

Razvoj brodskih pogonskih postrojenja i iskorištavanje otpadne topline motora s unutrašnjim izgaranjem

PERO TOMAS

1. UVOD

Pri odabiranju tipa glavnoga pogonskog stroja primarnu ulogu imaju tehničko-ekonomski pokazatelji. Visoka pouzdanost i jednostavnost rukovanja uz optimalan potrošak goriva osnovni su kriteriji. Od energetske krize 1973. nastoje se smanjiti troškovi tekućeg goriva zbog njegove skupoće i ograničenih rezervi. U bliskoj budućnosti predviđa se iskorištavanje lošije kvalitete goriva, gustoće od 0,99 i viskoznosti 5 000 s Red. I, kod 100° F, sa sadržajem sumpora od 5%, te većim sadržajem natrija i vanadija, i s koksnim brojem 15.

Ispituje se mogućnost upotrebe ugljena, bilo procesom hidriranja kojim se on pretvara u tekuće gorivo, bilo raspršivanjem i miješanjem s dizelskim gorivom. Sulzer, s jednom američkom kompanijom, eksperimentira s tekućim gorivima koja se pri temperaturi okoline dobivaju iz ugljena.

Drastičan porast cijena gorivima u 1973. stimuirao je projekt kompaktnih srednjohodnih motora velike snage, što se pokazalo kao korisno tehničko rješenje za poboljšanje ekonomije goriva. Visoka cijena gorivima nametnula je razmišljanja o tome da se pogonska parna postrojenja zamijene motornima. Uštede bi se realizirale ne samo zbog manjega specifičnog potroška goriva motora već i zbog činjenice da specifični potrošak goriva motora malo raste kod nižih snaga, za razliku od turbina. Pet godina nakon toga dolazi do nekoliko interesatnih zamjena parnog pogona motornim. Posebno se ističe zamjena na tankeru »Mobil Hawk« od 285 000 tdw, građenome 1976. i pogonjenome parnom turbinom od 26 496 kW. Namjesto turbine ugrađena su dva IHI-Pielstick srednjohodna motora 12PC4V, svaki od po 13 284 kW pri 400 o/min. Nakon temeljitih ispitivanja novi je pogon potpuno zadovoljio. Jasno je da ograničeni prostor daje prednost srednjohodnom motoru, ali je značajno da ni sporohodni motori nisu ostali izvan konkurencije. Na četiri Sea-Land kontejnera izvršena je izmjena 1978. Na svakome od njih zamijenjena je turbina od 6 624 kW Sulzer-motorom 6RND90 snage od 12 806 kW. Tom je zamjenom brzina broda povećana od 16 na 18,3 čvora, a specifični je potrošak goriva smanjen za 33% po kWh.

Ispitivanja Japanaca u razdoblju od listopada 1965. do ožujka 1971. upućuju na pouzdanost brodskih pogona. Ispitivanja su provedena na 264 motorna broda i 30 parnih brodova. Poremećaji normalnog korištenja pogona bili su ovi:

	Motorni brod	Parni brod
Srednji broj otkaza na jednom brodu	31	39,5
Prosječno godišnje stajanje broda zbog kvara glavnog stroja	5,4	2,8
Prosječna godišnja plovidba s djelomičnim gubitkom brzine broda	5,5	24,6

Prema drugim podacima, bez isticanja broja brodova, broj prosječnih godišnjih otkazivanja iznosio je za dizelski motor 10,8, a za parnu turbinu 5,4. Prosječno trajanje stajanja bilo je 5 sati i 4 minute za motor, odnosno 39 sati i 31 minuta za turbinu. Prema tome je prosječni godišnji gubitak vremena za remont spomenutih brodova bio 55 sati i 4 minute za motorni pogon, a 212 sati i 31 minuta za pogon parnom turbinom. Ti podaci potvrđuju da su na motornom brodu češći manji kvarovi, dok su oštećenja na turbinskom brodu teže prirode, što uvjetuje dulje trajanje remonta.

2. ODRAZ KRIZE GORIVA

Promjene nastale posljednjih godina u gradnji i upotrebi brodskih pogonskih strojeva bolje će se uočiti ako se osvrnemo na instalirani pogonski učin u prve tri godine ovog desetljeća.

	1970.	1971.	1972.	1973.
Motorni pogon	16,2	19	16,6	17,9
Parni pogon	8,7	10,7	10,9	12,3

Podaci su dani u tisućama kW i odnose se na kraj lipnja 1973, kad je kriza goriva najavljena. Podaci ne obuhvaćaju brodogradnju SSSR-a i Narodne Republike Kine.

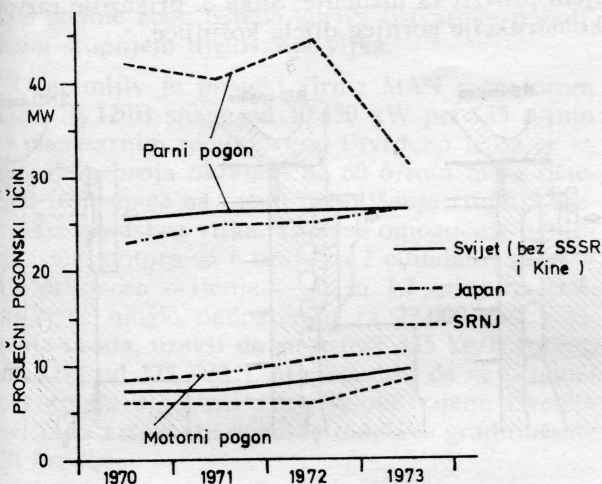
U istom je razdoblju udio motornog pogona u ukupno instaliranom pogonskom učinku iznosio:

1970.	1971.	1972.	1973.
65,0	64,1	62,6	59,3%

Vidi se da se u promatranome vremenskom razmaku smanjila postavljena snaga motornog pogona za 6%, dok je parni pogon pokazivao stalni uspon, i na kraju porastao za 6%.

Smanjenje motornog pogona uzrokovano je izgradnjom nekoliko brzih i velikih kontejnerskih brodova opremljenih turbinskim pogonom snage od 60 do 90 MW po jednom brodu. To je odlučujuće utjecalo na navedeni statistički pregled.

Razdioba prosječnog pogonskog učina motornog i parnog pogona u periodu od 1970. do lipnja 1973. prikazana je na sl. 1.



Sl. 1.

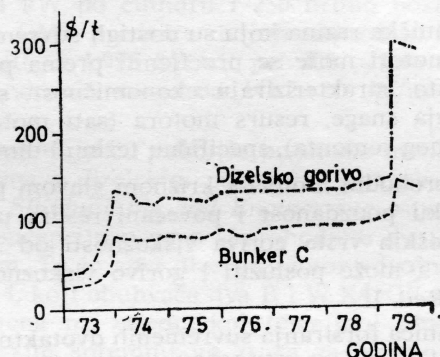
Očito je da je prosječni instalirani učin turbinskog pogona u svjetskoj brodogradnji bio gotovo konstantan, i iznosio je cca 26 MW, dok je prosječni instalirani učin motornog pogona dosegao cca 10 MW, naprama 7 MW u 1970. godini.

U brodogradnji Savezne Republike Njemačke dizelski motori se ugrađuju za područje snaga od 15 do 25 MW, dok se za više od 25 MW upotrebljavaju samo parne turbine. Najveći učin motornog pogona je 23,5 MW. Najmanji učin turbinskog pogona je 17,7 MW, a najveći iznosi 44,1 MW.

U japanskoj su brodogradnji odnosi drukčiji; najveći učin motora je 29,4 MW, dok je najmanji učin pogona parnom turbinom 18 MW, a najveći 36,7 MW.

Dramatično povećanje cijena gorivima izmijenilo je pokazatelje optimalne ravnoteže između početnih i pogonskih troškova. Današnja je situacija mnogo teža. Na sl. 2. prikazano je kretanje cijena od lipnja 1973. do danas. Centralno mjesto u troškovima zauzimaju gorivo i ulje. Prema nedavnoj procjeni porast cijena gorivima povećao je udio troškova u ekonomiji iskorištavanja broda za iznos od 30% u usporedbi sa cca 10%, koliko su iznosili prije krizne 1973. godine.

Uspoređujući specifične potroške goriva dizelskog motora, parne turbine i plinske turbine s obzirom na opterećenje, vidi se da je krivulja specifičnog potroška goriva motora više položena, što daje široku mogućnost promjene opterećenja bez znatnog poremećaja specifičnog potroška goriva.



Sl. 2.

Visoke specifične snage, reducirane dimenzije i težina, mogućnost upotrebe lošijih vrsta goriva, najbolja toplinska iskoristivost te iskorištavanje topline ispušnih plinova, stavljaju dizelske motore na prvo mjesto u usporedbi s drugim pogonskim strojevima. Dovoljno je navesti da se u razdoblju od 1960. do 1980. dizelskim motorom promjera cilindra 900 Ø, od početnih 1472 kW dostiglo 2650 kW po cilindru, a specifični se potrošak goriva smanjio od 210 g/kWh na 198 g/kWh.

Te se činjenice odražavaju u broju izgrađenih motornih brodova, što je prikazano u tablici 1.

Vrsta pogona	Broj brodova	Pogonski učin kW	%	1977.			1978.		
				Broj brodova	Pogonski učin kW	%	Broj brodova	Pogonski učin kW	%
Sporohodni motori	627	6 322 756	65,22	534	5 331 950	57,78			
Ostali motori	376	2 513 184	19,10	522	3 021 035	32,74			
Parne turbine	50	1 382 426	14,26	32	858 912	9,31			
Plinske turbine	5	137 411	1,42	2	15 385	0,17			
Ukupno:	1 058	9 692 296	100	1 090	9 227 282	100			

Prevlast dizelskih motora uočljivija je na osnovi broja instalacija. Taj odnos u 1977. je 94,8 : 4,72 : 0,47, a u 1978. još je povoljniji za motore, i iznosi 96,7 : 2,94 : 0,18. Tablica se odnosi na brodove od 2 000 tdw i više.

Povećanje udjela motornih brodova u Japanu još je više naglašeno jer se znatno smanjila gradnja supertankera, na kojima su prije postavljane parne turbine. U jesen 1977. narudžbe brodova s motornim pogonom iznosile su 91%.

Upotrebu parnih turbina na brodovima ilustriraju ovi podaci: u svjetskoj brodogradnji svaki 20-i izgrađeni brod, u japanskoj brodogradnji svaki 42-i, a u brodogradnji Savezne Republike Njemačke svaki 55-i brod.

U 1977. porastao je broj brodova s pogonskim strojevima male i srednje snage. Ako je 1975. srednja snaga motora bila 9 274 kW, ona je u 1977. bila 7 691 kW. To se donekle objašnjava smanjenom gradnjom tankera, a s druge strane, poboljšanjem stupnja djelovanja broskog vijka, a u više slučajeva i prijelazom na niže brzine broda. Sve je to povezano sa smanjenjem potrošnje goriva.

3. NOVA RJEŠENJA U GRADNJI MOTORA

Tehnička razina koju su dostigli suvremeni dizelski motori može se procijeniti prema parametrima što karakteriziraju ekonomičnost, stupanj forsiranja snage, resurs motora (sati motora do generalnog remonta), specifičnu težinu i dimenzije.

Sporohodni motori s križnom glavom postigli su visoku pouzdanost i povećani resurs uz upotrebu teških vrsta goriva viskoznosti od 3 500 s Red. I, a može poslužiti i gorivo viskoznosti od 6 000 s Red. I.

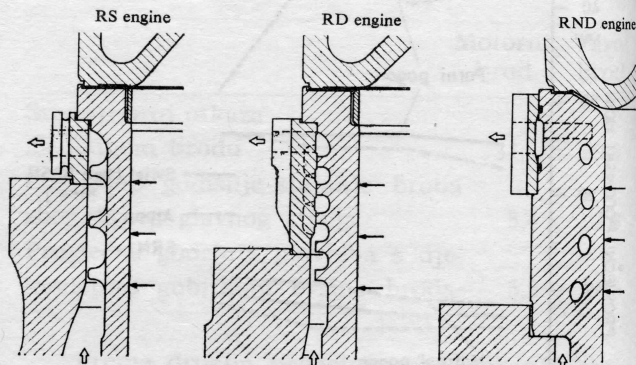
Granica forsiranja suvremenih dvotaktnih sporohodnih motora je $100 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$ sa srednjim efektivnim tlakom do 13,8 bar. Firma Götaverken, nakon izvedenih ispitivanja, najavila je mogućnost gradnje do 51 520 kW uz $p_e = 18 \text{ bar}$.

Pri gradnji motora velikih snaga trebalo je riješiti složeni zadatak osiguranja čvrstoće i radne sposobnosti velikih detalja podvrgnutih visokim termičkim i mehaničkim opterećenjima. S porastom dimenzija motora proporcionalno se povećava debljina stijenke u prostoru izgaranja, posebno glave cilindra i stapa. Zbog većeg otpora provođenju topline znatno rastu toplinska naprezanja stijenki. Zato su bila potrebna nova konstrukcijska rješenja detalja sklopa cilindra i stapa, te glave cilindra velikih motora. Dno stapa i glava cilindra u dodiru su s vrelim plinovima, pa se zbog smanjenja otpora provođenju topline izvode s relativno tankim stijenkama. Osiguranje potrebne čvrstoće pri visokim tlakovima postiže se podupiranjem odgovarajućim deformiranim rebrima i potpornim umecima. Zbog toga je kod motora RND90 maksimalno mehaničko naprezanje dna glave cilindra smanjeno 38%, a termička su naprezanja 10% manja u usporedbi s motorom RD90.

Motori s velikim promjerom cilindra, a i oni s manjim, ali s velikim forsiranjem snage, zahtijevaju intenzifikaciju hlađenja detalja sklopa cilindra i stapa. To se postiže ne samo prelazom na vodeno hlađenje stapa već i novom izvedbom hlađenja, tj. provrtima za protok rashladne vode u gornjim predjelima košuljice. Osim toga, povećanje koeficijenta viška zraka pridonosi efikasnijem odvođenju topline. Intenzifikacija hlađenja i povećanje količine zraka omogućili su da se tempera-

tura ispušnih plinova održava na $400 - 500^\circ\text{C}$, a temperatura stapa u predjelu gornjega stapnog prstena snižena je do neobično niskih vrijednosti, od 100 do 150°C .

Sulzer je odustao od rebraste konstrukcije košuljice u njezinu gornjem dijelu i umetnute unutrašnje obloge, prešao je na konstrukciju u kojoj je taj dio košuljice zadebljan i u kojem su napravljeni provrti za hlađenje. Slika 3. prikazuje razvoj konstrukcije gornjeg dijela košuljice.



Sl. 3.

Zbog nove konstrukcije, temperatura najzagrijanijeg dijela cilindra motora RND 105 (2 944 kW) smanjena je s 290°C na 230°C , a u predjelu gornjeg prstena od 200°C na 150°C .

Situacija s gorivom postaje sve lošija, te su svi naponi usmjereni na njegovu uštedu. To se ne postiže samo smanjenjem potroška goriva samog motora, već i smanjujući broj okretaja broskog vijka, zbog čega se poboljšava njegov stupanj djelovanja. S promjenom odnosa S/D mijenja se srednja stapna brzina uz nepromijenjen broj okretaja. Zbog postizanja povoljnog stupnja forsiranja snage ili stupnja opterećenja motora

$$k = Z p_e C_{sr} \cdot 10^5 \text{ [W/m}^2\text{]},$$

odnos S/D kod motora s malim brojem okretaja je veći, dok je kod motora s većim brojem okretaja, zbog sniženja C_{sr} i toplinskog opterećenja cilindra, odnos S/D manji, pa se zato smanjuje i visina motora.

Mogućnost smanjenja broja okretaja privlačna je za ekonomiju broda. Doduše, to nije diktiralo znatan gubitak snage, jer se to nadoknadilo neznatno većim srednjim efektivnim tlakom.

Sporohodni dvotaktni motori ponekad rade u području broja okretaja pri kojem se ne može ostvariti najbolji stupanj propulzije u cjelini. Smanjenje broja okretaja moguće je na razne načine. Tako, povećala li se srednji efektivni tlak, pri istoj snazi i približno istom toplinskom opterećenju, moguće je smanjiti broj okretaja. Odnedavno mnogo se susreće izvedba motora s duljim stapajem. Tu se toplinsko opterećenje malo mijenja jer veličine p_e i C_{sr} ostaju iste uz smanjeni broj okretaja.

Ispituju se i mogućnosti upotrebe planetarnog reduktora za sporohodne motore. *Mitsubishi Heavy Industries* razvija pogonsko postrojenje sa sporohodnim motorom proizvodnje Sulzer i reduktorom, sve u jednoj cjelini. Prijenosom će se smanjiti i onako malen broj okretaja motora, te će se, na taj način, ostvariti optimalan broj okretaja brodskog vijka. Očekuje se da će troškovi za dodatne investicije reduktora biti amortizirani za 2 do 3 godine zbog uštede goriva ostvarene poboljšanim stupnjem djelovanja vijka.

Zanimljiv je projekt firme MAN s motorom K7SZ 70/120B snage od 10 650 kW pri 145 o/min i s planetarnim reduktorom. Utvrđeno je da se sa sniženjem broja okretaja na 60 o/min može uštedjeti 16% snage na račun poboljšanja stupnja djelovanja brodskog vijka. Time se omogućuje ugradnja istog motora sa 6 umjesto 7 cilindara. Investicije prijenosa ocijenjene su sa 1,7 milijuna DM, što bi se moglo nadoknaditi za 27 000 sati korištenja broda, uzevši da se uštedi 355 kg/h goriva, po cijeni od 175 DM/t. Moguće je i da se produži rok otplate troškova zbog visoke cijene izvedbe završetka krme, što donekle zadržava gradnju sličnih brodova.

Tendencija sniženja snage glavnih motora transportnih brodova diktirala je proizvodnju sporohodnih motora s malim promjerom cilindra, od 450 do 650 mm, a jednako tako i proizvodnju srednjohodnih motora treće generacije, koji će osigurati područje snaga od 5 150 do 8 830 kW.

U više slučajeva dadu se ostvariti motori nevelikih snaga smanjivši broj cilindara bez promjene dimenzija. Tako je Sulzer proizveo 4-cilindrični motor serije RND68M i snage od 5 594 kW pri 150 o/min koji je tržište vrlo dobro prihvatilo.

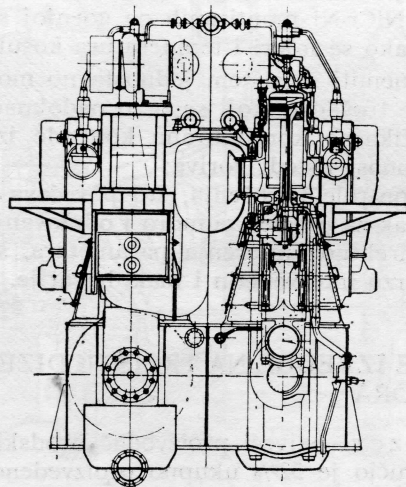
Nova rješenja usmjerena su na pojednostavljenje konstrukcije, olakšavanje posluživanja motora i sniženje specifičnog potroška goriva i ulja.

Povećanje snage po cilindru ostvaruje se u osnovi uvođenjem dvostepenog nabijanja. Od 1974. se na ribarskom brodu japanske gradnje upotrebljava 4-taktni srednjohodni motor s dvostepenim nabijanjem i srednjim efektivnim tlakom od 28,3 bar. Uvođenje dvostepenog nabijanja poboljšalo je specifičnu težinu motora, ali je istodobno nametnulo problem visokih toplinskih i dinamičkih opterećenja sklopa cilindra i stapa. Rješenje tih problema je u pojačanom hlađenju detalja prostora izgaranja, regulaciji izmjene punjenja i u smanjenju stupnja kompresije.

Naime, postoji mogućnost da se poveća snaga cilindra, a da se ne prekorače određena termička naprezanja i maksimalni tlak izgaranja. To se postiže porastom tlaka turbopuhala i smanjenjem porasta tlaka u cilindru. Ima raznih rješenja za upotrebu niskog stupnja kompresije kod 4-taktnih srednjohodnih i brzohodnih motora. Spominjemo SEMT-Pielstick i Hyperbar sisteme. Kod motora s niskim stupnjem kompresije neophodan je uređaj, koji olakšava upućivanje i rad motora pri djelomičnim režimima rada.

Četverotaktni srednjohodni motori postigli su veliki uspjeh na tržištu zbog svojstvenih karakteristika, kao što su mala specifična težina, manja visina i relativna sloboda pri izboru broja okretaja brodskog vijka. S druge strane, dvotaktni sporohodni motori s križnom glavom manje su fleksibilni u izboru broja okretaja, ali su im pogonski troškovi manji i lakše se održavaju. Firma *Grandi Motori Trieste* je razvojem motora s križnom glavom i kratkim stapajem, prikladnim za indirektan pogon preko prijenosa, kompromisno riješila spomenute prednosti. Razvoj motora CC 600 omogućio je snažnu koncentraciju snage po cilindru, a prema postignutim p_c , C_{sr} i P_{max} zadovoljava tehničke zahtjeve suvremenog razvoja gradnje motora. Nakon izvrsnih rezultata, koje je motor CC 600 sa 1 214 kW po cilindru i 250 o/min postigao u pogonu, GMT predviđa daljnji napredak, koji će rezultirati sa 1 996 kW/cil pri 300 o/min uz stupanj forsiranja snage od $141,2 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$.

U pokušaju da poboljša pogonske troškove na brodovima s dizelskim pogonom, japanska firma *Hitachi Shipbuilding and Engineering* ostvarila je novu koncepciju pogona sporohodnim dvotaktnim motorom. To je novi dizelski motor »dvojnog bloka«, sl. 4, koji obuhvaća dva B i W K45GF motora, postavljena na zajedničkoj temeljnoj ploči i sa zajedničkim spremnikom zraka za ispiranje. Motori preko prijenosa pogone jedan brodski vijak s čvrstim krilima. Tvrdi se da će se tom izvedbom uštedjeti 30% goriva. Ušteda će se ostvariti prvenstveno upotrebom sporohodnog motora s prijenosom, koji pogoni vijak velikog promjera s malim brojem okretaja. Uštedi će također pridonijeti i izbor niskotlačnog sistema iskorištavanja otpadne topline i nova izvedba kormilarskog mehanizma. Upotrebom takve sheme poboljšan je stupanj djelovanja propulzije. Osim toga, smanjeni su težina i dimenzije motora, te je više iskoristivog prostora za teret. Upotreba dvotaktnog motora s križnom glavom omogućuje izgaranje goriva lošije kvalitete. Ušteda je raspodijeljena tako da se samo od glavnoga pogonskog sistema očekuje 20%, a daljnjih 6,5% ostvaruje se upotrebom niskotlač-



Sl. 4.

nog sistema iskorištavanja otpadne topline, koji ima mnogo bolji učin od konvencionalnoga, koji radi s većim tlakom.

Niskotlačni sistem proizvodi više pare pri iskorištavanju ispušnih plinova i sve potrebe električne energije za vrijeme plovidbe podmiruje turbogenerator priključen na sistem iskorištavanja otpadne topline. Preostala ušteda od 3,5% ostvarena je pomoću novoga kormilarskog uređaja, kod kojeg se elektronički izravno upravlja zakretnim motorom, umjesto uobičajenog upravljanja hidrauličkim telemotorom. Na taj način se direktno eliminira otklon kormila i »mrtvo područje« djelovanja kormilarskog uređaja. Zbog stabilnijeg kursa gubitak pogonske snage je smanjen.

Početak 1978. najavljeno je da će nakon dvije godine razvoja i gradnje uslijediti ispitivanje prve proizvedene jedinice s dvojnim blokom. Stroj s dva motora 6K45GF razvija 7 690 kW pri 80 o/min. Prilikom ispitivanja pri punom opterećenju postignuto je 198,5 g/kWh dok je za istu izvedbu s impulsnim nabijanjem ostvaren potrošak goriva od 216,2 g/kWh.

Prvi brod na kojem je nedavno primijenjen motor s dvojnim blokom bio je tanker za prevoz kemikalija od 42 000 tdw.

Ušteda energije u motornom pogonu daje se postići uz pomoć sistema preventivnog održavanja. Sistemi koji u pogonu prate stanje motora (»condition monitoring«) upućuju na održavanje motora onda kada to zahtijevaju određeni uvjeti, a ne unutar fiksnih rokova, što pridonosi uštedi troškova održavanja. Korporacija ASEA je patentirala sistem CYLDET (Cylinder pressure monitoring and condition detection), montiran na brojnim brodovima, koji pomoću posebnih mjernih pretvarača omogućuje mjerenje tlaka izgaranja u cilindru, stanje istrošenosti, temperaturu i istrošenje košuljice i stanje stapnih prstena. Sistem CylDET može se korisno povezati s računarom za obradu podataka. Također se podaci prenose teleksom, računarima u tehničkom uredu poduzeća. Različiti mjerni pretvarači čine jednu modulnu jedinicu montiranu u blizini samog cilindra. Stanje istrošenosti (scuffing) mjeri se pomoću termopara od NiCr-Ni montiranih na gornjoj strani cilindra. Tako se mjeri i temperatura košuljice.

Spomenuti se sistem jednostavno montira uz umjerenе troškove, koji se brzo nadoknade zbog:

- efikasne kontinuirane kontrole izgaranja, što pridonosi uštedi goriva;
- kontrole istrošenja, što povećava vremenski razmak za pregled cilindra i održavanje;
- direktnog mjerenja parametara, što omogućuje brzu intervenciju i male havarije.

4. NOVE IZVEDBE NA TRŽIŠTU DIZELSKOG MOTORA

Sulzer, najveći proizvođač brodskih motora, isporučio je 52% ukupno proizvedenog učina sporohodnih motora i 7,47% ukupnog učina srednjohodnih motora u 1978. godini.

Da bi se što bolje uočio razvoj Sulzerove proizvodnje sporohodnih motora, osvrnut ćemo se na najvažnije komponente serije RND-M, lansirane 1976.

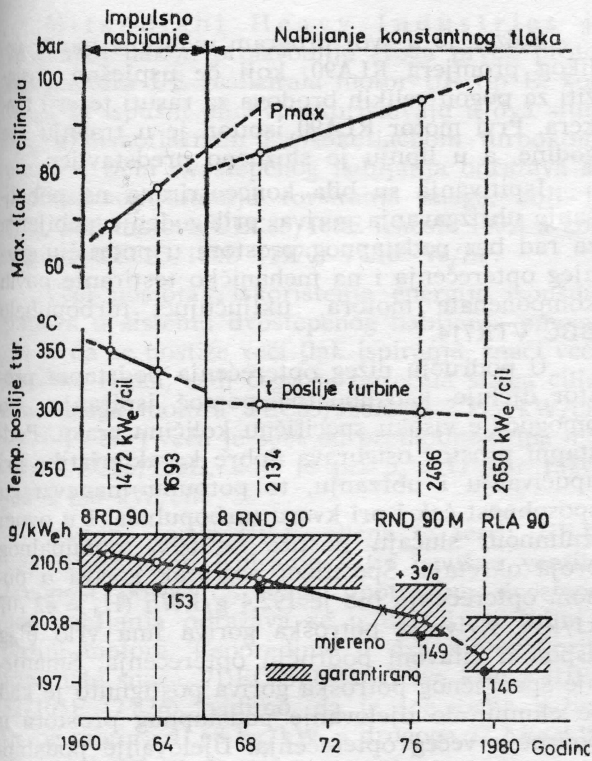
Serijski RND-M motora zadržala je iste osnovne karakteristike serije RND, kao što su: nabijanje s turbinom konstantnog tlaka, obrnuto ispiranje, košuljica cilindra s provrtima za hlađenje, stap hlađen vodom, križna glava s dvostrukom vodilicom, polusastavljena koljenasta osovin, cjelovito postolje s pripojenim odzivnim blokom i pneumatsko upravljanje motorom. Glavni efekt rekonstruiranog motora RND-M je povećanje specifične snage po cilindru za 15% u usporedbi sa starijim tipom motora uz ista termička naprezanja, veću pouzdanost i održivost motora što i označava sufiks M. Zbog svega toga izvedene su ove značajnije konstrukcijske izmjene: glava cilindra s provrtima za hlađenje napravljena je od jednog komada, rekonstruiran je prostor izgaranja, poboljšana je sistem ubrizgavanja goriva, konstruiran je novi sistem podmazivanja cilindra s akumulatorom, upotrebljeno je turbopuhalo visokog učina, ostvarena je mogućnost čišćenja hladnjaka u pogonu ubrizgavanjem tvari za otapanje nečistoća i visokotlačno podmazivanje ležaja križne glave. Sistem podmazivanja dobavlja ulje u malim količinama, a dobavom upravlja kolebanje tlaka plinova u cilindru. Akumulator je priključen na svaki otvor košuljice i osigurava konstantan tlak ulja pred otvorom koji se automatski regulira prema odgovarajućem tlaku ispiranja. Na taj način je osigurano ubrizgavanje ulja na površinu košuljice niske temperature, čime se izbjegava suvišan potrošak i izgaranje ulja.

Dok je motor RND 90 davao 2 135 kW/cil., motor RND 90M ima 2 465 kW/cil. pri 122 o/min.

Motori RND-M pokazali su sjajne rezultate u pogonu. Predskazana viša sigurnost i pouzdanost komponenata motora RND-M, usprkos povećanoj snazi po cilindru, potvrđena je u praksi. Istrošenje košuljica cilindra iznosilo je od 0,05 do 0,2 mm za 1 000 sati. Onečišćenje raspore je reducirano na minimum usprkos upotrebi teškog goriva lošijih kvaliteta. Na sl. 5. prikazan je razvoj motora od 900 Ø u razdoblju od 1961. do 1980. Vidi se da je u tom periodu snaga po cilindru porasla 80%, a potrošak goriva se smanjio 5,8%.

Godine 1978. izgrađen je priličan broj velikih kontejnerskih brodova. Na »S. A. Winterberg«, nosivosti od 47 000 tdw, pogon je riješen dvama motorima 8RND90M, svaki od 19 725 kW pri 122 o/min. U posljednjem kvartalu 1978. porinut je brod »Boogabilla« od 31 500 tdw, koji je postigao 22 čvora s motorom 9RND90M snage od 22 190 kW.

Tipičan predstavnik nove generacije Sulzerovih motora je dvotaktni motor RLA 56 s križnom glavom. Taj motor manje snage po cilindru zapravo je produženje programa motora RND-M. Razvoj motora RLA 56 i potvrđene dobre karakteristike u pogonu nastavak su velikog iskustva



Sl. 5.

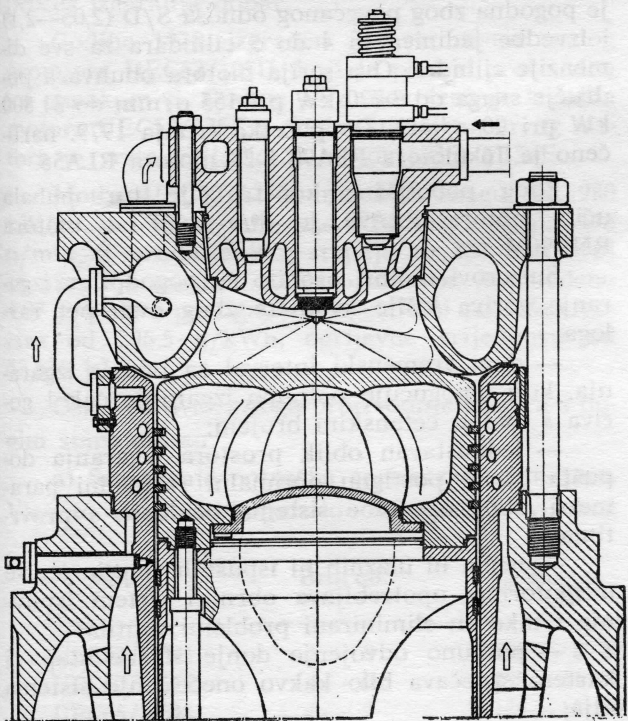
s vrlo uspješnim serijama motora RND i RND-M, kojih je osnovne konstrukcijske karakteristike i zadržao. Primjerena važnost poklonjena je razvoju ovog tipa motora, unatoč njegovim malim dimenzijama. Primijenjena su nova konstrukcijska rješenja kako bi se proizveo konkurentan motor na tržištu, a pri tome je trebalo zadržati ili, bolje rečeno, poboljšati dobro poznatu pouz-

danost i jednostavnost u rukovanju kod prethodnih serija.

Ovim motorom Sulzer je potpuno zadovoljio zahtjev tržišta za motorom malog promjera, dugog stapaja i ekonomičnog broja okretaja. Motor RLA 56 sa stapajem 1150 mm i 155 o/min daje 930 kW/cil., a sa 170 o/min — 985 kW/cil. Te dvije izvedbe pokrile su vrlo važno područje snaga od 3 720 do 7 880 kW, ispod snaga serija RND i RND-M. Nabijanje turbinom konstantnog tlaka, koje je postiglo veliki uspjeh kod RND-serije uvedeno je i kod motora RLA 56. Izvedeno u seriji s podstapnim prostorom, osigurava 60% raspoložive snage u slučaju kvara turbopuhala. Relativno dugi stapaj pridonosi ekonomiji goriva, a mogućnost upotrebe goriva lošije kvalitete više još naglašava uspješnu izvedbu s obzirom na proizvedenu snagu cilindra. Zanimljivo je spomenuti da je specifična karakteristika motora RLA 56 potpuno ekvivalentna onoj u RND-M, tj. srednji je efektivni tlak približno jednak, i iznosi 12,5 bar. Preporučena je upotreba goriva 3 500 s Red. I pri 100°F, ali je prihvatljivo i ono viskoznosti 6 000 s Red. I pri 100°F.

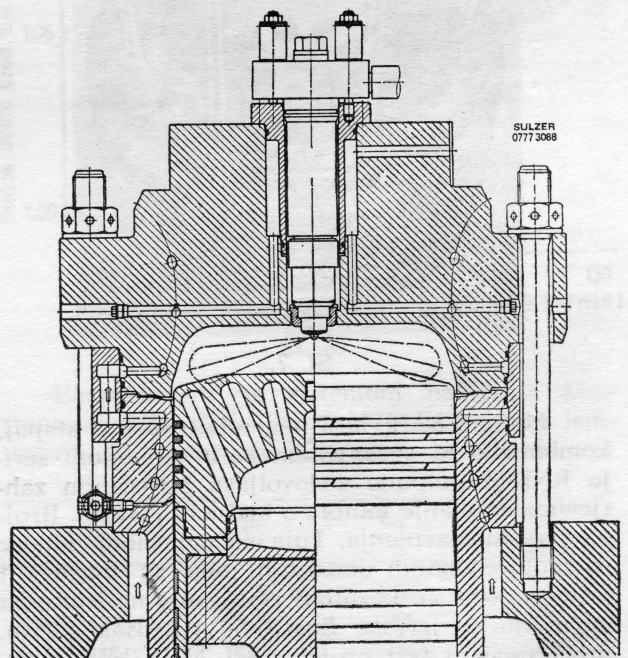
Prema tvrdnji proizvođača, zbog golemog napretka u razvoju ulja za podmazivanje i činjenice da je prostor izgaranja konstrukcijski potpuno odijeljen od kartera, te da je primijenjen novi sistem podmazivanja cilindra, može se očekivati da će pri radu s teškim gorivima loše kvalitete biti samo nešto malo nepovoljniji efekt u usporedbi sa skupljim dizelskim gorivom.

Osnovne karakteristike motora RND-M su zadržane, a bitnije nove karakteristike su ove: nova konstrukcija temeljne ploče s ugrađenim odzivnim blokom što omogućuje krajnje kom-



RND

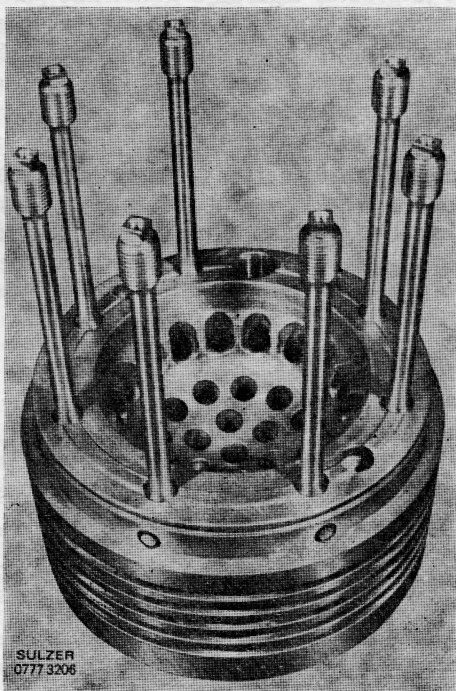
Sl. 6.



RLA 56

paktnu konstrukciju i uštedu na duljini motora, nova konstrukcija stupova u obliku homogenog kućišta, prijenos na razvodnu osovinu je na kraju koljenaste osovine za sve izvedbe od 4 do 8 cilindara, plašt je cilindra izveden u bloku za dva i tri cilindra, što pridonosi manjoj dimenziji motora, glava stapa s provrtima za hlađenje. Karakteristične značajke komponenata koje okružuju prostor izgaranja vide se na sl. 6.

Kao i kod RND-stapa, rashladni je prostor glave do polovice ispunjen rashladnom vodom, pa se ubrzanjem i usporanjem stapa stvara povoljan efekt miješanja, što pridonosi vrlo dobrom odvođenju topline. Novom konstrukcijom, temperature su glave stapa smanjene u usporedbi s prethodnim konstrukcijama, što je potvrđeno eksperimentom na specijalno bušenoj glavi stapa testiranoj na RND68M, sl. 7. Prvi motori RLA56 pokazali su izvrsne rezultate. Radne karakteristike i potrošak goriva nadmašili su očekivanja, i pružili su dokaz o valjanosti odabranih termodinamičkih parametara i vrste ispiranja. Uzevši u obzir činjenicu da je motor RLA56 malih dimenzija, onda je za motor s križnom glavom ostvareni potrošak goriva uistinu iznenađujuće nizak.



Sl. 7.

Motor RLA56, koji ima relativno dug stapaj, kombiniran sa specifičnom karakteristikom serije RND-M potpuno zadovoljava povećanim zahtjevima za manje motore s križnom glavom. Brojna pojednostavnjenja, koja se uglavnom odnose na motore manjih dimenzija, bila su moguća i primijenjena su. Rezultati ispitivanja na ispitnom stolu bili su izvrsni. Specifični potrošak goriva, proračunan u fazi projekta od 207 g/kWh s gorivom 42 630 kJ/kg, poboljšan je i iznosio je 205,9 g/kWh.

Sulzer je u svoj program uvrstio i motor velikog promjera RLA90, koji će uspješno služiti za pogon velikih brodova za rasuti teret i tankera. Prvi motor RLA90 ispitan je u travnju ove godine, a u lipnju je službeno predstavljen.

Ispitivanja su bila koncentrirana na poboljšanje ubrizgavanja goriva, prilagođenje nabijanja za rad bez podstapnog prostora u području gornjeg opterećenja i na mehaničko testiranje novih komponenata motora, uključujući turbopuhalo BBC VTR714.

U području nižeg opterećenja podstapni prostor djeluje kao dodatna pomoć ispiranju, što omogućuje visoku specifičnu količinu zraka. Podstapni prostor osigurava dobre karakteristike pri upućivanju i ubrzanju, te potpunu manevarsku sposobnost čak i pri kvaru turbopuhala. I u ovom iznimnom slučaju postiže se 60% nominalnog broja okretaja. Specifični potrošak goriva u punom opterećenju bio je 192,4 g/kWh ($H_d = 42\,707$ kJ/kg). Krivoljka potroška goriva ima vrlo blag uspon u čitavom području opterećenja. Smanjenje specifičnog potroška goriva postignuto je kad se eliminiralo djelovanje podstapnog prostora u području većeg opterećenja. Djelovanje podstapnog prostora automatski se isključuje, otvara se ventil s rotacionom zaklopkom i donja strana stapa istiskuje zrak u zajednički kanal resivera. Ostvarena je povećana ekonomičnost s istom uzdanošću i pogonskom sigurnošću motora.

Motor RLA90 razvija snagu od 2 650 kW/cil. pri 98 o/min, a 2 500 kW/cil. pri 90 o/min. Ovi motori proizvode se s 4 do 12 cilindara.

Serijska RLA, s promjerom cilindra 560, 660 i 900 mm, ima vlastite posebne prednosti. Za instalacije gdje se zahtijeva mali broj okretaja je pogodna zbog povećanog odnosa S/D (2,05–2,1) i izvedbe jedinica sa 4 do 5 cilindara za sve dimenzije cilindra. Ova serija motora obuhvaća područje snaga od 3 720 kW pri 155 o/min do 31 800 kW pri 90 o/min. Do početka srpnja 1979. naručeno je 16 motora RLA90 i 28 motora RLA56.

Zbog poboljšane konstrukcije turbopuhala učin motora RLA90 je 7% veći od motora RND90M.

Sulzerovi motori osobito su pogodni za izgaranje goriva lošije kvalitete zbog ovih pet razloga:

- dugi vremenski interval za proces izgaranja, koji omogućuje potpuno izgaranje čak i goriva s malim cetanskim brojem;
- jednostavan oblik prostora izgaranja dopušta da se postignu optimalni rashladni parametri, zbog upotrebe sistema hlađenja s provrtima;
- nema ni ulaznih ni ispušnih ventila jer se u motorima upotrebljava obrnuti sistem ispiranja i tako su eliminirani problemi ventila;
- potpuno odvojenje donje strane stapa i kartera sprečava bilo kakvo onečišćenje sistema ulja;
- novi sistem podmazivanja cilindra osigurava ekonomičnu upotrebu ulja.

Mitsubishi Heavy Industries je 20 godina nakon proizvodnje svoga prvog prototipa motora UE realizirala motor UE tip E, kod kojeg se ispušni plinovi iskorištavaju u dva stupnja, u niskotlačnom i visokotlačnom turbokompresoru. Učin dvostepenog nabijanja odražava se u povećanom stupnju forsiranja snage, koji je 1978. kod motora UEC85/180E iznosio 100,4 a kod motora UEC85/180D (1970) 77.10^5 W/m².

Veći postotak iskorištenja energije ispušnih plinova u sistemu dvostepenog nabijanja omogućio je da se postiže veći tlak ispiranja, znači veća količina zraka, radi čega se povećala snaga cilindra. Snaga motora UEC85/180E je 2 795 kW/cil. ($p_e = 14$ bar) veća je 30% od prethodnog tipa motora UEC85/180D, koji je pri $p_e = 11$ bar razvijao 2 150 kW/cil.

Izvedba serije UE-E slična je seriji UE-D, ima istosmjerno ispiranje i tri ispušna ventila. Prednost povećanja snage upotrebom dvostepenog nabijanja odražava se u uštedi na težini i dužini motora. Usporedimo li dva motora približno iste snage, 7UEC65/135D (7 796 kW) i 8UEC52/105E (7 826), vidimo da je specifična težina prvog motora 41,68 kg/kW, a drugoga 27,2 kg/kW, tj. ona je 34,7% manja.

Hlađenje sjedišta ispušnih ventila karakteristično za D-seriju zadržano je i kod E-serije. Jedna od prednosti dvostepenog nabijanja jest veći protok zraka, čime se postiže rashladni učin, pa je kod motora serije E maksimalna temperatura pladnja ispušnog ventila ostala kao kod D-serije, 550°C, iako je novom modelu srednji efektivni tlak veći. Znači da je toplinsko opterećenje motora smanjeno. Potrebno je istaknuti da je zbog povećanog protoka zraka i većeg tlaka ispiranja proces izgaranja dobar.

Godine 1975. izgrađen je prvi motor malog promjera UEC52/105D, koji je poslije proizveden i s oznakom E. Godine 1978. dovršena je izvedba motora UEC52/125E s dugim stapajem, prvog motora te vrste. Slijedio je motor UEC60/150E.

Motor UEC52/125E ima istu snagu, od 980 kW/cil. pri 150 o/min, kao i UEC52/105E pri 175 o/min. S produljenjem stapaja za 200 mm broj se okretaja smanjio za 25 o/min, pa je uštedeno 4,07 g/kWh i postignut je specifični potrošak goriva od 206,5 g/kWh, ogrijevne vrijednosti od 42 636 kJ/kg.

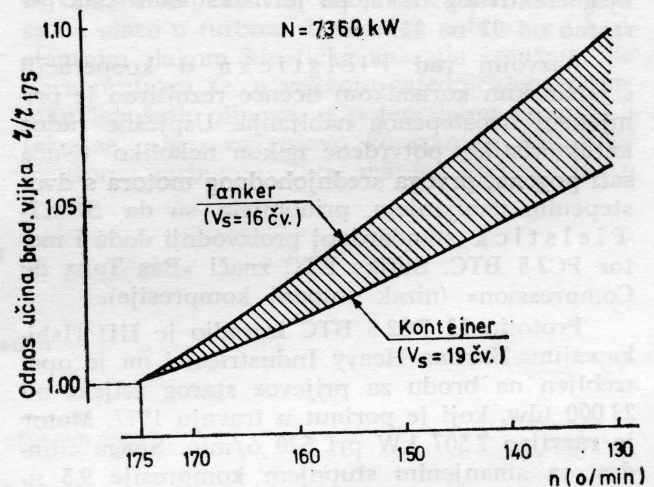
Osnovna dva razloga proizvodnje motora s dugim stapajem su:

a) Smanjenje potroška goriva samog motora. Vlastito novo turbopuhalo Super-MET visokog

učina i grebeni pomoću kojih se ventil otvara velikom brzinom, omogućili su da se odgodi otvaranje ispušnih ventila, pri čemu su se zadržale iste radne karakteristike motora. Time je povećan indicirani rad i smanjen je potrošak goriva. Uz to se, zbog povećanog stapaja i većeg prostora izgaranja, poboljšalo ispiranje cilindra i izgaranje, a smanjili su se gubici hlađenja, što je sve utjecalo na poboljšanje potroška goriva.

b) Poboljšanje učina brodskog vijka zbog smanjenja broja okretaja. Poznato je da smanjenje broja okretaja vijka poboljšava njegov učin. Odnos učina vijka i broja okretaja se mijenja s obzirom na oblik i brzinu broda. Na sl. 8. prikazano je povećanje omjera učina vijka ovisno o smanjenju broja okretaja, počevši od 175 o/min, za tanker koji vozi s 16 čvorova i kontejner koji plovi s brzinom od 19 čvorova. Iz slike se vidi da učin vijka može biti poboljšán za 3—5% ako se broj okretaja smanji za 25 o/min. Znači da se zbog toga može uštedjeti 3—5% na troškovima goriva u usporedbi s motorom koji rotira sa 175 o/min, pri istoj brzini broda.

Za izvedbu motora s duljim stapajem Mitsubishi je u 1978. predvidio sistem jednostepenog nabijanja konstantnog tlaka, koji će zamijeniti dvostepeni sistem nabijanja s impulsima serije UE-E. Na eksperimentalnom motoru postignuto je 195,6 g/kWh. Konstrukcija nove serije motora dugog stapaja označena je s UE-H, a kombinira istosmjerno ispiranje i sistem nabijanja s konstantnim tlakom. Očekuje se da će prvi motor nove serije biti dovršen 1979.



Sl. 8.

Eksperimenti sa sistemom nabijanja konstantnog tlaka datiraju od 1971. Za vrijeme ispitivanja na motor 6UEC52/125E primijenjen je

Motor	Broj cil.	Snaga kW	n o/min.	p_e bar	C_{sr} m/s	g_c g/kWh
UEC52/125H	4—9	3 900—8 825	150	14,78	6,25	196
UEC60/150H	4—9	5 295—11 915	128	14,63	6,40	194
UEC65/165H	4—9	6 180—13 900	117	14,47	6,44	194
UEC85/215H	4—12	10 590—31 775	90	14,47	6,45	192

sistem nabijanja s konstantnim tlakom i postignuto je 195,8 g/kWh. Istom prilikom je utvrđeno da su termička naprezanja i temperature elemenata u prostoru izgaranja niži. U tvornici vjeruju da će se manji potrošak goriva dobiti i kod motora većeg promjera, pa se planira kompletiranje te nove serije motora. U tablici 2 su navedeni podaci serije UEC-H.

SEMT-Pielstick srednjohodni dizelski motori su iz godine u godinu zauzimali sve više mjesta u ukupnoj snazi brodskog pogona. Njihov udio 1977. iznosio je 19,92%, a 1978. 32,75%.

U proizvodnji srednjohodnih dizelskih motora dominira SEMT-Pielstick, koji je u 1978. isporučio $1\,075 \cdot 10^3$ kW, što je bilo 36% ukupno instalirane snage srednjehodnih motora, a gotovo 13% ukupne pogonske snage svjetske trgovačke flote. Veliki doprinos tom uspjehu je dala serija PC2, koja je proteklih godina potvrdila izvrsne radne karakteristike u pogonu. Motor PC2 je po cilindru davao 368 kW pri 520 o/min. Potrošak goriva je 213 g/kWh. Postignuti uspjeh je rukovodio Pielsticka da razvije motor PC3, koji je pri 470 o/min imao 626 kW/cil, a u kasnijoj fazi razvoja 699 kW/cil. Budući da je postigao dobre rezultate s prototipom motora 4PC3, Pielstick je odlučio primijeniti prednosti PC3 na PC2. Zadržavši osnovne dimenzije i opću konstrukciju motora, PC2 je bio rekonstruiran i označen s PC2-5. Novi motor razvija 30% više snage, tj. 478,4 kW/cil. uz potrošak goriva od 206,5 g/kWh. Snaga je povećana uz pomoć većega srednjeg efektivnog tlaka, pa je maksimalni tlak porastao od 92 na 115 bar.

Razvojni rad Pielsticka u kooperaciji s japanskim korisnikom licence rezultirao je primjenom dvostepenog nabijanja. Uspješne radne karakteristike, potvrđene nakon nekoliko tisuća sati pogona, prvoga srednjehodnog motora s dvostepenim nabijanjem, pridonijele su da SEMT-Pielstick standardnoj proizvodnji doda i motor PC2-5 BTC. Sufiks BTC znači »Bas Taux de Compression« (nizak stupanj kompresije).

Prototip 12 PC2-5 BTC izgradio je IHI (Ishikawajima-Harima Heavy Industries) i on je upotrebljen na brodu za prijevoz starog željeza od 23 000 tdw, koji je porinut u travnju 1977. Motor je razvijao 7 507 kW pri 520 o/min. Snaga cilindra, sa smanjenim stupnjem kompresije 9,5 umjesto 12, bila je 625,6 kW, dok je konvencionalni motor PC2-5 imao 478,4 kW/cil. Znači, dvostepenim se nabijanjem i smanjenim stupnjem kompresije postiglo 147 kW/cil. više. Motor je u biti jednak standardnom PC2-5, ali ima niži stupanj kompresije. Maksimalni tlak u cilindru je oko 130 bar. Motor PC2-5 BTC ima najpovoljniji odnos snaga/težina od bilo kojeg motora njegove klase, a odnos snaga/prostor čak je povoljniji od onoga izvorne kompaktne konstrukcije PC2. To je bio osnovni razlog za izbor motora u navedenom primjeru jer je brodovlasnik bio posebno zainteresiran da se postigne ekonomična propulzija, sa što je moguće manjom strojarnicom s obzirom

na zahtijevanu snagu. Potrošak goriva, iako očito važan faktor, nije bio od primarne važnosti. Specifični potrošak goriva bio je 205 g/kWh, dakle veći od onoga kod izvedbe motora sa jednostepenim nabijanjem (197 g/kWh). Da bi se osiguralo uspješno upućivanje pri svim temperaturnim uvjetima, postavljen je posebni ventil na ispušnom sabirniku između stupnjeva nabijanja. 12-cilindrični motor PC2-5V BTC ima gotovo istu snagu kao standardni PC2-5V sa 16 cilindara (7 654 kW). Motor je u pogonu postigao vrlo zadovoljavajuće rezultate. Pri pregledu cilindara nakon 4 700 sati rada svi sastavni dijelovi bili su u vrlo dobrom stanju. Istrošenje košuljice iznosilo je 0,025 mm/1000 sati. Postignuti su izvrsni granični uvjeti ispušnih ventila; samo je jedan pregorio nakon 4 700 sati rada s gorivom viskoznosti 600—1000 s Red. I, 2,6—3,6 sumpora, 80—150% vanadija i sa koksnim brojem 9,6 do 10%. Srednji potrošak goriva u 4 700 sati, pri srednjoj snazi (0,75—0,8) N_{nom} bio je 201 g/kWh.

Značajan prodor na tržište pogonskih strojeva napravljen je s trećom generacijom srednjehodnih motora velikog promjera, koju je Pielstick predstavio motorom PC4 od 1 104 kW/cil. Prvi motori PC4 ušli su u pogon na brodu za prevoz ukapljenog amonijaka »Monge« od 70 900 m³. Svaki od dva motora 10PC4V razvija 11 040 kW pri 400 o/min.

Prosječni potrošak teškog goriva iznosio je 190 g/kWh. Izučava se mogućnost proizvodnje motora PC4 u liniji da bi se postigla veća jednostavnost motora u konkurenciji sa sporohodnim motorom s križnom glavom.

Dva motora 18PC4V daju 39 744 kW. Usporedivši prostor koji zapremaju, sa prostorom za smještaj 12-cilindričnoga sporohodnog motora najvećeg promjera snage 35 328 kW, vidi se moguće povećanje teretnog prostora. To je pridonijelo većem broju montiranih 10PC4V u jednostrukim i dvojnim instalacijama za brodove LPG, kontejnere, brodove Ro-Ro i tankere.

Na tržištu će se 1980. pojaviti novi motor PC2-6 s 552 kW/cil. On će raditi sa sistemom jednostepenog nabijanja uz upotrebu novog turbopuhala s visokim odnosom tlakova. To će biti rekonstruirani motor PC-2BTC, koji će se oslanjati na iskustva stečena na modelu BTC.

Slijedeća stvarnost je postići 177 g/kWh graničnim poboljšanjem toplinske iskoristivosti pogonskog postrojenja, uz upotrebu sistema iskorištavanja otpadne topline.

BURMEISTER and WEIN razvija novu seriju motora L-GF u kojoj se koristi mnogim elementima serije K-GF. U dva maha napravljene su preinake na istoj konstrukcijskoj osnovi serije K-GF.

Prvo je 1976. povećan stapaj uz odgovarajuće smanjenje broja okretaja brodskog vijka. To je pridonijelo poboljšanju učina vijka za 4—5%, dok se je specifični potrošak goriva neznatno smanjio, cca 2%. Ukupna ušteda goriva kod iste snage motora je 7%.

Daljnji korak je uslijedio 1978, kada je BiW zamijenio svoj tradicionalni sistem nabijanja s impulsima sistemom nabijanja s konstantnim tlakom ispred ispušne turbine.

Prva iskustva sa sistemom nabijanja s konstantnim tlakom stečena su prilikom ispitivanja motora s dvojnim blokom $2 \times 6K45GF$ u veljači 1978. Testovi su potvrdili niži potrošak goriva pri punom opterećenju i iznenađujuće malo dimljenje pri malim opterećenjima, pa je tako još jednom potvrđen dobar učin istosmjernog ispiranja. Postignuti rezultati ubrzali su proizvodnju serija K-GF i L-GF sa sistemom nabijanja s konstantnim tlakom.

U prosincu 1976. ispitan je prototip motora L67GF. Tijekom 1977. i 1978. slijedila su ispitivanja motora ostalih dimenzija, da bi se u listopadu 1978, s ispitivanjem prototipa motora L90GF, završio program nove serije L-GF. U studenom 1978. prikazan je javnosti prvi motor sa sistemom nabijanja s konstantnim tlakom 7L67GFC, a krajem godine bio je u pogonu.

Narudžba motora 12L90GF snage od 30 120 kW za dva tankera od 320 000 tdw potvrdila je povjerenje u ekonomičnost i pouzdanost brodskih dizelskih motora velike snage. To je posebno značajno, kada se zna da je narudžba uslijedila od norveškog brodovlasnika i da je prodor dizelskog motora ostvaren u zemlji jednog od vodećih svjetskih proizvođača turbina.

Visoki učin istosmjernog ispiranja i dobar učin modernih turbopuhala pridonijeli su da je pri nabijanju s konstantnim tlakom ostvareno još 5% uštede goriva. Znači da je s ta dva zahvata ukupna ušteda goriva 12% u usporedbi s motorima KGF-serije.

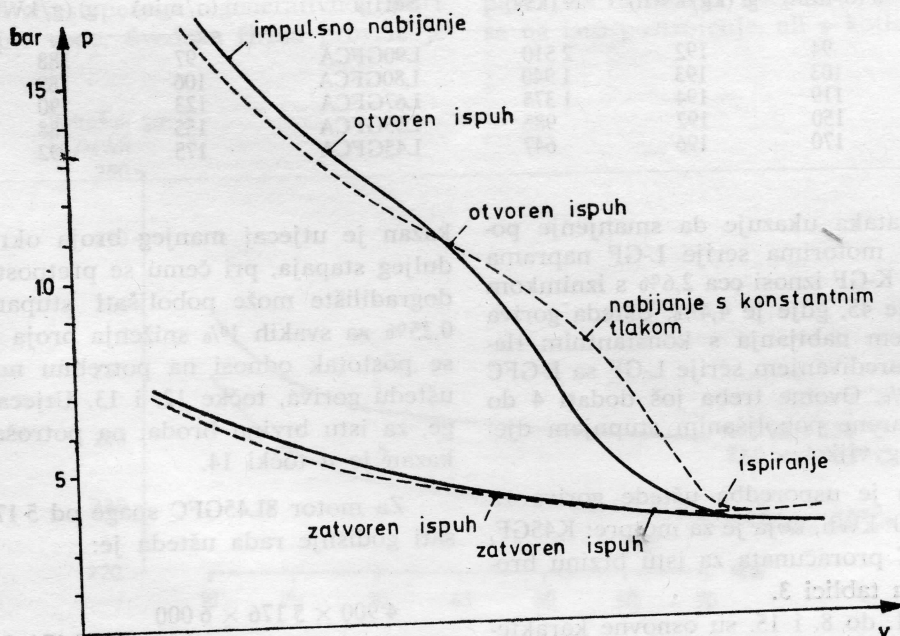
Pregradnja motora s istosmjernim ispiranjem na novi sistem nabijanja zahtijevala je male konstrukcijske izmjene, ali je zato postignuta značaj-

na promjena radnog ciklusa motora. Spremnik zraka za ispiranje opskrbljen je ventilom se zaklopom i pomoćnim puhalima kako bi se osiguralo djelotvorno ispiranje i kod opterećenja ispod 50%. S promjenom upravljanja razvoda ispušnog ventila i kuta prekretanja grebenastog vratila dopunjena je preinaka motora L-GF u L-GFC.

Radne karakteristike u pogonu motora s impulsnim nabijanjem zavise od broja cilindara; s 6, 9 i 12 cilindara motor radi pri najpovoljnijim uvjetima. Kod motora sa sistemom nabijanja s konstantnim tlakom optimalni uvjeti rada ne ovise o broju cilindara.

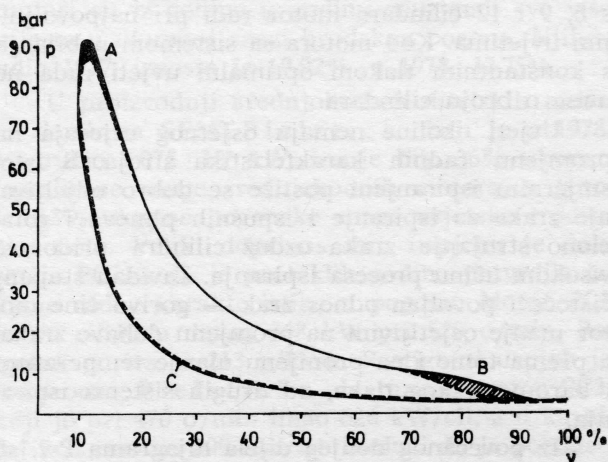
Uvjeti okoline nemaju osjetnog utjecaja na promjenu radnih karakteristika stroja. S istosmjernim ispiranjem postiže se dobro odjeljivanje zraka za ispiranje i ispušnih plinova i rotaciono strujanje zraka uzduž cilindra pridonosi visokom učinku procesa ispiranja. Zavidan stupanj čistoće i povoljan odnos zrak — gorivo čine motor manje osjetljivim na promjenu dobave zraka, a prema tome i na promjenu ulazne temperature i barometarskog tlaka, od drugih sistema ispiranja.

Iz povećanog donjeg dijela dijagrama P-v, sl. 9, vidi se da se upravljanje otvaranjem i zatvaranjem ispušnog ventila razlikuje za razne načine nabijanja. Kod sistema nabijanja s impulsima ispušni ventil se otvara ranije te se relativno velika količina energije iz perioda ispiranja dobiva prije otvaranja ispirnih raspورا. Impulsni sistem nabijanja ima ispušne cijevi malih dimenzija da bi se zadržao relativno visok tlak ispušnih impulsa na ulazu u turbinu. U sistemu nabijanja s konstantnim tlakom kinetička energija ispušnih plinova pretvara se, u velikom zajedničkom spremniku ispušnih plinova, u potencijalnu energiju i tako se osigurava gotovo konstantan tlak pred ispušnom turbinom. Zbog manjeg otpora izlasku



Sl. 9.

ispušnih plinova iz cilindra, ispiranje može biti završeno u kraćem vremenu. To omogućuje da otvaranje ispušnog ventila kasni za 15° osnog kopljena, zbog čega se povećava stapaj ekspanzije, a učin ciklusa poboljšava. Smanjena razina energije ispuha ispred turbine nadoknađuje se time što turbina može raditi s višim učinkom zbog prilično istih razina tlaka i temperature ispušnih pli-



Sl. 10.

nova. Tlak zraka za ispiranje je veći, ali zbog kasnijeg zatvaranja ispušnog ventila i manje temperature na početku kompresije tlak na kraju kompresije opada.

Najnovije rješenje firme BiW je povećanje snage LGFC-motoru za 15%. Novi motor je označen s L-GFCA. Ispitivanja su pokazala da se povećanje snage može kombinirati s povoljnim vrijednostima potroška goriva uz minimalno korištenje rezerve prvotne konstrukcije. Na sl. 10. je prikazan indikatorski dijagram motora L-GFCA (puna linija) uspoređen s istim dijagramom ekvivalentnog motora L-GF s nabijanjem s impulsima. Srednji efektivni tlak je porastao 12%. Zbog kasnijeg otvaranja ispušnog ventila (B) ostvareno je 4%. Drugih 4% postiglo se je kasnijim zatvaranjem ispušnog ventila (C), a ostalih 4% posljedica je porasta maksimalnog tlaka 5% (A). Zbog neznatnog povećanja maksimalnog tlaka i dodatnog kašnjenja zatvaranja ispušnog ventila (ostvareno povećanom duljinom grebena) nije se, kod povećane snage, smanjio potrošak goriva. Broj okretaja motora je povećan 3%.

U tablici su prikazane karakteristike motora firme BiW.

Impulsno nabijanje

Seriya	n (o/min)	g _e (kg/kWh)	Seriya	n (o/min)	g _e (g/kWh)	N (kW)
K90GF	114	208	L90GF	94	202	2 510
K80GF	126	209	L80GF	103	204	1 940
K67GF	145	211	L67GF	119	205	1 375
—	—	—	L55GF	150	202	985
K45GF	227	216	L45GF	170	206	647

Nabijanje s konstantnim tlakom

Seriya	n (o/min)	g _e (kg/kWh)	N (kW)	Seriya	n (o/min)	g _e (g/kWh)	N (kW)
L90GFC	94	192	2 510	L90GFCA	97	188	2 900
L80GFC	103	193	1 940	L80GFCA	106	189	2 250
L67GFC	119	194	1 375	L67GFCA	123	190	1 600
L55GFC	150	192	985	L55GFCA	155	188	1 100
L45GFC	170	196	647	L45GFCA	175	192	725

Analiza podataka ukazuje da smanjenje potroška goriva u motorima serije L-GF naprama motorima serije K-GF iznosi cca 2,6% s iznimkom motora dimenzije 45, gdje je 4,4%. Ušteda goriva nastala uvođenjem nabijanja s konstantnim tlakom vidi se uspoređivanjem serije L-GF sa L-GFC i iznosi cca 5,3%. Ovome treba još dodati 4 do 5% uštede ostvarene poboljšanim stupnjem djelovanja broskog vijka.

Interesantna je usporedba uštede goriva za rad motora od 10⁶ kWh, koja je za motore: K45GF, L45GF i L45GFC proračunata za istu brzinu broda, i prikazana u tablici 3.

U točkama 1. do 8. i 15. su osnovne karakteristike motora iste snage. U točkama 9. do 13. po-

kazan je utjecaj manjeg broja okretaja motora duljeg stapaja, pri čemu se pretpostavlja da brodogradilište može poboljšati stupanj propulzije 0,25% za svakih 1% sniženja broja okretaja. Isti se postotak odnosi na potrebnu manju snagu i uštedu goriva, točke 12. i 13. Utjecaj manje snage, za istu brzinu broda, na potrošak goriva pokazan je u točki 14.

Za motor 8L45GFC snage od 5 176 kW i 6 000 sati godišnje rada ušteda je:

$$\frac{4\,900 \times 5\,176 \times 6\,000}{10^6} = 152\,174 \text{ \$/godinu}$$

10⁶

	K45GF	L45GF	L45GFC
1. Promjer cilindra (mm)	450	450	450
2. Stapaj (mm)	900	1200	1200
3. Srednji efektivni tlak (bar)	12,2	12,2	12,2
4. Srednji indicirani tlak (bar)	13,3	13,3	13,3
5. Broj okretaja (o/min)	227	170	170
6. Nominalna snaga (kW/cil.)	647	647	647
7. Maksimalni tlak (bar)	90	95	95
8. Maksimalna temperatura glave stapa (°C)	375	345	345
9. Razlika broja okretaja (o/min)	—	57	57
10. Razlika broja okretaja u %	—	25	25
11. Povećanje stupnja propulzije u %	—	6,25	6,25
12. Potrebna manja snaga zbog poboljšanog stupnja propulzije $\Delta N\%$	—	6,25	6,25
13. Smanjenje potroška goriva zbog poboljšanog stupnja propulzije u %	—	6,25	6,25
14. Smanjenje potroška goriva zbog potrebne manje snage u %; za L45GF $0,25 \times \Delta N$ za L45GFC $0,20 \times \Delta N$	—	1,55	1,25
15. Prosječni potrošak goriva pri maksimalnoj trajnoj snazi (g/kWh)	212	202,4	193
16. Razlika prosječnog potroška goriva prema K45GF (g/kWh)	—	9,6	19
17. Isto, izraženo u %	—	4,5	9,5
18. Ukupna ušteda goriva (13) + (14) + (17) u %	—	12,3	16,5
19. Ušteda goriva u tonama za 10^6 kWh	—	26	35
20. Ušteda \$ za cijenu 140 \$/t	—	3 640	4 900

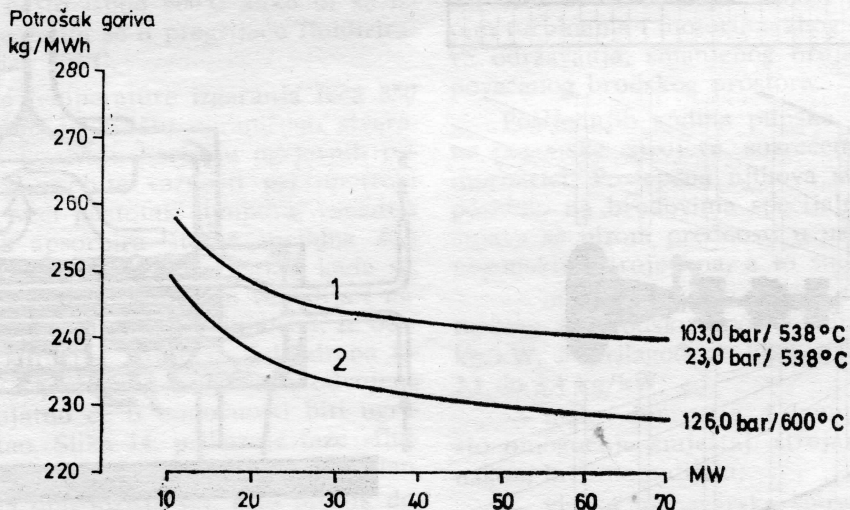
5. ODGOVOR PROIZVOĐAČA PARNIH TURBINA

Premoc sporohodnih i srednjohodnih motora na tržištu brodskih porivnih strojeva osjetno je potisla narudžbe brodova s parnim pogonom. Takva je situacija zahtijevala od proizvođača i projektanata parnih turbina rješenje niza problema kako bi se poboljšali ekonomski pokazatelji parnoga turbinskog pogona. Valjalo je odgovoriti agresiviji proizvođača motora.

Poseban interes, namijenjen izazovu, pokazale su firme Stal—Laval i General Electric. Stal—Laval je razvio novi VAP-sistem (Very Advanced Propulsion). Osobita pažnja posvećena je usavršavanju toplinskog procesa povećanjem parametara pare, primjenom međupregrijanja pare i višestepenoga regenerativnog zagrijavanja napojne vode. Švedska firma provela je

ispitivanja radi određivanja optimalnih parametara pare za parne turbine u području snaga do 19 870 kW. Ispitivanja su pokazala da turbinsko postrojenje s međupregrijanjem i 5 stupnjeva zagrijavanja napojne vode, pri osrednjim snagama od cca 10 000 kW, postiže optimalne rezultate s tlakom od 82 bar i temperaturom pare od 535 °C. Za parne turbine osrednjih snaga bolji efekt se postiže s parom tlaka od 101 bar i temperaturom od 535°C. Utjecaj početnih parametara pare na specifični potrošak goriva prikazuje se na sl. 11.

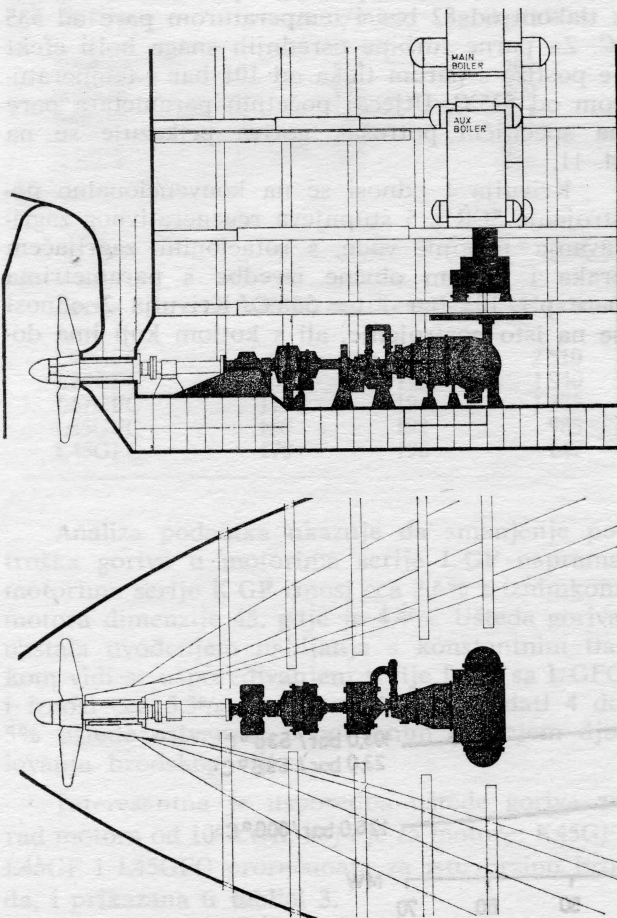
Krivulja 1 odnosi se na konvencionalno postrojenje 5CR s 5 stupnjeva regenerativnog zagrijavanja napojne vode, s rotacionim zagrijačem zraka i kotlom obične izvedbe s parametrima pare $p = 103$ bar i $t = 538$ °C. Krivulja 2 odnosi se na isto postrojenje, ali s kotlom koji ima do-



Sl. 11.

datna ložišta, kod kojih gorivo izgara u »fluidiziranoj« masi pijeska, pa se postiže temperatura pare od 600°C pri tlaku od 126 bar.

Na sl. 12. prikazano je VAP-postrojenje, koje obuhvaća: glavni kotao, pomoćni kotao, fluidizirana ložišta s pregrijačem i međupregrijačem pare, odvojene turbine visokog, srednjeg i niskog tlaka, kompaktni planetarni prenos i kondenzator. Slika prikazuje postrojenje od 20 MW. Vidi se da je smještaj krajnje kompaktan i da zauzima skroman prostor u zadnjem dijelu krme. Osnovna razlika prema konvencionalnom postrojenju je manja duljina porivnog stroja. Zbog smještaja u jednoj jedinosti ravnini i zbog minimalnih dimenzija reduktora ostaje velik prostor za smještaj kotlova. Tri su turbine spojene na jedan zajednički reduktor s osovina u istoj ravnini, a konačni reduktor je epicikloidalnog tipa. Cijevi su kondenzatoru od titana, pa nije potreban prostor za njihovu zamjenu, zbog čega se kondenzator može smjestiti u sredinu. Značajna je ušteda i u težini u usporedbi s konvencionalnim postrojenjem. U postrojenju od 20 MW samo je jedan dio, kondenzator, težak 25 tona, dok je težina svakog od ostalih dijelova manja od 20 tona. To olakšava montažu, pregled i održavanje. Ekonomske su prednosti višestruke: manji potrošak goriva, smanjena duljina porivnog stroja i veći



Sl. 12.

prostor za teret, smanjene poprečne dimenzije omogućuju izoštriji oblik krme, zbog čega se smanjuje hidrodinamički otpor, te je potrebna manja snaga pogonskog stroja. Postrojenje je bitno različito od prethodnih. Izvedba s tri zasebne turbine, visokog, srednjeg i niskog tlaka, omogućuje korištenje svake turbine pri njezinoj optimalnoj brzini. Ekonomičnost nove izvedbe VAP-sistema možemo sažeti u ove točke:

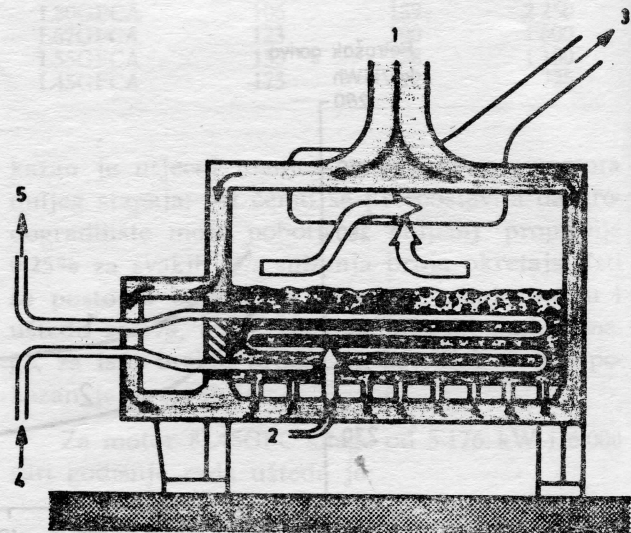
- postizanje većih parametara pare, $p = 126$ bar i $t = 600^\circ\text{C}$;
- izvedba turbinskog agregata u tri obočja i primjena dvostepenoga planetarnog prijenosa;
- povećanje pouzdanosti glavnog kondenzatora ugradnjom cijevi od titana;
- smanjenje dimenzija i težine.

Specifični potrošak goriva spomenutog VAP-postrojenja od 20 MW iznosi 233,7 g/kWh i manji je za cca 10 g/kWh ili 4,4%, od onoga u postrojenju bez fluidiziranog ložišta.

Povećani stupanj djelovanja toplinskog procesa postignut je uz pomoć regenerativnog procesa i korištenjem pare većeg tlaka. Povećanje temperature pregrijanja bitno je za sva područja snaga, dok porast tlaka izravno djeluje na rast snage.

Usavršavanje parnih postrojenja u čvrstoj je vezi s napretkom razvoja brodskih kotlova. Radi se na usavršavanju kompaktnih kotlovskih agregata s nabijanjem u ložištu. General Electric radi na projektu turbinskog postrojenja MST 21 od 36 800 kW. Početni parametri toplinskog procesa s ponovnim pregrijavanjem pare su 165,5 bar i 566°C. Očekuje se da će se ostvariti potrošak od 224 g/kWh teškog goriva.

Poboljšanje stupnja djelovanja toplinskog procesa povišenjem temperature pregrijane pare zahtijeva nova rješenja u tehnologiji proizvodnje parnih kotlova. Iskustvo je pokazalo da su male mogućnosti za postizanje temperature veće od 540°C u kotlovima uobičajene konstrukcije lože-



Sl. 13.

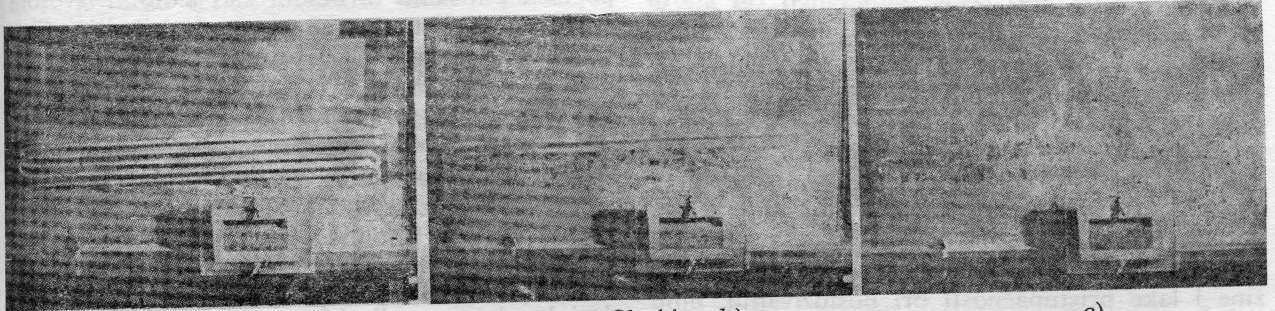
nima teškim tekućim gorivom, prije svega zbog korozije koja nastaje pri takvim temperaturama izgaranja. U fluidiziranom se ložištu eliminira visokotemperaturna korozija. Osim toga se smanjuje dimenzije pregrijača i u prostoru izgaranja dobivaju se takve temperature koje osiguravaju temperaturu pregrijane pare od najmanje 600°C. Stal—Laval i Babcock and Wilcox razvili su fluidizirano ložište za izgaranje nafte, koje će se primijeniti u VAP-sistemu. U fluidiziranom ložištu (Fluid Bed Combustion) na sl. 13, koje je odvojeno od glavnog kotla, nalazi se granulirana inertna tvar. Zrak koji se predgrijava u zagrijaču zraka (rotacionog tipa) glavnog kotla upuhuje se visokotlačnim ventilatorom u fluidizirano ložište, zbog čega se pijesak »fluidizira«. Skupa sa zrakom ubrzo va se gorivo i izgaranjem se postiže u ložištu temperatura od cca 850°C. Visoki koeficijent prolaza topline u ložištu jedna je od značajnih prednosti jer je on 5—7 puta veći od onog koeficijenta koji bi se ostvario strujanjem samog plina. Zbog toga se znatno smanjuje površina izmjenjivača topline. Dobar raspored površina izmjene topline u fluidiziranom sloju je optimalan, pa se 50% razvijene topline predaje cijevima izmjenjivača. Na sl. 13. je: 1 — dovod

lencija, koja osigurava jednoliku raspodjelu temperature (c). Očekuje se da će VAP-sistem s fluidiziranim ložištem biti primijenjen na brodu početkom 1980. godine.

Napori proizvođača parnih turbina navode na zaključak da će se parno postrojenje u bliskoj budućnosti više primjenjivati za pogon broda.

6. RAZVOJ PLINSKIH TURBINA

U posljednjih 25 godina znatan je razvoj plinskih turbina i njihova upotreba je prisutna u raznim područjima. Zbog dobro poznatih prednosti, prilagođene avionske plinske turbine manjih snaga u velikoj se mjeri upotrebljavaju za pogon malih brodova, vodokrilnih brodova i brodova na zračnom jastuku, te na velikim brodovima kao pogonski stroj pri krstarenju u kombinaciji s dizelskim motorom (CODOG). Kod većih ratnih brodova s pogonskim postrojenjem CODOG koriste se pri krstarenju dizelski motori, dok za vožnju punom snagom služe plinske turbine velikih snaga. Prilagođeni reaktivni avionski motori upotrebljeni su kao generatori plina za porivnu turbinu.



a)

Sl. 14. b)

c)

predgrijanog zraka, 2 — dovod goriva, 3 — odvod ispušnih plinova u glavni kotao, 4 — dovod pregrijane pare iz kotla, 5 — odvod pregrijane pare u turbinu. Glavni kotao proizvodi pregrijanu paru temperature nešto ispod 500°C kako bi se izbjegla korozija, a zatim se u pregrijaču fluidiziranog ložišta postiže 603°C.

Zbog snižene temperature izgaranja (cca 850°C) u fluidiziranom je ložištu ograničeno stvaranje spojeva koji izazivaju koroziju ogrjevnih površina, što je od osobite važnosti pri upotrebi goriva koje ima veći postotak sumpora, vanadija i natrija. Pijesak apsorbira štetne metalne soli proizvoda izgaranja i može se mijenjati kada se, do izvjesne granice, zasiti smjesom vanadija i natrija. Prednost je čist dimnjak i dimovod, te očuvanje cijevi od korozije. Zasad su fluidizirana ložišta pregrijača i ponovnog pregrijača odvojena od kotla i vjerojatno će u budućnosti biti ugrađena u sam kotao. Slika 14. prikazuje faze »fluidizacije« pijeska. Dok je protok plinova malen, pijesak ostaje na dnu ložišta (a). Kad protok dostigne izvjesnu brzinu, započinje proces »fluidizacije« (b), u trećoj se fazi stvara snažna turbu-

Početni razlozi za prilagodbu avionskih turbina brodskim uvjetima bili su ušteda na težini i prostoru, te mogućnost da se u vrlo kratkom vremenu postigne potrebna snaga. Pogonsko je iskustvo dokazalo superiornost plinskih nad parnim turbinama i motorima zbog smanjenih zahtjeva održavanja, smanjenog broja posade stroja i povećanog brodskeg prostora.

Posljednjih godina plinske turbine kao glavne pogonske strojeve susrećemo i u trgovačkoj mornarici. Postepena njihova sve veća upotreba, posebno na brodovima specijalne namjene, objašnjava se nizom prednosti u usporedbi s drugim pogonskim strojevima, a to su:

- mala specifična masa; teške industrijske turbine za brodsku upotrebu imaju od 25 do 35 kg/kW, a prilagođene lake avionske turbine od 2,1 do 3,4 kg/kW;

- male dimenzije i kompaktnost izvedbe, što omogućuje smještaj strojarnice u relativno uskom krmenom dijelu;

- visoka manevarska sposobnost i potrebno kratko vrijeme da se postigne maksimalna snaga (2—3 minute);

- visoka snaga agregata, do 30 000 kW;
- prihvatljiva pouzdanost i podesnost za automatizaciju;
- manji utrošak rada pri rukovanju pogonom; cca 25% u usporedbi s dizelskim motorom;
- mali potrošak ulja za podmazivanje;
- mogućnost i prikladnost brze zamjene agregata.

Treba spomenuti potencijalne mogućnosti daljnjeg poboljšanja ekonomskih, težinskih i dimenzionih pokazatelja. Daljnje povećanje stupnja djelovanja dizelskog motora i parne turbine je ograničeno, dok se stupanj djelovanja plinskih turbina dađe povećati uglavnom uz povećanu početnu temperaturu plina, a isto tako i usavršavanjem kompresora i plinskih turbina. Brodske plinske turbine izvode se s komorama izgaranja i s generatorima plina sa slobodnim stapovima (Pescara). Prvi tip može raditi s otvorenim, zatvorenim i poluzatvorenim procesom. Plinska turbina s otvorenim procesom i iskorištavanjem izlazne topline za zagrijavanje komprimiranog zraka (regeneracija) ima stupanj djelovanja od 26 do 32%, a plinska turbina tipa Pescara 35 do 40%.

Šira primjena plinskih turbina u trgovačkoj mornarici je zadržana zbog nedovoljnog resursa, skupljeg goriva i znatno većega specifičnog potroška goriva u usporedbi s dizelskim motorom. Ekonomski se pokazatelji plinskih turbina iz godine u godinu poboljšavaju na osnovi postepenog povišenja početne temperature plinova, iskorištavanja izlazne topline plinova, povećanja resursa osnovnih dijelova postrojenja i korištenja težih goriva.

Zbog visoke pouzdanosti, male specifične težine i lake pristupačnosti pri posluživanju, plinske su turbine najprikladnije za pogon velikih aviona. Jedan od načina osnivanja brodskih plinskih turbina jest prilagodba dokazanih avionskih plinskih turbina za brodske uvjete rada. Rekonstrukcija se sastoji u zamjeni reaktivne sapnice turbine broskog vijka, upotrebi posebnoga broskog reduktora, osposobljavanju sistema goriva za rad s dizelskim gorivom i dr. Osim toga je potrebno izvesti više mjera da bi se osigurala dovoljna pouzdanost avionskih turbina u novim uvjetima rada. Zamjenjuju se lopatice kompresora od aluminijske legure lopaticama izrađenima od titana i čelika otpornoga na koroziju, montiraju se posebni filtri zraka itd. Ti se radovi provode u SAD i Engleskoj, i prilagođene avionske turbine dovoljno pouzdano rade u brodskim uvjetima.

Postupak prilagodbe avionskih turbina sasvim je perspektivan jer je potreba brodskih turbina u usporedbi s avionskima sasvim mala, a golemo iskustvo u gradnji i projektiranju je pri ruci. Provjereni pri upotrebi, razni tipovi avionskih turbina imaju veliku pouzdanost i resurs. Godine 1968. izgrađen je kontejner »Admiral William M. Callaghan« s dvije montirane avionske plinske turbine Pratt and Whitney FT4,

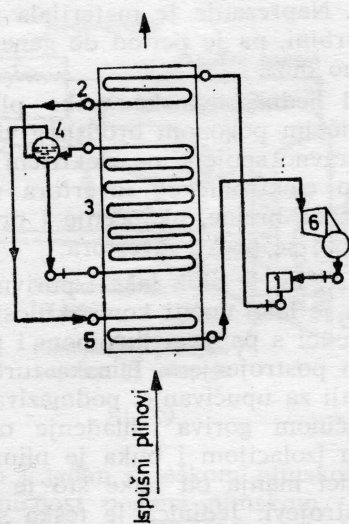
svaka od 14 720 kW. Tu je konvencionalni avionski reaktivni motor prerađen i upotrebljen za proizvodnju komprimiranog plina. Plin ekspandira u porivnoj turbini, koja je preko reduktora spojena na brodski vijak s pokretnim krilima. Turbine su radile na kondicionirano teško gorivo, dok se dizelsko gorivo upotrebljavalo za manevar i zadržavanje.

Teške plinske turbine, uspješno uključene u razne industrijske pogone, nisu našle adekvatnu upotrebu u brodogradnji. Ipak je 1975. što u pogonu, što u gradnji s isporukom 1976. i 1977. bilo 15 plinskih turbina industrijskog tipa upotrebljeno za propulziju broda. Petnaest brodova s ukupno 386 606 t_{dw}, s prosječnom brzinom od 17 čvorova, imalo je ukupni pogonski učin od 172 006 kW. Sve su turbine, proizvodi General Electrica, bile dvoosovinske regenerativnog tipa. Postrojenja su bila razne izvedbe: s prijenosom i brodskim vijkom promjenljiva uspona, plinska turbina — električni pogon, plinska turbina s dvojnim gorivom (prirodni plin i manja količina tekućeg goriva). Prvi je bio Ro-Ro brod »Iron Monarch« za prevoz čeličnih proizvoda, izgrađen 1973. u brodogradilištu Whyalla u Australiji. Prvi brod sa sistemom plinska turbina — električni pogon i plinskom turbinom kao jedinim izvorom energije bio je tanker za prevoz kemikalija »Chevron Oregon« od 35 000 t_{dw}, izgrađen 1976. Turbina je davala 9 200 kW. Taj neobičan brod imao je samo 13 članova posade.

Pogonsko ponašanje većine instalacija na izgrađenim brodovima potvrdilo je tehničku valjanost odabranog pogona. Međutim, kriza goriva potisla je prednosti kao što su brzina, raspoloživost i dodatni prostor za teret, koje su pri izboru prevagnule, pa se danas ozbiljno razmišlja o pregradnji brodova na dizelski pogon. Sredinom 1979. sklopljen je ugovor za 4 kontejnera tipa »Euroliner« o zamjeni plinskih turbina FT4A-12 s dva srednjohodna motora Stork-Werkspoor 9TM620.

Osnovni pravac usavršavanja postrojenja s plinskim turbinama je u razvoju plinsko-parnih postrojenja, tj. plinskih turbina povezanih s utilizacionim kotlom i parnom turbinom. Kotao i parna turbina čine dodatni utilizacioni krug u kojem se iskorištava energija ispušnih plinova plinske turbine. Tom tipu postrojenja posvećena su sveobuhvatna istraživanja i u skoroj budućnosti se očekuje potrošak goriva od 217,4 g/kWh. Na sl. 15. je principijelna shema dodatnoga utilizacionog kruga. Tlak je u utilizacionom kotlu relativno nizak, oko 10⁶ Pa, zbog čega je dodatni utilizacioni krug s otvorenim sistemom pripreme vode bez deaeratora. Na slici su ove oznake: 1 — mlaki zdenac, 2 — ekonomajzer, 3 — isparivač, 4 — separator pare, 5 — pregrijač pare, 6 — parna turbina s kondenzatorom. Osnovni radovi usmjereni su na postizanje većih tlakova u kotlu, oko 20.10⁶ Pa, pri čemu je potrebno primijeniti zatvoreni sistem pripreme vode s deaeratorom.

Poznato je da pri iskorištavanju topline niskog potencijala u energetskim postrojenjima, vo-

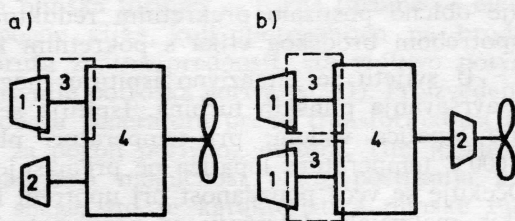


Sl. 15.

da kao radna tvar ima nizak termodinamički učin. Budući da se u dodatnome utilizacionom krugu brodskih binarnih postrojenja iskorištava toplina relativno niskog potencijala, ispitivanja su usmjerena u traženju novih radnih medija, kako bi se povećao termodinamički učin. Prednost se daje shemama utilizacije topline u kojima se iskorištava radna tvar niske temperature isparavanja.

Dodatni utilizacioni krug ne komplicira upravljanje postrojenjem jer se ono ostvaruje reguliranjem količine goriva u plinskoj turbini. Rad kotla i parne turbine ovisi o parametrima plinova na izlazu plinske turbine, zato posebni sistem upravljanja za dodatni utilizacioni krug nije potreban. Binarna postrojenja s plinskom i parnom turbinom mogu biti izvedena na razne načine. Na sl. 16. prikazane su dvije mogućnosti izvedbe s ovim oznakama: 1 — plinska turbina, 2 — parna turbina s kondenzatorom, 3 — kotao i 4 — reduktor. Druga je shema vrlo složena; ona je u fazi projektiranja i služit će za postrojenja velikih snaga. Prema shemi a) izveden je pogon sovjetskog Ro-Ro broda »Kapitan Smirnov« od 20 000 tdw, s brzinom od 25 čvorova. Brod je ušao u pogon početkom 1979, što potvrđuje činjenicu da se ekonomija goriva može pretpostaviti drugim razmatranjima pri izboru odgovarajućeg pogona. Montirana su dva plinska turbinska postrojenja s dodatnim utilizacionim krugom i u svakom je prerađena avionska turbina snage od 13 984 kW. Prilikom ispitivanja ukupna snaga jednog postrojenja bila je 18 400 kW, a za brodske potrebe se oduzelo 2 250 kg/h pare. Specifični potrošak dizelskog goriva viskoznosti 200 s je bio 231 g/kWh, što znači da je postignut stupanj djelovanja od 36%.

Iz bilance topline proizlazi da se je u dodatnom utilizacionom krugu, od izlazne topline turbine, ostvarilo u oba postrojenja $3\,179,4 \cdot 10^4$ kJ/h u parnoj turbini i $607,4 \cdot 10^4$ kJ/h za ostale po-



Sl. 16.

trebe toplinske energije na brodu. Ukupna ušteda goriva iznosi 888 kg/h.

Na brodu »Kapitan Smirnov« predviđen je unakrsni rad plinske i parne turbine. U slučaju nepotpunog opterećenja ili pri sniženju brzine broda pri nominalnoj snazi radi plinska turbina jednog i parna turbina drugoga postrojenja. Specifični se potrošak goriva na taj način, uspoređujući ga s plinskom turbinom pri djelomičnim režimima rada, smanjuje za 8 do 16 g/kWh. U tablici su navedeni osnovni podaci, prema radovima sovjetskih stručnjaka, o postojećima, o onima u stanju projektiranja i o perspektivnim brodskim plinskim postrojenjima s dodatnim utilizacionim krugom.

	1	2	3
Snaga postrojenja u kW izvedenoga prema shemi a)			
Postrojenje u cjelini	7 360	18 400*	44 160
Plinska turbina	5 888	13 984	33 856
Parna turbina	1 472	4 416	10 304
Snaga postrojenja u kW izvedenoga prema shemi b)			
Postrojenje u cjel.	14 720	36 800**	88 320
Plinska turbina	$5\,888 \times 2$	$13\,984 \times 2$	$33\,856 \times 2$
Parna turbina	$2\,944 \times 1$	$8\,832 \times 1$	$20\,608 \times 1$
Specifičan potrošak goriva (g/kWh)	224	231	204
Duljina postrojenja (m)			
a)	7	12,2	15
b)	10	16,75	20
Specifična masa (kg/kW)	4,1	8,2	5,4
Trajnost do generalnog remonta u satima			
Postrojenje u cjelini	10^5	10^5	10^5
Plinska turbina s jednim tvorničkim remontom	$50 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$	$50 \cdot 10^3$

* Izvedena postrojenja.

** U fazi projektiranja.

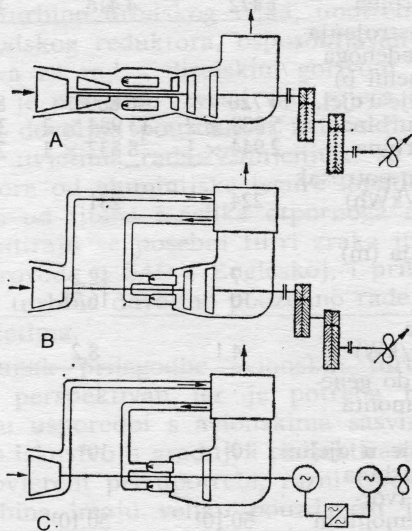
Stupci 1 i 3 su rezultati projektnih istraživanja, a 2 su podaci gotovih uređaja i u stanju projektiranja.

Na brodu »Kapitan Smirnov« za promjenu smjera vožnje služi plinska turbina za vožnju natrij, što je dosad bila rijetkost jer se preokretanje obično postizalo prekretnim reduktorom ili upotrebom brodskog vijka s pokretnim krilima.

U svijetu se intenzivno ispituju mogućnosti usavršavanja plinskih turbina. Ispituje se hlađenje lopatica vodom; pri temperaturi plina od 1600°C temperatura lopatica ne premašuje 500°C. Očekuje se veća pouzdanost pri upotrebi keramičkih materijala. Istražuju se novi materijali za lopaticu plinskih turbina koje rade s nepročišćenim gorivom. U istraživačkom centru tvrtke INKO izrađen je nikl-čelik IN-939, koji sadrži 22,5% kroma. Novi je materijal otporan prema visokotemperaturnoj koroziji, te se povećava trajnost lopatica. Unapređuje se sistem pripreme goriva, što omogućuje upotrebu goriva »Bunker C«, pa se tako snižuju troškovi goriva za 23%. Norveška firma Kongsberg izradila je novu komoru izgaranja u kojoj može izgarati plinsko i tekuće teško gorivo.

Na sl. 17. shematski su prikazana tri pogonska postrojenja s plinskim turbinama. Laka plinska turbina s mehaničkim pogonom vijka s pokretnim krilima (A). Dvoosovinski avionski reaktivni motor proizvodi komprimirani zrak tlaka od 2,5 bar i temperature od 550°C. Protok zraka je 110 kg/s. Plin ekspandira u porivnoj turbini do tlaka od 1 bar, a dobivena snaga se preko reduktora prenosi na vijak.

Jednoosovinska teška plinska turbina (B) proizvodi energiju za porivnu turbinu preko reduktora spojena na vijak s pokretnim krilima. Izmjenjivač topline (regenerator) predgrijava komprimirani zrak, koji se dalje zagrijava u komori iz-



Sl. 17.

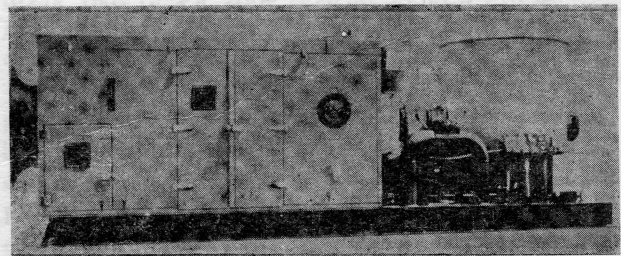
garanja. Naprezanje je materijala manje nego u lakoj turbini, pa je period do generalnog remonta znatno duži.

Kod jednoosovinske teške plinske turbine s električnim pogonom brodskog vijka (C) turbina je izravno spojena na električni generator koji preko elektroničkog invertora napaja motor vijka. Izbor brzine, ukapčenje i preokretanje motora izvodi se preko invertora.

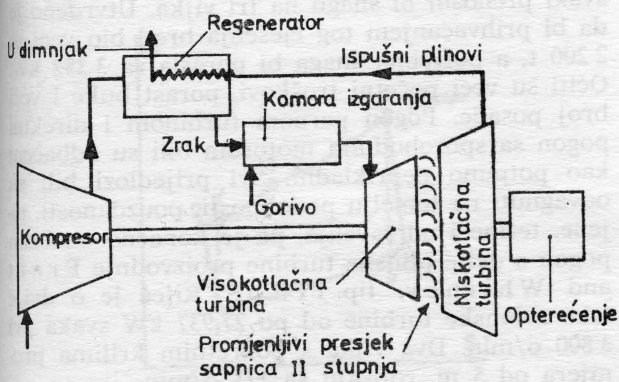
Na sl. 18. je blok lake i porivne plinske turbine, pa je lako uočiti kompaktnost konstrukcije u usporedbi s parnom turbinom i potrebnim kotlovskim postrojenjem. Plinska turbina i pomoćni uređaji za upućivanje, podmazivanje, upravljanje količinom goriva i hlađenje obuhvaćeni su zvučnom izolacijom i buka je plinske turbine u strojarnici manja od buke što je proizvode pomoćni strojevi. Jedinica je teška samo 15 tona. Mlazni avionski motor je težak 7 tona, što olakšava zamjenu i radove održavanja.

Za vrijeme rata bila je izgrađena serija tankera s parnim turboelektričnim pogonom. General Electric je razvio sličan sistem, u kojem je parnu turbinu zamijenila industrijska plinska turbina. Sinhroni generator izmjenične struje pogoni sinhroni motor. Upotreba sinhronih strojeva osigurava čvrst odnos brzine između generatora i motora vijka. Tako pri spoju 6-polnog generatora, koji radi s 1200 o/min, sa 72-polnim motorom brodski vijak razvija $6/72 \cdot 1200 = 100$ o/min. Na sl. 19. shema je plinske turbine MS-3002, koja je zamijenila parnu turbinu u spomenutom slučaju. To je dvoosovinska plinska turbina s upotrebom promjenljiva presjeka sapnica drugog stupnja turbine. Riječ je o otvorenome regenerativnom procesu, kod kojeg se na račun regeneracije potrošak goriva smanjuje 30%. Promjenom kuta sapnica drugog stupnja turbine regulira se snaga pri promjeni opterećenja, kompenzira se utjecaj promjene temperature okoline i smanjuje se potrebna snaga za upućivanje. Broj okretaja osovine se mijenja s opterećenjem. Turbina razvija 9200 kW pri 6500 o/min, a specifični potrošak goriva je 267 g/kWh.

Perspektivna je upotreba plinskih turbina na brodovima za prevoz ukapljenoga prirodnog plina. Od 40 brodova LNG koji imaju pogon s parnim turbinama, samo jedan je s motorom na



Sl. 18.



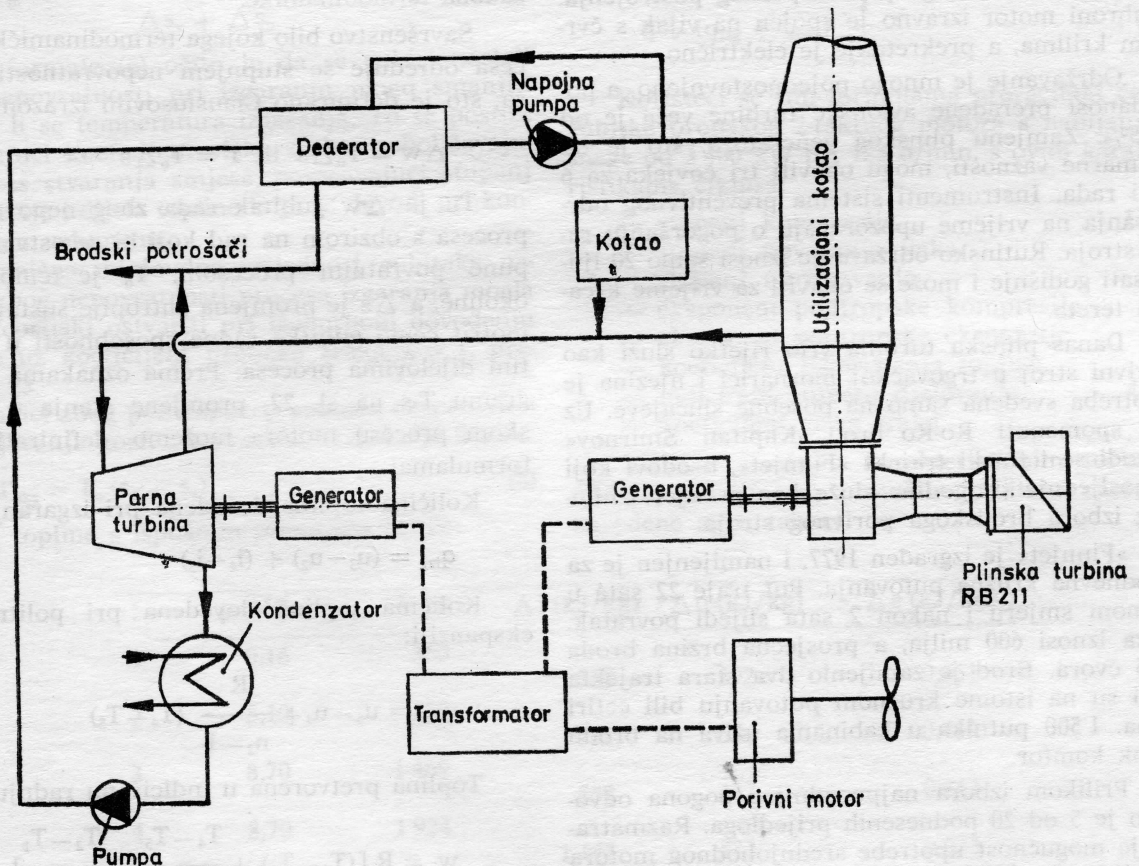
Sl. 19.

dvojno gorivo i jedan s teškom plinskom turbinom. Ekonomičnost pogona plinskom turbinom proizlazi iz mogućnosti iskorištavanja velike količine isparenog plina u tankovima, koji je neekonomično nanovo ukapljiti, a nepraktično uskladištiti pod tlakom. Jedina praktična mogućnost je izgaranje u komori plinske turbine. Budući da je potrebno i dodatno gorivo, učin pogonskog postrojenja od osobite je važnosti, kako bi se na što manju mjeru sveo potrošak tekućeg goriva.

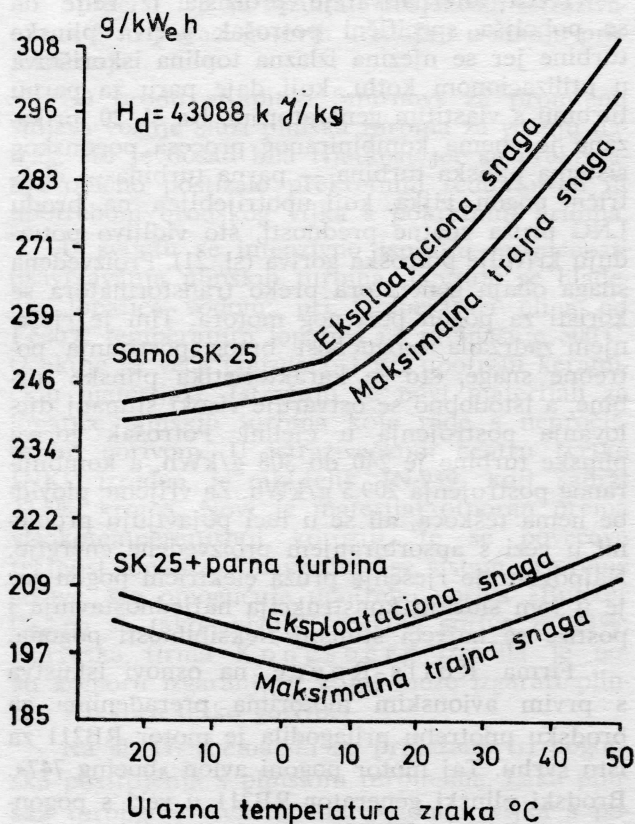
Alternativno su moguća tri rješenja pogona: a) mehanički pogon, koji obuhvaća avionsku turbinu s reduktorom i vijkom promjenljiva uspona ili s čvrstim krilima i izmjeničnim prijenosnikom, b) električni pogon i c) kombinirani električni pogon.

Treća alternativa je proizišla iz želje da se poboljša specifični potrošak goriva plinske turbine jer se njezina izlazna toplina iskorištava u utilizacionom kotlu, koji daje paru za parnu turbinu s vlastitim generatorom. Na sl. 20. prikazana je shema kombiniranog procesa pogonskog sistema plinska turbina — parna turbina — električni pogon vijka, koji upotrijebljen na brodu LNG pruža znatne prednosti, što vidljivo potvrđuju krivulje potroška goriva (sl. 21). Proizvedena snaga obaju generatora preko transformatora se koristi za pogon porivnog motora. Tim je rješenjem zadržana mogućnost brzog postizanja potrebne snage, što je karakteristika plinske turbine, a istodobno se ostvaruje visoki stupanj djelovanja postrojenja u cjelini. Potrošak goriva plinske turbine je 240 do 308 g/kWh, a kombiniranog postrojenja 209,5 g/kWh. Za vrijeme plovidbe nema teškoća, ali se u luci pojavljuju problemi u vezi s apsorpiranjem proizvedene energije. Najpovoljnije rješenje pruža električni pogon jer je u tom slučaju konstrukcija najjednostavnija i postiže se najveći stupanj fleksibilnosti pogona.

Firma Rolls-Royce na osnovi iskustva s prvim avionskim motorima prerađenima za brodsku upotrebu prilagodila je motor RB211 za istu svrhu. Taj motor pogoni avion »boeing 747«. Brodski plinski generator RB211 u vezi s pogonskom turbinom SK 25, a pri 3 000/3 600 o/min i temperaturi okoline od 15°C, razvija 19 400 kW. Energetski potencijal izlazne topline dovoljan je



Sl. 20.



Sl. 21.

za izvedbu binarnoga plinsko-parnog postrojenja. Sinhroni motor izravno je spojen na vijak s čvrstim krilima, a prekratanje je električno.

Održavanje je mnogo pojednostavnjeno, a pouzdanost prerađene avionske turbine veća je od 99,5%. Zamjenu plinskog generatora, što je od primarne važnosti, mogu obaviti tri čovjeka za 6 sati rada. Instrumenti sistema preventivnog održavanja na vrijeme upozoravaju o pogoršanju rada stroja. Rutinsko održavanje iznosi samo 20 lju-di-sati godišnje i može se obaviti za vrijeme krca-nja tereta.

Danas plinska turbina vrlo rijetko služi kao porivni stroj u trgovačkoj mornarici i njezina je upotreba svedena samo na posebne slučajeve. Uz već spomenuti Ro-Ro brod »Kapitan Smirnov« navodi se i finski trajekt »Finnjet«, brodovi koji u posljednje tri godine služe kao primjer iznimnog izbora brodskoga porivnog stroja.

»Finnjet« je izgrađen 1977. i namijenjen je za dvodnevna kružna putovanja. Put traje 22 sata u jednom smjeru i nakon 2 sata slijedi povratak. Ruta iznosi 600 milja, a prosječna brzina broda 29,5 čvora. Brod je zamijenio dva stara trajekta koji su na istome kružnom putovanju bili četiri dana. 1 500 putnika u kabinama uživa na brodu visok komfor.

Prilikom izbora najpogodnijeg pogona odvo-jeno je 5 od 20 podnesenih prijedloga. Razmatra-na je mogućnost upotrebe srednjohodnog motora s prijenosom. Šest motora snage od po 10 430 kW

svaki prenosili bi snagu na tri vijka. Utvrđeno je da bi prihvaćanjem tog rješenja brod bio veći za 2 200 t, a potrebna snaga bi porasla za 3 352 kW. Očiti su veći početni troškovi, porast buke i veći broj posade. Pogon parnom turbinom i direktni pogon sa sporohodnim motorom bili su odbačeni kao potpuno neprikladni. Svi prijedlozi bili su odvagnuti na temelju podobnosti, pouzdanosti, ci-jene, težine i održavanja, pa je konačno odabran pogon s dvije plinske turbine proizvodnje Pratt and Whitney, tip FT4C-1B. Riječ je o dvije lake avionske turbine od po 27 937 kW svaka pri 3 800 o/min. Dva vijka s pokretnim krilima pro-mjera od 5 m, rotiraju sa 171 o/min.

Jednogodišnje pogonsko iskustvo je bilo više nego dobro, što je potvrdilo ispravan izbor pogon-skog stroja. Predstavnici brodovlasnika i Wärtsilä brodogradilišta iz Helsinkija su izjavili da je jedi-no ispravno rješenje za brod odgovarajuće linije i brzine bilo plinska turbina.

7. RASPODJELA GUBITAKA ENERGIJE BRODSKOGA DIZELSKOG MOTORA

Dizelski motori pri pretvaranju toplinske e-nergije u rad iskoriste manje od 50% toplinske energije goriva. Efektivni stupanj djelovanja su-vremenih brodskih dizelskih motora mijenja se u granicama 0,39 do 0,43, i njegovo znatno poveća-nje malo je vjerojatno, što proizlazi iz poznatih zakona termodinamike.

Savršenstvo bilo kojega termodinamičkog pro-cesa određuje se stupnjem nepovratnosti proce-sa, što je definirano Clausiusovim izrazom:

$$\Delta w = T_0 \Delta s \text{ ili } \Gamma = T_0 \Delta s \quad (1)$$

Tu je Δw gubitak rada zbog nepovratnosti procesa s obzirom na rad koji bi se ostvario pot-puno povratnim procesom, T_0 je temperatura okoline, a Δs je promjena entropije sustava. Raz-motrit ćemo gubitke radne sposobnosti u različi-tim dijelovima procesa. Prema oznakama u dija-gramu T-s na sl. 22, promjene stanja u toplin-skom procesu motora možemo definirati ovim formulama:

Količina topline dovedena pri izgaranju:

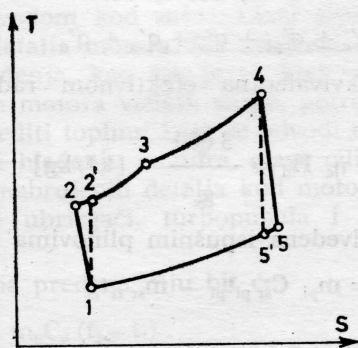
$$q_{izg} = (u_3 - u_2) + (i_4 - i_3) \quad (2)$$

Količina topline dovedena pri politropskoj ekspanziji:

$$q_{eks} = u_5 - u_4 + \frac{R}{n_2 - 1} (T_4 - T_5) \quad (3)$$

Toplina pretvorena u indiciranu radnju

$$w_i = R \left[(T_4 - T_3) + \frac{T_4 - T_5}{n_2 - 1} - \frac{T_2 - T_1}{n_1 - 1} \right] \quad (4)$$



Sl. 22.

Gubitak zbog nepovratnosti procesa izgaranja bit će:

$$\Gamma_{izg} = T_o (s_4 - s_2) \quad (5)$$

Taj gubitak možemo izraziti izrazom koji proizlazi iz dijagrama T-s procesa izgaranja, prema sl. 23:

$$\Gamma_{izg} = q_{izg} \frac{T_o}{T_m} \quad (6)$$

Pri tome je srednja temperatura procesa izgaranja:

$$T_m = \frac{T_{m1} \Delta s_v + T_{m2} \Delta s_p}{\Delta s_v + \Delta s_p} \quad (7)$$

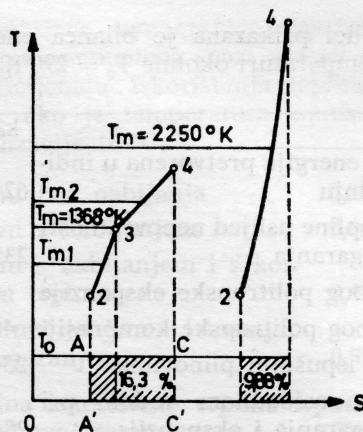
Iz formule (6) očito je da se gubici nastali zbog nepovratnosti pri izgaranju mogu smanjiti povećajući se temperatura izgaranja. To se postiže smanjujući koeficijent viška zraka, poboljšavajući proces stvaranja smjese, povećavajući stupanj kompresije i dijela topline koja se dovodi pri konstantnom volumenu.

Granična minimalna vrijednost gubitaka nastalih zbog nepovratnosti procesa izgaranja mogla bi se teorijski ostvariti pri izohornom dovođenju topline uz koeficijent pretička zraka $\lambda = 1$, prema sl. 23.

Gubici zbog politropskog procesa ekspanzije i dogorijevanja goriva u procesu ekspanzije iznose:

$$\Gamma_{eks} = T_o (s_5 - s_4) \quad (8)$$

Gubici topline s ispušnim plinovima bit će:



Sl. 23.

$$\Gamma_{pl} = T_o (s_1 - s_5) + (u_5 - u_1) \quad (9)$$

Gubici zbog politropske kompresije zraka su:

$$\Gamma_k = T_o (s_2 - s_1) + (u_2 - u_1) - \frac{R}{n_1 - 1} (T_2 - T_1) \quad (10)$$

Ako s β označimo koeficijent iskorištenja topline u motoru s obzirom na odvođenje topline rashladnom vodom i na nepotpuno izgaranje goriva, onda gubitke povezane s predajom topline rashladnoj vodi, pri procesu izgaranja i ekspanzije, možemo odrediti prema formuli:

$$\Gamma_{hl} = (1 - \beta) q \quad (11)$$

gdje je q dovedena toplina po 1 kg zraka:

$$q = (q_{izg} + q_{eks}) \cdot \frac{1}{\beta} \quad (12)$$

Koristeći se tim formulama proračunat ćemo gubitke brodskog 2-taktnog motora s nabijanjem snage od 3 400 kW pri 125 o/min, s ovim karakteristikama ciklusa:

— stupanj kompresije	13
— stupanj povećanja tlaka	1,71
— stupanj ubrizgavanja	1,31
— eksponent politropske kompresije	1,35
— eksponent politropske ekspanzije	1,30
— koeficijent iskorištenja topline	0,8
— indicirani stupanj djelovanja	44
— koeficijent viška zraka	2

Veličine stanja u karakterističnim točkama ciklusa, potrebne za proračun gubitaka energije, navedene su u tablici.

	p (MPa)	T (°K)	Δi (kJ/kg)	Δu (kJ/kg)	Δs (kJ/kgK)
1	0,16	350	538	392	-0,051
2	5,10	859	711	536	0,469
3	8,70	1 469	557	427	0,343
4	8,70	1 924	1 147	873	0,023
5	0,44	967			$s_1 - s_5 = -0,785$

U tablici prikazana je bilanca energije motora pri temperaturi okoline $T_o = 290^\circ\text{K}$.

	kJ/kg	%
Toplinska energija pretvorena u indiciranu radnju	629	43,4
Gubitak topline uslijed nepovratnosti procesa izgaranja	235,7	16,3
Gubitak zbog politropske ekspanzije	6,74	0,46
Gubitak zbog politropske kompresije	40,60	2,80
Gubitak s ispušnim plinovima	254,0	17,50
Gubitak s rashladnom vodom pri procesu izgaranja i ekspanzije	284,0	19,6

Srednja temperatura u promatranom primjeru, prema formuli (7), jest 1368°K . Pri radu istog motora s dovođenjem topline, samo pri $v = \text{konst.}$ i $\lambda = 1$, srednja temperatura je 2250°K . U tom slučaju se gubitak energije uzrokovan nepovratnošću procesa izgaranja smanjuje od $16,3\%$ na $9,88\%$, pa se povećava indicirani stupanj djelovanja motora za $6,35\%$.

Međutim, postizanje tako visoke srednje temperature T_m ograničeno je danas upotrebljivim materijalima, a osim toga je nemoguće postići potpuno izgaranje pri $\lambda = 1$. Primjer upućuje na to da od intenzifikacije toplinskog procesa izgaranja ne treba očekivati povećanje η_i , koji je kod stvarnih motora moguće povećati za cca 3% na račun sniženja Γ_{izg} .

Približno je jednaka raspodjela i kod 4-taktnih srednjohodnih motora. Analiza parametara radnog procesa suvremenih brodskih dizelskih motora pokazuje da sve mjere u vezi sa smanjenjem gubitaka Γ_{izg} , Γ_{eks} , i Γ_k na račun usavršavanja konstrukcije i radnog procesa motora, pri konstantnoj ili malo promjenljivoj temperaturi T_m , ne mogu dati bitno povećanje η_i .

Nabijanje, hlađenje zraka nabijanja i povećanje srednjega efektivnog tlaka također neznatno povećavaju koeficijent termodinamičke valjanosti motora, iako poboljšavaju pokazatelje njegova rada.

Sve to pokazuje da u skoroj budućnosti osnovni naponi u usavršavanju brodskih dizelskih postrojenja moraju biti usmjereni u istraživanje mogućnosti cjelovitog iskorištavanja gubitaka toplinske energije.

Pri analizi gubitaka energije mnogo se koristi eksergijom umjesto entropijom. Iako su oba pristupa analizi gubitaka istovrijedna, ipak je za kružne procese metoda entropije preglednija i jednostavnija.

8. TOPLINSKA BILANCA DIZELSKOG MOTORA

Toplinsku bilancu motora s obzirom na 1 kg goriva možemo prikazati sa:

$$H_d = q_e + q_{pl} + q_v + q_u + q_o \quad [\text{kJ/kg}] \quad (13)$$

Izrazimo li to u $\%$, dobiva se:

$$1 = q'_e + q'_{pl} + q'_v + q'_u + q'_o \quad (14)$$

Toplina ekvivalentna efektivnom radu motora bila bi:

$$q_e = \eta_e H_d = \frac{3600}{g_e} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (15)$$

Toplina odvedena ispušnim plinovima iznosi:

$$q_{pl} = m_{pl} C_{sr pl} t_{pl} - m_{sr zr} t_{zr} \quad (16)$$

gdje su:

$$m_{pl} = \lambda \varphi L_{min} + 1 \quad [\text{kg plina/kg goriva}] \quad (17)$$

$$m_{zr} = \lambda \varphi L_{min} \quad [\text{kg zraka/kg goriva}] \quad (18)$$

mase ispušnih plinova i zraka s obzirom na jedan kilogram goriva dovedenoga u motor.

λ — koeficijent viška zraka

φ — koeficijent ispiranja

$$L_{min} = \frac{2,67 C + 8 H + S - O}{23} \quad [\text{kg zr/kg gor.}] \text{ — teorij-}$$

ska količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva

C, H, S i O — sadržaji ugljika, vodika, sumpora i kisika u gorivu u $\%$

$C_{sr zr} = 0,9852 + 0,0000934 t_{zr}$ [kJ/kgK] — srednja specifična toplina zraka

$C_{sr pl} = 1,03 + 0,000126 t_{pl}$ [kJ/kgK] — srednja specifična toplina proizvoda izgaranja goriva za $\lambda = 1$.

t_{pl} — temperatura ispušnih plinova u ispušnom cjevovodu

t_{zr} — temperatura svježeg zraka na ulazu u cilindar

Koeficijent ispiranja φ je:

— za 4-taktne motore bez nabijanja $1,03 - 1,05$

— za 4-taktne motore s nabijanjem $1,10 - 1,20$

— za 2-taktne motore s konturnim ispiranjem $1,50 - 1,80$

— za 2-taktne motore s istosmjernim ispiranjem $1,30 - 1,50$

Manja vrijednost je za dvotaktne motore bez nabijanja, a veća je za dvotaktne motore s nabijanjem.

Pri ispitivanju motora koeficijent viška zraka određuje se na temelju analize plinova. Tako dobivamo vrijednost ukupnog koeficijenta viška zraka λ_{uk} , kojim su obuhvaćeni koeficijent viška zraka i koeficijent ispiranja. Koristeći se ukupnim koeficijentom viška zraka možemo toplinu ispušnih plinova izračunati prema:

$$q_{pl} = (\lambda_{uk} L_{min} + 1) C_{pl} t_{pl} - \lambda_{uk} L_{min} C_{zr} t_{zr} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (19)$$

Toplina odvedena rashladnom vodom bit će:

$$q_v = \frac{m_v C_v (t_2 - t_1)}{m_g} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (20)$$

m_v — protok vode [kg/h]

m_g — potrošak goriva [kg/h]

C_v — specifična toplina vode [kJ/kgK]

t_1 i t_2 — temperature vode na ulazu i izlazu rashladnika

Po toj formuli određuju se gubici topline s rashladnom vodom kod zajedničkog sistema hlađenja svih detalja motora. Pri upotrebi odjelnih sistema hlađenja, kao što je to kod sporohodnih dvotaktnih motora velikih snaga, potrebno je posebno odrediti toplinu koja se odvodi rashladnom vodom pri hlađenju cilindra, glave cilindra i stapa. Osim nabrojanih detalja kod motora se također hlade ubrizgači, turbopuhala i rashladnici zraka.

Toplina predana ulju bit će:

$$q_u = \frac{m_u C_u (t_2 - t_1)}{m_g} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (21)$$

Tu su t_2 i t_1 temperature ulja na ulazu i izlazu rashladnika. Ta energija obuhvaća toplinu trenja u ležajevima, dio topline trenja cilindra i stapa, ali i toplinu hlađenja stapa pri hlađenju uljem.

Toplina koja se odvodi rashladnom tvari nije jednaka istoimenom gubitku i još obuhvaća dio gubitaka uzrokovanih politropskim procesima, dio mehaničkih gubitaka i dio gubitaka u ispušnim plinovima koji se predaju rashladnoj vodi za vrijeme ispuha. Zadnji član jednadžbe obuhvaća gubitke ekvivalentne mehaničkim gubicima, nekontrolirane gubitke nepotpunog izgaranja, toplinu predanu okolini i dopuštene pogreške pri sastavljanju toplinske bilance.

Za motore s rashladnicima i hlađenim stapovima, temperaturni nivoi toplinskih gubitaka su različiti, pa se svrsishodno koristiti jednadžbom bilance topline:

$$H_d = q_e + q_{pl} + q_{hl\ c} + q_{hl\ z} + q_{hl\ st} + q_u + q_o \quad [\text{kJ/kg}] \quad (22)$$

$q_{hl\ c}$ — toplina odvedena vodom pri hlađenju cilindra

$q_{hl\ st}$ — toplina odvedena vodom ili uljem pri hlađenju stapa

$q_{hl\ z}$ — toplina odvedena vodom pri hlađenju rashladnika zraka i turbopuhala

Toplinska bilanca za motore raznih tipova ovisi o taktnosti, broju okretaja, konstrukciji, opterećenju, stupnju nabijanja i o drugim činiocima.

Gubici topline s ispušnim plinovima pri nominalnoj snazi približno su 10% veći kod dvotaktnih nego kod četverotaktnih motora. Međutim temperaturni nivo gubitaka kod dvotaktnih motora je niži zbog većega ukupnog koeficijenta viška zraka. Povećanjem stupnja nabijanja rastu gubici topline s ispušnim plinovima.

Temperature ispušnih plinova pri nominalnoj snazi su:

4-taktni bez nabijanja	360—410°C	$\lambda_{uk} = 2-2,7$
4-taktni s nabijanjem	380—450°C	
2-taktni s nabijanjem i s konturnim ispiranjem	270—310°C	$\lambda_{uk} = 3-3,5$
2-taktni s nabijanjem i s istosmjernim ispiranjem	360—380°C	

Za navedene temperature ispušnih plinova mogu se pri nominalnoj snazi postići ove vrijednosti koeficijenata iskorištenja topline ispušnih plinova ψ , ako je temperatura ispušnih plinova nakon utilizacije 160°C:

4-taktni bez nabijanja	0,59—0,64
4-taktni s nabijanjem	0,64—0,67
2-taktni s nabijanjem i s konturnim ispiranjem	0,45—0,52
2-taktni s nabijanjem i istosmjernim ispiranjem	0,59—0,61

Količina iskorištene topline ispušnih plinova ovisi o njihovoj temperaturi i λ_{uk} . Temperaturu ispušnih plinova i koeficijent iskorištenja topline ispušnih plinova, pri djelomičnim karakteristikama brzine, možemo izračunati prema formulama:

$$t_{pl} = t_{pl\ nom} \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^m;$$

$$\psi = 1 - \frac{t_{pl}}{t_{pl\ nom}} \left(\frac{n_{nom}}{n} \right)^m; \quad m = 2,05$$

Specifična količina topline koja se odnosi na jedinicu snage je:

$$q_{plN} = q'_{pl} g_e H_d \quad [\text{kJ/kWh}] \quad (23)$$

Pri radu motora na djelomičnim režimima rada q_{plN} se mijenja.

Apsolutna vrijednost gubitaka topline s ispušnim plinovima izračunava se prema formuli:

$$Q_{pl} = q_{plN} N_e \quad [\text{kJ/h}] \quad (24)$$

gdje je:

$$N_e = N_{e\ nom} \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^3 \quad (25)$$

Ako je poznata promjena q'_{pl} na djelomičnim režimima rada (sl. 24), daje se odrediti količina topline koja se u promatranom slučaju može iskorištiti u utilizacionom postrojenju, prema jednadžbi:

$$Q = q_{plN} \psi N_e \quad [\text{kJ/h}] \quad (26)$$

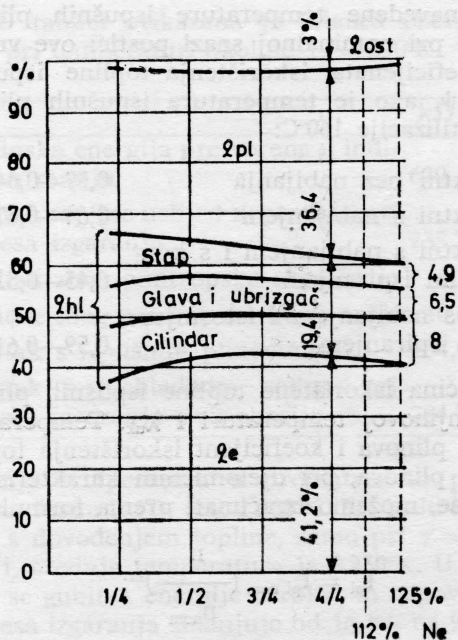
Ako u formulu (23) uvrstimo:

$$g_e = \frac{3\ 600}{\eta_e H_d} \quad [\text{kg/kWh}]$$

onda specifični rashod topline s ispušnim plinovima i s rashladnom vodom u kJ/kWh možemo pisati:

$$q_{plN} = 3\ 600 \frac{q'_{pl}}{\eta_e} \quad (27)$$

$$q_{vN} = 3\ 600 \frac{q'_v}{\eta_e} \quad (28)$$



Sl. 24.

Približne vrijednosti tih veličina kreću se u granicama:

$$q_{pIN} = 2\,600 - 4\,100 \quad q_{vN} = 800 - 2\,800$$

Tablica 4.

	Energetska bilanca	Eksergetska bilanca
Korisna energija i eksergija	40,5	40,5
Energija i eksergija ispušnih plinova	37,7	12,8
Energija i eksergija rashladne vode	17,8	1,55
Energija i eksergija ulja	4,0	0,25
Unutrašnji gubitak eksergije u motoru	—	44,9

Energetska bilanca po svojoj prirodi ne može iskazati gubitke nastale zbog nepovratnosti procesa. Za kvantitativnu ocjenu valjanosti bilo kojeg oblika energije uveden je pojam eksergije.

Eksergetska bilanca energije osniva se na prvom i drugom stavku termodinamike, te uzima u obzir gubitke nepovratnosti realnih procesa i omogućuje ocjenu stupnja termodinamičkog savršenstva sustava. Ako energija prelazeći iz jednog oblika u drugi, ne može uopće iščeznuti, pa onda i termin »gubitak energije« ima uvjetno značenje (npr. gubici energije ne općenito, već za promatrani motor). Međutim, gubitak eksergije označava potpuno njezino nestajanje povezano s disperzijom (rasipanjem) energije. Eksergija sustava koji uzajamno djeluje s okolinom ostaje neizmijenjena pri povratnom izvođenju svih procesa, ali se smanjuje ako se bilo koji proces odvija nepovratno.

Pri analizi niza sustava, kao npr. motora predviđenih samo za proizvodnju mehaničke energije, stupanj termodinamičkog savršenstva može se odrediti i bez proračuna eksergije. Ali, ako u slučaju rada na izlazu sustava imamo tokove energije razne kvalitete, onda je optimalna procjena su-

stava moguća pri svođenju svih tokova energije na isto mjerilo, što se s dovoljnom točnošću postiže sastavljanjem eksergetske bilance i proračunom eksergetskog stupnja djelovanja sustava. Energetski i eksergetski stupanj djelovanja složenih sustava bitno se razlikuju i, što je osobito važno, pri promjeni shema postrojenja mijenjaju se različito. Najveći je gubitak eksergije pri izgaranju goriva (parni kotlovi, komora izgaranja plinskih turbina i dizelski motori) i iznosi od 50 do 30%, i to je veći što su niži temperatura i tlak pri procesu izgaranja.

U tablici 4 je provedena usporedba energetske i eksergetske bilance sporohodnog motora 9RD90 snage od 12 000 kW.

Sve su vrijednosti u % topline izgaranja (eksergije) goriva.

Usporedba pokazuje da odnos energija ispušnih plinova i rashladne vode iznosi 2,12, dok eksergija plinova nadmašuje eksergiju vode 8,26 puta.

Pri analizi složenih energetskih sustava, kao što je utilizaciono postrojenje motornog broda, nije važna energija, već eksergija.

Određivanje putova racionalnog iskorištavanja eksergije i njezina očuvanja zapravo je optimizacija energetskih uređaja.

9. ENERGETSKA BILANCA BRODA

Brodsko je postrojenje složeni kompleks raznih energetskih uređaja koji se koriste različitim oblicima energije, a njima je izvor tekuće gorivo.

Ukupna količina topline potrebna brodu za vrijeme plovidbe bit će:

$$Q = Q_{GM} + Q_{PM} + Q_k$$

ili

$$q'_{GM} + q'_{PM} + q'_k = 1 \quad (29)$$

Bilanca obuhvaća: toplinu potrebnu za rad glavnog motora i pomoćnih motora i toplinu potrebnu kotlovskom uređaju. Ako jednadžbu podišači na brodu, dobivamo udjele topline, izražene jelimo ukupnom toplinom koju troše svi potrošnici, koji se odnose na glavni motor, pomoćne motore i kotlovsko postrojenje. Električna energija proizvedena pomoćnim motorima raspodjeljuje se na pogonske uređaje i na ostale potrebe. Toplinska energija proizvedena u kotlu koristi se u izmjenjivačima topline pogonskog uređaja i na ostale potrošače. U tablici su svrstani udjeli topline za različite vrste brodova.

Tablica 5.

Tip broda	Mehanička energija q'_{GM}	Električna energija q'_{PM}	Toplinska energija q'_k
	x	y	z
Motorni brodovi za rasute terete	83 — 92	4 — 10	4 — 8
Tankeri	60 — 82	3 — 8	10 — 32
Brodovi za prevoz hlađenog tereta	57 — 76	36 — 20	4 — 8
Teretno-putnički brodovi	75 — 80	7 — 10	10 — 15

Energetski stupanj djelovanja cijelog postrojenja, pri jednakim ogrjevnim vrijednostima goriva svih potrošača energije, možemo odrediti prema izrazu:

$$\eta_{post} = \frac{B_1 \eta_{e1} \eta_p + B_2 \eta_{e2} \eta_g + B_3 \eta_k}{B} \quad (30)$$

B, B_1, B_2, B_3 — ukupni potrošak goriva cijelog pogona, glavnog motora, pomoćnih motora i pomoćnog kotla u kg/h

$\eta_{e1}, \eta_{e2}, \eta_k$ — stupnjevi djelovanja: glavnog motora, pomoćnih motora i pomoćnog kotla

η_p, η_g — stupanj djelovanja prijenosa od glavnog motora na brodski vijak i stupanj djelovanja generatora

Koristeći se udjelima topline u %, dobivamo:

$$\eta_{post} = \eta_{e1} \eta_p x + \eta_{e2} \eta_g y + \eta_k z \quad (31)$$

Pri uspoređivanju dizelskih pogona kod kojih se iskorištava otpadna toplina, glavne motore možemo promatrati kao kombinirano postrojenje koje proizvodi mehaničku i toplinsku energiju.

Pošavši od indiciranog stupnja djelovanja kombiniranog postrojenja koje u parnom dijelu ciklusa iskorištava toplinu ispušnih plinova i rashladne vode, efektivni će se stupanj djelovanja postrojenja izraziti formulom:

$$\eta_{post} = \eta_{eM} + \eta_{eP} (q'_{pl} \psi_{pl} \beta + q'_v \psi_v \gamma) + (1 - \beta) q'_{pl} \psi_{pl} + (1 - \gamma) q'_v \psi_v \quad (32)$$

η_{eM} — efektivni stupanj djelovanja motora

η_{eP} — efektivno iskorištena energija u parnom dijelu ciklusa

q'_{pl} — gubitak s ispušnim plinovima %

ψ_{pl} — koeficijent iskorištenja topline ispušnih plinova u utilizacionom kotlu

q'_v — gubitak rashladnom vodom %

ψ_v — koeficijent iskorištenja topline rashladne vode u utilizacionom kotlu

β, γ — koeficijenti iskorištenja topline ispušnih plinova i rashladne vode u parnom dijelu ciklusa

Stupanj djelovanja parnog dijela ciklusa η_{p-p} manji je od stupnja djelovanja plinskog dijela ciklusa, pa se uvijek korisno poslužiti gubicima topline prvenstveno za dobivanje toplinske energije.

Proračunat ćemo stupanj djelovanja motornog pogona s visokim stupnjem iskorištavanja topline. Riječ je o tankeru »British Kestrel« od 15 500 tdw, pogonjenome motorom BiW snage od 5 500 kW s efektivnim stupnjem djelovanja od

40,6%. Utilizaciono postrojenje proizvodi 2 700 kg/h pregrijane pare tlaka od 9,15 bar i temperature od 300°C, te 850 kg/h suhozasićene pare tlaka od 1,75 bar. Pregrijana se para upotrebljava za pogon turbogeneratora snage od 400 kW, koji podmiruje potrebe električne energije. Stupanj djelovanja generatora je 18%. Suho zasićena para služi za životne potrebe, zagrijavanje goriva i kondicioniranje zraka. Toplina rashladne vode iskorištava se u vakuumskom isparivaču. Iz bilance topline motora izlazi $q'_{pl} = 35,6\%$ i $q'_v = 21,6\%$. U utilizacionom kotlu plinovi se hlade od 340°C do 160°C. Koeficijent iskorištenja topline ispušnih plinova je $\psi_{pl} = 0,535$, a rashladne vode $\psi_v = 0,14$. Dio toplinske energije ispušnih plinova koji se upotrebljava u turbogeneratoru je $\beta = 0,78$.

Za spomenuti primjer poslužimo se formulom (32) u ovom obliku:

$$\eta_{post} = \eta_{eM} + \eta_{eP} q'_{pl} \psi_{pl} \beta + (1 - \beta) q'_{pl} \psi_{pl} + q'_v \psi_v$$

$(1 - \beta) q'_{pl} \psi_{pl}$ — dio topline ispušnih plinova koji služi za životne potrebe, kondicioniranje zraka i zagrijavanje goriva

$\eta_{eP} q'_{pl} \psi_{pl} \beta$ — dio topline ispušnih plinova ekvivalentan snazi turbogeneratora

$q'_v \psi_v$ — dio topline rashladne vode koji se iskorištava u vakuumskom isparivaču

$$\eta_{post} = 40,6 + 2,68 + 4,2 + 3 = 50,48\%$$

Utilizacijom topline stupanj djelovanja postrojenja povećan je 24,3%. Suvremeni motorni brodovi s visokim stupnjem utilizacije otpadne topline imaju stupanj djelovanja 55%.

Pri ocjeni stupnja djelovanja cijelog postrojenja koristimo se eksergetskom analizom. Eksergetski stupanj djelovanja jest odnos korisno iskorištene eksergije E_k i eksergije potrošenog goriva E_g :

$$\eta_{eks} = \frac{E_k}{E_g} \quad (33)$$

Eksergija je većine tekućih goriva praktički jednaka njihovoj toplini izgaranja, pa je eksergija goriva:

$$E_g = H_d (B_1 + B_2 + B_3) \quad (34)$$

Pri tome su B_1, B_2 i B_3 ukupni potrošci goriva za glavni motor, pomoćne motore i kotlovsko postrojenje u kg/h.

Korisna eksergija je:

$$E_k = E_M + E_{el} + E_p + E_T \quad (35)$$

Eksergija korisno iskorištena u glavnom motoru:

$$E_M = 3\,600 N_M = B_1 H_d \eta_e \quad (36)$$

N_M — efektivna snaga glavnog motora

η_e — efektivni stupanj djelovanja glavnog motora

Eksergija iskorištena u pomoćnim motorima:

$$E_{PM} = 3\,600 N_{PM} = B_2 H_d \eta_e \quad (37)$$

N_{PM} — efektivna snaga pomoćnog motora

η_e — efektivni stupanj djelovanja pomoćnog motora

Eksergija ukupno proizvedene pare obuhvaća proizvodnju pomoćnog i utilizacionog kotla,

$E = E_{PK} + E_{UK}$, a proračunava se po formuli:

$$E = D (i - i_v) \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \quad [\text{kJ/h}] \quad (38)$$

D — proizvodnja pare (kg/h)

i, i_v — entalpija proizvedene pare i napojne vode (kJ/kg)

T_o — temperatura okoline (°K)

T_m — srednja temperatura dovođenja topline pri proizvodnji pare

Koristeći formulu (38) možemo napisati izraze: Eksergija iskorištena u utilizacionom generatoru

$$E_{TG} = 3\,600 N_{TG} = D_1 (i - i_v) \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \eta_{TG} \quad (39)$$

D_1 — utrošena količina pare u turbini turbogeneratora

η_{TG} — stupanj djelovanja turbogeneratora

Eksergija pare utrošena u raznim potrošačima toplinske energije

$$E_p = D_2 (i - i_v) \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \eta_p \quad (40)$$

D_2 — utrošena količina pare u potrošačima toplinske energije

η_p — stupanj djelovanja korisnika toplinske energije

Eksergija ekvivalentna snazi utilizacionog turboagregata, koji prenosi snagu na osovinu brodskog vijka

$$E_T = D_3 (i - i_v) \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) \eta_T \quad (41)$$

D_3 — utrošena količina pare u turbini

η_T — stupanj djelovanja turboagregata

Uvrstimo li u formulu (33) odgovarajuće izraze za E_k i E_g , izlazi:

$$\eta_{eks} = \frac{3\,600 (N_M + N_{PM} + N_{TG} + N_T) + E_p}{H_d (B_1 + B_2 + B_3)}$$

U tablici su podaci eksergetske analize za tri varijante utilizacije topline brodskog dizelskog postrojenja jednake snage.

Eksergija goriva glavnog motora	96,4	100	96,4
Eksergija goriva pomoćnih motora	3,6	—	3,6
E_M	39,3 (39,3)	40	39,3
E_{PM}	0,5 (0,5)	—	0,5
E_{TG}	—	0,8	—
E_p	1,02 (5,9)	1,02	1,22
E_T	—	—	3,72
$\eta_{eks} = E_k/E_g$	40,82 (45,7)	41,82	44,74

Toplina rashladne vode glavnog motora koristila se je, u sva tri slučaja, u vakuumskom isparivaču. Toplina ispušnih plinova koristi se u prvoj varijanti samo za proizvodnju pare potrebnu svim potrošačima na brodu. U drugom slučaju energija proizvedene pare se iskorištava za potrebe topline potrošača i u turbini turboagregata. Energija ispušnih plinova u trećoj varijanti koristi se kao i u prvoj i u turbini koja prenosi snagu na osovinu brodskog vijka. Vidi se, da je svrshodna primjena utilizacionih pogonskih turbina u postrojenjima većih snaga. U zgradama je iskorištena toplina u % i ukupni stupanj iskorištenja topline u postrojenju.

10. MOGUĆNOSTI ISKORIŠTAVANJA TOPLINE DIZELSKOG MOTORA

Najjednostavnije je iskorištavanje topline ispušnih plinova, koji imaju dovoljno visoku temperaturu 270°C — 420°C. Tu toplinu iskorištavamo u utilizacionim kotlovima i toplivodnim kotlovima za proizvodnju pare tlaka od 0,3 do 1,5 MPa, ili tople vode. Od topline koja se prenosi rashladnim sredstvima Q_{hl} praktički je prikladna za utilizaciju samo toplina slatke vode Q_v . Korištenje topline ulja i zraka je neracionalno s obzirom na malu količinu topline koja se prenosi spomenutim gubicima i na niski temperaturni nivo nosioca topline.

Toplina odvedena slatkom vodom iskorištava se u današnje vrijeme uglavnom u vakuumnim utilizacionim uređajima za dobivanje destilirane vode. Međutim, moguće je da proizvodnja utilizacionih uređaja za desalinizaciju znatno nadvisi potrebu za destilatom na transportnim brodovima. U perspektivi intenzivnija utilizacija topline rashladne vode može biti postignuta na ove načine:

a) povećanjem temperature rashladne vode, tj. primjenom visokotemperaturnog hlađenja;

b) šire iskorištavanje topline rashladne vode za ostvarenje rashladnog učina, tj. upotreba utilizacionih rashladnih uređaja;

c) upotreba utilizacionih turbina, koje rade s parom radne tvari niske temperature vrenja, kao što je freon, butan, izopentan i dr.;

d) iskorištavanje vode iz sistema visokotemperaturnog hlađenja motora u cirkulacijskom krugu utilizacionog kotla.

Proračuni izvršeni prema podacima eksploatacije više motornih brodova potvrđuju da se iskorištavanjem topline ispušnih plinova glavnog motora snizuje cijena elektroenergije više od dva puta, a cijena koštanja toplinske energije od 1,7 do 2,9 puta. Analize postrojenja suvremenih motornih brodova pokazuju da se iskorištavanjem topline ne osigurava samo opskrba broda toplinom već da preostaje obilna rezerva, koja raste s porastom snage glavnog motora. Pri snazi većoj od 5 000 kW proizvodnja pare utilizacionog kotla može biti dovoljna i za rad turbogeneratora, koji osigurava električnu energiju u vožnji.

Postizanje visokog učina iskorištenja topline je nemoguće zbog pomanjkanja dovoljnog broja potrošača toplinske energije s niskim temperaturnim nivoom. Za snažna dizelska postrojenja perspektivna su takva utilizaciona postrojenja, koja će potpuno zadovoljiti potrebe topline i električne energije i proizvoditi će mehaničku energiju koja bi se prenosila na osovinu brodskog vijka.

Toplinu ispušnih plinova i rashladne vode možemo iskorištavati na ove načine:

a) punom ili djelomičnom zamjenom pomoćnih parnih kotlova utilizacionim;

b) potpunom zamjenom pomoćnih kotlova utilizacionim kotlom i djelomičnom zamjenom dizelskog generatora turbogeneratorom, koji se koristi parom utilizacionog kotla;

c) potpunom zamjenom dizelskog generatora i pomoćnih kotlova.

U posljednjem slučaju se za vrijeme plovidbe štedi gorivo za pogon pomoćnih motora i kotlova. Istovremeno se smanjuje istrošenje dizelskog generatora i pomoćnih kotlova.

Realne mogućnosti iskorištavanja sekundarnih izvora energije premašuju potrebe broda u toplinskoj i električnoj energiji. Pri snazi glavnih motora od 5 500 do 23 000 kW moguća proizvodnja pare je od 1,4 do 2,3 puta veća od potreba na tankeru, a od 1,7 do 4,5 puta je veća od potreba broda za prevoz rasutih tereta.

S porastom snage motora postavlja se pitanje svrsishodnosti intenzivnijeg iskorištavanja, koje bi osim spomenutih koristi omogućilo i proizvodnju mehaničke energije za pogon broda. U promatranom slučaju snaga pogonskih strojeva može biti manja, što znači i manji potrošak goriva. Pri takvom načinu iskorištavanja topline dade se smanjiti specifični potrošak goriva do vrijednosti 0,19 — 0,18 kg/kWh.

Najveću rezervu iskorištenja topline ispušnih plinova imaju srednjohodni 4-taktni motori i sporohodni 2-taktni motori BiW s istosmjernim ispi-

ranjem. U tablici je navedena moguća specifična proizvodnja pare D/N_e utilizacionih kotlova.

Motor	λ_{uk}	t_{pl}	D/N_e
BiW	3 — 3,2	350 — 380	0,6 — 0,8
MAN	3,2 — 3,7	300 — 320	0,5 — 0,6
Sulzer	3,5 — 3,7	300 — 320	0,4 — 0,6
Fiat	3,2 — 3,8	270 — 300	0,3 — 0,6
4-taktni srednjohodni s nabijanjem	2,3 — 2,7	360 — 420	0,8 — 1,0

Specifična proizvodnja pare utilizacionih kotlova raste sa sniženjem parametara pare te s povećanjem t_{pl} i λ_{uk} . Posljednje vrijednosti ovise o taktosti motora, razini njegova forsiranja, sistemu ispiranja i dr.

Smanjenje potroška goriva dizelskog pogona s utilizacionim uređajem ovisi o njegovu stupnju korištenja. Potrošak goriva dizelskog postrojenja bez utilizacionog uređaja jest:

$$\text{za glavni motor } B_1 = g_e \frac{N_e}{\eta_p}$$

$$\text{za pomoćni motor } B_2 = g_e N_e$$

$$\text{za pomoćni kotao } B_3 = \frac{D(i - i_v)}{H_d \eta_k}$$

$$B = B_1 + B_2 + B_3 \quad [\text{kg/h}]$$

Ovdje su g_e i N_e specifični potrošci goriva i efektivne snage glavnog i pomoćnog motora, a η_p stupanj djelovanja prijenosa od glavnog motora na brodski vijak.

U pogonu s utilizacionim postrojenjem:

$$\text{za glavni motor } B'_1 = g'_e \left(\frac{N_e}{\eta_p} - N_T \right)$$

$$\text{za pomoćni motor } B'_2 = g'_e \left(N_e - \frac{N_{TG} - N_u}{\eta_g} \right)$$

$$\text{za pomoćni kotao } B'_3 = \frac{D'(i - i_v)'}{H_d \eta_k}$$

$$B' = B'_1 + B'_2 + B'_3 \quad [\text{kg/h}]$$

Ovdje je N_u snaga potrošena za rad utilizacionog uređaja.

Ako zanemarimo razlike specifičnih potroška goriva, stupnja djelovanja kotlova i parametara pare, koje su moguće: zbog povećanja otpora u ispušnom cjevovodu glavnog motora (priključak

utilizacionog kotla), promjene opterećenja dizelskog generatora, paralelnog rada pomoćnog i utilizacionog kotla, onda je ušteda goriva

$$\Delta B = B - B' = g_{cm} \cdot N_T + g_{cPM} \cdot \frac{N_{TG} - N_u}{\eta_g} + \frac{\Delta D (i - i_v)}{H_d \eta_k} \quad [\text{kg/h}]$$

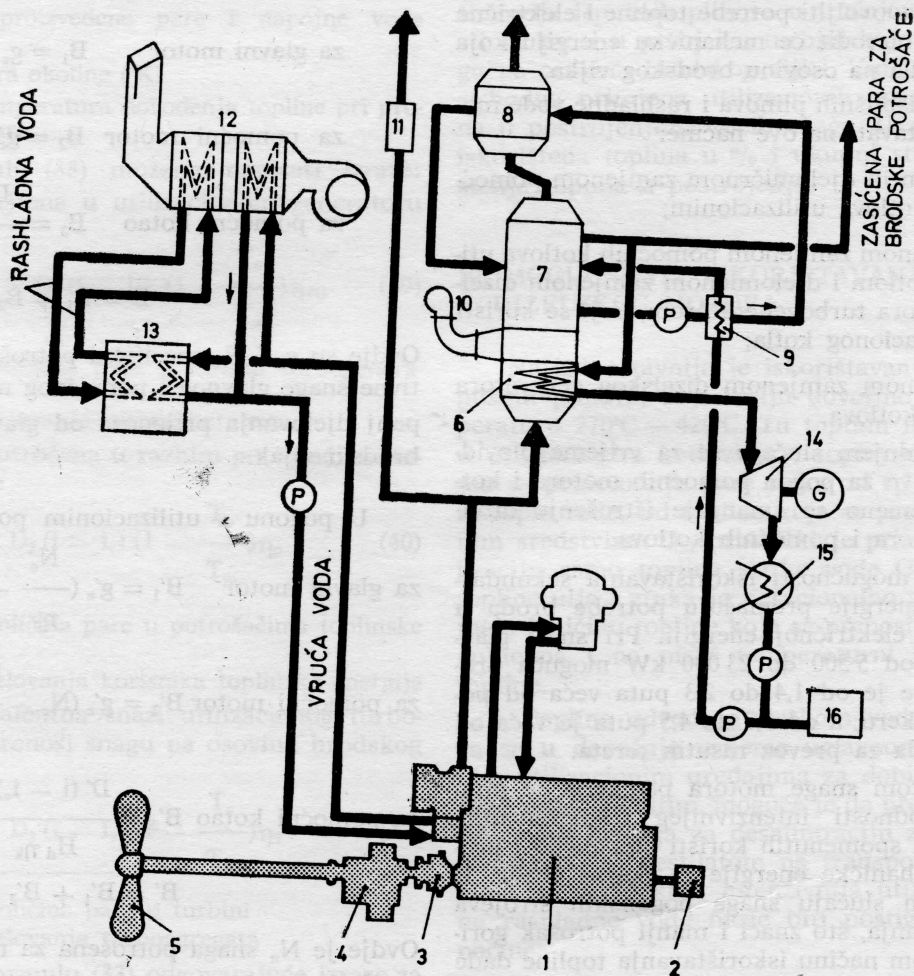
ΔD — smanjena proizvodnja pare pomoćnog kotla na račun utilizacionog kotla.

Proračunata ušteda goriva i dodatni troškovi za utilizacioni uređaj i njegovo održavanje dat će ekonomski učin korištenja uređaja. Na sl. 25. je dizelsko postrojenje s utilizacijom topline. Riječ je o proizvodu japanske firme *Kawasaki Heavy Industries* koja je razvila novo brodsko dizelsko postrojenje — *KSE* (*Kawasaki Super Economical Propulsion Plant*). Prvo je bilo u pogonu početkom 1978. na tankeru »Alamo« od 66 600 tdw. Pogonska mjerenja potvrdila su ekonomsku svrsishodnost postrojenja, pa je uslijedila narudžba za još 10 brodova.

- 6 — Pregrijač pare
- 7 — Parni kotao
- 8 — Ekonomajzer
- 9 — Zagrijač napojne vode
- 10 — Gorionik
- 11 — Prigušnik zvuka
- 12 — Klimatizacioni uređaj
- 13 — ApSORPCIONI rashladni stroj
- 14 — Turbogenerator
- 15 — Kondenzator
- 16 — Spremnik napojne vode
- 17 — Destilacioni uređaj

Optimalna granica stupnja utilizacije, pri zadanju temperaturi ispušnih plinova motora, određena je temperaturom plinova nakon kotla t_{iz} i dimenzijama kotla. Smanjenje temperature t_{iz} od 175°C na 160°C povećava proizvodnju pare $9,3\%$ pri porastu visine cjevnog dijela kotla 28% . Daljnje sniženje temperature je neracionalno, jer se pretjerano povećava visina utilizacionog kotla i raste otpor strujanju plinova uz neznatno povećanje proizvodnje pare.

Uređaji s visokim stupnjem utilizacije mogu biti izvedeni tako, da proizvode paru s jednim i



Sl. 25.

- 1 — Dizelski motor Kawasaki — Man
- 2 — Priključak za pogon pomoćnog stroja
- 3 — Elastična gumena spojka
- 4 — Reduktor broja okretaja
- 5 — Brodski vijak s čvrstim ili pokretnim krilima

dva stupnja tlaka. Posljednja izvedba je složena, skuplja i nameće veće dimenzije utilizacionog kotla, pa je svrsishodniji uređaj koji proizvodi paru s jednim stupnjem tlaka. To je naročito po-

	Kontejner	Ro-Ro brod	Brod za suhi teret	Tanker	LNG brod
Nosiva zapremina broda, RT	3 300	6 000	10 000	75 000	125 000
Snaga glavnog motora, kW	7 212	11 482	11 629	15 897	29 440
Tip glavnog motora	3 × 6PC2 — 5L	2 × 12PC2 — 5V	2 × 6CH62/64	9AKPH80/160-4	2 × 14CH62/64 10AKPH98/200-4
Godišnje korištenje broda, sati	6 528	6 432	4 368	6 936	6 528
Električna energija potrebna pri plovidbi, kW	350	550	600	800	900
Tip utilizacionog uređaja	O V O V O V	V O V O V O	V O V O V O	V O V O V O	V UPT O V
Snaga turbogeneratora, kW	350	550	600	800	900
Godišnji potrošak goriva brodske elektrane pri plovidbi, t	549,4	849,6	678,9	1344	1480
Godišnji potrošak mazivog ulja brodske elektrane pri plovidbi, t	6,9	10,6	7,9	16,1	17,6
Godišnja ušteda navedenih izdataka za brodsku elektranu i utilizacioni uređaj visokog učina u odnosu na obični utilizacioni uređaj pri cijeni goriva po srednjim cijenama tržišta, %	—	68,4	—	73,1	64,1
				73,5	—
				—	61,2
				—	150
				—	61

TABLICA 1.

desno kod pogona sa sporohodnim motorima. Međutim, u pogonu sa srednjohodnim motorima velike snage može biti korisna upotreba utilizacione pogonske turbine (UPT), pa je uređaj s dva stupnja tlaka potreban. Tada se za ostale potrošače toplinske energije koristi para niskog tlaka, a za turbogenerator para visokog tlaka.

Vrlo je važan tlak pregrijane pare. Obavljena su ispitivanja za tlakove 5, 10 i 15 bar pri raznim vrijednostima temperature ispušnih plinova nakon kotla. Kod svih vrijednosti tlaka (shema s jednim stupnjem tlaka) raste ušteda goriva sa smanjenjem temperature plinova nakon kotla. Pri konstantnoj orjevnoj površini kotla ušteda goriva se nešto povećava s umanjem tlaka pare. Prelaz od tlaka 10 bar na tlak 5 bar pridonosi uštedi približno 5,2%, od 15 bar na 10 bar cca 4,5%. U pogonu sa sporohodnim motorima najveća ušteda se postiže s utilizacionim uređajem, koji proizvodi pregrijanu paru tlaka 5 bar. Za utilizacioni uređaj s jednim stupnjem tlaka i pogon sa srednjohodnim motorima velike snage koristan tlak pare je 12 bar. To je osobito važno u slučaju primjene utilizacione pogonske turbine.

U tablici su prikazani proračuni i korisnost primjene uređaja s visokim stupnjem utilizacije za razne vrste brodova prema podacima sovjetskih stručnjaka. Potreba toplinske energije se odnosi na zimski period plovidbe. U slučaju korištenja UPT, na osovini brodskog vijka je ostvareno 1472 kW do 1840 kW.

LITERATURA

- G. S. ROŽANSKI, Sudovne dvigateli vnutrenjeg sgoranja, »Sudostroenie«, Leningrad 1969.
- V. M. SELIVERSTOV, Utilizacija tepla v sudovih dizelnih ustanovkah, »Sudostroenie«, Leningrad 1973.
- B. A. VANŠEJIDT, P. A. GORDEEV, Sudovne ustanovki s dvigateljami vnutrenjeg sgoranja, »Sudostroenie«, 1978.
- C. C. POUNDER, Marine Diesel Engines, Newnes-Butterworths, London, 1978.
- The Motor Ship, 1978, Vol. 58, № 690, Power with responsibility.
- The Motor Ship, 1979, Vol. 59, № 702, Diesel engineering progress in 1978.
- Prof. Dr. Ing. O. Geisler, Dr. Ing. M. Gietzelt, Dipl. Ing. K. Knaack und Dipl. Ing. D. Röschmann, Entwicklungstendenzen im Schiffsmaschinenbau 1973, HANSA, 1974, Nr. 2.
- A. Ostergaard, K. Hvidtfeldt Rasmussen, The development of B and W two-stroke slow-speed engines, Supplement to »The Motor Ship«, November 1978.
- A. Ostergaard, R. Tjonneland, Turbocharging of two-stroke diesel engines, Supplement to »The Motor Ship«, November 1978.
- SEM-Pielstick's PC2-5 BTC a healthy sea service report, The Motor Ship, Vol. 59, № 699, 1978.
- M. Briner, Development of the Sulzer RLA 56 Crosshead Engine, Sulzer Technical Review, 3/1978.
- W. KILCHENMANN, 75 Years of Sulzer Diesel Engines, Sulzer Technical Review, 4/1974.
- Die ersten 15 Handelsschiffe mit GE-Gasturbinen in Scherbauweise, Zweites Seminar über GE-Schiffgasturbinen in der BRD, HANSA, 1971, Nr. 8.
- G. Wolf, A. Bitterli and A. Marti, Bore-cooled Combustion Chamber Components on Sulzer Diesel Engines, Sulzer Technical Review, 1/1979.
- Dr. W. Droste, Gas Turbine Propulsion Systems for Marine Service, Schiff und Hafen, März 1973 — Heft 3.
- T. A. Louie, General Electric heavy-duty gas turbine electric propulsion for a products carrier. Schiff und Hafen, März 1973 — Heft 3.
- M. J. Briner, R. Stoffel and H. Zehnder, Development and Test Run of the RN...M Engines, Sulzer technical Review, 1/1977.
- Shipbuilding and Marine Engineering, 1979, Vol. 102, № 1225, First year of the »Finnjet«.
- Shipbuilding and Marine Engineering, 1979, Vol. 102, № 1225, Gas turbines for LNG carrier propulsion.
- S. Izumi, R. Tsunaya and K. Tayma, Mitsubishi two-stage turbocharged UE-E type diesel engine, W. H. Houldershaw, London, 1978.
- Shipbuilding and Marine Engineering, 1978, Vol. 101, № 1224, Some crosshead engine developments aimed at economy.
- L. M. Viduckiji, Energetičeskie ustanovki sudov zarubežnoj postrojiki, Sudostroenie, 1979, br. 4.
- N. A. Dikiji, Sudovne gazo-paro-turbinnie ustanovki, »Sudostroenie«, 1978.
- G. A. Artemov, V. P. Bojikov, A. G. Gilmudtinov, Sudovne gazo-turbinnie ustanovki, »Sudostroenie«, 1978.
- A. A. Kanaev, M. I. Korneev, Parogazovne ustanovki, »Mašinstroenie«, 1974.
- F. M. Elistratov, Effektivnost glubokoji utilizaciji tepla otrabotavših gazov dizeleji na sudah morskog flota, Sudostroenie, 1979, br. 9.
- Roberto Penna, Combustione a letto fluido, L'AUTOMAZIONE NAVALE, 1977, br. 4.
- G. A. Larsen, Nuovi impianti di propulsione a vapore, L'AUTOMAZIONE NAVALE, 1977, br. 3.
- Incontro di studio in collaborazione con l'Istituto Internazionale delle Comunicazioni, »Economia di consumi e questione energetica«, L'AUTOMAZIONE NAVALE, 1979, br. 2.
- H. C. K. Spears, Steam propulsion for modern ships, The Institute of Marine Engineers, London, 1978.
- Hitachi's »twin-bank« marine propulsion engine system with claimed savings of up to 30 per cent, The Motor Ship, 1976, Vol. 57, № 676.
- An alternative LNG tanker plant: The aero-type gas turbine, Marine propulsion, May 1979.
- L. Mariani, GMT's small bore crosshead engine, Shipbuilding and engineering, 1979, Vol. 102, № 1226.
- Fast Russian gas turbine-powered Ro-ro ship »Kapitan Smirnov«, Shipbuilding and engineering, 1977, Vol. 100, № 1207.
- A. Ostergaard, The performance and potential of Band W's new L-GFC engines, The Motor Ship, 1979, Vol. 60, № 707.
- V. I. Romanov, V. T. Lisov, Razvitie sudovih gazoturbinnih ustanovok, Sudostroenie, 1979, br. 4.
- CODOG Propulsion Machinery Design and Operation Experience, Technical information letter Stal-Laval, 4/70.