кута тиску становить $[\beta] = 30$ град, а отримане $\beta_{max} = 29$ град. У свою чергу для приводів впускних та випускних клапанів ЛЕУ 6Д49 максимальне значення цього кута дорівнює $[\beta] = 45$ град, при цьому отримане значення для привода впускних клапанів $\beta_{max} = 17,8$ град, а для привода випускних клапанів $\beta_{max} = 20,2$ град;

- мінімальний радіус кривизни увігнутої ділянки профілю кулачка перевищує мінімальний радіус шліфувальних кругів ($R_{min}^{kp} \geq [R_{min}^{kp}]$). Для приводів впускних та випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б та ЛЕУ 6Д49 мінімальний радіус шліфувальних кругів складає $[R_{min}^{kp}] = 170$ мм. При цьому для приводів впускних та випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б отримане значення мінімального радіуса кривизни увігнутої ділянки профілю кулачка $R_{min}^{kp} = 173,04$ мм. Для привода впускних клапанів ЛЕУ 6Д49 отримане значення $R_{min}^{kp} = 170,9$ мм, а для привода випускних – $R_{min}^{kp} = 170,8$ мм;

- максимальні контактні напруження в парі «поверхня кулачка – ролик штовхача» не перевищують допустимі значення ($\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]$). Для приводів впускних та

випускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б допустиме значення контактних напружень складає $[\sigma_H] = 1500$ МПа, а отримане $\sigma_{H \max} = 794,4$ МПа. У свою чергу для привода впускних клапанів ЛЕУ 6Д49 допустиме значення цих напружень складає $[\sigma_H] = 2000$ МПа, при цьому отримане $\sigma_{H \max} = 882$ МПа, а для привода випускних клапанів вони становлять $[\sigma_H] = 2000$ МПа, $\sigma_{H \max} = 1336$ МПа;

- мінімальний коефіцієнт запасу стійкості штанги перевищує допустиме значення ($n_{min} \geq [n]$). Для привода впускних клапанів ЛЕУ 1Д80Б допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості штанги становить $[n] = 3$, а отримане $n_{min} = 6,63$. У свою чергу для привода випускних клапанів ЛЕУ 6Д49 допустиме значення цього коефіцієнта становить $[n] = 3,0$, а отримане $n_{min} = 3,01$.

Результати розрахункових досліджень робочих процесів розглядуваних ЛЕУ [12] показали, що використання розподільних валів із запропонованими газорозподільними кулачками забезпечує підвищення величини ЧП клапанів, збільшення витрати повітря через циліндр, коефіцієнта наповнення, коефіцієнта збитку надувального повітря, і, як результат, дасть змогу покращити індикаторний коефіцієнт корисної дії (ККД), ефективний ККД, екологічні показники, а також зменшити середньоексплуатаційну питому витрату палива (для ЛЕУ 1Д80Б до 6 г/(екВт·год), а для ЛЕУ 6Д49 до 5 г/(екВт·год)).

Висновки. Наведені в статті результати математичного моделювання та аналізу кінематичних характеристик клапанного привода, удосконаленого (в порівнянні із серійним) на основі використання нових газорозподільних кулачків, дають змогу оцінити очікувану зміну ЧП клапанів, швидкостей, прискорень, динамічних проявів та механічних напружень у деталях привода. Одержані порівняльні оцінки підтверджують доцільність використання запропонованих рішень з удосконалення конструкції клапанного привода розглядуваних ЛЕУ.

Список використаних джерел

1. Державна цільова програма реформування залізничного транспорту на 2010-2019 роки: [Електронний ресурс]. [затверджено Постановою Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. №1390 (в редакції Постанови Кабінету Міністрів України від 26 жовтня 2011 р. № 1106)]. – Режим доступу: URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1390-2009-p>.
2. Моделювання парку рухомого складу для регіональних перевезень [Текст] / Е.Д. Тартаковський, А.П. Фалендиш, А.М. Кучеренко, О.О. Родіонов // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С. 167-176.
3. Пат. 38779 А Україна, МПК F01L 1/08. Кулачок механізму газорозподілу [Текст] / Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. (Україна); заявник та власник Укр. держ. акад. залізн. трансп. – № 200501612; заявл. 21.02.2005; опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1.
4. Новий підхід до профілювання газорозподільних кулачків форсованих тепловозних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко, К.В. Астахова // Зб. наук. праць Укр. держ. акад. залізн. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – Вип. 119. – С. 110-116.
5. Пат. 90952 Україна МПК F01L 1/08. Кулачок механізму газорозподілу [Текст] / Мороз В.І., Братченко О.В., Астахова К.В., Тіщенко В.С.; заявник та власник Укр. держ. акад. залізн. трансп. – № а 200813509; заявл. 24.11.08.; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 11. – 4 с.
6. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания [Текст]: учеб. для вузов / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.
7. Хомич, А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей [Текст] / А.З. Хомич. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.
8. Мороз, В.І. Оцінка резервів поліпшення експлуатаційних показників тепловозних дизелів типу Д80 за рахунок модернізації механізму привода клапанів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С.10–13.
9. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
10. Мороз, В.І. Методика оптимізації профіля кулачка по коефіцієнту полноты диаграммы подъема толкателя [Текст] / В.І. Мороз // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища шк., 1986. – Вип. 40. – С. 86-90.
11. Эфендиев, А.И. О профилировании кулачка клапанного привода для тепловозного дизеля с высоким наддувом [Текст] / А.И. Эфендиев, Я.И. Дабкин // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Вища шк., 1969. – Вип. 9. – С. 134-145.
12. Розробка нової концепції і методів удосконалення механічних систем локомотивних енергетичних установок з метою поліпшення експлуатаційних характеристик [Текст]: [звіт про НДР] – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – 106 с. – № ДР 0107U000341.

Мороз Володимир Ілліч, доктор техн. наук, професор, академік ТАУ, дипломований «Європейський інженер-педагог» (ING-PAED IGIP), завідувач кафедри механіки і проектування машин Української державної академії залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-51.

Братченко Олександр Васильович, канд. техн. наук, професор кафедри механіки і проектування машин, Українська державна академія залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-53.

Логвіненко Олександр Анатолійович, канд. техн. наук, доцент кафедри механіки і проектування машин, Українська державна академія залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-53.

Moroz Vladimir Ilyich, doctor of technical sciences, professor, academician Academy Sciences of the transport, graduated "European engineer teacher" (ING-PAED IGIP), head department of mechanics and machine design, Ukraine State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-51.

Bratchenko Oleksandr Vasylovych, candidate of technical sciences, professor department of mechanics and machine design, Ukraine State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-53.

Logvinenko Oleksandr Anatolijovych, candidate of technical sciences, docent department of mechanics and machine design, Ukraine State Academy of Railway Transport. Tel.: (057) 730-10-53.