

УДК 621.436:662.756.3

*Кандидати техн. наук А.О. Каграманян,
О.Г. Крушедольський,
В.В. Захарченко*

**РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ
ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ЙОГО РОБОТІ НА СУМІШІ
ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ТА МЕТИЛОВОГО ЕФІРУ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ**

Представив д-р техн. наук, професор С.А. Єрощенко

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими чи практичними завданнями. Вирішення завдання вибору конструктивних і регулювальних двигунів

будь-якого призначення за яким-небудь критерієм може здійснюватися двома методами: експериментальним або розрахунковим. Можливе і їхнє сполучення.

Експериментальний метод вимагає значних витрат матеріальних, енергетичних і трудових ресурсів на виготовлення натурних зразків двигунів і вузлів до них та проведення їхніх випробувань. Крім того, його реалізація виявляється дуже тривалою, а найкращий результат може бути і не досягнутий.

Розрахунковий метод здається кращим особливо на початковій стадії проектування. Він заснований на математичному моделюванні, що останнім часом усе більше поширюється. Це пов'язано з успіхами теорії ДВЗ, прикладної математики, рівнем розвитку і доступністю сучасної обчислювальної техніки, комп'ютеризацією виробництва і наукових досліджень. Однак його реалізація вимагає наявності достовірної математичної моделі процесів, які протікають у ДВЗ, а також проведення її адаптації до конкретної задачі роботи дизелів на суміші дизельного палива й рапсової олії та оптимізації цих процесів за обраним критерієм.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. У даний час відома досить велика кількість математичних моделей робочого процесу (або циклу) ДВЗ. Усі їх можна розділити на газодинамічні й термодинамічні. Перші засновані на застосуванні системи рівнянь збереження маси, імпульсу, енергії й рівняння стану, які записані для кожної розрахункової зони двигуна. В основу інших покладено розв'язання спрощеної системи рівнянь, що містять лише рівняння збереження маси, енергії й рівняння стану.

При безумовних перевагах (можливість простежити зміну параметрів газового потоку не тільки в часі, але й за координатами розрахункової зони) газодинамічні моделі не набули значного поширення. Це викликано тим, що розв'язання системи нелінійних диференціальних рівнянь у частинних похідних, які покладені в основу газодинамічних моделей, виявляється

громіздким і трудомістким, тому що вони розв'язуються за методом кінцевих різниць, застосування якого до нелінійних систем вимагає спеціальних штучних прийомів для збіжності розв'язання: зміни різницевої схеми, зміни кроку розрахунку за часом і координатою. У результаті при користуванні загальнодоступними ЕОМ час розрахунку навіть одного варіанта виявляється досить тривалим. У нашому випадку кількість досліджуваних варіантів досягає сотень, а в кожному варіанті розрахунок ведеться для 9...17 режимів.

Багаторічний досвід розрахунків робочого циклу ДВЗ за допомогою термодинамічних моделей показав, що вони добре працюють при відносно низьких швидкостях газових потоків і невеликій довжині розрахункових зон. Контроль довжини розрахункової зони, що забезпечує придатну для практичних цілей точність, варто вести за величиною числа Струхалія [1].

У даному випадку використовується математична модель робочого циклу, яка відноситься до групи термодинамічних моделей, розрахункові схеми газоповітряного тракту якої побудовані на зонному принципі, що викладено в роботах [2, 3]. Вибір цієї моделі пояснюється тим, що вона чутлива до режиму роботи (n , Ne), зміни регульованих і конструктивних параметрів двигуна, а також зміни зовнішніх умов (p_o , t_o).

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Основні труднощі розрахунку інтенсивності внутрішнього джерела теплоти q_v , пов'язані зі складністю визначення частки вигорілого до даного моменту часу палива x . Базова модель допускає застосування будь-яких відомих або нових рівнянь чи залежностей моделей для x . Найбільш відомі емпіричні залежності для визначення x , запропоновані К. Нейманом [4], Б.М. Гончаром [5] та І.І. Вібе [6]. Більш точна, але й складна модель розроблена М.Ф. Разлейцевим [7]. Однак при користуванні нею доводиться

виконувати великий обсяг попередніх розрахунків, у яких використовуються коефіцієнти, одержувані експериментальним шляхом для конкретного типу ДВЗ.

У даному дослідженні моделювання процесу вигорання палива в циліндрі здійснювалося з використанням формули проф. І.І. Вібе [6,8].

Недоліком методу проф. І.І. Вібе є те, що він не враховував вплив на згорання процесів сумішоутворення і режимних факторів [7]. Тому в даному дослідженні показник характеру згорання m і тривалість згорання по куту повороту колінчатого вала (п.к.в.) φ_z визначаються в залежності від коефіцієнта надлишку повітря в циліндрі α_p , частоти обертання колінчатого вала n_d , циклової подачі палива B . При цьому для тепловозних дизелів типу Д49, Д80, ПДГ1, К6S310DR, Д45, Д40, які експлуатуються в Укрзалізниці, як правило, для дизельного палива $m=0,2\dots0,3$, для ріпакової олії $m=0,5\dots0,6$. Що стосується метилового ефіру ріпакової олії, то тут показник згорання близький до показника згорання дизельного палива.

Постановка завдання. У даній роботі за мету було встановлено проведення розрахункового дослідження за розробленою методикою [2] номінального режиму роботи тепловозного дизеля 1Д80 (16ЧН26/27) при різних частках метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) у суміші з дизельним паливом (ДП).

Виклад основного матеріалу. Необхідна максимальна потужність силової установки магістрального тепловоза відповідає номінальному режиму дизеля і вона повинна дорівнювати $N_e = 2204$ кВт при частоті обертання колінчатого вала $n = 1000$ хв⁻¹. Спочатку досліджувалася можливість ефективної роботи дизеля 1Д80 на чистому ДП на номінальному режимі з вибором необхідного значення площі перерізу соплового апарата турбіни турбокомпресора (ТК). При цьому система ГТН та значення фаз газорозподілу не змінювалися відносно базового варіанта

дизелів типу Д80. Випускна система складається з двох випускних колекторів – по одному на кожний ряд. Фаза відкриття випускних клапанів дорівнює $\varphi_e=130^\circ$ повороту колінчатого вала (п.к.в.), якщо рахувати відлік кута від в.м.т. згорання. Фаза їх закриття – $\varphi_{e'} = 405^\circ$ п.к.в. Фаза відкриття впускних клапанів – $\varphi_d = 310^\circ$ п.к.в. Фаза їх закриття – $\varphi_{d'} = 584^\circ$ п.к.в. При цьому перекриття фаз у в.м.т. складає $\Delta\varphi=95^\circ$ п.к.в. Геометричний ступінь стиску $\varepsilon = 12,5$, а площа прохідного перерізу соплового апарата турбіни $F_{ca} = 2 \times 76$ см².

Результати розрахунку робочого процесу при роботі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності на чистому ДП наведені на рис. 1 у вигляді індикаторних діаграм і таблиці параметрів. Тут і далі під такими ж рисунками, що є копіями екрана монітора ПЕОМ, наведені основні показники роботи дизеля. Ці показники означають таке:

- N_i – індикаторна потужність, кВт;
- N_e – ефективна потужність, кВт;
- $EmkI$ – ККД турбокомпресора;
- g_i і g_e – індикаторна й ефективна витрати палива, кг/(кВт·год);
- E_{vs} – коефіцієнт наповнення (η_{vs});
- P_i і P_e – середній індикаторний і середній ефективний тиск, Па;
- g_{am} – коефіцієнт залишкових газів (γ);
- E_i й E_{ef} – індикаторний (η_i) і ефективний (η_e) ККД дизеля;
- A_α – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі дизеля (α);
- P_k і P_s – тиск наддувного повітря після компресора і перед впускними клапанами (p_k і p_s), Па;
- V_{np} – коефіцієнт витоку продувного повітря (v);
- W_{og} – відносні втрати теплоти в робочому циклі через стінки циліндра в охолоджуючу рідину і в мастило (w);
- P_{mc} – середній за цикл тиск газів перед турбіною, Па (p_{Tep});
- P_{nx} – середній тиск насосних ходів, Па (p_{nx});

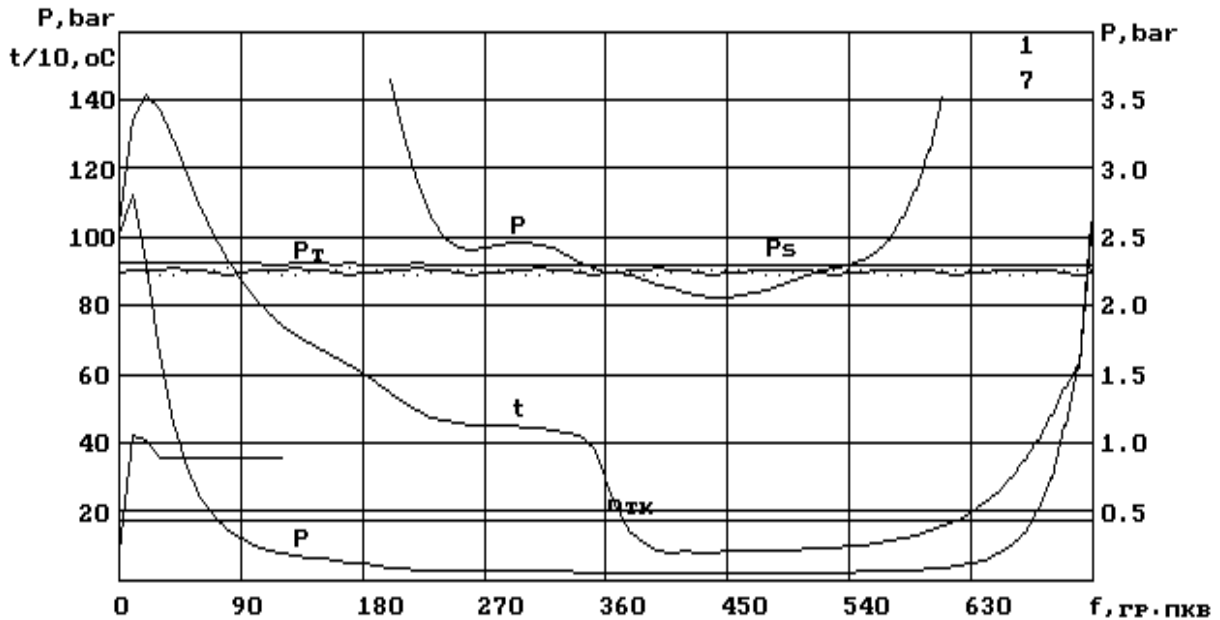
T_k і T_s – температури повітря після компресора і після охолоджувача наддувного повітря, К;

E_{kl} – ККД компресора (η_k) турбокомпресора;

P_z – максимальний тиск згоряння, Па (p_z);

T_{mc} – середня температура випускних газів перед турбіною, К (T_{Tep});

q_{ef} – питома ефективна теплота, кДж/(кВт·год);



$N_i = 2.576E+0003$	$N_e = 2.204E+0003$	$E_{TK1} = 5.846E-0001$
$g_i = 1.748E-0001$	$g_e = 2.043E-0001$	$E_{Vs} = 9.342E-0001$
$p_i = 1.348E+0006$	$p_e = 1.153E+0006$	$g_{am} = 4.818E-0002$
$E_i = 4.848E-0001$	$E_{ef} = 4.146E-0001$	$A_{ц} = 2.359E+0000$
$p_k = 2.322E+0005$	$P_s = 2.304E+0005$	$V_{np} = 1.927E-0004$
$Mog = 1.867E-0001$	$P_{TC} = 2.250E+0005$	$P_{HX} = -4.179E+0004$
$T_k = 4.019E+0002$	$T_s = 3.387E+0002$	$E_{k1} = 7.925E-0001$
$P_z = 1.136E+0007$	$T_{TC} = 7.822E+0002$	$q_{ef} = 8.683E+0003$
$f_{ng} = 712$	$n_{TK} = 1.713E+0004$	$B_c = 9.379E-0004$
$f_z = 1.034E+0002$	$G_s = 4.277E+0000$	$G_{OT} = 0.000E+0000$
$m = 1.821E-0001$	$E_{T1} = 7.377E-0001$	$g_{NO} = 1.023E+0001$
$g_{ee} = 2.043E-0001$	$g_{eD} = 2.043E-0001$	$g_{eR} = 0.000E+0000$

Рис. 1. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на чистому дизельному паливі

f_{ng} – кут початку горіння палива (φ_n), °П.К.В.;

n_{mk} – частота обертання ротора турбокомпресора, xv^{-1} ;

B_c – циклова подача палива у циліндр дизеля на даному режимі роботи, кг/цикл;

fz – тривалість горіння палива (φ_z),
° п.к.в.;

G_s – витрата повітря через дизель,
кг/с;

G_{om} – витрата газів через
перепускний клапан, кг/с (у нашому
випадку такого клапана немає);

m – показник в емпіричній
характеристиці згоряння І.І.Вібе;

$Em1$ – ККД турбіни турбоком-
пресора;

g_{NO} – питомий викид оксидів азоту,
г/(кВт·год);

g_{ee} – питома ефективна витрата
теплоти відносно дизельного палива,
кг/(кВт·год);

g_{eD} – питома ефективна витрата
дизельного палива, кг/(кВт·год);

g_{eR} – питома ефективна витрата
МЕРО, кг/(кВт·год).

Аналізуючи отримані результати, для
вихідного варіанта можна констатувати
таке. Необхідна потужність тут отримана
при тиску наддувного повітря (“ P_s ”)
 $p_s = 0,23$ МПа, коефіцієнті надлишку
повітря (“ Ac ”) $\alpha = 2,36$ й індикаторному
ККД. (“ E_i ”) $\eta_i = 0,485$. При цьому отримана
достатньо висока паливна економічність.
Питома ефективна витрата палива (“ gef ”)
склала $g_e = 0,204$ кг/(кВт·год), що на
5 г/(кВт·год) менше ніж у коломенських
дизелів 5Д49 (Росія). Максимальний тиск
згоряння (“ P_z ”) при цьому менше допус-
тимої величини і склав $p_z = 11,36$ МПа при
допустимому максимальному тиску
 $p_z = 13$ МПа. Нижче допустимої для
пензенських турбін ТК величини є й
температура випускних газів перед
турбіною (“ T_T ”) $T_T = 782$ К < 823 К. Але
недостатньо великим для дизелів із висо-
ким ступенем форсування ($p_e = 1,15$ МПа
 (“ P_e ”)) виявився механічний ККД дизеля
(P_e/P_i) $\eta_m = 0,855$. Це визначається
достатньо високим рівнем насосних витрат.
Середній тиск насосних витрат (“ P_{hx} ”)
склав $p_{hx} = - 0,04179$ МПа навіть при тому,
що тиск наддувного повітря (“ P_s ”)
перевищує протитиск у випускному

колекторі (“ P_{mc} ”). При цьому також
ускладнюється і продувка циліндра, яка у
форсованих чотиритактних дизелях має за
мету зниження температур циліндро-
поршнєвої групи і, особливо, випускних
клапанів. Так, коефіцієнт витікання
продувного повітря (“ $fipr$ ”) складає всього
 $\nu = 0,0193$ проти оптимального
 $\nu = 0,05 \dots 0,06$ [9]. Тому є дві причини. По-
перше, на наш погляд, низькі значення час-
перерізів випускних та впускних клапанів,
які залишилися на 1Д80 з діаметром
циліндра 260 мм такими ж, якими були на
попередній модифікації дизеля Д70 із
діаметром циліндра 240, а потім 250 мм.
По-друге, відносно низький ККД
турбокомпресора ТК41 (“ E_{tk1} ” $\eta_{mk} = 0,58$).
При доводці турбіни та компресора і
підвищенні ККД ТК до $\eta_{mk} = 0,6$ можна буде
знизити питому ефективну витрату палива
десь до $g_e = 0,2$ кг/(кВт·год). Узагалі режим
номінальної потужності дизеля 1Д80 не
викликає сумнів відносно економічної та
надійної його роботи.

Далі розраховувалися робочі процеси
номінального режиму дизеля 1Д80 при
його роботі на різних сумішах ДП та
МЕРО. При цьому розглядалися суміші з
часткою МЕРО r_R 10, 25, 50, 75, 90, 100 %.
Ефективність циклів оцінювалася
нижченаведеними параметрами.

Питома ефективна витрата суміші ДП
та МЕРО, кг/(кВт·год)

$$g_e = B_c / [(1-r_R)Q_{nD}^p + r_R Q_{nR}^p]. \quad (1)$$

Питома ефективна витрата теплоти,
кДж/(кВт·год)

$$q_{ef} = 30[(1-r_R)B_c Q_{nD}^p + r_R B_c Q_{nR}^p] n Z / N_e / 1000. \quad (2)$$

Питома ефективна витрата теплоти,
яка віднесена до ДП, кг/(кВт·год)

$$g_{ee} = q_{ef} / Q_{nD}^p. \quad (3)$$

Питома ефективна витрата ДП у суміші, кг/(кВт·год)

$$g_{eD} = (1-r_R)B_{\phi}/Q_{HD}^p. \quad (4)$$

Питома ефективна витрата МЕРО у суміші, кг/(кВт·год)

$$q_v = Q_{H\phi}^p B_{\phi} \frac{dx_{\phi}}{d\tau} + Q_{Hp}^p B_p \frac{dx_p}{d\tau} = \left(Q_{H\phi}^p B_{\phi} \frac{dx_{\phi}}{d\phi} + Q_{Hp}^p B_p \frac{dx_p}{d\phi} \right) \delta n_D, \quad (6)$$

де $Q_{H\phi}^p = 42500$ кДж/кг, $Q_{Hp}^p = 37500$ кДж/кг – відповідно теплоти згоряння дизельного палива та рапсової олії; B_{ϕ} , B_p – відповідно циклові порції дизельного палива та ріпакової олії.

Надійність роботи дизеля оцінювалася за максимальним тиском згоряння p_z та за середньою температурою газів перед турбіною T_{TC} , які не можуть перевищити величини відповідно 13 МПа та 823 К. Звичайно, що підвищення частки МЕРО у паливній суміші призведе до зниження теплоти згоряння, зниження коефіцієнта надлишку повітря α , зниження максимального тиску згоряння p_z , підвищення подовження згоряння ϕ_z та підвищення температури випускних газів T_{TC} . Останнє позитивно вплине на підвищення потужності турбіни та підвищення тиску наддування повітря p_s . Все це ми бачимо у результатах розрахунків робочих циклів номінальних режимів роботи дизеля 1Д80 на паливних сумішах з різною часткою МЕРО. Ці результати наведені нижче (рис. 2-7). Вони є роздруковками з екрана ПЕОМ. Для

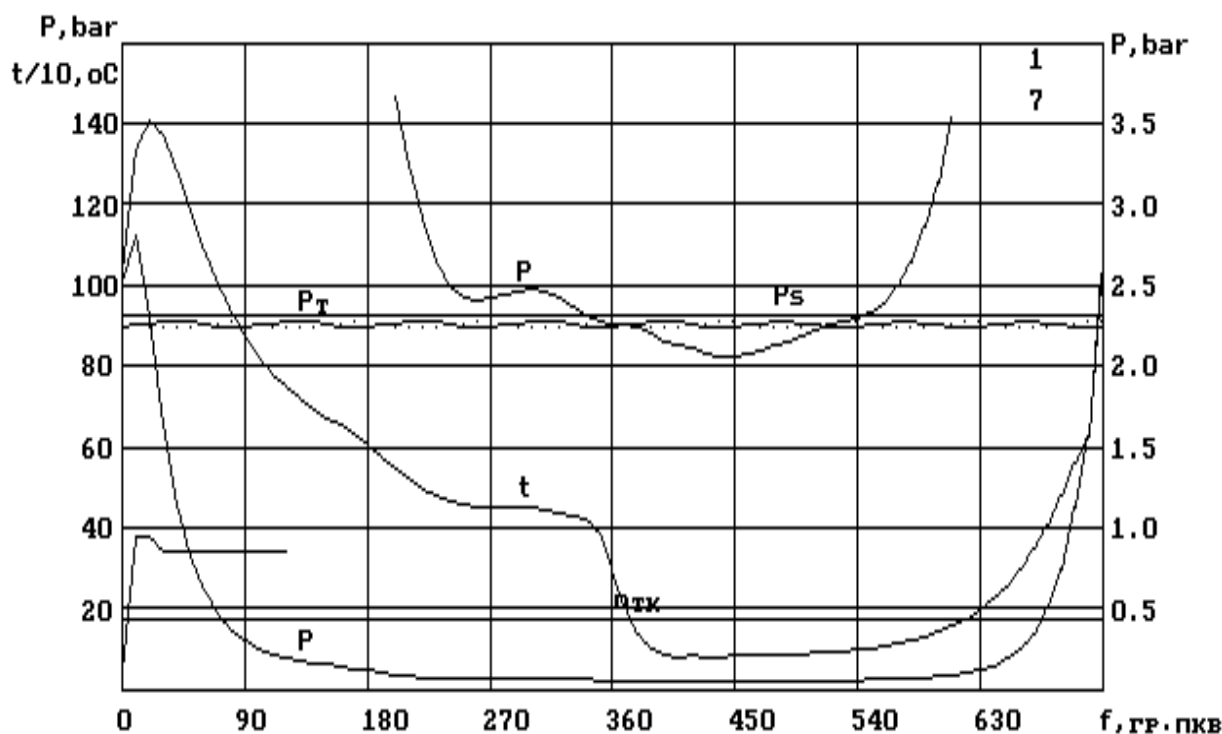
$$g_{eR} = r_R B_{\phi} / Q_{HR}^p. \quad (5)$$

Інтенсивність внутрішнього джерела теплоти q_v , обумовленого вигоранням суміші дизельного палива та рапсової олії, можна знайти по формулі:

полегшення аналізу результатів параметри, які найбільш змінюються, зібранні у таблиці та на рис. 8.

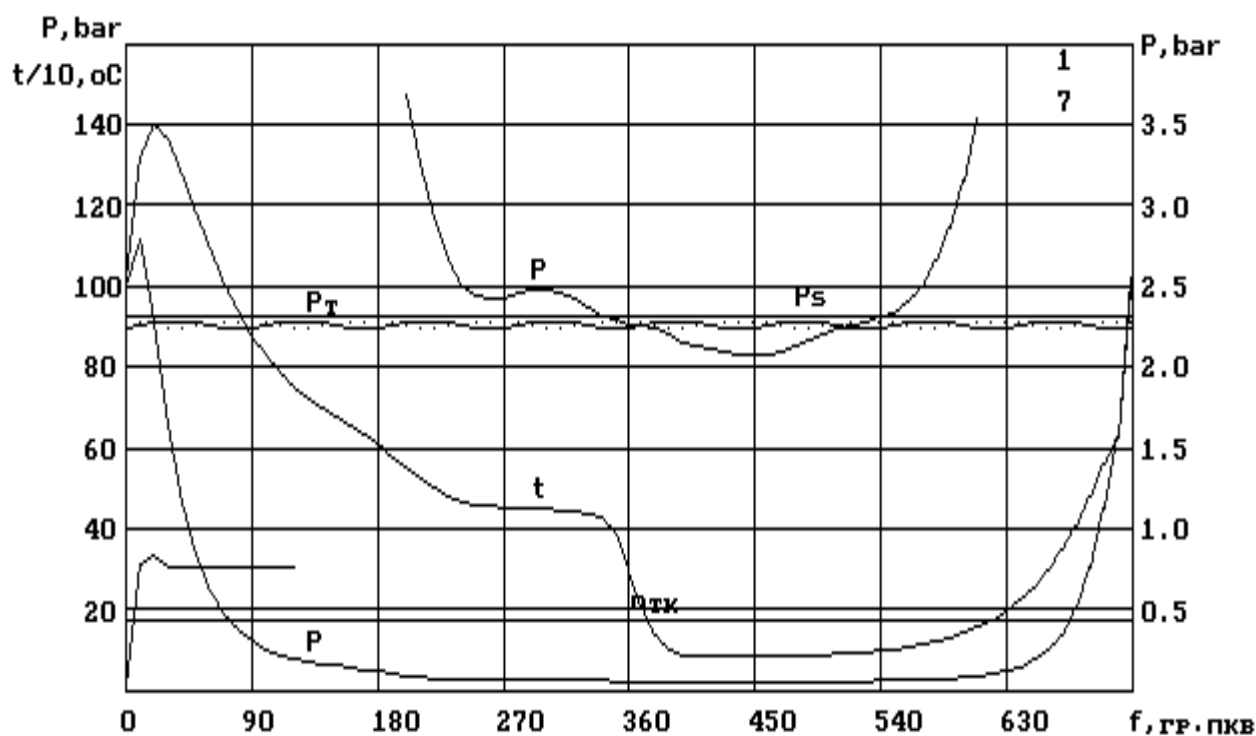
Висновки. Аналіз цих результатів показує, що при зростанні частки МЕРО у суміші з ДП зростає циклова подача палива B_{ϕ} , внаслідок чого значно зменшуються з 2,36 до 2,1 коефіцієнт надлишку повітря α та індикаторний ККД η_i (з 0,485 до 0,478). У результаті цього зростають питомі витрати суміші палива g_e та питомі ефективні теплота q_{ef} й відносна теплота g_{ee} , хоча останні більш повільно. Звичайно, що зростає питома витрата МЕРО g_{eR} та суттєво знижується питома витрата ДП. Останнє й дає позитивний ефект, якщо собівартість ДП менша за собівартість МЕРО.

Слід також зазначити, що, крім економії ДП, відбувається із зростанням частки МЕРО у суміші з ДП суттєве зменшення питомого викиду оксиду азоту g_{NO} , що пояснюється двома факторами: 1) зменшення коефіцієнта надлишку повітря α ; 2) зменшення локальних температур згоряння менше ніж 2000 К.



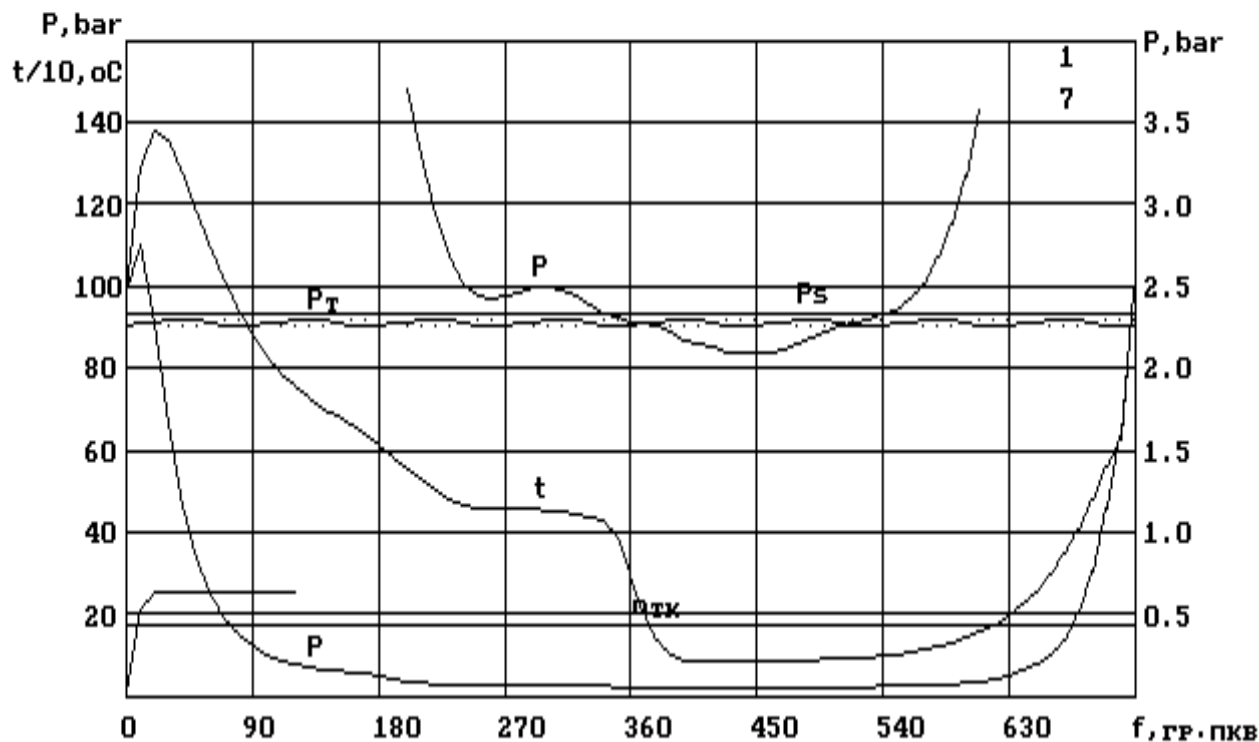
Ni= 2.578E+0003	Ne= 2.206E+0003	E _{TK1} = 5.848E-0001
gi= 1.770E-0001	ge= 2.069E-0001	E _{vs} = 9.345E-0001
pi= 1.349E+0006	Pe= 1.154E+0006	gam= 4.800E-0002
Ei= 4.843E-0001	Eef= 4.094E-0001	A _ц = 2.333E+0000
p _к = 2.329E+0005	P _s = 2.310E+0005	U _{np} = 2.239E-0004
Wog= 1.860E-0001	P _{TC} = 2.255E+0005	p _{нх} = -4.179E+0004
T _к = 4.022E+0002	T _s = 3.388E+0002	E _{к1} = 7.927E-0001
Pz= 1.131E+0007	T _{TC} = 7.838E+0002	qef= 8.690E+0003
fng= 712	n _{TK} = 1.716E+0004	B _c = 9.508E-0004
fz= 1.041E+0002	G _s = 4.293E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 1.900E-0001	E _{T1} = 7.377E-0001	g _{NO} = 9.746E+0000
gee= 2.045E-0001	geD= 1.862E-0001	geR= 2.069E-0002

Рис. 2. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 10 % МЕРО та 90 % ДП



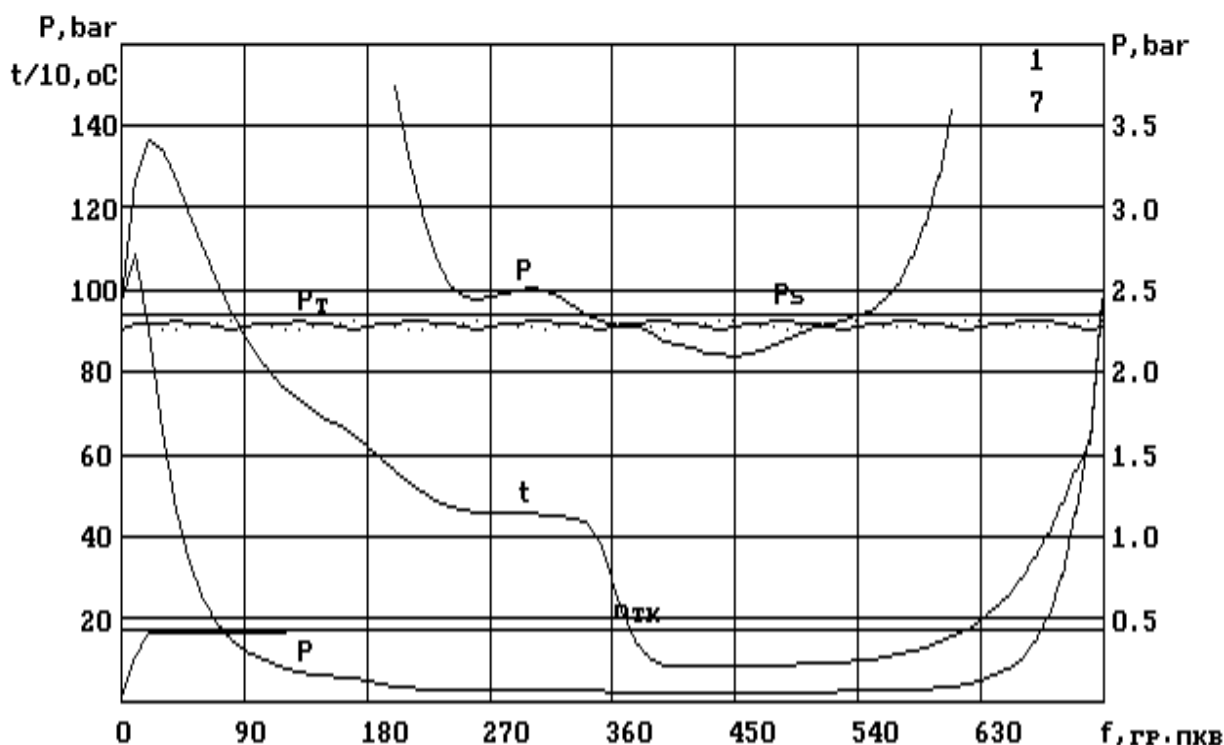
Ni= 2.581E+0003	Ne= 2.209E+0003	E _{TK1} = 5.849E-0001
gi= 1.805E-0001	ge= 2.110E-0001	E _{vs} = 9.356E-0001
pi= 1.351E+0006	Pe= 1.156E+0006	gam= 4.707E-0002
Ei= 4.836E-0001	Eef= 4.015E-0001	A _ц = 2.294E+0000
P _K = 2.337E+0005	P _s = 2.319E+0005	V _{ПР} = 3.649E-0004
Wog= 1.851E-0001	P _{TC} = 2.261E+0005	P _{НХ} = -4.184E+0004
T _K = 4.027E+0002	T _s = 3.391E+0002	E _{K1} = 7.927E-0001
Pz= 1.124E+0007	T _{TC} = 7.865E+0002	q _{ef} = 8.702E+0003
fng= 712	n _{TK} = 1.720E+0004	B _c = 9.708E-0004
fz= 1.052E+0002	G _s = 4.315E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 2.023E-0001	E _{T1} = 7.378E-0001	g _{NO} = 8.851E+0000
gee= 2.048E-0001	geD= 1.582E-0001	geR= 5.274E-0002

Рис. 3. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 25 % МЕРО та 75 % ДП



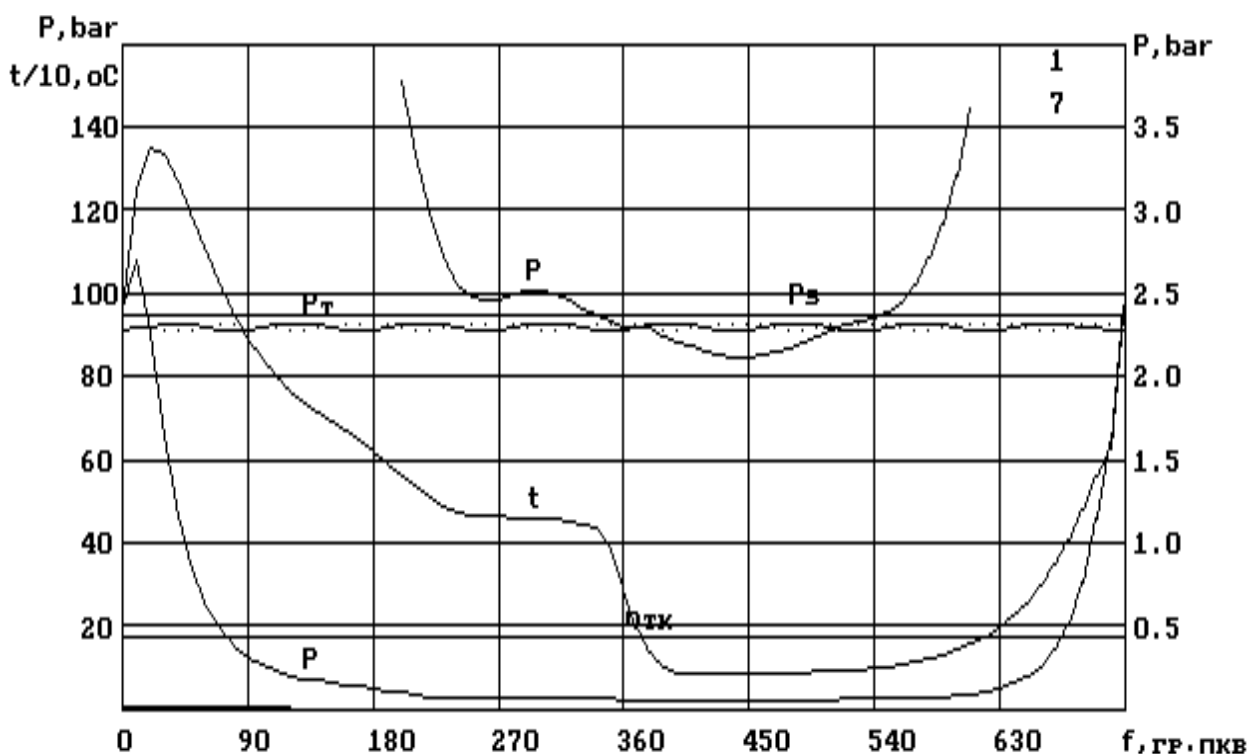
Ni= 2.588E+0003	Ne= 2.216E+0003	E _{TK1} = 5.853E-0001
gi= 1.867E-0001	ge= 2.181E-0001	E _{vs} = 9.370E-0001
pi= 1.354E+0006	Pe= 1.160E+0006	gam= 4.599E-0002
Ei= 4.821E-0001	Eef= 3.884E-0001	A _ц = 2.229E+0000
p _K = 2.356E+0005	P _s = 2.337E+0005	V _{np} = 5.703E-0004
Wog= 1.834E-0001	P _{TC} = 2.276E+0005	P _{HK} = -4.171E+0004
T _K = 4.038E+0002	T _s = 3.395E+0002	E _{K1} = 7.931E-0001
Pz= 1.111E+0007	T _{TC} = 7.911E+0002	q _{ef} = 8.723E+0003
fng= 712	п _{TK} = 1.729E+0004	B _c = 1.007E-0003
fz= 1.070E+0002	G _s = 4.360E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 2.243E-0001	E _{T1} = 7.379E-0001	g _{NO} = 6.847E+0000
gee= 2.053E-0001	geD= 1.090E-0001	geR= 1.090E-0001

Рис. 4. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботі циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 50 % МЕРО та 50 % ДП



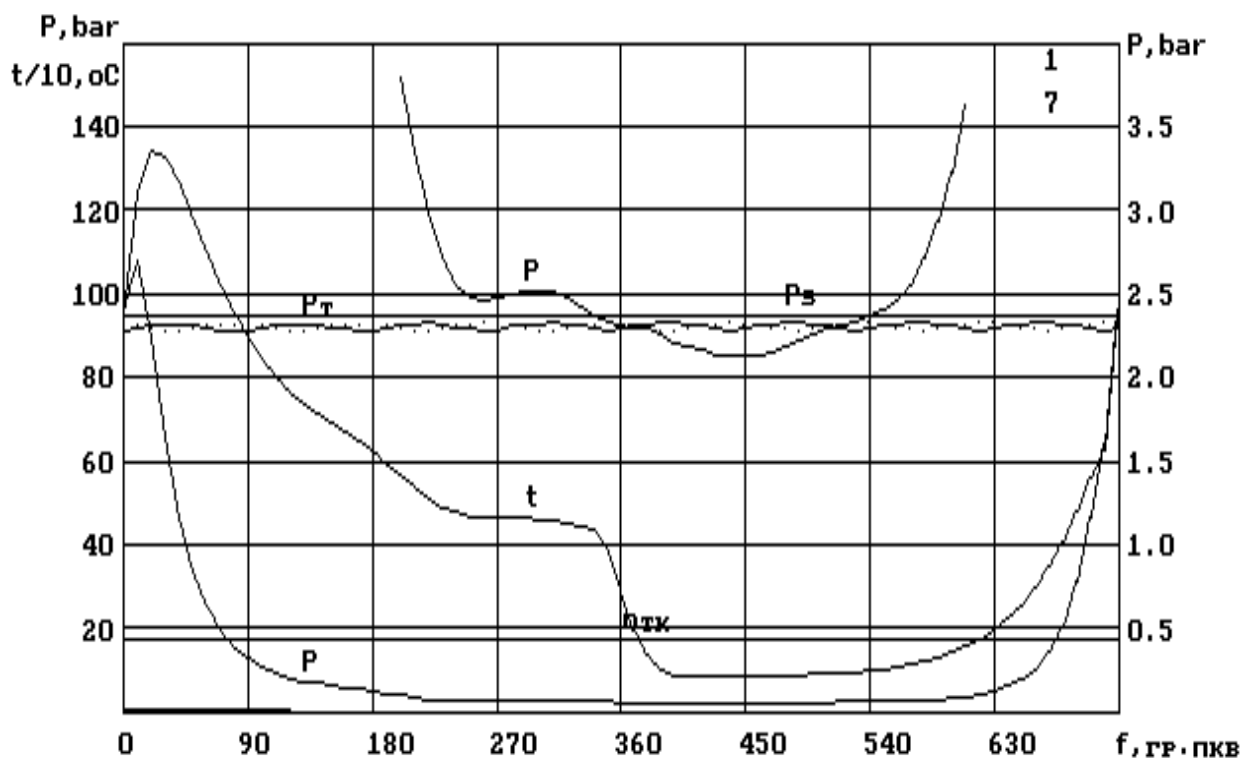
Ni= 2.593E+0003	Ne= 2.220E+0003	E _{TK1} = 5.856E-0001
gi= 1.934E-0001	ge= 2.258E-0001	E _{vs} = 9.380E-0001
pi= 1.357E+0006	Pe= 1.162E+0006	gam= 4.554E-0002
Ei= 4.805E-0001	Eef= 3.751E-0001	A _ц = 2.164E+0000
P _K = 2.375E+0005	P _s = 2.356E+0005	U _{ПР} = 6.524E-0004
Mog= 1.816E-0001	P _{TC} = 2.289E+0005	P _{НХ} = -4.173E+0004
T _K = 4.048E+0002	T _s = 3.400E+0002	E _{K1} = 7.935E-0001
Pz= 1.097E+0007	T _{TC} = 7.959E+0002	q _{ef} = 8.751E+0003
fng= 712	η _{TK} = 1.738E+0004	B _c = 1.045E-0003
fz= 1.089E+0002	G _s = 4.404E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 2.473E-0001	E _{T1} = 7.380E-0001	g _{NO} = 3.989E+0000
gee= 2.059E-0001	geD= 5.646E-0002	geR= 1.694E-0001

Рис. 5. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 75 % МЕРО та 25 % ДП



Ni= 2.597E+0003	Ne= 2.224E+0003	E _{TK1} = 5.858E-0001
gi= 1.976E-0001	ge= 2.308E-0001	E _{vs} = 9.391E-0001
pi= 1.358E+0006	Pe= 1.163E+0006	gam= 4.457E-0002
Ei= 4.794E-0001	Eef= 3.671E-0001	A _ц = 2.127E+0000
p _K = 2.388E+0005	P _s = 2.369E+0005	V _{np} = 8.760E-0004
Wog= 1.805E-0001	P _{TC} = 2.299E+0005	P _{нх} = -4.179E+0004
T _K = 4.055E+0002	T _s = 3.403E+0002	E _{K1} = 7.937E-0001
Pz= 1.090E+0007	T _{TC} = 7.987E+0002	qef= 8.769E+0003
fng= 712	п _{TK} = 1.744E+0004	B _c = 1.069E-0003
fz= 1.101E+0002	G _s = 4.436E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 2.624E-0001	E _{T1} = 7.381E-0001	g _{NO} = 2.736E+0000
gee= 2.063E-0001	geD= 2.308E-0002	geR= 2.077E-0001

Рис. 6. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруковка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 90 % МЕРО та 10 % ДП



Ni= 2.598E+0003	Ne= 2.225E+0003	E _{TK1} = 5.860E-0001
gi= 2.006E-0001	ge= 2.342E-0001	E _{vs} = 9.395E-0001
pi= 1.359E+0006	Pe= 1.164E+0006	gam= 4.437E-0002
Ei= 4.786E-0001	Eef= 3.617E-0001	A _ц = 2.101E+0000
P _K = 2.397E+0005	P _s = 2.377E+0005	U _{ПР} = 9.273E-0004
Wog= 1.797E-0001	P _{TC} = 2.305E+0005	P _{НХ} = -4.181E+0004
T _K = 4.060E+0002	T _s = 3.405E+0002	E _{K1} = 7.939E-0001
Pz= 1.084E+0007	T _{TC} = 8.007E+0002	q _{ef} = 8.783E+0003
fng= 712	n _{TK} = 1.749E+0004	B _c = 1.086E-0003
fz= 1.109E+0002	G _s = 4.456E+0000	G _{OT} = 0.000E+0000
m= 2.726E-0001	E _{T1} = 7.381E-0001	g _{NO} = 2.707E+0000
gee= 2.067E-0001	geD= 0.000E+0000	geR= 2.342E-0001

Рис. 7. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 1Д80 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на чистому МЕРО без ДП

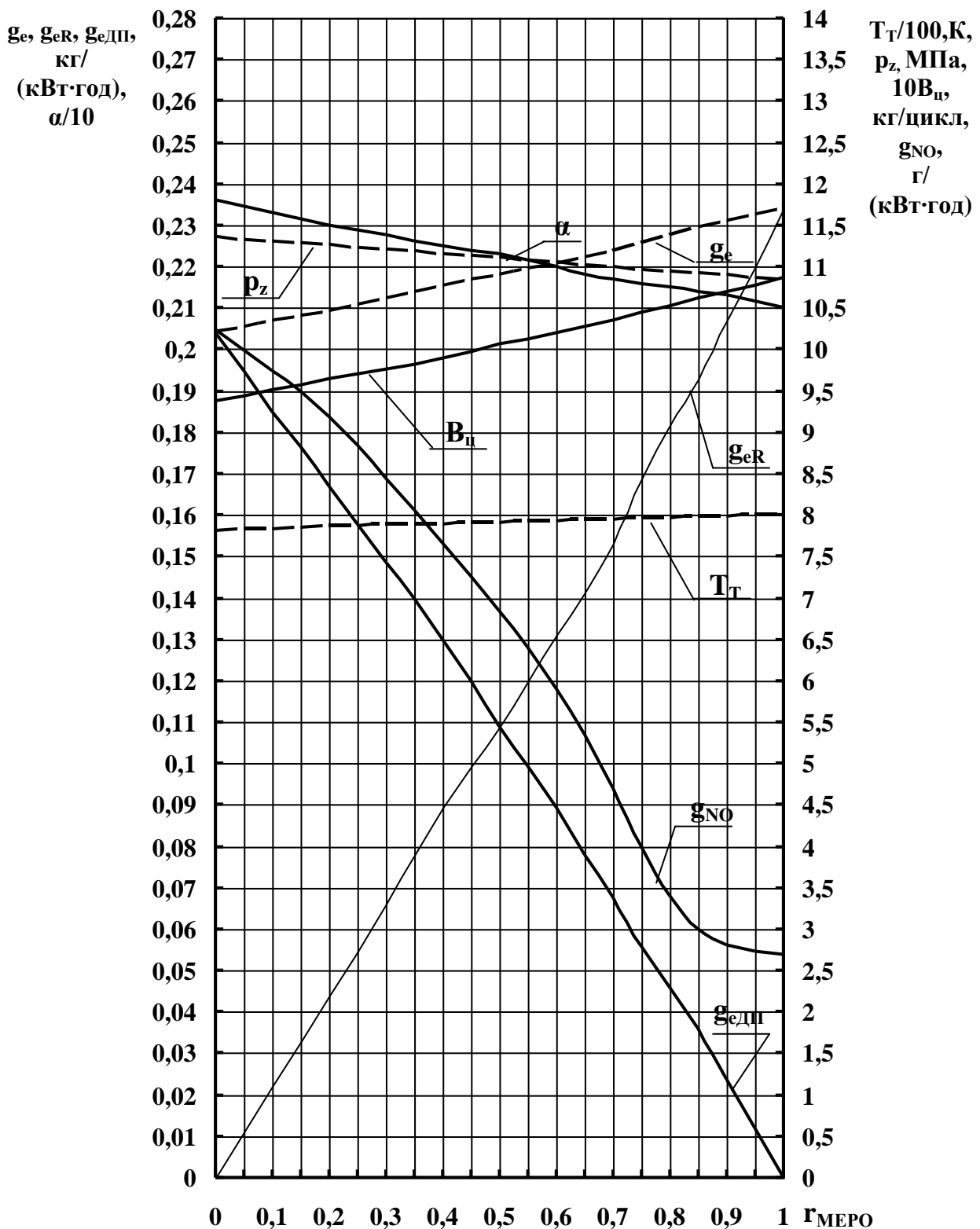


Рис. 8. Залежність деяких параметрів робочого циклу дизеля 16ЧН26/27 та його ефективності від частки метилового ефіру ріпакової олії у суміші з дизельним паливом

Параметри надійності та ефективності роботи дизеля 1Д80 з різними варіантами суміші ДП та МЕРО

$\Gamma_{\text{МЕРО}}$	V_c , Г/ЦИКЛ	α	η_i	φ_z , ° П.К.В.	p_z , МПа	T_T , К	$n_{\text{ТК}}$, хв ⁻¹	p_s , бар	g_e , кг/ (кВт·год)	g_{eR} , кг/ (кВт·год)	$g_{eДП}$, кг/ (кВт·год)	q_{ef} , кДж/ (кВт·год)	g_{ee} , кг/ (кВт·год)	g_{NO} , г/ (кВт·год)
0	0,938	2,36	0,485	103	11,36	782	17130	2,30	0,2043	0	0,2043	8683	0,2043	10,23
0,1	0,951	2,33	0,484	104	11,31	784	17160	2,31	0,2069	0,0207	0,1862	8690	0,2045	9,746
0,25	0,971	2,29	0,483	105	11,24	787	17200	2,32	0,2110	0,0527	0,1582	8702	0,2048	8,851
0,5	1,007	2,23	0,482	107	11,11	791	17290	2,34	0,2181	0,1090	0,1090	8723	0,2053	6,847
0,75	1,045	2,16	0,481	109	10,97	796	17380	2,36	0,2258	0,1694	0,0565	8751	0,2059	3,989
0,9	1,069	2,13	0,479	110	10,90	799	17440	2,37	0,2308	0,2077	0,0231	8769	0,2063	2,736
1	1,086	2,10	0,478	111	10,84	801	17490	2,38	0,2342	0,2342	0	8783	0,2067	2,707

Список літератури

1. Симсон, А.Э. Газотурбинный наддув дизелей [Текст] / А.Э. Симсон. – М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.
2. Круshedольський, О.Г. Моделивання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах [Текст]: навч. посібник / О.Г. Круshedольський. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
3. Симсон, А.Э. Оптимизация систем воздухообеспечения по среднеэксплуатационному расходу топлива [Текст] / А.Э. Симсон, В.Д. Сахаревич // Двигателестроение. – 1985. – № 3. – С. 3-5.
4. Нейман, К. Кинетический анализ процессов сгорания в дизеле [Текст]: сб. монографий из иностранной литературы. Двигатели внутреннего сгорания / К. Нейман. – М.: Машгиз, 1938. – 231 с.
5. Гончар, Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей [Текст] / Б.М. Гончар. – Энергомашиностроение, 1968. – № 7. – С. 34-35.
6. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей [Текст] / И.И. Вибе. – М.: Машгиз, 1962. – 270 с.
7. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища шк., 1980. – 169 с.
8. Вибе, И.И. Влияние некоторых условий работы дизеля на кинематику процесса сгорания [Текст] / И.И. Вибе, А.П. Ставров // Автомобили, тракторы и двигатели: сб. научн. трудов. – Челябинск, 1969. – № 52. - С. 256-266.
9. Круshedольський, О.Г. Вплив продувки камери згорання на температуру деталей двигуна Д70 [Текст] / О.Г. Круshedольський, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. – 1962. – № 10. – С. 80-85.
10. Каграманян, А.О. Захарченко В.В. Системи регулювання подачі палива для сучасних газодизелів [Текст] / А.О. Каграманян, В.В. Захарченко // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – 2008. – № 3(71). – С. 8-12.
11. Єрошенков, С.А. Проблеми організації використання біодизеля на підприємствах залізничного транспорту України [Текст] / С.А. Єрошенков, В.І. Пелепейченко, А.О. Каграманян / Залізничний транспорт України. – 2009. – № 6. – С. 6-9.

Ключові слова: проектування дизелів, робочий процес, біодизель, дизельне пальне, суміш дизельного палива та метилового ефіру ріпакової олії.

Анотації

Наведено результати розрахунку робочого процесу тепловозного дизеля 16ЧН26/27 та аналіз його ефективності від частки метилового ефіру ріпакової олії у суміші з дизельним паливом. Проаналізовано також вплив на параметри надійності та ефективності роботи дизеля 1Д80 різних варіантів суміші дизельного палива та метилового ефіру ріпакової олії.

Представлены результаты расчета рабочего процесса тепло-возного дизеля 16ЧН26/27 и анализ его эффективности от доли метилового эфира рапсового масла в смеси с дизельным топливом. Проанализировано также влияние на параметры надежности и эффективности работы дизеля 1Д80 различных вариантов смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла.

The results of the calculation of the working process heat Vozny diesel 16CHN26/27 and analysis of its performance on the fraction of rapeseed oil methyl ester in a mixture with diesel fuel. Analyzed the impact on the parameters of reliability and efficiency of the diesel engine 1D80 different options mixture of diesel fuel and rapeseed oil methyl ester.