

УДК

КАПІЦА М.І.

ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОГО СТАНУ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗІВ ПРОМИСЛОВОГО ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Kapitsa Mykhailo Ivanovych, Dnipropetrovsk national university of railway transport named
after academician V. Lazaryan

EVALUATION ENERGY STATE POWERPLANT DIESEL LOCOMOTIVE INDUSTRIAL RAILWAY

Дослідження, що пов'язані з визначенням потужності, найбільш часто зустрічаються в практиці проведення випробувань, як щойно побудованих, так і двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) що знаходяться тривалий час в експлуатації, з метою отримання техніко-економічних характеристик силової установки.

Крім цього, періодична перевірка потужності тепловозних ДВЗ, що перебувають в експлуатації, необхідна для забезпечення тривалої безвідмовної роботи двигуна та підтримування високих еколого - економічних показників по шкідливих викидах та витратах паливо-мастильних матеріалів. Вона дозволяє виявляти ті або інші дефекти в роботі двигуна, своєчасне усунення яких дозволяє попередити передчасне зношування поверхні частин, що труться, і тим самим запобігти можливим поломкам та аварійним режимам роботи двигуна [1].

Немаловажну роль для тепловозів з гідродинамічною передачею потужності (ГДП) грає визначення потужності гідропередачі, тобто потужності, що реалізується насосним колесом. Знаючи потужність насосного колеса та вихідну потужність дизеля (зовнішня характеристика), стає можливим визначити точку узгодженої роботи дизеля та гідропередачі, тим самим визначити стан дизель-гідравлічної установки в цілому.

З енергетичної точки зору силова установка тепловозу з ГДП являє собою складний комплекс агрегатів, що складаються з дизеля та його допоміжного устаткування, а також гідродинамічної передачі, призначеної для перетворення енергії обертового руху вала дизеля в кінетичну енергію потоку рідини, а потім знову в механічну енергію обертання турбінного вала, завдяки якому тепловоз приводиться до руху. Тому кожен сталий режим руху тепловоза визначається умовами рівності крутного моменту на валу дизеля й крутного моменту на насосному колесі гідропередачі при відповідній сталій частоті обертання. [2].

Крутний момент, що утворюється на насосному колесі, залежить від частоти обертання останнього, і ця залежність характеризується в силових установках роботою дизеля.

У результаті чого можна встановити, що кожен режим роботи ДВЗ визначається регульованим параметром, як, наприклад, подачею палива в циліндр двигуна. Цей регульований параметр установлює робочий режим двигуна та частоту обертання насосного колеса, що відповідає певній швидкості руху локомотива.

Крутний момент на насосному колесі можна представити у вигляді наступної залежності:

$$M_K = cn^2 \quad (1)$$

де c - стала величина;

n - частота обертання вала дизеля.

З іншої сторони, потужність дизеля, що витрачається на обертання насосного вала, можна представити в наступному вигляді:

$$P_e = \frac{M_K \cdot n}{526,6} \quad (2)$$

При заміні M_K із 1 у виразі 2, рівняння для ефективної потужності дизеля набуває наступного вигляду

$$P_e = c' n^3 \quad (3)$$

де c' - стала величина.

Теоретично характеристика дизеля відповідає кубічній параболі, і називається гвинтовою характеристикою. В дійсності закон зміни потужності, що поглинається насосним колесом, залежить від конструкції та геометричних розмірів як насосного колеса, так і кола циркуляції й може наближатися до закону квадратичної параболі. Ця характеристика є графічним зображенням закономірності зміни параметрів, що визначають ефективність та економічність роботи дизеля залежно від режиму його роботи й регулювання, є також вихідним матеріалом при оцінці властивостей дизеля відносно конструкції та технології виготовлення, а також при визначенні раціональних умов експлуатації дизель гідравлічної силової установки.

Як відомо, перевірка основних показників роботи дизеля можлива в умовах робочого режиму, причому найбільш показовою буде робота при номінальному навантаженні з повною цикловою подачею палива, саме в такому режимі дизель найбільш чутливий до несправностей та відхилень у протіканні робочого процесу.

Разом з тим, у зв'язку з особливістю конструкції, безпосередній вимір ефективної потужності дизеля на тепловозах з ГДП є неможливим. Тому необхідно розглядати непрямі способи визначення потужності дизеля, які б з достатньою для умов експлуатації точністю та простотою застосування дозволяли б робити висновки щодо енергетичних показників.

За результатами проведених експериментальних досліджень на тепловозах ТГМ6А та ТГМ6В встановлено, що з достатньою для умов експлуатації точністю ефективна потужність дизеля може бути визначена за формулою:

$$P_e = \frac{t_e^{cp} \cdot n_o^3}{526,6} \cdot a \cdot k_p \cdot \rho \quad (4)$$

де t_e^{cp} - середня температура газів, що відпрацювали;

n_o - частота обертання колінчастого вала дизеля;

a - коефіцієнт потужності;

$\rho = \frac{P_n^3}{P_n^n}$ - коефіцієнт, що враховує зміну тиску наддувочного повітря в

умовах експлуатації в порівнянні з паспортним значенням P_n^n ;

$k_p = \frac{P_z^2}{P_z^n}$ - коефіцієнт, що враховує зміна середнього максимального

тиску згоряння палива в циліндрах дизеля в умовах експлуатації в порівнянні з паспортним значенням P_z^n .

На підставі даних, отриманих у процесі проведених випробувань за формулою 4 отримані значення ефективної потужності дизеля, як при повному навантаженні (головний вентилятор і гальмівний компресор включені), так і при неповному навантаженні (головний вентилятор і гальмівний компресор відключені) (рис.1).

Отримані в умовах експлуатації значення ефективної потужності співпадають з даними, що наведені в паспорті дизеля. Похибка при визначенні P_e таким способом не перевищує 3,5 %.

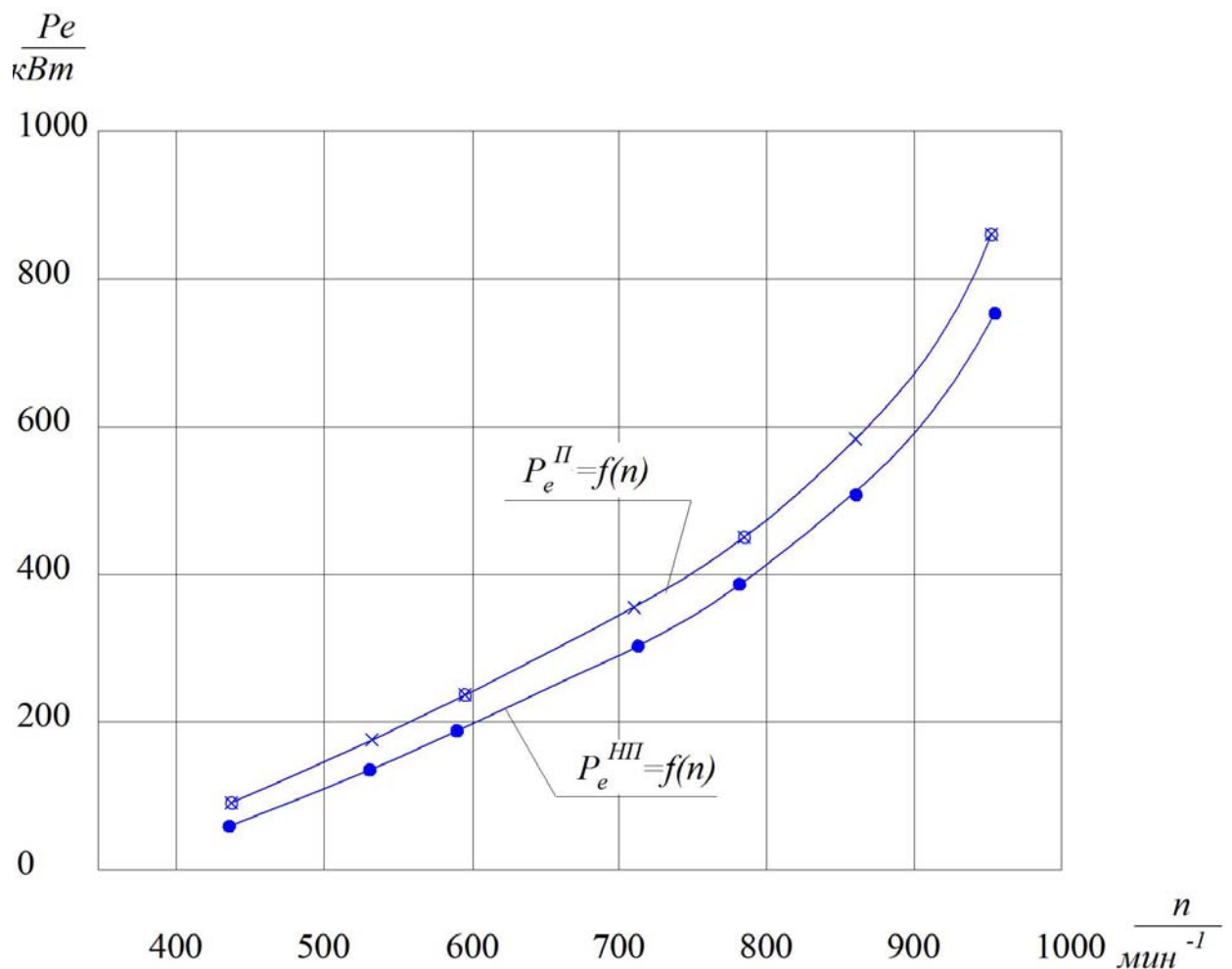


Рис. 1 Залежність ефективної потужності дизеля P_e від частоти обертання колінчастого валу n

- - паспортні значення ефективної потужності (повне навантаження);
- × - ефективна потужність отримана при випробуваннях (повне навантаження);
- - ефективна потужність отримана при випробуваннях (неповне навантаження).

Тягові та економічні характеристики тепловозів з ГДП багато в чому залежать від правильності підбору та узгодження характеристик дизеля та гідропередачі [3].

При узгодженні характеристик дизеля та пускового гідротрансформатора прагнуть забезпечити: можливість роботи дизеля з максимальною потужністю при найбільшій

швидкості руху тепловоза; можливість роботи гідротрансформатора з максимальним $k\kappa d$ у діапазоні експлуатаційних обертів вала дизеля; мінімальну витрату палива при максимальному $k\kappa d$ гідротрансформатора та максимальний момент на ободах коліс при зрушенні тепловоза з місця.

Одночасне досягнення всіх вимог практично неможливе. Звичайно шукають компромісне рішення, що забезпечує хороші економічні показники та найкращі тягові властивості тепловозу.

В основі побудови узгодженої характеристики дизеля та гідротрансформатора лежить наступне положення: дизель і гідротрансформатор утворюють єдину систему, рівноважний стан якої визначається енергетичним балансом $P_d = P_n$, тобто рівністю потужності дизеля (за винятком потужності, що відводить на допоміжні потреби) і потужності насосного колеса гідротрансформатора.

В тепловозних гідродинамічних передачах потужності застосовуються гідротрансформатори з так називаною "непрозорою" характеристикою, при якій зміна сили опору руху поїзда практично не впливає на навантаження дизеля. Завдяки цій властивості заповнений робочою рідиною гідротрансформатор здатний навантажувати працюючий дизель не тільки при наявності кінематичного зв'язку турбінного колеса з колісними парами, але й при його вільному обертанні - "вибігові".

Для оцінки узгодження характеристик дизеля та гідротрансформатора (на розглянутому режимі роботи силової установки) необхідно визначити потужність, що розвивається дизелем і реалізується насосним колесом гідротрансформатора. Залежність потужності, реалізованої насосним колесом, від частоти обертання вала дизеля називають вхідною характеристикою гідротрансформатора або параболою навантаження, що виражається рівнянням

$$P_n = \frac{1}{9,55} \cdot \lambda_n \cdot \gamma \cdot D_a^5 \cdot \left(\frac{n_d}{100 \cdot i_{np}}\right)^3 \cdot \frac{1}{\eta_{np}}, \quad (5)$$

де γ - об'ємна вага робочої рідини;

λ_n - коефіцієнт моменту насосного колеса;

D_a - активний діаметр гідротрансформатора;

i_{np} - передаточне число коригувальної зубчастої пари;

n_d - частота обертання колінчастого вала дизеля.

При відомих значеннях параметрів гідротрансформатора та дизеля, після відповідних перетворень формулу 5 для тепловозів серії ТГМ6А можна записати в наступному вигляді:

$$P_n = 8,35 \cdot 10^{-2} \cdot \lambda_n \left(\frac{n_d}{100}\right)^3. \quad (6)$$

Узгодження характеристик дизеля та гідротрансформатора при максимальному навантаженні відбувається по вхідній характеристиці гідротрансформатора та зовнішній характеристиці дизеля.

Потужність дизеля по вхідній характеристиці, що витрачається на привод насосного колеса гідротрансформатора, визначається за формулою:

$$P_e^{ex} = P_e - P_{don}^d - P_{don}^{ygn}, \quad (7)$$

де $P_{дон}^0$ - потужність, що витрачається дизелем на привод гальмівного компресора та головного вентилятора;

$P_{дон}^{yzn}$ - потужність, що витрачається дизелем на привод допоміжних агрегатів гідропередачі.

Умову рівності потужностей P_e^{ex} та P_H , можна представити після деяких перетворень у наступному вигляді:

$$c \cdot n_d^3 = \frac{P_e^{ex}}{\lambda_n}, \quad (8)$$

де c - сталий, для даного типу передачі, коефіцієнт.

$$C = \frac{1}{9,55} \cdot \gamma \cdot D_a^5 \cdot \left(\frac{1}{100 \cdot i_{np}} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{np}}. \quad (9)$$

Для тепловозів серії ТГМ6А при роботі на пусковому гідротрансформаторі (режим "вибігу") $C = 8,3 \cdot 10^{-8}$.

Враховуючи те, що визначення потужності насосного колеса гідротрансформатора викликає певні труднощі, у зв'язку з особливістю конструкції дизель-гідролічної установки, пропонуються непрямі способи визначення потужності насосного колеса.

Спосіб а. При роботі гідропередачі, енергія, що передається потоку робочої рідини лопатковою системою насоса, в основному перетворюється в корисну роботу обертання турбіни, і частково затрачується на подолання гідравлічних опорів лопаткових систем насоса, турбіни та направляючого апарату [4].

Зв'язок між зазначеними величинами виражається формулою:

$$\gamma Q_H H_H = \gamma Q_T H_T + \gamma Q \sum h_{опору}, \quad (10)$$

де Q_H, Q_T - секундна витрата рідини через насос і турбіну;

H_H, H_T - гідравлічний напір, створюваний насосом і турбіною;

$\sum h_{опору}$ - сумарна величина втрат енергії (напору) від гідравлічних опорів в колі циркуляції.

Ці судження прийнятні для випадку коли відбувається передача крутного моменту від насосного колеса до турбінного. Для випадку коли турбінне колесо обертається вільно в потоці рідини, $k\kappa d$ якого дорівнює нулю, вся енергія насосного колеса затрачується на подолання опорів в колі циркуляції, тоді баланс енергії такої системи можна записати, як

$$\gamma Q_H H_H = \gamma Q \sum h_{опору} \quad (11)$$

Далі при сталих значеннях γ та Q , енергія що «гаситься» в колі циркуляції буде залежати від $\sum h_{опору}$ тобто від втрат напору тертя рідини в міжлопаткових каналах і стінки кола циркуляції.

Втрату напору у свою чергу можна виразити як

$$\sum h_{опору} = h_{тер} = \lambda_n, \quad (12)$$

$$\lambda_n = \frac{64}{R_{еж}} \sqrt[3]{\frac{V_{ст}}{V_{ж}}}, \quad (13)$$

де R_e - число Рейнольдса;

$V_{жс}$ - середня в'язкість рідини;

$V_{ст}$ - в'язкість рідини, що відповідає середній температурі стінки.

Так як, під час роботи гідропередачі в режимі "вибігу" вся енергія, що передається рідині насосним колесом, витрачається на подолання гідравлічних опорів у колі циркуляції, то стає очевидним, що коефіцієнт λ_n , є не що інше як коефіцієнт, що характеризує навантажувальні властивості насосного колеса $\lambda_n \Rightarrow \lambda_n$, обумовлені розмірами та станом кола циркуляції, частотою обертання насосного колеса, а також кінематичною в'язкістю рідини при певних умовах.

З огляду на вище викладене, коефіцієнт λ_n застосовується у визначенні потужності насосного колеса, як показник енергетичного стану гідротрансформатора.

Спосіб б. При навантаженні дизеля пусковим гідротрансформатором у режимі "вибігу" $k_{кд}$ останнього дорівнює нулю, а ефективна потужність дизеля повністю витрачається на нагрівання масла гідропередачі.

Кількість тепла, що еквівалентна потужності, яка реалізується насосним колесом визначається за формулою:

$$P_H = Q + \sum Q_{\Pi}, \quad (14)$$

де Q - кількість тепла, що відводиться стаціонарним охолоджуючим пристроєм;

$\sum Q_{\Pi}$ - втрати тепла в навколишнє середовище.

Знаючи витрату теплоносіїв і різницю температур, за допомогою рівняння теплового балансу [5] визначається кількістю тепла відведеного водою

$$Q = G_g \cdot C_g \cdot (t_g^{вх} - t_g^{вих}), \quad (15)$$

де G_g - витрата води через теплообмінник;

C_g - теплоємність води;

$t_g^{вх}, t_g^{вих}$ - температура води на вході та виході теплообмінника

Спосіб в. З теорії гідромашин і гідроприводів відомо, що при змушеному русі рідини в замкнутому об'ємі складної конфігурації відбувається її інтенсивне нагрівання, тобто втрати гідравлічного напору, за рахунок тертя шарів рідини між собою, і об стінки контуру обмивання. Але визначення цих параметрів, як, теоретично, так і практично досить складне. Тому необхідно відшукувати параметри, які б характеризували процеси, що відбуваються в гідромашинах і були доступні, при наймі, для практичного їхнього визначення (тобто шляхом виміру).

Для нашого випадку можна припустити, що під час роботи гідропередачі в режимі "вибігу" практично вся потужність насосного колеса витрачається на подолання опорів, що виникають у колі циркуляції. Або іншими словами, потужність насосного колеса витрачається на нагрівання масла в колі циркуляції, температура якого в значній мірі буде залежати від частоти обертання насосного вала та тиску масла в колі циркуляції.

В процесі проведених досліджень встановлено, що потужність насосного колеса гідротрансформатора може бути визначена за формулою:

$$P_H = \frac{T_M \cdot n_H^3}{526,6} \cdot \lambda \cdot a', \quad (16)$$

де T_M - температура масла в колі циркуляції гідротрансформатора;

n_H - частота обертання насосного вала;

$\lambda = \frac{P_M^{\text{э}}}{P_M^{\text{п}}}$ - коефіцієнт, що враховує зміну тиску масла в колі циркуляції

гідротрансформатора, у порівнянні з його паспортним значенням;

a' - коефіцієнт потужності.

По всіх запропонованих способах, з врахуванням даних, отриманих у процесі проведення випробувань тепловозів серії ТГМ6А та ТГМ6В, побудовані експериментальні залежності потужності насосного колеса ГТР1 від частоти обертання вала дизеля рис.2

Розкид потужності насосного колеса P_H , отриманої вище запропонованими способами знаходиться в межах 3,8% від їхнього середнього значення

На рис.2 представлена характеристика узгодженої роботи дизеля та насосного колеса гідротрансформатора. Точка «зустрічі» параболи, тобто потужності, що розвиває насосне колесо з ефективною потужністю дизеля (зовнішня характеристика) дає режим спільної роботи дизеля та насосного колеса гідротрансформатора.

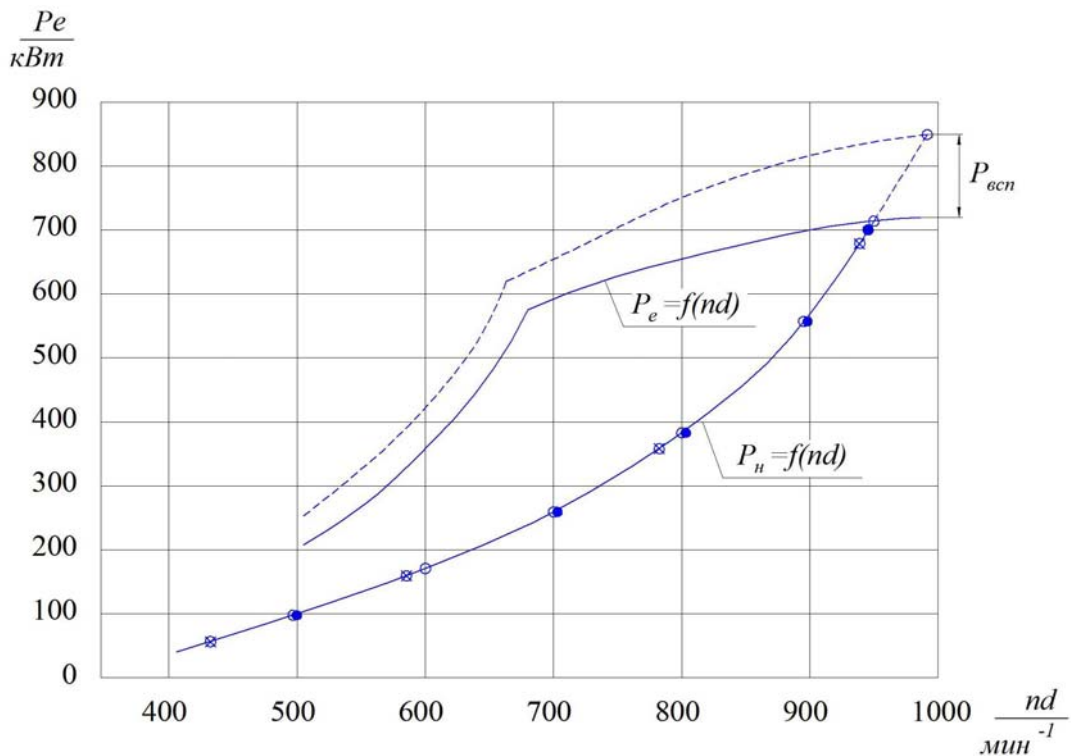


Рис. 2 Характеристики узгодженої роботи дизеля та пускового гідротрансформатора в режимі "вибігу" турбінного колеса

- \circ - потужність насосного колеса, отримана способом а;
- \bullet - потужність насосного колеса, отримана способом б;
- \times - потужність насосного колеса, отримана способом в.

Висновки. Запропоновані способи визначення характеристик узгодження дизеля та гідропередачі прості і, з достатньою для умов експлуатації точністю, дозволяють оцінити стан дизель гідравлічної силової установки.

Література

1. Боднарь Б.Е., Капица М.И. К определению энергетических параметров тепловозов с гидродинамической передачей // Системы и узлы перспективных тепловозов: Сб. науч. тр. / Киев : УМК ВО, 1991. – С.16 – 18.
2. Кузнецов Т.Ф., Боднарь Б.Е., Капица М.И. Определение мощности дизелей тепловозов с ГДП // Пути повышения надежности и экономичности тепловозов: Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск. – 1991. – С. 18-22.
3. Боднарь Б.Е., Капица М.И., Колодий Л.В. Проверка согласования характеристик дизеля и гидropередачи тепловозов серии ТГМ6А // Пути повышения надежности и экономичности тепловозов: Межвуз. сб. науч. тр. / ДИИТ. – Днепропетровск. – 1991. – С. 22 - 26.
4. Семичастнов И.Ф. Гидравлические передачи тепловозов. – М.: Машгиз, 1961. – 333 с.
5. Конструкция, расчет и проектирование локомотивов / Под ред. А.А. Камаева. – М.: Машиностроение, 1984. – 351 с.