

Dvejopo kuro variklio eksergijos balanso palyginamieji tyrimai

Vygintas Daukšys,

Sergėjus Lebedevas

*Klaipėdos universitetas,
Jūros technologijų ir
gamtos mokslų fakultetas,
Jūrų inžinerijos katedra,
Bijūnų g. 17, 91225 Klaipėda
El. paštas: vygintasdauksys@gmail.com;
sergejus.lebedevas@ku.lt*

Straipsnyje pateikti dyzelinio variklio „4ČN 79,5/95,5“, konvertuoto veikimui naudojant dvejopas dyzelinas (D)–gamtinės dujos (GD) kurą (D/GD), kogeneracinio ciklo energetinių parametrų tyrimų rezultatai. Tyrimų tikslu tapo variklio, veikiančio naudojant D ir dvejopą (D/GD) kurą, kogeneracinio ciklo antrinių energijos išteklių (išmetamųjų dujų ir aušinančio kontūro vandens) energijos efektyvumo panaudojimo rodiklių palyginamoji analizė. Eksergijos balanso energetinės sudedamosios ištirtos plačiuose apkrovos ($p_{me} = 1,98\text{--}5,99$ bar) ir D/GD sudėties (100/0–20/80) bei variklio reguliavimo parametrų pasikeitimo diapazonuose. Eksergijos balanso suminio naudingumo koeficiento ($\eta_{Ex\Sigma}$), įvertinančio elektros ir šiluminės energijos panaudojimo efektyvumą, sumažėjimas neviršijo 3–4 % ir 22 % atitinkamai aukštos ir žemos jėgainės apkrovos režimuose. Mažėjant eksergijos panaudojimo efektyvumo rodikliams (η_{Exe} , $\eta_{Ex\Sigma}$), absoliutus eksergijos potencialas praktiniam panaudojimui dėl šiluminės energijos sudedamosios augimo didėja nuo 3–18 % aukštos apkrovos režimuose ir iki 14–58 % žemos apkrovos režimuose. Nustatyta, kad santykinai mažesni absoliučių eksergijos balanso rodiklių pasikeitimai būdingi dyzelinėms jėgainėms su didesne indikatorinio proceso dinamika. Tai leidžia teigti, kad kogeneracinio ciklo energetinių sudedamųjų gerinimo potencialas yra didinant indikatorinio proceso dinaminis rodiklius (pvz., ankstinant dyzelino įpurškimo paskubos kampą φ_{inj}).

Raktažodžiai: dyzelinis variklis, dvejopas kuras, eksergija

ĮVADAS

Paskutiniaisiais dešimtmečiais pagrindinėmis Europos Sąjungos transporto plėtros kryptimis tapo energijos panaudojimo efektyvumo didinimas, aplinkos taršos kenksmingais komponentais ir šiltnamio efektą sukeliančių dujų išmetimo mažinimas [1–3]. Vienas iš efektyviausių proble-

mos sprendimo būdų yra transporto ir mažosios energetikos sektoriuose plačiai paplitusių dyzelinių variklių (DV) konvertavimas iš dyzelino (D) į veikimą naudojant gamtines dujas (GD) arba dvejopą dyzelinas–gamtinės dujos kurą (D/GD) ir antrinių DV energijos šaltinių, prarandamų su išmetamosiomis dujomis bei į aušinimo sistemą, panaudojimas kogeneracinėms jėgainėms [4].

DV, konvertuotų veikimui GD, skirta nemažai eksperimentinių, skaitinių ir matematinio modeliavimo tyrimų, pavyzdžiui, dviejų degalų mišinio krovinio transporto variklio tyrimuose [5] pasiektas NO_x sumažinimas iki 6 kartų, palyginti su dyzeliniu ciklu, anglies monoksido CO – 83 %, tuo pat metu degalų sąnaudoms mažėjant 7,5 %. Vidutinių sūkių Wartsila firmos 20DF laivo paskirties variklyje be antrinių kenksmingų komponentų valymo technologijų panaudojimo (angl. SCR – *Selective Catalytic Reduction technology*), jam funkcionuojant GD, pasiektas galiojančio Marpol 73/79 VI priedo standarto redakcijos Tier III normatyvų realizavimas [6]. Palyginti su naftos kilmės degalais, teoriniu požiūriu, GD elementinės cheminės sudėties anglies–vandenilio C/H santykis palankesnis mažinant šiltnamio efektą sukeliančių dujų CO_2 emisiją ketvirtadaliu [7, 8].

Dauguma eksperimentinių ir matematinio modeliavimo tyrimų paremta tyrimų objektais, kuriuos sudaro šiuolaikiniai DV, turintys aukšto slėgio akumuliacinę (angl. *common rail*) degalų tiekimo sistemą. Ši sistema pasižymi plačiomis kuro įpurškimo parametrų reguliavimo ir optimizavimo galimybėmis [9]. Nepalyginamai mažiau tyrimų yra atlikta su DV, turinčiais tradicinę kuro įpurškimo sistemą (angl. *conventional fuel injection system*), nors jų dalis eksploatuojamame DV parke iki šiol yra gana didelė [10]. Taip pat santykinai mažai tyrimų skirta dujinių ir dvejopo kuro variklių kogeneracinio ciklo energetinio efektyvumo rodiklių analizei, ypač variklių su tradicine degalų įpurškimo sistema [11].

Klaipėdos ir Vilniaus Gedimino technikos universitetų mokslininkų atlikti kompleksiniai DV „4ČN 79,5/95,5“ su tradicine kuro sistema konvertavimo veikimui naudojant D/GD kurą eksperimentiniai ir skaitiniai tyrimai [12]. Atlikta variklio energetinių ir ekologinių rodiklių, indikatorinio proceso parametrų ir charakteristikų palyginamoji analizė. Įvertintas vienzonio matematinio modelio panaudojimo efektyvumas, prognozuojant eksploatacinius parametrus varikliui veikiant su dvejopu kuru. Vienas iš pagrindinių aspektų yra kogeneracinio ciklo energetinio efektyvumo rodiklių palyginamieji tyrimai.

Straipsnyje pateikti variklio kogeneracinio ciklo energetinio efektyvumo rodiklių palyginamųjų tyrimų esminiai rezultatai.

Metodologiniai aspektai

Tyrimo objektu tapo DV „4ČN 79,5/95,5“ su tradicine kuro įpurškimo sistema, kurios pagrindiniai parametrai pateikti 1 lentelėje.

1 lentelė. Variklio parametrai

Modelis	4ČN79,5/95,5
Darbinis tūris, cm^3	1896
Diametras \times eiga, mm	79,5 \times 95,5
Maksimali galia, $\text{kW}/\text{min}^{-1}$	66/4000
Sukimo momentas, $\text{Nm}/\text{min}^{-1}$	180/2000–2500
Aušinimo tipas	Skysčiu aušinamas
Kuro tiekimo sistema	Tiesioginis įpurškimas
Cilindrų skaičius	4 eilėje
Suspaudimo laipsnis	19,5:1
Oro tiekimas	Turbokompresorius

Eksperimente panaudoto dvejopo D/GD kuro komponentų, t. y. dyzelino ir gamtinių dujų, savybės atitinka EN 590 ir ISO 6976:1995 standartus (2 lentelė).

2 lentelė. Kuro parametrai

Kuro tipas	Gamtinės dujos	Dyzelinas
Tankis, kg/m^3	0,74	829,0
Cetanis skaičius	–	49
Žemutinė energetinė vertė, MJ/kg	51,7	42,8
Klampa, cSt 40 °C	–	1,485
H/C santykis	–	1,907
Komponentai, % vol.	Meta- nas – 91,97	Anglis 86,0
	Etanas – 5,75	Vandenilis – 13,6
	Propanas – 1,30	Deguonis – 0,4
	Butanas – 0,281	
	Azotas – 0,562	
	Anglies dioksidas – 0,0	

Variklio išoriniam šilumos balansui skaičiuoti buvo suformuota metodika, apjungianti klasikines analitines išraiškas, kai variklis veikia naudodamas skystąjį kurą – degalus arba dujinį kurą [13].

Pavyzdžiui, nustatant šilumą, prarandamą su išmetamaisiomis dujomis Q_{id} , vieno iš pagrindinio parametro, t. y. išmetamųjų dujų, molių kiekio M_2 skaičiavimo lygtis susideda iš dviejų skystam ir dujiniam kurui atitinkančių struktūros dalių:

$$M_2 = M_2^D \cdot \frac{G_f^D}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + M_2^{DK} \cdot \frac{G_f^{DK} \cdot k}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + (\alpha_\Sigma - 1) \cdot L^{D/DK} + 0,79L^{D/DK} + (1-k) \cdot \frac{G_f^{DK}}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} = \frac{C}{12} \cdot \frac{G_f^D}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + \frac{1}{16} \cdot \frac{G_f^{DK} \cdot k}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + M_{CO_2} \cdot \frac{G_f^{DK}}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} \cdot \frac{(1-k)}{k} + \frac{H}{2} \cdot \frac{G_f^D}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + \frac{2}{16} \cdot \frac{G_f^{DK} \cdot k}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + (\alpha_\Sigma - 1) \cdot L^{D/DK} + 0,79L^{D/DK}; \quad (1)$$

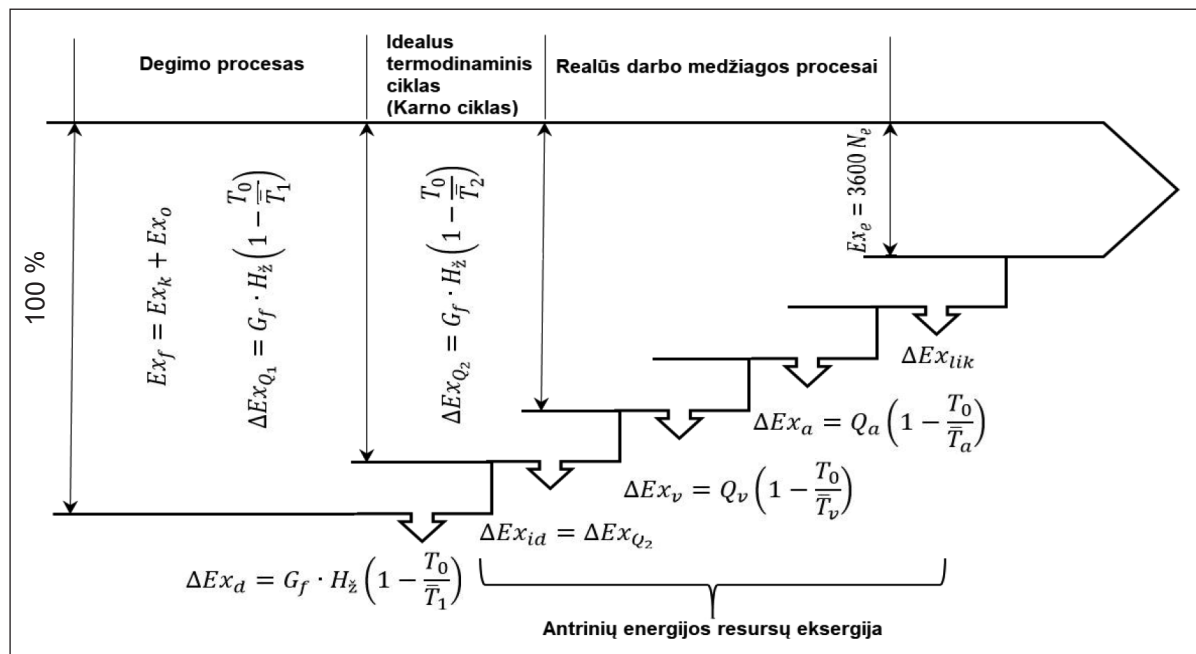
čia M_2^D ir M_2^{DK} – dyzelino ir dujinio kuro išmetamųjų dujų molių skaičius; G_f^D ir G_f^{DK} – kuro sunaudojimas kg/h; k – koeficientas, įvertinantis metano dalį dujiniame kure; α_Σ – absoliutus oro pertekliaus koeficientas; $L^{D/DK}$ – stochiometrinė dvejopo kuro konstanta; M_{CO_2} – anglies dioksido molių skaičius.

CO_2 ir H_2O molių skaičiai nustatomi kaip skystojo ir dujinio kuro degimo produktai:

$$\frac{C}{12} \cdot \frac{G_f^D}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + \frac{1}{16} \cdot \frac{G_f^{DK} \cdot k}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + M_{CO_2} \cdot \frac{G_f^{DK}}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} \cdot \frac{(1-k)}{k}, \quad (2)$$

$$\frac{H}{2} \cdot \frac{G_f^D}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)} + \frac{2}{16} \cdot \frac{G_f^{DK} \cdot k}{(G_f^D + G_f^{DK} \cdot k)}. \quad (3)$$

Eksergijos balanso sudedamosios dalys nustatytos pagal [14] siūlymus, grafiškai pavaizduotos 1 pav., kur: Ex_f – pradinė (įeinanti) eksergija, susidedanti iš kuro ir oksidatoriaus eksergijos; Ex_e – mechaninio darbo eksergija; Ex_d – degimo eksergija; Ex_{id} – išmetamųjų deginių eksergija; Ex_v – aušinimo kontūro vandens eksergija; Ex_a – tepimo kontūro alyvos eksergija; Ex_{lik} – eksergijos likutis; N_e – jėgainės efektyvioji galia; T_0 – aplinkos temperatūra; \bar{T}_1 – vidutinė degimo temperatūra; \bar{T}_2 – vidutinė termodinaminė išmetamųjų deginių temperatūra; \bar{T}_v – vidutinė termodinaminė aušinančio kontūro vandens temperatūra; \bar{T}_a – vidutinė termodinaminė tepimo sistemos alyvos temperatūra; Q_v – šilumos balanso energija, patenkanti į aušinimo kontūrą; Q_a – šilumos balanso energija, patenkanti į tepimo sistemą.



1 pav. Šiluminio variklio eksergijos balanso principinė schema [14]

Skirtingai nei pateikta šaltinyje [14], vidutinė degimo temperatūra \bar{T}_1 buvo nustatyta iš realaus eksperimento indikatorinių diagramų (slėgio cilindre priklausomybė nuo alkūninio veleno pasukimo kampo).

Tyrimai atlikti varikliui veikiant plačiame apkrovos diapazone ($p_{me} = 1,98\text{--}5,99$ bar), naudojamo dvejopo kuro sudėties ($D/GD = 100/0; 60/40; 40/60; 20/80$), skysto kuro įpurškimo paskubos kampo ($\varphi_{inj} = -1; -4; -7; -10; -13^\circ$ alkūninio veleno pasisukimo kampas (*avpk*) iki viršutinio rimties taško – VRT) diapazonuose. Straipsnyje pateikti tik eksperimento diapazono kraštinių rezultatų duomenys ($\varphi_{inj} = -1 - -13^\circ$ *avpk* iki VRT), ($D/GD = 100/0; 20/80$). Aplinkos temperatūra $T_0 = 298$ K.

TYRIMO REZULTATAI IR JŲ APTARIMAS

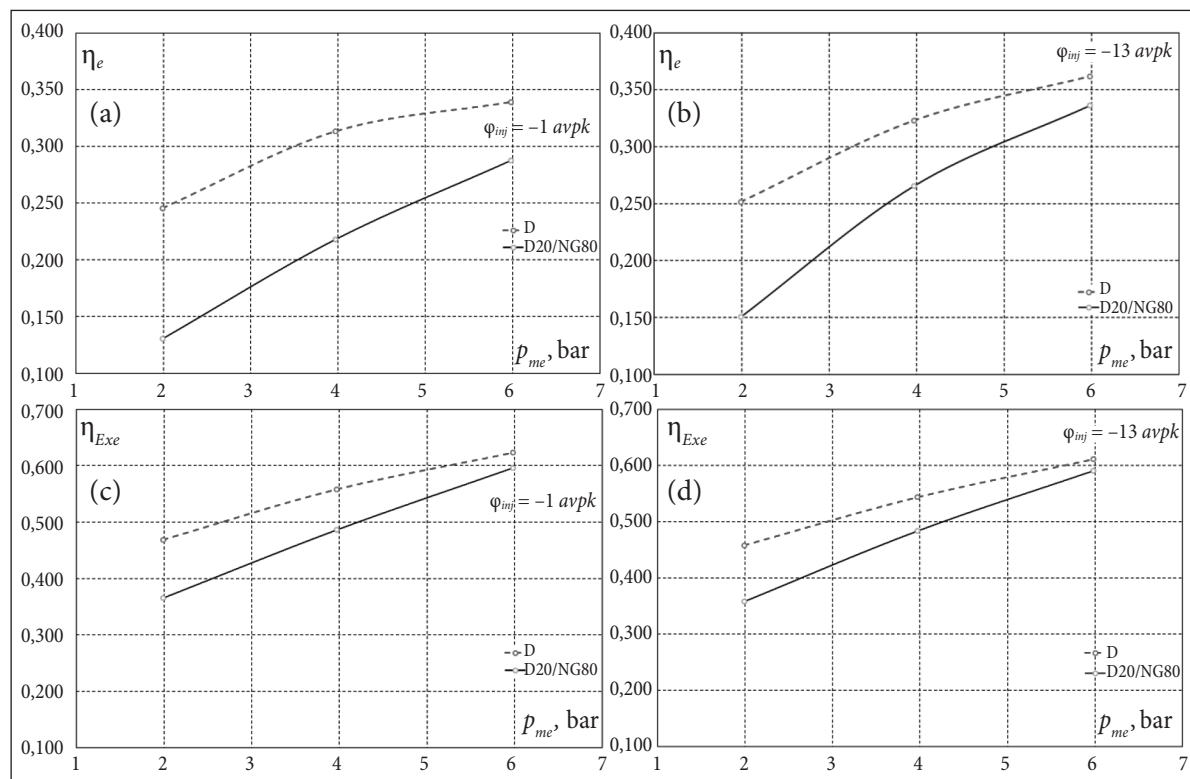
Išsamiai vertinant dvejopo kuro variklio energijos ir eksergijos balansą, atliktų skaičiavimų rezultatai parodė skirtingą energetinių dedamųjų kokybinį pasiskirstymą. Šilumos balanso vertinimas nustatė energijos persiskirstymą lyginant

su variklio veikimu naudojant dyzelinį kurą, o eksergijos balanso vertinimas parodė realiai galimą panaudoti antrinės energijos resursą, varikliui dirbant su dvejopu kuru. Pagrindiniai skaičiavimų rezultatai pateikti 3 lentelėje.

Šilumos ir eksergijos balanso efektyvus naudingumo koeficientas ($NVK \eta_e = \eta_{Exe}$) mažėja didėjant energetinei GD daliai dvejopame kure, o ypač esant žemam apkrovos režimui ($p_{me} = 1,98$ bar). Pilotinės dyzelino porcijos įpurškimo paskubos kampo paankstinimas nuo -1° *avpk* iki -13° *avpk* prieš VRT nedidele dalimi kompensuoja energetinio efektyvumo rodiklius $\eta_e = \eta_{Exe}$. Rezultatai pateikti (2 pav.).

Pateikti duomenys leidžia racionaliai derinti dvejopo kuro sudėtį jėgainei veikiant plačiame apkrovos diapazone, gaminant elektros energiją esant panašiam efektyvumui, jai funkcionuojant D: nominalios galios režimuose naudoti dvejopą kurą su kuo didesne GD dalimi, o mažos apkrovos režimuose atvirkščiai – pageidautina veikti grynu dyzelinu arba su minimalia GD dalimi.

Analogiška tendencija būdinga suminės eksergijos NVK ($\eta_{Ex\Sigma}$) pasikeitimui.



2 pav. Efektinio ir suminės eksergijos naudingumo koeficientų palyginimas, kai kogeneracinė jėgaine veikia naudodama dyzelinį ir dvejopą D/GD kurą

3 lentelė. Energijos ir eksergijos balanso skaičiavimo rezultatai

Kuras	$Q_e = E_k$	$E_{X\Sigma}$	p_{me}	$\eta E_{X\Sigma}$	Φ_{inpr} oavpk	$E_{X_{id}} + E_{X_v}$		T_t	T'_v	T''_v	Q_f	E_{X_d}	Q_{jd}	$E_{X_{id}}$	Q_{yv}	E_{X_v}	G_f	H_z	α_x	$\eta_e = \eta E_{X_e}$	I_k
	kW	kW	bar			kW	kW														
	6,28	12,0	1,99	0,469	-1	5,7	536,5	293,0	356,5	25,67	6,7	11,83	4,40	7,56	1,3	2,15	42921,7	5,4	0,245	3,26	
	12,57	22,5	3,97	0,558	-1	9,9	620,7	295,0	359,0	40,25	9,3	20,48	8,57	7,20	1,3	3,38	42921,7	3,8	0,313	5,11	
	18,85	34,8	5,98	0,623	-1	15,9	703,3	296,3	366,0	55,77	11,5	33,21	15,17	3,71	0,7	4,68	42921,7	2,9	0,339	7,08	
	6,28	11,5	1,99	0,458	-13	5,2	524,0	291,3	351,7	25,06	6,1	10,44	3,80	8,34	1,4	2,10	42921,7	5,2	0,251	3,18	
	12,57	21,2	3,97	0,544	-13	8,6	594,3	292,3	355,3	39,02	8,6	17,44	7,06	9,02	1,6	3,27	42921,7	3,6	0,323	4,95	
	18,85	31,9	5,98	0,611	-13	13,1	658,5	295,5	365,5	52,25	10,4	27,09	11,84	6,30	1,3	4,38	42921,7	2,9	0,362	6,63	
	6,28	17,5	1,99	0,365	-1	11,2	571,3	294,0	356,5	47,9	20,4	17,7	6,95	23,9	4,3	3,50	49274,7	2,9	0,131	3,82	
	12,57	27,9	3,97	0,486	-1	15,3	660,5	297,8	360,0	57,4	14,6	27,7	12,14	17,1	3,2	4,19	49276,9	2,6	0,218	4,57	
	18,85	38,8	5,98	0,596	-1	20,0	750,0	300,0	367,0	65,1	14,2	38,8	18,46	7,4	1,5	4,74	49454,0	2,3	0,288	5,15	
	6,28	14,8	1,99	0,358	-13	8,6	516,5	299,0	357,5	41,5	12,4	12,3	4,44	22,8	4,1	3,01	49546,5	3,18	0,150	3,27	
	12,57	22,7	3,97	0,483	-13	10,2	582,3	298,3	357,0	47,0	10,8	18,2	7,25	16,3	2,9	3,42	49488,0	2,95	0,265	3,71	
	18,85	32,9	5,98	0,591	-13	14,1	675,3	301,3	366,7	55,7	10,9	27,3	12,15	9,6	1,9	4,07	49338,4	2,54	0,336	4,43	

Dyzelinas

D20/GD80

$$\eta_{EX\Sigma} = \left(\frac{Ex_{id} + Ex_v + Ex_e}{Ex_f} \right); \quad (4)$$

čia $Ex_f = Q_f$ – visa su kuru ir oksidatoriumi įnešama energija.

Mažos apkrovos režimuose ($\eta_{EX\Sigma}$) reikšmė naudojant dyzeliną 0,458–0,469 yra ~22 % didesnė nei dvejoją kurą D/GD (20/80). Didelės apkrovos režimuose $\eta_{EX\Sigma}$ reikšmės skiriasi mažai: naudojant dyzeliną – 0,611–0,623, o D/GD (20/80) – 0,591–0,596. Tokiu būdu kogeneracinio ciklo bendras elektros ir šilumos energijos gaminimo efektyvumas, veikiant didele GD energetine dalimi dvejojame kure (D/GD (20/80 ir daugiau), aukštos apkrovos režimuose praktiškai nenusileidžia naudojant dyzeliną.

Kita vertus, absoliutus kogeneracinio ciklo efektyvumas, išreikštas suminės eksergijos vienetais ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$), visame ištirtame apkrovos diapazone yra reikšmingai didesnis, varikliui naudojant dvejoją kurą D/GD (20/80) (3a pav.). Palyginti su dyzelino naudojimu, didėja energetinis potencialas, išmetamųjų deginių ir aušinimo kontūro vandens, antrinės energijos panaudojimas (3b pav.).

Gautų rezultatų analizė rodo, kad esant mažesnei dinamikai pasiekiamas geresnis Ex efektas, t. y. geresnis praktinis efektas, nors η_e ir $\eta_{EX\Sigma}$ rodikliai yra prastesni.

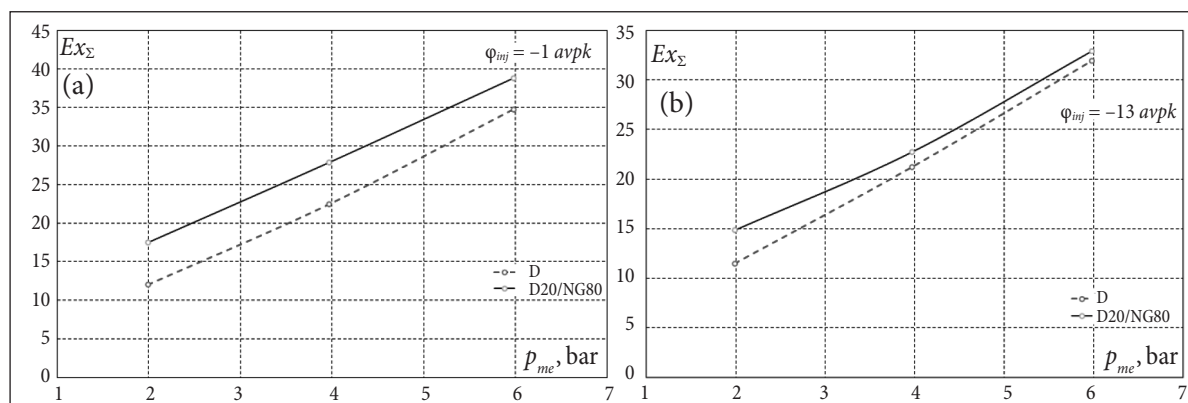
Kadangi $Ex_{\Sigma} = Ex_e + Ex_{(id+v)}$, tai Ex_{Σ} padidėjimo efektas gaunamas dėl $Ex_{(id+v)}$ didėjimo. Tai aktualu kogeneracinę jėgainę eksploatuojant šaltuoju metų sezonu.

Turint Ex_{Σ} , $\eta_{EX\Sigma}$, $Ex_{(id+v)}$ duomenis ($p_{me} = 1,98 - 5,99$ bar) ir D/GD (20/80), grafiko lauke užtikrinamos plačios galimybės parenkant lankstų ko-

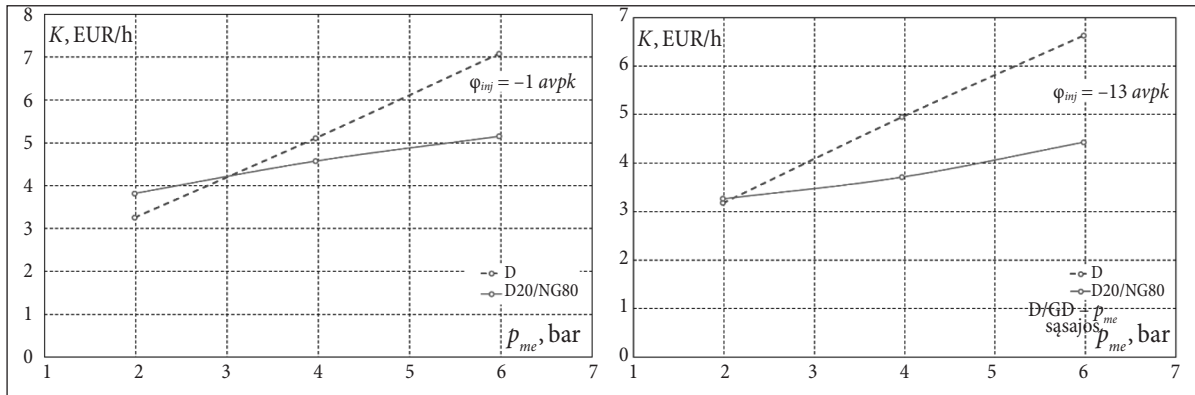
generacinės jėgainės veikimo būdą tiek D, tiek D/GD (su konvencine kuro sistema). Pavyzdžiui, šaltuoju metų laikotarpiu, kai daugiau šilumos energijos sunaudojama patalpų šildymui, racionalu nedidinant jėgainės N_e (galios elektros energijos gamybai) ją konvertuoti į D/GD, nes jėgainei naudojant dvejoją kurą D/GD smarkiai didėja $Ex_{(id+v)}$; sudaro apie 31 %.

Kogeneracinės jėgainės ekonominį rentabilumą didžiąja dalimi lemia išlaidos kurui. Jėgainės kogeneraciniame cikle remiantis nuostata, kad $p_{me} =$ tiek D, tiek D/GD, η_e kitimas yra susijęs su skirtingomis kuro sąnaudomis. Vertinant finansinę išraišką, reikia remtis D ir GD kuro kainų skirtumu. Variklį konvertuojant veikti naudojant dvejoją kurą, suminės eksergijos Ex_{Σ} ir išlaidų kurui (I_k) pasikeitimo dinamika skiriasi. Įtakos tam turi bent du veiksniai: dyzelino ir dvejojo D/GD kuro kainos kitimo santykis, kuris priklauso nuo dvejojo kuro sudėties, bei skirtinga suminės eksergijos ir kuro sąnaudų G_f pasikeitimo dinamika. Todėl dvejoju kuru veikiančios kogeneracinės jėgainės ekonominio rentabilumo vertinimui panaudota suminės eksergijos vieno vieneto kaina (K). Remiantis interneto šaltinių (degalukainos.lt ir SGdujos.lt) duomenimis, dyzelino ir gamtinių dujų kainos atitinka 1,04 EUR/l ir 0,77 EUR/m³, paskaičiuota kogeneracinio ciklo suminės eksergijos ($Ex_e + Ex_{id} + Ex_v$) vieneto kaina (K), EUR/kJ dviem atvejais: funkcionuojant D ir D/GD (20/80) (4 pav.).

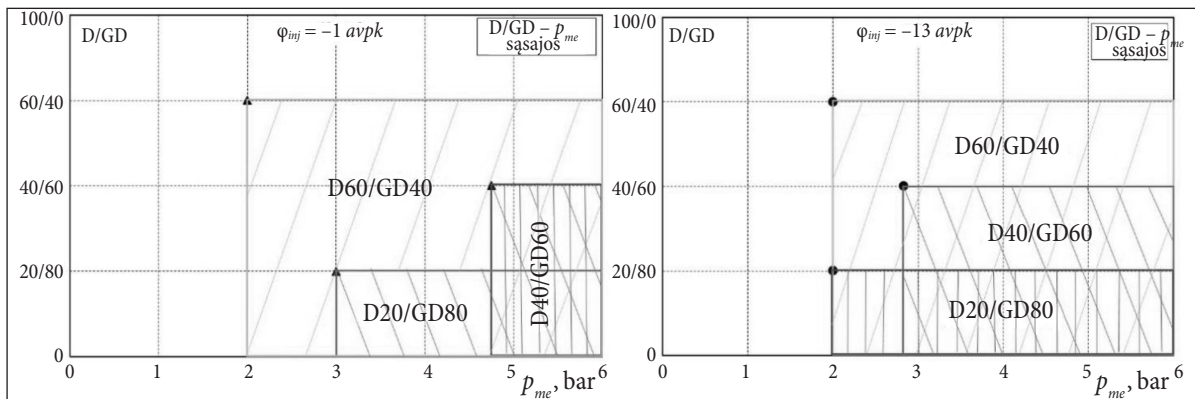
Apibendrinant (K) skaičiavimus, plačiai dvejojo kuro sudėčiai (D/GD – 100/0; 60/40; 40/60; 20/80) sudarytas ekonominio efektyvumo lauko grafikas p_{me} ir D/GD koordinatinių sistemoje (5 pav.)



3 pav. Suminės eksergijos efektyvumo palyginimas kogeneracinei jėgainei naudojant dyzeliną ir dvejoją D/GD kurą



4 pav. Suminės eksergijos vieneto kaina (K), EUR/kJ dviem atvejais: varikliui naudojant D ir D/GD (20/80)



5 pav. Suminės eksergijos vieneto kaina (K), EUR/kJ dviem atvejais: varikliui naudojant D ir D/GD (20/80)

5 pav. linijų taškų kombinacijos D/GD – p_{me} apibūdina dvejopo kuro racionalios sudėties nustatymą, kai pasiekama vienoda kogeneracinio ciklo praktinio panaudojimo suminės eksergijos vieneto kaina, atitinkanti dyzelino naudojimo atvejį. Praktiniam panaudojimui, siekiant sumažinti vartotojams tiekiamos kogeneracinio ciklo energijos savikainą, būtina rinktis D/GD – p_{me} kombinacijas, išdėstytas 5 paveiksle.

IŠVADOS

1. Kogeneracinės dyzelinės jėgainės su tradicine kuro tiekimo sistema konvertavimas veikimui naudojant dvejopą dyzelinas–gamtinės dujos (D/GD) kurą lemia reikšmingus eksergijos balanso pokyčius ir energetinių sudedamųjų, mechaninės ir šiluminės energijos persiskirstymą:

1.1. ištirtame dvejopo kuro sudėties D/GD = 100/0... 20/80 diapazone eksergijos balanso efektinis naudingumo koeficientas (η_{Exe}), charakterizuojantis energijos panaudojimo efektyvumą

elektros energijos gamybai, mažėja 7–15 % aukštos apkrovos režimuose, o esant žemai apkrovai mažėja apie 40–48 %, palyginti su D naudojimo atveju;

1.2. eksergijos balanso suminio naudingumo koeficiento ($\eta_{Ex\Sigma}$), įvertinančio elektros ir šiluminės energijos panaudojimo efektyvumą, sumažėjimas neviršija 3–4 % ir 22 % atitinkamai aukštos ir žemos jėgainės apkrovos režimuose;

1.3. mažėjant eksergijos panaudojimo efektyvumo rodikliams (η_{Exe} , $\eta_{Ex\Sigma}$), absoliutus eksergijos potencialas praktiniam panaudojimui dėl šiluminės energijos sudedamosios augimo didėja nuo 3–18 % aukštos apkrovos režimuose ir iki 14–58 % žemos apkrovos režimuose;

1.4. nustatyta, kad santykinai mažesni absoliučių eksergijos balanso rodiklių pasikeitimai, būdingi dyzelinėms jėgainėms su didesne indikatorinio proceso dinamika, leidžia kalbėti apie kogeneracinio ciklo energetinių sudedamųjų gerinimo potencialą, didinant indikatorinio proceso dinaminis rodiklius (pvz., ankstinant dyzelino įpurškimo paskubos kampą φ_{inj}).

2. Nustatyta, kad dėl dyzelino (D) ir gamtinių dujų (GD) rinkos kainų skirtumo kogeneracinės jėgainės, naudojančios dvejopą D/GD (20/80) kūrą, praktinio panaudojimo eksergijos savikaina, palyginti su D atveju, mažėja 27 % žemos ir 33 % aukštos jėgainės apkrovos, eksploatacinio režimo diapazone. Praktiniam panaudojimui, siekiant sumažinti eksploatacines išlaidas, kurui sudarytos racionalios dvejopo kuro sudėties parinkimo, priklausomai nuo jėgainės darbo režimo, diagramos ($D/GD - p_{me}$).

Pagrindiniai žymėjimai

VRT – viršutinis rimties taškas
 $avpk$ – alkūninio veleno pasukimo kampas
 φ_{inj} – kuro įpurškimo paskubos kampas
 p_{me} – vidutinis efektinis slėgis
 T_t – išmetamųjų deginių temperatūra už turbinos
 T_v' – įeinančio vandens temperatūra
 T_v'' – išeinančio vandens temperatūra
 G_f – kuro sąnaudos
 H_z – kuro žemutinė šiluminė vertė
 α_Σ – oro (oksidatoriaus) pertekliaus koeficientas
 η_{Exe} – efektinis naudingumo koeficientas
 Q_f – kuro ir oksidatoriaus degimo šiluma
 Q_{id} – išmetamųjų deginių šiluma
 Q_v – aušinimo kontūro vandens šiluma
 $\eta_{Ex\Sigma}$ – eksergijos balanso suminis naudingumo koeficientas
 Ex_Σ – dvejopo kuro kogeneracinės jėgainės suminė eksergija
 I_k – išlaidos dvejopam kurui
 K – suminės eksergijos vieneto kaina

Gauta 2019 07 04

Priimta 2019 07 30

Literatūra

1. *White Paper on transport. Roadmap to a single European transport area – Towards a competitive and resource-efficient transport system.* Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2011. 28 p.
2. Directive 2014/94/EU of the European Parliament and of the Council of 22 October 2014 on the deployment of alternative fuels infrastructure. *Official Journal of the European Union.* 2014. L 307/1.
3. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships MARPOL 73/78. Annex VI: Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships.* 2000.
4. Feidt M., Costea M. Energy and exergy analysis and optimization of combined heat and power systems. Comparison of various systems. *Energies.* 2012. Vol. 5. Iss. 9. P. 3701–3722.
5. Yousefi A., Birouk M., Guo H. An experimental and numerical study of the effect of diesel injection timing on natural gas/diesel dual-fuel combustion at low load. *Fuel.* 2017. Vol. 203. P. 642–657.
6. García Valladolid P., Tunestål P., Monsalve-Serrano J., García Martínez A., Hyvönen J. Impact of diesel pilot distribution on the ignition process of a dual fuel medium speed marine engine. *Energy Conversion and Management.* 2017. Vol. 149. P. 192–205.
7. Papagiannakis R., Rakopoulos C., Hountalas D., Rakopoulos D. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. *Fuel.* 2010. Vol. 89. P. 1397–1406.
8. Zhang C., Song J. Experimental study of co-combustion ratio on fuel consumption and emissions of NG–diesel dual-fuel heavy-duty engine equipped with a common rail injection system. *Journal of Energy Institute.* 2016. Vol. 89. P. 578–585.
9. Chen Z., Yao C., Wang Q., Han G., Dou Z., Wie H., Wang B., Liu M., Wu T. Study of cylinder-to-cylinder variation in a diesel engine fueled with diesel/methanol dual fuel. *Fuel.* 2016. Vol. 170. P. 67–76.
10. *European Environment Agency EEA Report No 13/2017. Air quality in Europe – 2017 report.*
11. Ramos da Costa Y. J., Barbosa de Lima G. A., Bezerra Filho C. R., Lima L. A. Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2012. Vol. 16. Iss. 7. P. 4651–4660.
12. Lebedevas S., Pukalskas S., Daukšys V., Rimkus A., Melaika M., Jonika L. Research on fuel efficiency and emissions of converted diesel

- engine with conventional fuel injection system for operation on natural gas. *Energies*. 2019. Vol. 12. Iss. 12. Article 2413.
13. Mollenhauer K., Tschoeke H. (eds.). *Handbook of Diesel Engines*. Springer, 2010.
14. Erofeev V. L., Zhukov V. A., Pryachin A. S. Energy and exergy approaches to assessment enhance the efficiency of heat engines. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechno-go flota imeni admirala S. O. Makarova*. 2017. Vol. 9. Iss. 5. P. 1017–1026 (in Russian).

Vygintas Daukšys, Sergėjus Lebedevas

COMPARATIVE RESEARCH OF THE DUAL-FUEL ENGINE EXERGY BALANCE

Summary

The article presents the results of diesel (D) – natural gas (GD) dual-fuel (D/GD) cogeneration cycle energy analysis for the functioning of the diesel engine “4ČN 79.5/95.5”. For the purpose of the research, a comparative analysis of the energy efficiency of the dual-fuel (D/GD) fuel-powered cogeneration cycle (exhaust gas and cooling circuit water) was used. Heat and exergy balances were tested in a wide range of load ($p_{me} = 1.98–5.99$ bar) and D/DG composition (100/0–20/80) and engine adjustment parameters. The transfer of a cogeneration diesel power plant with a conventional fuel supply system to dual-fuel diesel–natural gas (D/GD) is driven by significant changes in exergy balance and energy component, mechanical and thermal energy redistribution. Exergy balance efficiency coefficient (η_{Exe}), which characterizes the potential for efficiency in electricity production, decreases by 7–15% in high load modes, and by 40–48% during low load drops compared to D usage. Absolute exergy potential for practical use increases due to thermal energy component growth by 3–18% in high load modes and up to 14–58% in low load modes.

Keywords: diesel engine, dual fuel, exergy