

УДК 621.436

**RESEARCH METHODOLOGY OF DYNAMIC PROCESSES IN GAS DISTRIBUTION MECHANISMS OF POWER PLANTS OF VEHICLES
МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В МЕХАНІЗМАХ ГАЗОРОЗПОДІЛУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ****Lohvinenko O.A. / Логвіненко О.А.***s.t.s., as.prof. / к.т.н., доц.*

ORCID: 0000-0002-5731-7995

*Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Feuerbach Square 7, 61050**Український державний університет залізничного транспорту,**Україна, м. Харків, майдан Фейєрбаха 7, 61050*

Анотація. В роботі розглядається актуальне питання щодо необхідності проведення дослідження динамічних процесів в механізмах газорозподілу енергетичних установок транспортних засобів, метою якого є розрахунок дійсного руху клапанів з урахуванням інерційних, пружно-дисипативних параметрів ланок, а також діючих в механізмі навантажень. Представлено опис покрокових етапів робіт та математичний апарат, які дозволяють отримати математичну модель, що відповідає прийнятній динамічній моделі на підставі опису силових дій в механізмі газорозподілу. Зазначено, що дослідження математичної моделі дозволить провести моделювання динамічних характеристик та визначити реальні закони руху клапанів.

Ключові слова: транспортний засіб, енергетична установка, механізм газорозподілу, динаміка, динамічна модель, математична модель, реальні закони руху клапанів.

Abstract. The work deals with an actual issue of the need to conduct a study of dynamic processes in the gas distribution mechanisms of power plants of vehicles, designed to calculate the actual movement of the valves taking into account the inertial, elastic-dissipative parameters of the links, as well as actions in the loading mechanism. A description of the step-by-step stages of work and the mathematical apparatus, which cannot obtain a mathematical model corresponding to the accepted dynamic model based on the description of force actions in the gas distribution mechanism, are presented. It is noted that the study of the mathematical model allows simulation of dynamic characteristics and the application of real laws of movement of valves.

Keywords: vehicle, the power plant, gas distribution mechanism, dynamics, dynamic model, mathematical model, real laws of valve motion.

Вступ.

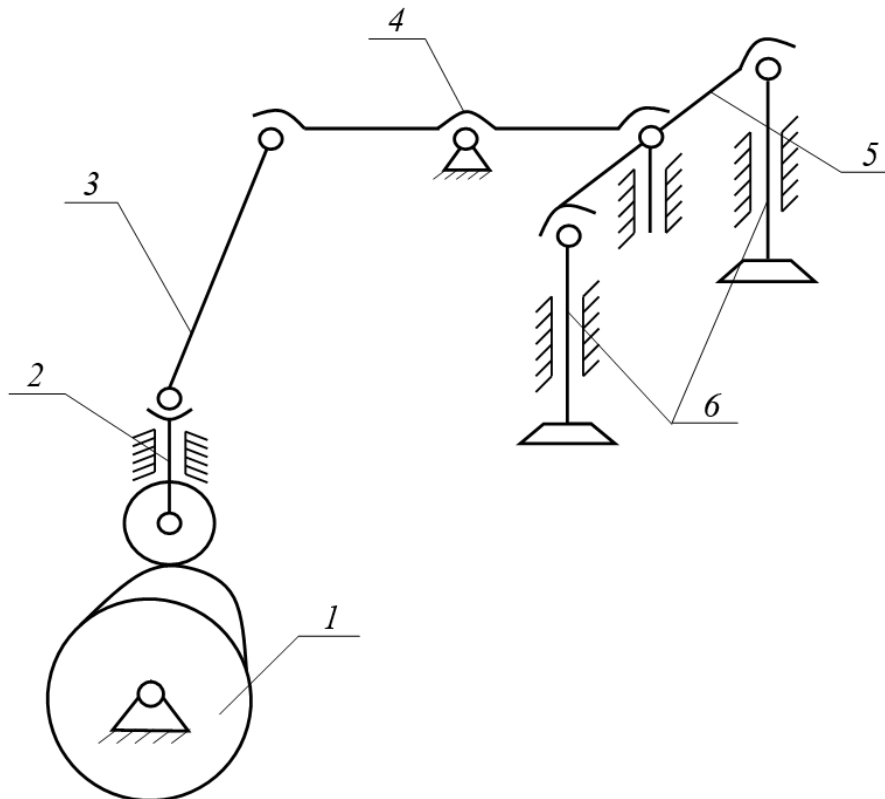
На даний час основою транспортних засобів є енергетичні установки, в яких при перетворенні енергії палива в роботу, за допомогою спеціальних пристроїв та механізмів, що складають їх конструкцію, відбуваються відповідні робочі процеси. До основних процесів, що протікають в транспортних енергетичних установках, слід віднести газообмінні процеси в циліндрах, які в значній мірі залежать від характеристик функціонування механізму газорозподілу (МГР) в основу якого покладено кулачковий механізм приводу клапанів. Аналіз літературних джерел показав [1-3], що однією з основних причин порушення нормальної роботи МГР, а іноді і руйнувань його окремих деталей є пружні коливання ланок клапанного приводу, інтенсивність яких, в значній мірі, визначається профілями кулачків розподільного валу. Ці обставини обґрунтовують необхідність проведення дослідження динамічних процесів, які відбуваються в клапанному приводі, метою якого є розрахунок

дійсного руху клапанів з урахуванням інерційних, пружно-дисипативних параметрів ланок, а також діючих в механізмі навантажень.

Основний текст.

В загальному плані методологія дослідження динамічних процесів в МГР енергетичних установок транспортних засобів передбачає наступні кроки: заміну реального кінематичного ланцюга МГР на еквівалентну динамічну модель з основними параметрами, що відповідають інерційним, силовим, пружно-дисипативним параметрам механізму привода клапанів; складання математичної моделі, яка відповідає прийнятній динамічній моделі на підставі опису силових дій в МГР; дослідження математичної моделі для отримання динамічних характеристик і здійснення контролю умов прийнятної динаміки МГР.

Так, на рисунку 1 наведена конструкція кулачкового механізму газорозподілу (КМГР) транспортної енергетичної установки (ТЕУ) ЧН26/27, а на рисунку 2, запропонована для опису динамічних процесів, в різних елементах зазначеного вище механізму, одномасова динамічна модель (ДМ) у вигляді узагальненої одномасової коливальної системи.



1 - розподільний вал; 2 - штовхач; 3 - штанга;
4 - коромисло; 5 - траверса; 6 - клапани

Рисунок 1 - Кінематична схема механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27

Авторська розробка

Основними параметрами представленої динамічної моделі є зведена до осі клапану маса $m_{зв}$ і жорсткість $c_{зв}$ механізму, які з урахуванням конструкції механізму газорозподілу ТЕУ ЧН26/27 знаходяться за наступними залежностями:

$$m_{зв} = m_{кл} + \frac{1}{3}m_{пр} + \frac{I_в}{Q^2}, \quad c_{зв} = \frac{1}{\frac{1}{c_{шт}} + \frac{1}{c_{кор}} + \frac{1}{c_в}},$$

де $m_{кл}$ - маса клапанного комплекту і деталей кріплення пружин;

$m_{пр}$ - маса клапанної пружини;

$I_в$ - момент інерції важеля відносно його осі обертання;

Q - відстань від осі коромисла до осі клапану;

$c_{шт}$, $c_{кор}$, $c_в$, $c_{кл.пр}$ - відповідно жорсткості штанги, коромисла клапану

разом зі стійкою та віссю, розподільчого валу, клапанної пружини.

Відповідно до основного закону динаміки можна записати таке рівняння руху зведеної маси:

$$m_{зв} \ddot{y} = F_{пр} - F_{кл.пр} - F_m - F_{в2},$$

де \ddot{y} - поточне значення прискорення маси $m_{зв}$.

Сила пружної деформації передаточних ланок приводу:

$$F_{пр} = c_{зв} \cdot z.$$

Сила клапанної пружини:

$$F_{кл.пр} = F_0 + c_{кл.пр} y,$$

де F_0 - сила попередньої затяжки клапанної пружини.

Для визначення значення сили тертя F_m відповідно до рекомендацій [4], внутрішнє тертя при розрахунку може бути замінено умовним в'язким опором, спрямованим протилежно до швидкості деформації \dot{z} . Силу зовнішнього опору можна вважати пропорційною та протилежно спрямованою швидкості клапану \dot{y} . Таким чином:

$$F_m = b_1 \cdot \dot{z} - b_2 \cdot \dot{y},$$

де b_1 - умовний коефіцієнт внутрішнього в'язкого опору;

b_2 - коефіцієнт зовнішнього в'язкого опору.

Поточні значення сили тиску відпрацьованих газів на головку випускного клапану $F_{в2}$, відповідно до рекомендацій [5], з достатньою точністю можна визначити за співвідношенням:

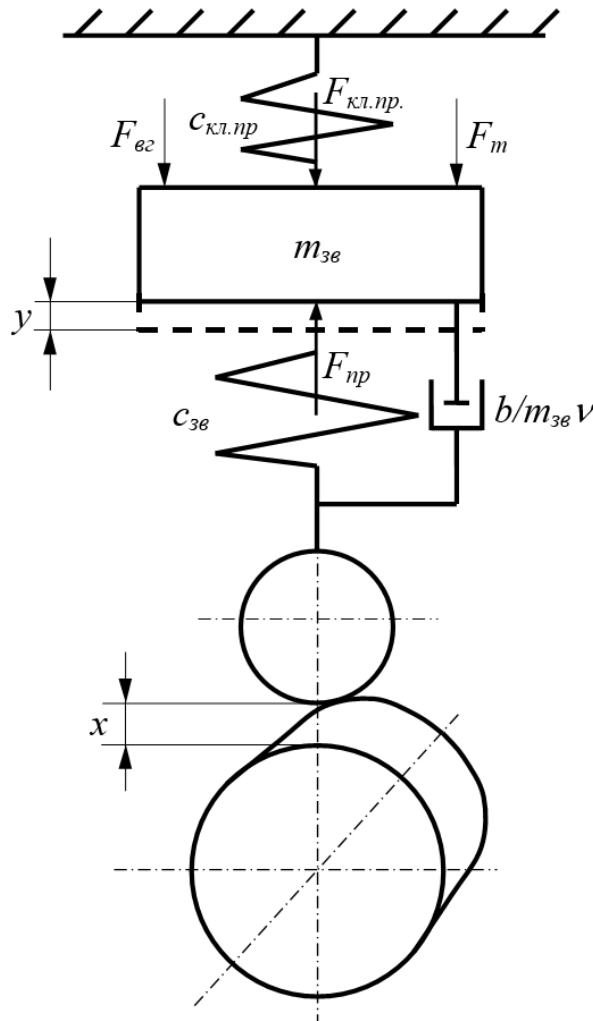
$$F_{в2_i} = (p_в - l) \cdot f_k \cdot \left(1 - \frac{\varphi_i}{2\varphi_{вун}} \right),$$

де $p_в$ - тиск в циліндрі в момент початку руху випускного клапану;

f_k - площа головки випускного клапану;

φ_i - поточне значення кута обертання кулачку;

$\varphi_{вун}$ - кут випередження відкриття випускного клапану до нижньої мертвої точки.



$F_{пр}$ - сила пружної деформації передаточних ланок привода;
 $F_{кл.пр}$ - сила клапанної пружини; $F_{тр}$ - сила тертя в механізмі;
 F_{62} - сила тиску відпрацьованих газів на головку випускного клапану;
 x - поточне значення лінійного переміщення штоухача;
 y - поточне значення переміщення клапану.

**Рисунок 2 - Узагальнена динамічна модель механізму газорозподілу
 ТЕУ ЧН26/27**

Авторська розробка

Використовуючи вирази для сил $F_{пр}$, $F_{кл.пр}$ та $F_{тр}$ після перетворення можна записати дві форми рівняння руху клапану:

$$y'' + \frac{b}{m_{3в} \cdot \omega} y' + \frac{c_{3в} + c_{кл.пр}}{m_{3в} \cdot \omega^2} y = \frac{b_1}{m_{3в} \cdot \omega} x' + \frac{c_{3в}}{m_{3в} \cdot \omega^2} x - \frac{F_0 + F_{62}}{m_{3в} \cdot \omega^2}, \quad (1)$$

$$z'' + \frac{b}{m_{3в} \cdot \omega} z' + \frac{c_{3в} + c_{кл.пр}}{m_{3в} \cdot \omega^2} z = x'' + \frac{b_2}{m_{3в} \cdot \omega} x' + \frac{c_{3в}}{m_{3в} \cdot \omega^2} x + \frac{F_0 + F_{62}}{m_{3в} \cdot \omega^2}, \quad (2)$$

де y' і y'' - відповідно аналоги швидкості та прискорення клапану;

x' і x'' - відповідно зведені до осі клапану аналоги швидкості та прискорення штоухача;

ω - кутова швидкість обертання кулачку;

b - сумарний коефіцієнт в'язкості, $b = b_1 + b_2$. У випадку відсутності пристроїв для гасіння коливань клапанних пружин правомірно прийняти $b_2 = 0$, тобто $b = b_1$.

Рівняння (1) описує абсолютний рух клапану, а рівняння (2) – його відносний рух (деформацію привода). При проведенні дослідження динаміки зручніше використовувати рівняння деформації привода (2), яке дає можливість безпосереднього контролю виконання умови нерозривності кінематичного ланцюга $z > 0$. В той же час рівняння (2) можливо використовувати в більш зручній формі:

$$z'' + \frac{b}{m_{зв} \cdot v} z' + \frac{v^2}{\omega^2} z = x'' + x \frac{c_{кл.пр}}{(c_{зв} + c_{кл.пр})} \cdot \frac{v^2}{\omega^2} + \frac{F_0 + F_{в2}}{(c_{зв} + c)} \cdot \frac{v^2}{\omega^2}, \quad (3)$$

де $\frac{b}{m_{зв} \cdot v}$ - коефіцієнт демпфірування.

Рівняння (3) представляє собою математичну модель, яка відповідає одномасовій ДМ. Слід відмітити, що значення жорсткісних та демпфуючих параметрів можливо знайти експериментальним шляхом [6], а значення v і $\frac{b}{m_{зв} \cdot v}$ за наступними співвідношеннями:

$$v = 2\pi \cdot \frac{l}{T}; \quad \frac{b}{m_{зв} \cdot v} = \frac{1}{\pi} \ln \frac{A_n}{A_{n+1}},$$

де T - період власних коливань;

A_n, A_{n+1} - послідовні амплітуди напружень.

Висновки.

Описаний в роботі методичний підхід до дослідження динаміки механізму газорозподілу транспортних енергетичних установок дозволяє, при визначених кінематичних характеристиках і пружно-дисипативних параметрах, моделювати динамічні характеристики та одержувати реальні (з урахуванням динамічних відхилень у русі клапанів на працюючій енергетичній установці) закони руху клапанів.

Література:

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. 423 с.
2. Diesel and Gasoline Engines. Edited by Richard Viskup. Published 26 February 2020 in London, United Kingdom, 2020 by IntechOpen. Doi: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.75259>. ISBN 978-1-78985-447-3. 191 p.
3. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschöke: Handbook of Diesel Engines. Published: 21 July 2010, Springer-Verlag Berlin Heidelberg. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-540-89083-6>. ISBN978-3-540-89083-6. 636 p.

4. Основи прикладної теорії коливань: Підруч. для студентів машинобуд. та електромех. спец. / В.В. Воробйов, Л.Д. Воробйова, С.П. Киба; Кременчуц. нац. ун-т ім. Михайла Остроградського. Кременчук: Щербатих О.В., 2020. 153 с.

5. Logvinenko A. A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations // Metallurgical and mining industry (Machine building). Dnipropetrovsk, 2014. No.6. P. 59-63.

6. Мороз В.І., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Експериментальне визначення пружно-дисипативних параметрів механізму газорозподілу тепловозного дизеля Д80 // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. 2002. №1. С. 15–18.

Матеріали відправлені: 16.02.2024 р.

© Логвіненко О.А.