

УДК 621.436:662.756.3

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 5Д49 ПРИ ЙОГО РОБОТІ З РІЗНИМИ ВАРІАНТАМИ СУМІШІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ТА МЕТИЛОВОГО ЕФІРУ РІПАКОВОЇ ОЛІЇ

Кандидати техн. наук А.О. Каграманян, О.Г. Круshedольський, В.В. Захарченко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 5Д49 ПРИ ЕГО РАБОТЕ С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И МЕТИЛОВОГО ЭФИРА РАПСОВОГО МАСЛА

Кандидаты техн. наук А.А. Каграманян, О.Г. Круshedольський, В.В. Захарченко

DETERMINATION OF PARAMETERS OF DIESEL ENGINE 5D49 HIS WORK WITH VARIOUS OPTIONS MIXTURE DIESEL AND RAPESEED OIL METHYL ESTER

Candidates of tech. science А.О. Kahramanyan, О.Н. Krushedolskyu, V.V. Zaharchenko

Наведено результати розрахунку робочого процесу тепловозного дизеля 16ЧН26/26 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 5Д49 різних варіантів суміші дизельного палива та метилового ефіру ріпакової олії.

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

В работе представлены результаты расчета рабочего процесса тепло-возного дизеля 16ЧН26/26 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 5Д49 различных вариантов смеси дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла.

Ключевые слова: проектирование дизелей, рабочий процесс, биодизель, дизельное топливо, смесь дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла.

The results of the calculation of the working process heat Vozny diesel 16CHN26/26 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 5D49 different options mixture of diesel fuel and rapeseed oil methyl ester.

Keywords: *design of diesel engines, workflow, biodiesel, diesel fuel, a mixture of diesel fuel and rapeseed oil methyl ester.*

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями. Визначення параметрів тепловозного дизеля може здійснюватися двома методами: експериментальним або розрахунковим. 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.

На початковій стадії проектування розрахунковий метод є більш ефективним. Для його реалізації необхідно мати відповідні математичні моделі процесів, які протікають у ДВЗ, а також провести їх адаптації до конкретної задачі роботи дизелів на суміші дизельного палива й ріпакової 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 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 скінченних 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 регулювальних 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_b , 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 обрано проведення розрахункового дослідження за розробленою методикою [2] номінального режиму при всіх інших режимах роботи тепловозного дизеля 5Д49 (16ЧН26/26) при різних частках метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) у суміші з дизельним паливом (ДП).

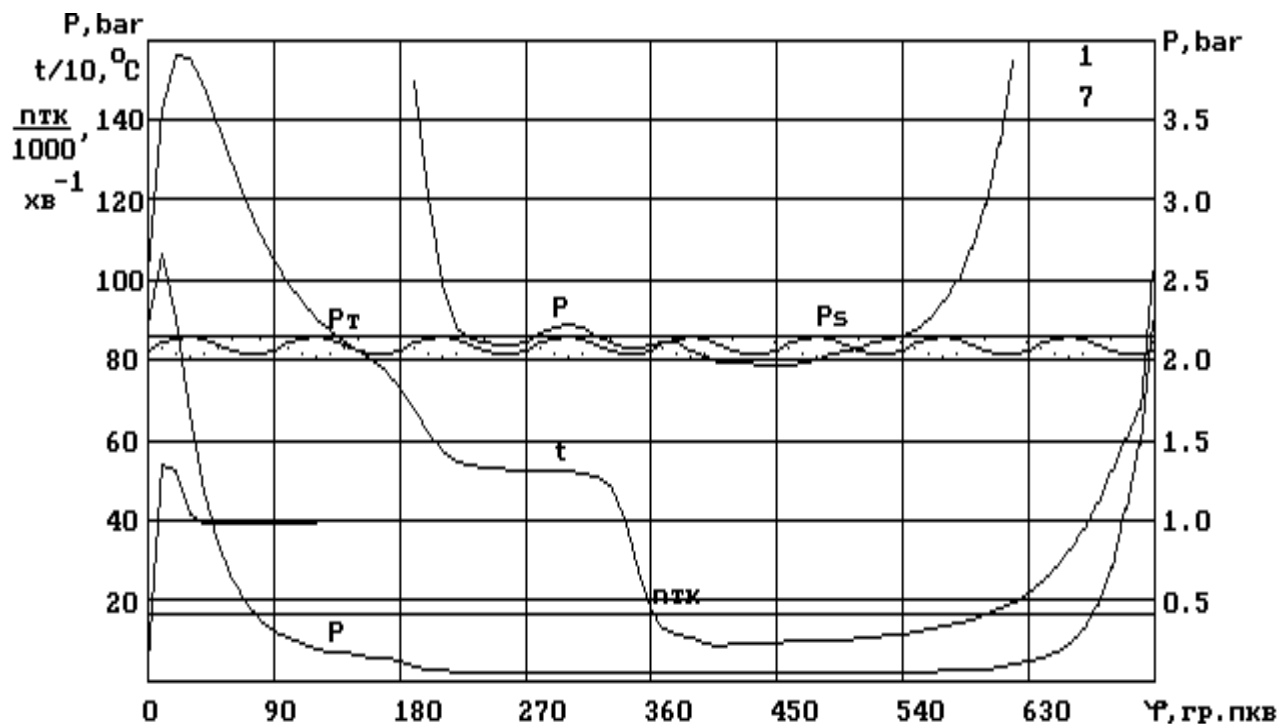
Виклад основного матеріалу. На першому етапі було виконано аналіз робочого процесу дизеля 5Д49 при його роботі на суміші дизельного палива (ДП) та метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) на

режимі номінальної потужності магістрального тепловоза.

Для відпрацювання та перевірки на адекватність наведених у [12] методики та програми математичного моделювання було проведено розрахункове дослідження номінального режиму роботи дизеля 5Д49 (16ЧН26/26) при різних частках метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) у суміші з дизельним паливом (ДП). Необхідна максимальна потужність силової установки магістрального тепловоза, що відповідає номінальному режиму дизеля повинна дорівнювати $N_e = 2250$ кВт при частоті обертання колінчатого вала $n = 1000$ хв⁻¹. Спочатку досліджувалася можливість ефективної роботи дизеля 5Д49 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 5Д49. 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 - $\varphi_{e'} = 410^\circ$ п.к.в. Фаза відкриття впускних клапанів - $\varphi_d = 305^\circ$ п.к.в. Фаза їх закриття - $\varphi_{d'} = 575^\circ$ п.к.в. При цьому перекриття фаз у в.м.т. складає $\Delta\varphi=105^\circ$ п.к.в. Геометричний ступінь стиску $\varepsilon = 12,5$, а площа прохідного перетину соплового апарата турбіни $F_{ca} = 2 \times 80$ см². Результати розрахунку робочого процесу при роботі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності на чистому ДП подано на рис. 1 у вигляді індикаторних діаграм та таблиці параметрів. На рис. 1 показані також індикаторні діаграми у вигляді кривих зміни тиску по куту повороту колінчатого вала φ у випускних колекторах P_t (суцільною лінією в одному колекторі, крапками – в іншому), у впускному ресивері P_s , у першому за порядком роботи циліндрі P . Останнє показано в двох

масштабах: по лівій шкалі в процесах стиску, горіння і розширення, а в період газообміну по правій шкалі, також як P_t і

P_s . Також тут показані середня температура газів у циліндрі – t і частота обертання ротора ТК – n_{TK} .



Ni= 2.645E+0003	Ne= 2.258E+0003	Etk1= 5.266E-0001
gi= 1.811E-0001	ge= 2.121E-0001	Evs= 9.370E-0001
Pi= 1.438E+0006	Pe= 1.227E+0006	gam= 3.261E-0002
Ei= 4.679E-0001	Eef= 3.994E-0001	Aц= 1.953E+0000
Pк= 2.170E+0005	Ps= 2.155E+0005	Uпр= 2.029E-0002
Mog= 1.970E-0001	Pтс= 2.089E+0005	Pнх= -1.917E+0004
Tк= 3.875E+0002	Ts= 3.473E+0002	Ek1= 7.915E-0001
Pz= 1.065E+0007	Tтс= 8.724E+0002	qef= 9.014E+0003
fng= 714	nTK= 1.652E+0004	Bс= 9.979E-0004
fz= 1.045E+0002	Gs= 3.824E+0000	Gот= 0.000E+0000
m= 2.188E-0001	Et1= 6.652E-0001	gNO= 1.197E+0001
gee= 2.121E-0001	geD= 2.121E-0001	geR= 0.000E+0000

Рис. 1. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на чистому дизельному паливі

Аналізуючи отримані результати для вихідного варіанта можна констатувати наступне. Необхідна потужність тут отримана при тиску наддувного повітря ("Ps") $p_s = 0,2155$ МПа, коефіцієнті надлишку повітря ("Ac") $\alpha = 1,953$ і індикаторному ККД ("Ei") $\eta_i = 0,4679$. При цьому отримана достатньо висока питома ефективна витрата палива ("gef") склала $g_e = 0,2121$ кг/(кВт·год), що на 8 г/(кВт·год) вище, ніж у дизелів 1Д80. Максимальний тиск згоряння ("Pz") при цьому менше припустимої величини і склав $p_z = 10,65$ МПа при припустимому максимальному тиску $p_z = 12$ МПа. Занадто великою є температура випускних газів перед турбіною ("Tt") $T_T = 872$ К, що потребує використання більш коштовних високотемпературних матеріалів. Недостатньо великим для дизелів із високим ступенем форсування ($p_e = 1,227$ МПа ("Pe")) виявився механічний ККД дизеля (P_e/P_i) $\eta_m = 0,853$. При цьому середній тиск насосних витрат ("Pnx") не дуже високий і складає $p_{nx} = -0,019117$ МПа. Він невисокий тому, що тиск наддувного повітря ("Ps") перевищує протитиск у випускному колекторі ("Ptc"). Отже, причина низького значення механічного ККД полягає у високих втратах на тертя та на привод допоміжних механізмів. Незначна також інтенсивність продування циліндра, яка у форсованих чотиритактних дизелях має за мету зниження температур циліндропоршневої групи і, особливо, випускних клапанів. Так, коефіцієнт утікання продувного повітря ("fir") складає всього $\nu = 0,02029$ проти оптимального $\nu = 0,05 \dots 0,06$. Тому причиною є відносно низький к.к.д. турбокомпресора ТК41 ("Etk1") $\eta_{mk} = 0,526$. При доведенні турбіни та компресора і підвищенні к.к.д. ТК до $\eta_{mk} = 0,6$ можна знизити питому ефективну витрату палива приблизно до $g_e = 0,205$ кг/(кВт·год).

Далі розраховувалися робочі процеси номінального режиму дизеля 5Д49 при його роботі на різних сумішах ДП та МЕРО. При цьому розглядалися суміші з масовою часткою МЕРО τ_R 10, 25, 50, 75,

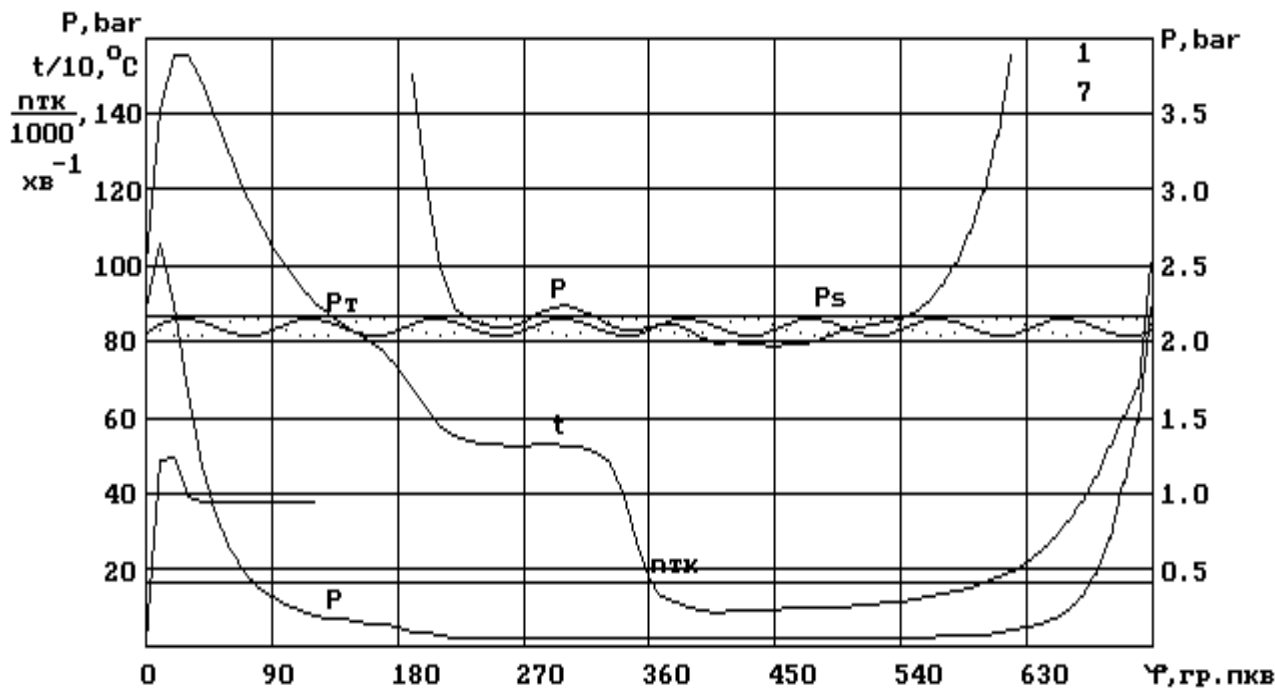
90, 100 %. Ефективність циклів оцінювалась наведеними у [12] параметрами: 1) питома ефективна витрата суміші ДП та МЕРО, g_e , кг/(кВт·год); 2) питома ефективна витрата теплоти, q_{ef} , кДж/(кВт·год); 3) питома ефективна витрата теплоти, яка віднесена до ДП, g_{ee} , кг/(кВт·год); 4) питома ефективна витрата ДП у суміші, g_{ee} , кг/(кВт·год); 5) питома ефективна витрата МЕРО у суміші, g_{ee} , кг/(кВт·год).

Надійність роботи дизеля оцінювалась за максимальним тиском згоряння p_z та за середньою температурою газів перед турбіною T_{TC} , які не можуть перевищити величин відповідно 13 МПа та 873 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_T . Останнє позитивно впливає на підвищення потужності турбіни та підвищення тиску наддування повітря p_s . Все це ми бачимо у результатах розрахунків робочих циклів номінальних режимів роботи дизеля 5Д49 на паливних сумішах з різною часткою МЕРО. Ці результати наведені нижче на рис. 2, 3, 4, 5, 6, 7, які є роздруківками з екрана ПЕОМ. Для полегшення аналізу результатів параметри, які найбільш змінюються, винесені у табл. 1 та на окремий рис. 8. (До речі, температура випускних газів при сумішах 10 та 25% МЕРО перевищує припустиму величину, а в інших випадках знаходиться на межі припустимого. Аналіз робочого процесу дизеля 1Д80 [12] показує, що у цього дизеля рівень температур значно нижче, ніж у дизеля Д49, і не перевищує межу 823 К.)

Аналіз цих результатів показує, що при зростанні частки МЕРО у суміші з ДП зростає циклова подача палива V_c , внаслідок чого значно зменшуються з 1,953 до 1,78 коефіцієнт надлишку повітря α та індикаторний к.к.д. η_i (з 0,468 до 0,463). В

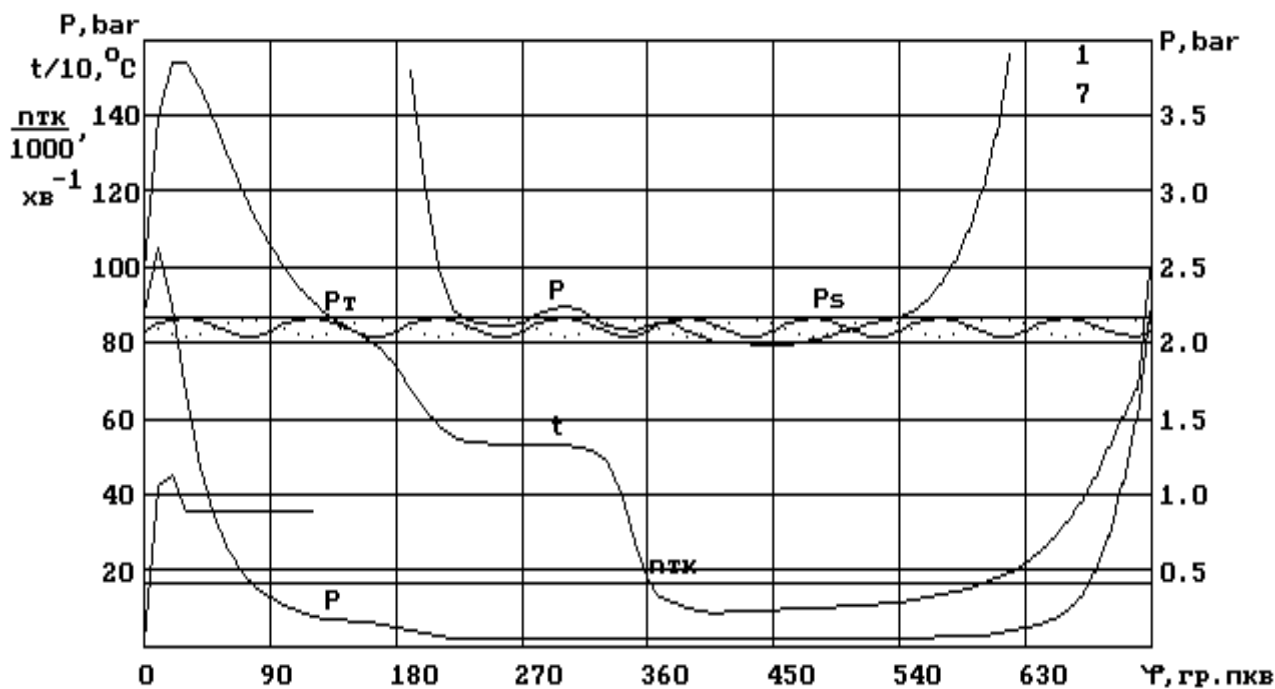
результаті цього зростають питомі витрати суміші палива g_e та питомі ефективні теплота q_{ef} й відносна теплота g_{ee} , хоча останні більш повільно. Звичайно, що

зростає питома витрата МЕРО g_{eR} та суттєво знижується питома витрата ДП. Останнє й дає позитивний ефект, якщо собівартість ДП менша за собівартість МЕРО.



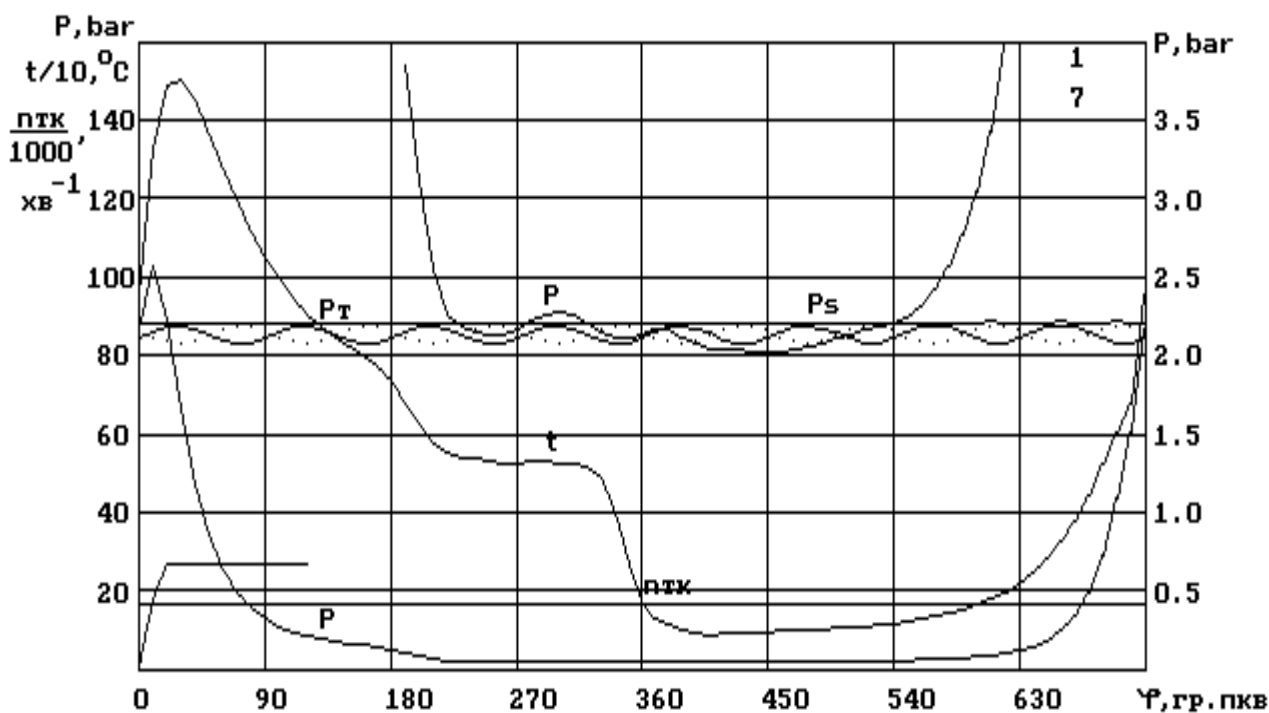
Ni= 2.648E+0003	Ne= 2.261E+0003	Eтк1= 5.266E-0001
gi= 1.834E-0001	ge= 2.148E-0001	Evs= 9.375E-0001
Pi= 1.439E+0006	Pe= 1.229E+0006	gam= 3.228E-0002
Ei= 4.674E-0001	Eef= 3.944E-0001	Aц= 1.933E+0000
Pк= 2.178E+0005	Ps= 2.163E+0005	Uпр= 2.067E-0002
Wog= 1.962E-0001	Pтс= 2.095E+0005	Pнх= -1.911E+0004
Tк= 3.880E+0002	Ts= 3.475E+0002	Ek1= 7.918E-0001
Pz= 1.061E+0007	Tтс= 8.737E+0002	qef= 9.022E+0003
fng= 714	пнк= 1.656E+0004	Bс= 1.012E-0003
fz= 1.051E+0002	Gs= 3.841E+0000	Got= 0.000E+0000
n= 2.273E-0001	Eт1= 6.651E-0001	gNO= 1.163E+0001
gee= 2.123E-0001	geD= 1.933E-0001	geR= 2.148E-0002

Рис. 2. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздрукована з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 10% МЕРО та 90% ДП



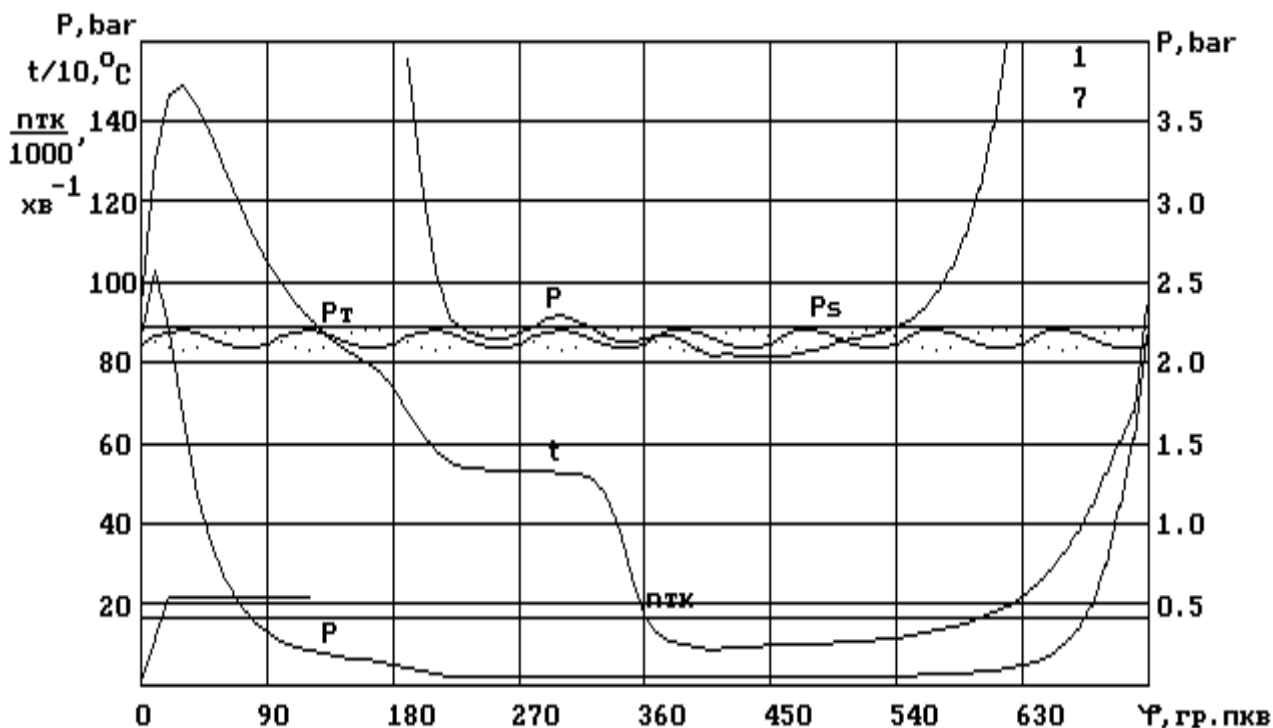
Ni= 2.652E+0003	Ne= 2.265E+0003	Eтк1= 5.266E-0001
gi= 1.871E-0001	ge= 2.190E-0001	Evs= 9.383E-0001
Pi= 1.441E+0006	Pe= 1.231E+0006	гам= 3.179E-0002
Ei= 4.666E-0001	Eef= 3.867E-0001	Aц= 1.903E+0000
Pк= 2.190E+0005	Pс= 2.174E+0005	Uпр= 2.123E-0002
Wог= 1.951E-0001	Pтс= 2.104E+0005	Pнх= -1.901E+0004
Tк= 3.887E+0002	Tс= 3.477E+0002	Eк1= 7.920E-0001
Pz= 1.053E+0007	Tтс= 8.761E+0002	qef= 9.035E+0003
fng= 714	nTK= 1.663E+0004	Bс= 1.034E-0003
fz= 1.061E+0002	Gs= 3.867E+0000	Gот= 0.000E+0000
m= 2.407E-0001	Eт1= 6.649E-0001	gNO= 1.093E+0001
gee= 2.126E-0001	geD= 1.643E-0001	geR= 5.476E-0002

Рис. 3. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 25% МЕРО та 75% ДП



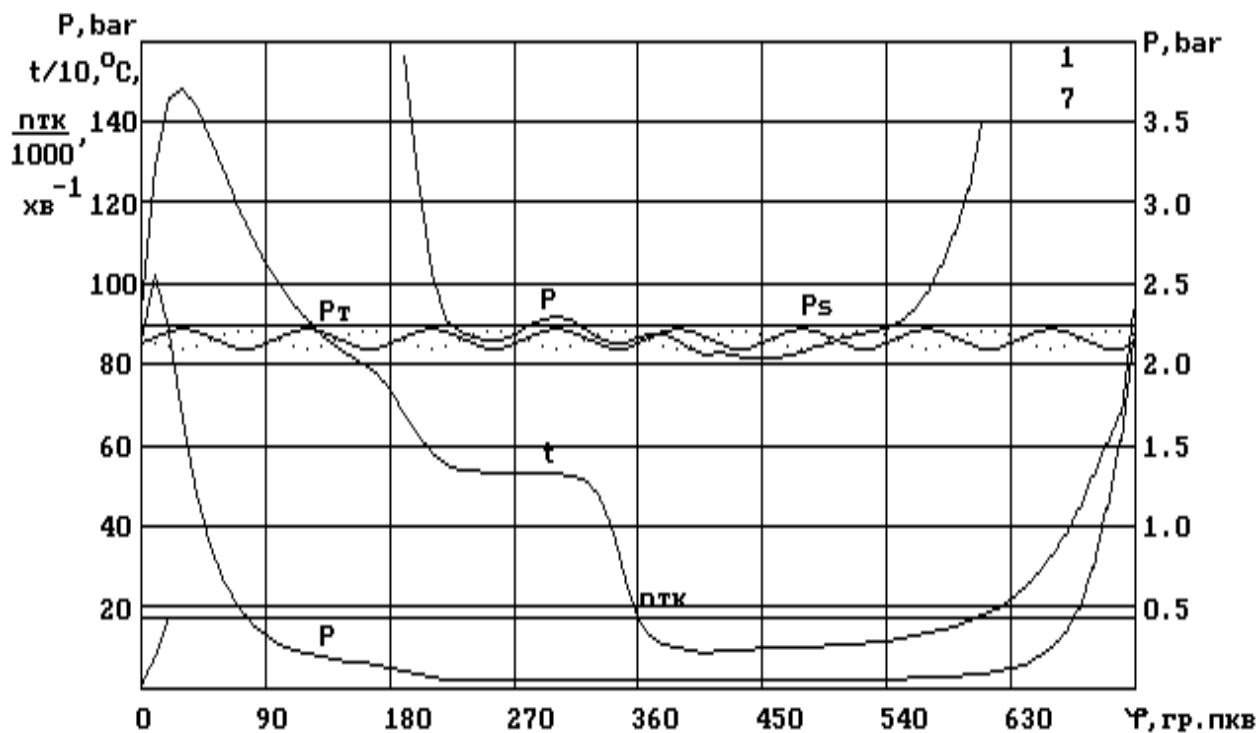
Ni= 2.641E+0003	Ne= 2.255E+0003	Eтк1= 5.281E-0001
gi= 2.001E-0001	ge= 2.343E-0001	Evs= 9.409E-0001
Pi= 1.435E+0006	Pe= 1.226E+0006	gam= 3.019E-0002
Ei= 4.644E-0001	Eef= 3.615E-0001	Aц= 1.819E+0000
Pк= 2.228E+0005	Ps= 2.212E+0005	Uпр= 2.340E-0002
Wог= 1.917E-0001	Pтс= 2.134E+0005	Pнх= -1.879E+0004
Tк= 3.908E+0002	Ts= 3.483E+0002	Eк1= 7.934E-0001
Pz= 1.032E+0007	Tтс= 8.731E+0002	qef= 9.081E+0003
fng= 714	птк= 1.682E+0004	Bс= 1.101E-0003
fz= 1.090E+0002	Gs= 3.942E+0000	Gот= 0.000E+0000
m= 2.819E-0001	Eт1= 6.656E-0001	gNO= 7.413E+0000
gee= 2.137E-0001	geD= 5.859E-0002	geR= 1.758E-0001

Рис. 5. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботі циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруковка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 75% МЕРО та 25% ДП



Ni= 2.642E+0003	Ne= 2.256E+0003	Etk1= 5.285E-0001
gi= 2.045E-0001	ge= 2.394E-0001	Evs= 9.419E-0001
Pi= 1.436E+0006	Pe= 1.226E+0006	gam= 2.963E-0002
Ei= 4.635E-0001	Eef= 3.538E-0001	Aц= 1.793E+0000
Pк= 2.243E+0005	Ps= 2.227E+0005	Uпр= 2.410E-0002
Wог= 1.905E-0001	Pтс= 2.146E+0005	Pнх= -1.868E+0004
Tк= 3.916E+0002	Ts= 3.485E+0002	Ek1= 7.939E-0001
Pz= 1.025E+0007	Tтс= 8.734E+0002	qef= 9.098E+0003
fng= 714	nTK= 1.689E+0004	Bc= 1.125E-0003
fz= 1.100E+0002	Gs= 3.972E+0000	Gот= 0.000E+0000
m= 2.967E-0001	Eт1= 6.657E-0001	gNO= 5.728E+0000
gee= 2.141E-0001	geD= 2.394E-0002	geR= 2.155E-0001

Рис. 6. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на суміші 90% МЕРО та 10% ДП



Ni= 2.642E+0003	Ne= 2.256E+0003	Eтк1= 5.287E-0001
gi= 2.075E-0001	ge= 2.430E-0001	Evs= 9.425E-0001
Pi= 1.436E+0006	Pe= 1.226E+0006	гам= 2.928E-0002
Ei= 4.628E-0001	Eef= 3.486E-0001	Aц= 1.775E+0000
Pк= 2.253E+0005	Ps= 2.237E+0005	Uпр= 2.476E-0002
Wог= 1.897E-0001	Pтс= 2.154E+0005	Pнх= -1.863E+0004
Tк= 3.922E+0002	Tс= 3.487E+0002	Ek1= 7.942E-0001
Pz= 1.021E+0007	Tтс= 8.734E+0002	qef= 9.111E+0003
fng= 714	nTK= 1.694E+0004	Bс= 1.142E-0003
fz= 1.106E+0002	Gs= 3.992E+0000	Got= 0.000E+0000
m= 3.069E-0001	Eт1= 6.657E-0001	gNO= 4.197E+0000
gee= 2.144E-0001	geD= 0.000E+0000	geR= 2.430E-0001

Рис. 7. Індикаторні діаграми робочого процесу у першому за порядком роботи циліндрі дизеля 5Д49 на режимі номінальної потужності та результати розрахунку основних параметрів дизеля (роздруківка з екрана ПЕОМ) при його роботі на ЧИСТОМУ МЕРО без ДП

Треба також відмітити, що крім економії ДП, має місце 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.

Таблиця 1

Параметри надійності та ефективності роботи дизеля 5Д49 з різними варіантами суміші ДП та МЕРО

$\Gamma_{\text{МЕРО}}$	V_c , г/цикл	α	η_i	φ_{zs} , °п.к.в	p_z , МПа	T_T , К	n_{TK} , хв ⁻¹	p_s , бар	$g_{e\gamma}$, кг/(кВт·год)	g_{eR} , кг/(кВт·год)	g_{eD} , кг/(кВт·год)	q_{ef} , кДж/(кВт·год)	g_{ee} , кг/(кВт·год)	g_{NO} , г/(кВт·год)
0	0,998	1,95	0,468	104	10,65	872	16520	2,15	0,2121	0	0,2121	9014	0,2121	11,97
0,1	1,012	1,93	0,467	105	10,61	874	16560	2,16	0,2148	0,0215	0,1933	9022	0,2123	11,63
0,25	1,034	1,90	0,467	106	10,53	876	16630	2,17	0,219	0,0548	0,1643	9035	0,2126	10,930
0,5	1,063	1,86	0,466	107	10,43	872	16700	2,19	0,2264	0,1132	0,1132	9056	0,2131	9,556
0,75	1,101	1,82	0,464	109	10,32	873	16820	2,13	0,2343	0,1758	0,0586	9081	0,2137	7,413
0,9	1,125	1,79	0,464	110	10,25	873	16890	2,23	0,2394	0,2155	0,0239	9098	0,2141	5,728
1	1,142	1,78	0,463	111	10,21	873	16940	2,24	0,2430	0,2430	0	9111	0,2144	4,197

На другому етапі розрахункового дослідження було виконано аналіз робочого процесу тепловозного дизеля 5Д49 при його роботі з різними варіантами суміші ДП та МЕРО на усіх режимах.

Ступінь досконалості будь-якого ДВЗ прийнято оцінювати за паливною економічністю, масогабаритними показниками, довговічністю, надійністю, ремонтпридатністю, екологічністю та ін. При цьому паливна економічність, як вже було відмічено, визначається за допомогою параметра «середньоексплуатаційна питома витрата палива» $g_{e\text{ср.е}}$ [13, 14], який враховує гістограму реальних навантажень конкретного типу двигуна. Аналогічно можна визначити середньоексплуатаційні витрати окремих складових паливної суміші дизельного палива $g_{eD \text{ср.е}}$ та метилового ефіру ріпакової олії $g_{eR \text{ср.е}}$ та головного критерію ефективності – середньо експлуатаційної питомої витрати теплоти згоряння суміші $g_{ee \text{ср.е}}$, яка віднесена до дизельного палива.

Під гістограмою реальних навантажень розуміють розподіл сталих режимів двигуна за часом при виконанні відповідної роботи. Така оцінка паливної економічності є більш об'єктивною, ніж за діючими стандартами. Такий підхід було

використано і при виконанні розрахункових досліджень дизеля 5Д49, який працює на різних сумішах дизельного палива (ДП) та метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО). Метою такого дослідження було визначення деяких параметрів цього дизеля та його системи газотурбінного наддування (ГТН) та склад суміші ДП й МЕРО, які забезпечують мінімальні значення $g_{ee \text{ср.е}}$ у випадку його установлення на магістральному тепловозі.

Середньоексплуатаційна потужність дизеля в експлуатації склала $N_{e \text{ср.е}} = \sum(N_{ei}\tau_i)/100 = 588,35$ кВт. За результатами розрахунків було накладено одну на іншу роздруковку графіків змін параметрів дизеля 5Д49 при 0, 50 та 100 % МЕРО у суміші з ДП. Ці графіки наведені на рис. 9, 10. У табл. 2 та на рис. 11 для кожного варіанта суміші наведені середньоексплуатаційні питомі витрати теплоти $q_{ef \text{ср.е}}$, суміші палив $g_{e \text{ср.е}}$, ДП $g_{eD \text{ср.е}}$, МЕРО $g_{eR \text{ср.е}}$ та теплоти $g_{ee \text{ср.е}}$, за якими можна зробити висновок, що найбільш економічна робота дизеля 5Д49 на чистому ДП, а щодо суміші, то теплова ефективність у діапазоні 10...50 % МЕРО - практично однакова.

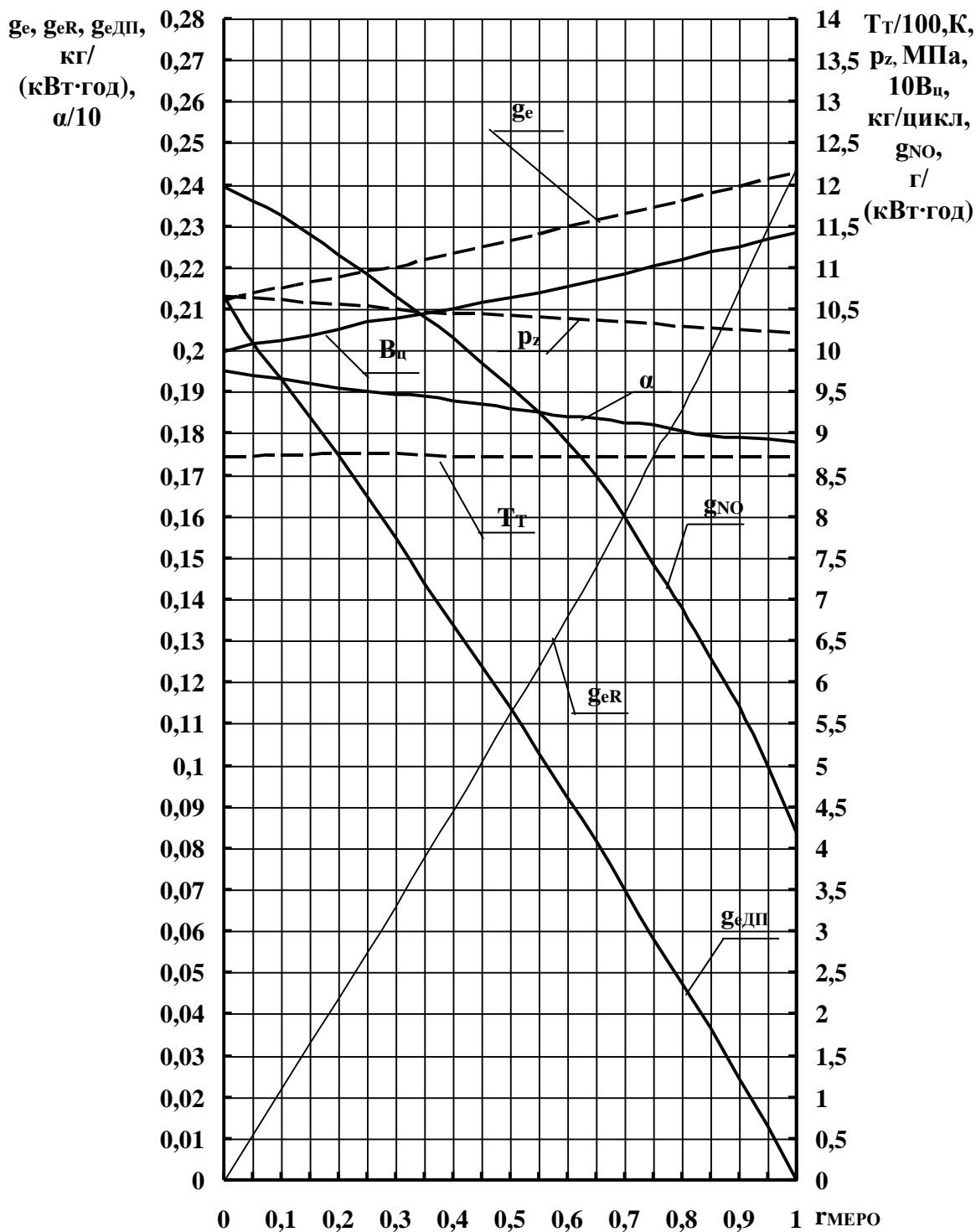


Рис. 8. Залежність деяких параметрів робочого циклу дизеля 16ЧН26/26 та його ефективності від частки метилового ефіру ріпакової олії у суміші з дизельним паливом

Середньоексплуатаційні параметри економічності та екологічності тепловозного дизеля 5Д49

% МЕРО	q_e сер.е, кДж/(кВт·год)	g_e сер.е, кг/(кВт·год)	g_{ee} сер.е, кг/(кВт·год)	g_{eD} сер.е, кг/(кВт·год)	g_{eR} сер.е, кг/(кВт·год)	g_{NO} сер.е, г/(кВт·год)
0	10030,00	0,2360	0,23600	0,23600	0	14,4253
10	10030,85	0,2388	0,23602	0,21492	0,02328	14,0673
25	10029,85	0,2431	0,23599	0,18233	0,06078	13,7555
50	10024,85	0,2506	0,23588	0,12530	0,12530	12,9848
75	10027,75	0,2587	0,23595	0,06468	0,19403	12,2960
90	10022,85	0,2637	0,23583	0,02637	0,23733	10,7248
100	10019,45	0,2672	0,23575	0	0,26720	9,0624

Що стосується зміни режимних параметрів дизеля за тепловозною характеристикою, то вони від складу палива суттєво не змінюються, крім деяких:

1) згідно зі зменшенням теплоти згоряння палива суттєво збільшується його витрата (див. на рис. 9 збільшення питомої витрати палива g_e) і тому зменшується коефіцієнт надлишку повітря α (див. рис. 10) та індикаторний к.к.д. η_i , що теж суттєво впливає на збільшення питомої ефективної витрати палива g_e ;

2) згідно із зменшенням теплоти згоряння палива зростає продовження згоряння і тому падає максимальний тиск

згоряння $p_{я}$ та декілька зростає температура випускних газів t_T . Останньому сприяє ще й зменшення коефіцієнта надлишку повітря α ;

3) зменшення коефіцієнта надлишку повітря α призводить до зменшення у вихлопних газах кількості шкідливих оксидів азоту (див. на рис. 10 g_{NO} у р.р.м., або g_{NO} , г/(кВт·год), а це означає, що збільшення відсотка МЕРО сприяє збільшенню екологічності дизеля;

4) у діапазоні 7...15 позицій контролера машиніста температура випускних газів знаходиться на межі припустимого (873К), а на 8-й та 15-й позиціях перевищує цю межу.

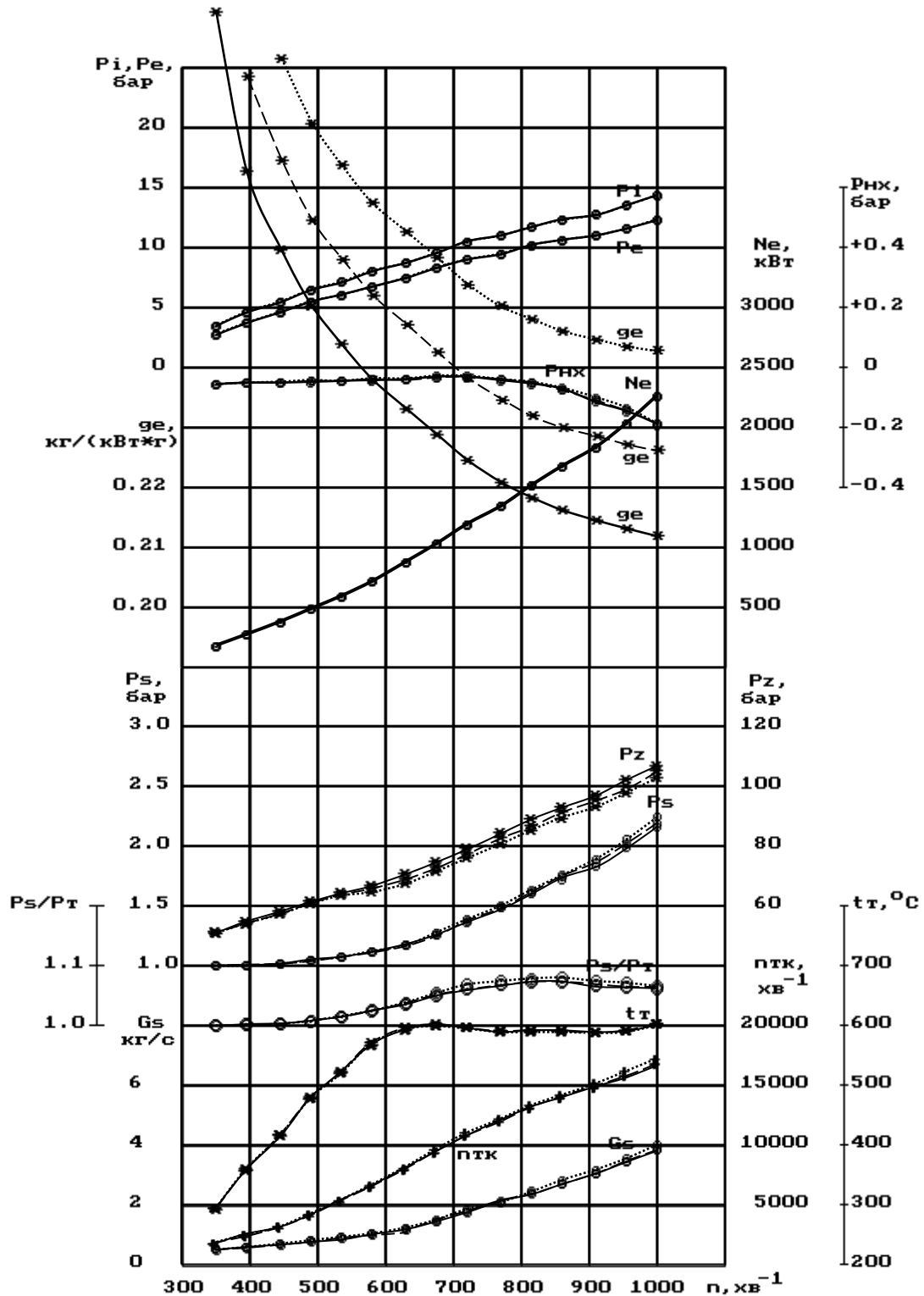


Рис. 9. Зміна режимних, індикаторних та ефективних параметрів дизеля магістрального тепловоза 5Д49 за тепловозною характеристикою при його роботі на:

- _____ чистому дизельному паливі (0% МЕРО)
- - - - - на 50% суміші ДП та МЕРО
- на чистому 100% МЕРО

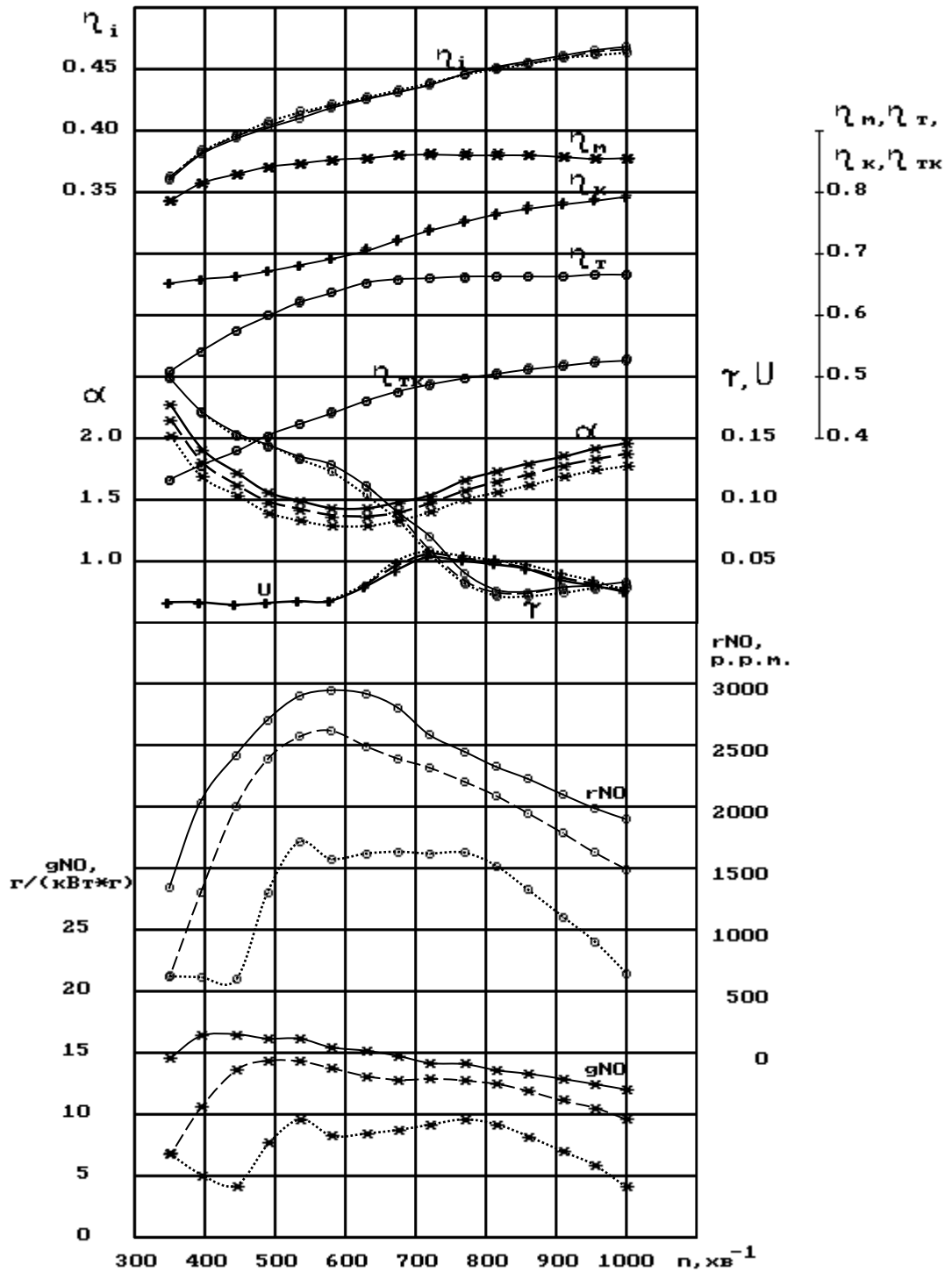


Рис. 10. Зміна к.к.д. дизеля та турбокомпресора, показників газообміну, коефіцієнта надлишку повітря та питомих викидів оксиду азоту дизеля магістрального тепловоза 5Д49 за тепловозною характеристикою при його роботі на:

- _____ чистому дизельному паливі (0% МЕРО)
- - - - - на 50% суміші ДП та МЕРО
- на чистому 100% МЕРО

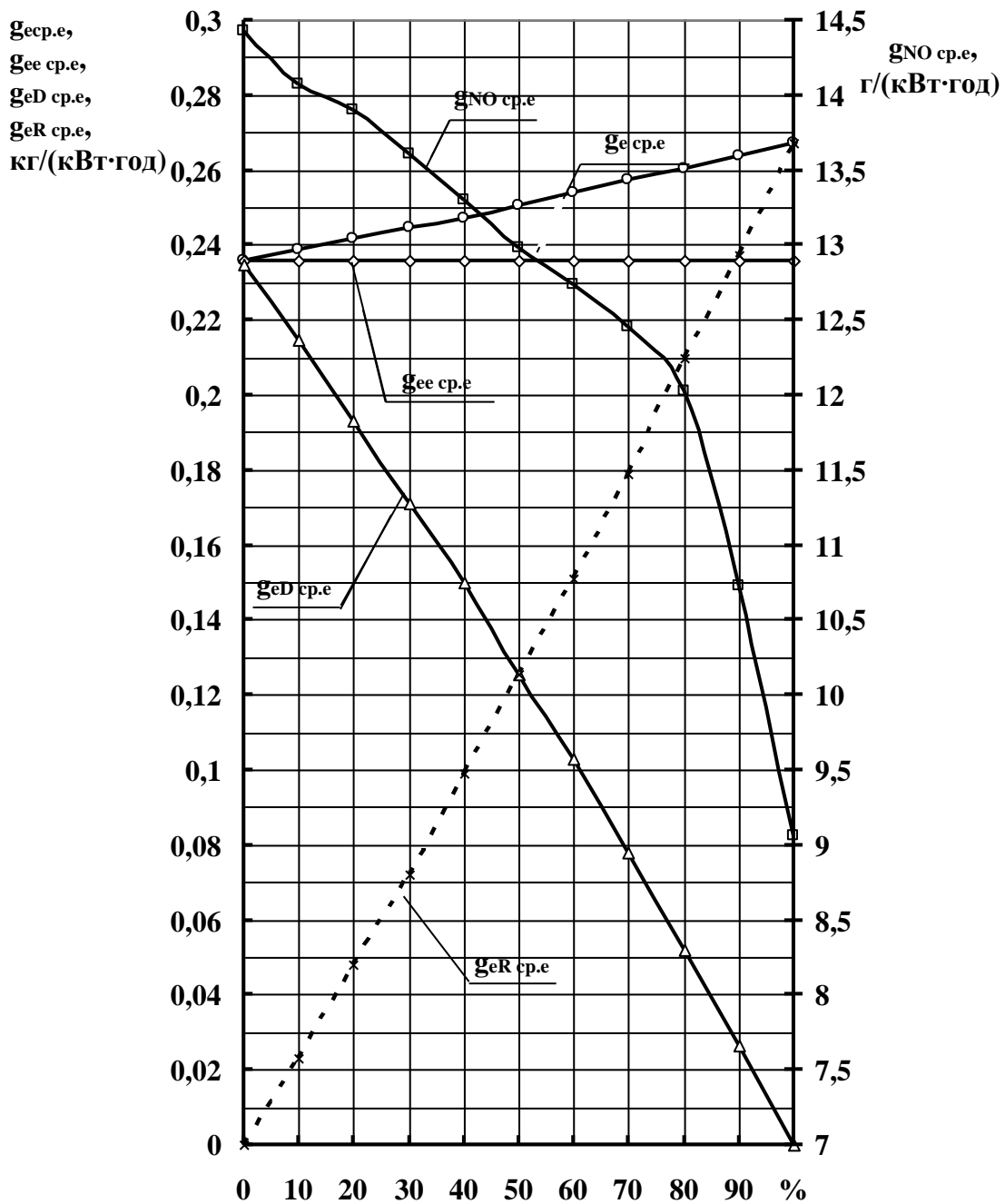


Рис. 11. Змінність питомих ефективних середньоексплуатаційних витрат дизельного палива (ДП) $g_{eD\text{ср.е}}$, метилового ефіру ріпакової олії (МЕРО) $g_{eR\text{ср.е}}$ та їх суміші $g_{e\text{ср.е}}$, питомої ефективної середньоексплуатаційної витрати теплоти $g_{ee\text{ср.е}}$ та питомого середньоексплуатаційного викиду оксиду азота $g_{NO\text{ср.е}}$ в залежності від відсоткової частки МЕРО в суміші з ДП на дизелі 5Д49

Список використаних джерел

1. Симсон, А.Э. Газотурбинный наддув дизелей [Текст] / А.Э.Симсон. – М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.
2. Круshedольський, О.Г. Моделювання 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 / К. Нейман // Двигатели внутреннего сгорания. – 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 школа, 1980. – 169 с.
8. Вибе, И.И. Влияние некоторых условий работы дизеля на кинематику процесса сгорания [Текст] / И.И. Вибе, А.П. Ставров // сб. науч. тр. / Автомобили, тракторы и двигатели. – Челябинск, 1969. – №52. – С. 256-266.
9. Круshedольський, А.Г. Влияние продувки камеры сгорания на температуру деталей двигателя Д70 [Текст] / А.Г. Круshedольський, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. 1962. – №10. – С. 80-85.
10. Каграманян, А.О. 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.
12. Каграманян, А.О. Розрахункове дослідження робочого процесу тепловозного дизеля при його роботі на суміші дизельного палива та метилового ефіру ріпакової олії [Текст] / А.О. Каграманян, О.Г. Круshedольський, В.В. Захарченко // Зб. наук. праць Укр. держ. академії залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 135. – С. 266-280.
13. Каграманян, А.О. Критерії експлуатаційної ефективності тепловозних дизелів [Текст] / А.О. Каграманян // Залізничний транспорт України. – 2005. – №5,6. – С. 26-28.
14. Сергієнко, М.І., Середньоексплуатаційна витрата палива тепловозними двигунами та її оцінка [Текст] / М.І. Сергієнко, С.А. Єрошенков, А.О. Каграманян // Залізничний транспорт України. – 2008. – №2. – С. 9-10.

Рецензент д-р техн. наук, професор А.П. Фалендиш

Каграманян Артур Олександрович, канд. техн. наук, доцент, кафедра теплотехніки та теплових двигунів.

Круshedольський Олександр Георгійович, канд. техн. наук, професор, кафедра теплотехніки та теплових двигунів.

Захарченко Вячеслав Вікторович, канд. техн. наук, доцент кафедра механіки та проектування машин.

Candidates of tech. science Kahramanyan A.O., Krushedolsky O.H., Zaharchenko V.V.