

Metoda odabira brodskog pogonskog stroja sa stanovišta cijene koštanja energije

Šegulja, Ivica

Doctoral thesis / Disertacija

1998

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Rijeka, Faculty of Maritime Studies, Rijeka / Sveučilište u Rijeci, Pomorski fakultet**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:188:900251>

Rights / Prava: [Attribution-NoDerivatives 4.0 International/Imenovanje-Bez prerada 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-20**



Repository / Repozitorij:

[Repository of the University of Rijeka Library - SVKRI Repository](#)



**SVEUČILIŠTE U RIJECI
POMORSKI FAKULTET
RIJEKA**

Mr. sc. Ivica Šegulja

**METODA ODABIRA BRODSKOG POGONSKOG
STROJA SA STANOVIŠTA CIJENE KOŠTANJA
ENERGIJE**

**SVEUCILISNA KNJIZNICA
RIJEKA**



930039939

DOKTORSKI RAD

Rijeka, 1997

I. AUTOR

Ime i prezime: *IVICA ŠEGULJA*

Datum i mjesto rođenja: *22. svibnja 1958. u Rijeci*
Mjesto i naziv završene srednje škole: *Prva riječka gimnazija*

Mjesto i naziv završenog fakulteta: *Tehnički fakultet u Rijeci*

Mjesto i naziv fakulteta na kojem je magistrirao: *Tehnički fakultet u Rijeci*

II. DISERTACIJA

Naslov: *'METODA ODABIRA BRODSKOG STROJNOG KOMPLEKSA SA STANOVIŠTA CIJENE KOŠTANJA ENERGIJE'*

Ustanova na kojoj je izrađena: *Pomorski fakultet u Rijeci*
Broj stranica, slika ... *129 str., 42 slike, 47 bibl. jed.*

Znanstvena oblast i područje: *Tehnička znanost, polje tehnologije prometa i transporta*

Fakultet na kojem je izvršena obrana: *Pomorski fakultet u Rijeci*

III. OCJENA I OBRANA

Datum prijave teme: *12. prosinca 1991.*
Datum predaje rada: *prosinac 1997.*
Datum sjednice Vijeća na kojoj je rad prihvaćen: *22. prosinac 1997.*

Sastav povjerenstva koje je rad ocijenilo: *1/ Dr. sc. Dragan Martinović
2/ Dr. sc. Vladimir Medica
3/ Dr. sc. Damir Zec*

Sastav povjerenstva pred kojim je rad obranjen: *1/ Dr. sc. Dragan Martinović
2/ Dr. sc. Vladimir Medica
3/ Dr. sc. Damir Zec*

Datum obrane rada: *16. siječnja 1998.*
Datum promocije:

Doktorski rad obranjen je dana 16. siječnja 1998. godine na Pomorskom fakultetu u Rijeci, pred povjerenstvom za obranu u sastavu:

1. Dr. sc. Dragan Martinović, red. prof. Pomorskog fakulteta u Rijeci
2. Dr. sc. Vladimir Medica, izv. prof. Tehničkog fakulteta u Rijeci
3. Dr. sc. Damir Zec, docent Pomorskog fakulteta u Rijeci

Rad ima 129 listova

Ključne riječi:

pogonski stroj
model
troškovi
optimizacija

UDK :621.436.1:629.5.026:330.13](043.3)

S A Ž E T A K

n the
ion

Problem odabira pogonskog stroja broda je jedan od ključnih problem, koji je preduvjet za daljnju optimizaciju sistema pogonskog postrojenja.

Rad obrađuje ovu problematiku u pet dijelova.

U uvodnom je dijelu postavljen problem i cilj rada, osvrt na dosadašnja znanstvena istraživanja, metode znanstvenog istraživanja i metodološki prikaz disertacije.

Predmet obrade drugog dijela su osnovne značajke razvoja brodskih pogonskih strojeva. Dan je pregled razvoja brodskih pogonskih strojeva, sa posebnim naglaskom na razvoj dvotaktnih sporookretnih i četverotaktnih srednjeokretnih dizelskih motora. Prikazan je razvoj dva najznačajnija proizvođača dizelskih motora; Sulzer i Burmeister & Wein, te pregled sustava prijenosa snage na brodski vijak.

U trećem djelu su obrađeni troškovi koji se pojavljuju pri eksploataciji broda, a naročita je pažnja posvećena troškovima koji su značajni za odabir pogonskog stroja broda. Dat je model određivanja svih operativnih troškova, a na temelju kojih se kasnije predlaže metoda odabira pogonskog stroja.

U četvrtom dijelu su definirani svi značajni čimbenici, koji utječu na odabir pogonskog stroja broda; optimalna brzina broda, dimenzije pogonskog stroja, težina pogonskog stroja, cijena pogonskog stroja i pouzdanost pogonskog stroja. Izvršena je analiza svakog od tih čimbenika na odabir pogonskog stroja, te definirane funkcionalne zavisnosti istih o karakterističnim veličinama.

U petom djelu je izložena metoda odabira pogonskog stroja sa stanovišta cijene koštanja energije, i to najprije kroz definiranje srednjih uvjeta plovidbe, da bi se odredila projektna točka pogonskog stroja. Na temelju određene projektna točke pristupa se tehničkom odabiru pogonskog stroja, po već poznatim procedurama. Nakon odabira onih pogonskih strojeva koji tehnički zadovoljavaju, prilazi se odabiru

SAŽETAK

Problem odabira pogonskog stroja broda predstavlja složeni problem, koji je preduvjet za daljnju optimizaciju sveukupnog broskog pogonskog postrojenja.

Rad obrađuje ovu problematiku u pet dijelova.

U uvodnom je dijelu postavljen problem i cilj rada, osvrt na dosadašnja znanstvena istraživanja, metode znanstvenog istraživanja i metodološki prikaz disertacije.

Predmet obrade drugog dijela su osnovne značajke razvoja brodskih pogonskih strojeva. Dan je pregled razvoja brodskih pogonskih strojeva, sa posebnim naglaskom na razvoj dvotaktnih sporookretnih i četverotaktnih srednjeokretnih dizelskih motora. Prikazan je razvoj dva najznačajnija proizvođača dizelskih motora; Sulzer i Burmeister & Wein, te pregled sustava prijenosa snage na brodski vijak.

U trećem djelu su obrađeni troškovi koji se pojavljuju pri eksploataciji broda, a naročita je pažnja posvećena troškovima koji su značajni za odabir pogonskog stroja broda. Dat je model određivanja svih operativnih troškova, a na temelju kojih se kasnije predlaže metoda odabira pogonskog stroja.

U četvrtom dijelu su definirani svi značajni čimbenici, koji utječu na odabir pogonskog stroja broda; optimalna brzina broda, dimenzije pogonskog stroja, težina pogonskog stroja, cijena pogonskog stroja i pouzdanost pogonskog stroja. Izvršena je analiza svakog od tih čimbenika na odabir pogonskog stroja, te definirane funkcionalne zavisnosti istih o karakterističnim veličinama.

U petom djelu je izložena metoda odabira pogonskog stroja sa stanovišta cijene koštanja energije, i to najprije kroz definiranje srednjih uvjeta plovidbe, da bi se odredila projektna točka pogonskog stroja. Na temelju određene projektne točke pristupa se tehničkom odabiru pogonskog stroja, po već poznatim procedurama. Nakon odabira onih pogonskih strojeva koji tehnički zadovoljavaju, prilazi se odabiru

najpovoljnijeg pogonskog stroja analizom pogonskih troškova duž cijelog životnog vijeka broda. Primjenom metode sadašnje vrijednosti, svi budući tijekovi novca se svode na današnji dan i tako se dobiva mogućnost međusobne usporedbe pogonskih strojeva s obzirom na cijenu koštanja pogonske energije.

Također je dat numerički primjer predložene metode, na kojem se jasno razlučuje najpogodnija izvedba pogonskog stroja, po predloženoj metodi.

U završnom, šestom dijelu predočen je sažetak disertacije u cjelini, doprinos i mogućnosti uporabe u praksi, te prijedlozi daljnjih istraživanja sa ciljem proširenja istraživanja na cijeli brodski strojni kompleks.

SUMMARY

Selection problem of ship propulsion machine presents a complex problem which is a prerequisite for further optimisation of entire ship propulsion machinery.

This research work treats the cited problems in five parts.

The introductory part shows the problem and the aim of this research work as well as the methods of former scientific researches, methods and methodological description of this dissertation.

The subject of elaboration of the second part are the basic characteristics of the development of ship propulsion machine showing a review of the development of ship propulsion machines, with a particular accent on the development of low-speed two stroke and medium-speed four stroke diesel machines. It is also shown the development of two most important manufacturers of diesel engines: Sulzer and Burmeister and Wein, as well as the review of power transmission system to ship propeller.

The third part analyses the costs which appear in ship exploitation but particularly the costs crucial for ship propulsion machine selection. It is given the model of determining all operative costs on the basis of which later on is proposed the ship propulsion machine selection.

The fourth part is defining all essential factors which influence the selection of the ship propulsion machine, optimal ship speed, propulsion machine dimension, weight, price and its reliability. It is performed the analysis of each single factor for selection of propulsion machine and defined functional dependence of the same on characteristic dimensions.

The fifth part states the method of selection of propulsion machine from the standpoint of the energy costs and firstly through defining medium conditions of navigation, to determine project point of the propulsion machine one proceeds with technical selection of the propulsion machine in the sense of already known procedures. After selection those propulsion machines which technically meet the requirements one proceeds with most favourable propulsion machine by analysing the operating costs during the whole ship life time. By applying the method of the actual value, all future money courses are reduced to the present day and enables the mutual comparison of the propulsion machines regarding the price of propulsion energy.

It is also given the numerical example of proposed method on the basis of which is clearly distinguished the most favourable propulsion machine production as per proposed method.

In the final sixth part it is shown the summary of the dissertation in the whole, contribution and possibilities of the use in practice, as well as proposals for further researches aiming to enlarge researches to the whole ship machine complex.

SADRŽAJ:

| | |
|--|----|
| 1. Uvod | 1 |
| 2. Brodski pogonski strojevi | 4 |
| 2.1 Pregled razvoja brodskih pogonskih strojeva | 4 |
| 2.1.1 4 taktni motori | 12 |
| 2.1.2 2 taktni sporookretni motori | 15 |
| 2.1.3 SULZER | 15 |
| 2.1.4 BURMEISTER & WEIN motori | 20 |
| 2.1.5 Dizel-električni pogon | 23 |
| 2.2 Stanje pogonskih strojeva u devedesetim | 25 |
| 2.3 Sustavi prijenosa | |
| 2.3.1 Direktni pogon | 34 |
| 2.3.2 Indirektni pogon | 35 |
| 2.3.3 Dizel-električni pogon | 37 |
| 3. Osvrt na troškove broda | |
| 3.1 Struktura troškova u pomorstvu | 42 |
| 3.1.1 Operativni troškovi | 44 |
| 3.1.2 Putni troškovi | 49 |
| 3.1.3 Kapitalni troškovi | 52 |
| 3.2 Pogonski troškovi | 55 |
| 4. Utjecajni čimbenici odabira pogonskog stroja | |
| 4.1 Optimalna brzina broda | 67 |
| 4.2 Dimenzije pogonskog stroja u zavisnosti od karakterističnih veličina | 78 |
| 4.3 Masa pogonskog stroja u zavisnosti od karakterističnih veličina | 80 |

| | |
|---|-----|
| 4.4 Cijena pogonskih strojeva u zavisnosti od karakterističnih veličina | 81 |
| 4.5 Pouzdanost pogonskih strojeva | 82 |
| 5. Odabir pogonskog stroja | |
| 5.1 Određivanje srednjih uvjeta plovidbe | 92 |
| 5.2 Tehnički odabir pogonskog stroja | 100 |
| 5.3 Odabir pogonskog stroja sa stanovišta cijene koštanja pogonske energije | 107 |
| 5.4 Primjer izbora pogonskog stroja broda | 113 |
| 6. ZAKLJUČAK | 123 |
| LITERATURA | 124 |

Oznake i kratice

| | |
|-----------|---|
| b_e | - specifični potrošak goriva, g/kWh |
| c_m | - cijena montaže po jedinici mase pogonskog uređaja |
| c_{vj} | - koeficijent otpora vjetra |
| e | - jedinična cijena goriva |
| g | - ubrzanje zemljine teže, m/s^2 |
| h | - vrijeme reakcije |
| k | - stopa inflacije |
| l | - planirani interval za planski zahvat |
| m | - omjer amortizacije |
| n | - brzina vrtnje, min^{-1} |
| p | - broj dana u plovidbi |
| p_e | - srednji efektivni tlak, Pa |
| p_{max} | - maksimalni tlak, Pa |
| q_{zr} | - koeficijent dodatnog otpora zraka |
| r | - kamatna stopa |
| s | - broj dana u stajanju |
| t | - vrijeme plovidbe kroz pojedino područje |
| v | - brzina broda, m/s |
| z | - broj cilindara motora |
| B | - širina broda, m |
| C | - koeficijent admiraliteta |
| C | - troškovi prigovora (claims) |
| C_1 | - vrijednost pogonskog kompleksa |
| C_2 | - vrijednost montaže pogonskog kompleksa u trup broda |
| C_3 | - vrijednost trupa broda potrebnog za pogonski kompleks |
| C_4 | - vrijednost djela broskog trupa potrebnog za nastambe |
| C_b | - koeficijent punoće broda |
| C_f | - koeficijent otpora trenja broda |
| C_k | - prosiječni trošak korektivnog zahvata |
| C_m | - trošak uređaja za snimanje stanja uređaja |
| C_i | - trošak zahvata inspekcije |
| C_p | - nabavna vrijednost pogonskih uređaja |
| C_p | - prosiječni trošak preventivnog zahvata |
| C_B | - nabavna vrijednost broda |
| D | - troškovi iskrcaja |

| | |
|-----------|--|
| E | - prijevozni učinak |
| F | - površina izložena vjetru, m^2 |
| F_n | - netto vozarinski stav |
| Fr | - Froudov broj |
| G_p | - težina pogonskog uređaja, kg |
| H_d | - donja ogrijevna vrijednost goriva, J/kg |
| K | - kapacitet broda, t |
| K_{AW} | - koeficijent dodatnog otpora na valovima |
| L | - dužina broda, m |
| L | - troškovi ukrcaja |
| L | - životni vijek uređaja |
| L_{CC} | - ukupni životni trošak korektivnih zahvata |
| L_{pp} | - dužina između osi broda, m |
| M | - moment motora, Nm |
| N | - broj komponenti |
| O_i | - operativne veličine (vozarine, cijena goriva, troškovi luka ...) |
| P | - snaga porivnog stroja, W |
| P_d | - dnevni dobitak broda |
| P_v | - vjerojatnost susreta broda sa stanjem mora v |
| Q | - potrošak goriva, kg |
| R | - sila otpora broda, N |
| $R(t)$ | - pouzdanost |
| Re | - Reynoldsov broj |
| R_f | - otpor trenja broda, N |
| R_r | - preostali otpor broda, N |
| S_o | - godišnja ušteda |
| S | - oplahivana površina broda, m^2 |
| S_ζ | - spektar valova |
| T | - gaz broda, m |
| T_f | - fiksni troškovi |
| T_g | - trošak pogonskog goriva po satu |
| T_u | - ukupni troškovi |
| T_{AD} | - administrativni troškovi |
| T_M | - troškovi posade |
| T_{OD} | - troškovi popravka i održavanja |
| T_{OS} | - troškovi osiguranja |
| T_{OT} | - operativni troškovi |
| T_{PM} | - troškovi potrošnog materijala |

| | |
|-----------|---|
| T_{PT} | - putni troškovi |
| T_G | - troškovi goriva |
| T_{LP} | - lučke pristojbe |
| T_{TP} | - troškovi tegljenja i pilotaže |
| T_K | - troškovi kanala |
| ρ | - specifična gustoća mora, kg/m^3 |
| Δ | - istisnina broda, t |
| γ | - kinematički viskozitet, m^2/s |
| λ | - indeks kvara |
| ω | - frekvencija susretanja valova, $1/s$ |
| ζ | - omjer stapaja i promjera klipa |
| ξ | - amplituda vala, m |
| ELFF | - očekivana učestalost kvarova (expected life failure frequencies) |
| ELIF | - očekivana učestalost kvarova uz inspekcije (expected life inspection frequency) |
| CODOG | - Combined Diesel Or Gas Turbine |
| CODAG | - Combined Diesel and Gas Turbine |
| COGOG | - Combined Gas Or Gas Turbine |
| COGAS | - Combined Gas And Steam |
| MCR | - maksimalna kontinuirana snaga (maximum continuous rating) |
| MTBF | - srednje vrijeme između kvarova (mean time between failure) |
| MTTF | - srednje vrijeme do kvara (mean time to failure) |
| RSM | - sustav poriva sa zalihošću (redundant ship machinery) |

1. UVOD

U postupku osnivanja novog broda, moguće je doći do više varijanti novog broda, pri čemu će svaki od njih biti siguran za plovidbu i tehnički uspješno realiziran, ali vjerojatno ekonomski jedan bolji od drugoga. Ne samo da se mogu odabrati razni oblici broskog trupa, razni pogonski strojeve, već bilo kakav promet roba može biti izveden sa brodovima različitih veličina i brojeva, pružajući različite usluge prijevoza, sa različitim brzinama prijevoza, učestalošću i trajanjem prijevoza. Pored osnovnih elemenata osnivanja broda, postoji i mnogo manjih pitanja: dali, koliko i kakve dizalice, kakva automatizacija ili nikakva, kakvi porivni strojevi, kakvi pomoćni strojevi, kakva dodatna opremljenost,...

Osnovna vodilja brodarka pri osnivanju novog broda je djelotvornost korištenja broda. Povećanje djelotvornosti rada broda je moguće na dva načina: povećanjem prijevozne sposobnosti broda (produktivnost) ili smanjenjem troškova.

Povećanje prijevozne sposobnosti broda je moguće vršiti povećanjem veličine broda (nosivosti) ili povećanjem brzine broda. Iz povećanja i nosivosti i/ili brzine broda, proizlazi i potreba za povećanjem snage porivnog stroja.

Uslijed promjenjivih uvjeta tržišta (cijena maziva i goriva, ponuda tereta, iznos vozarina ...), a u cilju optimalnog korištenja broda, javlja se i potreba za promjenjivim načinom eksploatacije broda. Najizraženija promjena te eksploatacije je promjenjivost optimalne brzine broda, odnosno potrebe za porivnom snagom. Kao jedna od najbitnijih osobina porivnog stroja se time nameće "elastičnost" pogona, tj. sposobnost rada u širokom području brzina broda.

Pri takvim spoznajama, vidljivo je da je odabir glavnog porivnog stroja od presudnog značenja i ne samo s tehničke strane, već i sa strane ekonomske djelotvornosti broda.

Određenje o pogodnosti broda za pojedine zadatke je bez sumnje u prvom redu problem konstruktora broda, iako pripadajuća literatura iz tog

područja ne daje značajne vodilje u tom smjeru. U području inženjerske ekonomije znatan je broj radova koji analiziraju i opisuju tehnike kompariranja i uspoređivanja pogodnosti raznih brodova za pojedine poslove. U njima je predstavljeno da su brzina broda, veličina broda, snaga pogonskog stroja, oblik forme i odnos korisne nosivosti i istisnine, usko vezane, te je nemoguće postići optimum jedne od tih veličina neovisno o drugoj, tj. potrebno je optimizirati brod u cjelini, a ne samo neke njegove komponente.

Značajan napor je učinjen na polju određivanja kriterija ekonomske efikasnosti broda. Već Baker i Kent /33/, dolaze do jednostavnih spoznaja, kako odrediti neke od glavnih parametara broda. Među njihovih postavki su: pretpostavljanje konstantne raspodjele troškova i prihoda u toku vremena (samo uzimajući u obzir troškove klasifikacijskih pregleda u toku eksploatacije i promjene poreznog sustava, narušena je ta pretpostavka), dominantna veličina u njihovim izrazima je prva cijena broda, koja je konstantna u toku vremena eksploatacije broda, zatim ponašanja nekih veličina su predstavljena linearnom ovisnošću, što nikako nije slučaj sa diskretnim veličinama koje se pojavljuju u praksi. Također međurelacijska ovisnost među promatranim varijablama je relativno jednostavna, kao npr. potrošnja je vezana za snagu pogonskog stroja, a ova ista nije vezana za cijenu novog broda.

No njihov doprinos ekonomskom sagledavanju učinkovitosti broda je ipak značajan jer su definirali kao jedini vrijedan kriterij, profit, koji brod ostvaraju u svom poslovanju i time definirali da je cilj brodarstva stvaranje profita u cilju održavanja njihovog kapitala ili povećavanja istog.

Sa početkom energetske krize, problem odabira glavnog porivnog stroja se je počeo promatrati i rješavati sa stanovišta cijene koštanja pogonske energije. No problem je sagledavan samo djelomično, tj. uvijek se ostavlja nedefinirani odnos konkurencije sporookretnih i srednjeokretnih motora kao dominantnih porivnih strojeva.

Energetska kriza 70-tih godina, navodi mnoge autore na istraživanja vezana za odabir porivnog stroja, a J. Gallois /30/,/24/,43/ naročito se ističe svojim razmatranjima, te daje usporedbu tada aktualnih porivnih strojeva. U svojim analizama neprestano ističe da najdominantniju ulogu u ukupnoj ekonomiji broda ima porivni stroj, te daje mnogobrojne analize nepravilnog odabira istih, a sve po uputama proizvođača motora.

Bontour /31/ pokušava također znanstveno dokazati da srednjeokretni motori imaju svoje ekonomsko opravdanje u primjeni i na većim snagama, nego je do tada slučaj. Problematikom odabira porivnog stroja, se također bavi grupa autora oko prof. Bosnića /17/, a također i daje doprinos definiciji srednjih uvjeta plovidbe, kao točke definiranja projektnog zadatka odabira porivnog stroja.

Današnji kriterij odabira glavnog porivnog stroja, se svodi na odabir onog tipa porivnog stroja, koji za određenu brzinu broda, ima potrebnu snagu pri određenoj brzini vrtnje. Konkurencija suvremenih proizvođača brodskih dizelskih motora svela se je na konkurenciju proizvođača sporookretnih i srednjeokretnih dizelskih motora, a da nije jasna razlika u djelotvornosti između njihove upotrebe na brodovima ovisno o tipu, veličini, načinu eksploatacije, itd. Prilikom odabira istog, brodar je prepušten subjektivnoj ocijeni na temelju podataka koje mu prezentira proizvođač istoga. Proizvođači istih, predstavljaju i uzimaju u obzir samo one čimbenike koji su im naklonjeni u analizi odabira porivnog stroja.

Cilj je ove disertacije definiranje metode odabira glavnog porivnog stroja, sa stanovišta cijene koštanja pogonske energije, koja u sebi mora sadržavati sve čimbenike značajne pri odabiru glavnog porivnog stroja, a sve u cilju mogućnosti daljnje optimizacije broskog pogona u cjelini.

2. BRODSKI POGONSKI STROJEVI

2.1. PREGLED RAZVOJA BRODSKIH POGONSKIH STROJEVA

Prvi mehanički pogon plovila, konstruirao je Papin, a ugrađen je 1707 god. na lađicu koju je pokretalo kolo na parni pogon po rijeci Fuldi. Taj prvi pokušaj je doživio neslavan kraj, jer su to plovilo uništili pripadnici članova tadašnjeg broskog udruženja.

Od prvog pokušaja do uspješne upotrebe parnog stroja na brodovima prošlo je dosta vremena. Pošto je James Watt 1765 god. izumio parni stroj, bilo je moguće graditi parne strojeve za direktan pogon pomoću kola.

Povijest je zabilježila ime Roberta Fultona kao izumitelja brodova na parni pogon. On je spoznao da su dotadašnji pokušaji ugradnje parnog stroja na brodove bili neuspješni zbog premalih snaga instaliranih parnih strojeva, pa je u Engleskoj naručio stroj od 13.2 kW (18 KS) i ugradio ga 1806 god., na parobrod Claremont, koji je 1807 god. prvi put zaplovio po rijeci Hudson.

Nakon prvog ozbiljnijeg Fultonova eksperimenta započela je sve intenzivnija gradnja brodova na parni pogon, ali sa kotlovima loženim najprije na drvo, a tek poslije na ugljen. 1819 god. američki trgovački bark sa parnim strojem Savannah od 189 brt, prvi je preplovio Atlantik. Za to mu je trebalo 26 dana, ali na paru je plovio samo 18 sati. Zbog velikog specifičnog potroška goriva tj. slabe termodinamičke iskoristivosti parnih strojeva, postojao je problem ukrcaja značajnih količina goriva, što je rezultiralo plovidbom na parni pogon samo u trenucima nedostatka vjetra. Tek 1838 god. sagrađen je u Bristolu parobrod Great Western, drvenog trupa s čeličnim okovima, koji je preplovio Atlantik gonjen samo parnim strojem, a pri tome mu je još i ostalo 800 tona ugljena u spremištima. Brod je imao 1340 t i stroj od 330 kW (450 KS). Preplovio je Atlantik prosječnom brzinom od 8 čvorova za 15 dana i 12 sati na relaciji Bristol - New York.

Za poriv broda u početku se je koristilo pogonsko kolo, pa je do 1840 god. parni pogon na brodovima bio prilagođen pokretanju istoga na oba boka broda. Brodski vijak kao sredstvo brodske propulzije je primijenjen tek 1839 god. na brodu Arhimedes. No tek izgradnjom broda Great Eastern 1852 god.

od 18,914 brt, koji je osim kola imao i vijak, dostignut je rekord brodogradnje 19 stoljeća. Ovaj brod je bio dug 210 m i širok 25 m, i mogao je prevesti 4000 putnika ili 10000 vojnika; položio je prva dva telegrafska kabela u Atlantski ocean. Prvi parobrod čelične oplata pogonjen vijkom, koji je preplovio Atlantik, bio je Great Britain od 3500 brt, dužine 100 m, snage stroja od 735 kW (1000 KS) i brzine od 11 čvorova. On predstavlja prekretnicu u primjeni brodske propulzije, jer se od njega ustanovljava brodski vijak kao dominantno sredstvo poriva.

U posljednjoj deceniji 19 stoljeća dolazi i do primjene parne turbine kao pogonskog sredstva; brod Turbinia 1897 god. postiže rekordnu brzinu, da bi parobrod Victoria 1905 god. prešao Atlantik kao prvi brod pogonjen parnim turbinama. Već 1909 god. parobrod Mauritania postiže brzinu od 26 čvorova. Na to odgovara talijanski parobrod Rex, brzinom od 29 čvorova, pa francuski Normandie 30,1 čvorova, engleski Queen Mary 31,9 čvorova, a zatim United States 35.59 čvorova.

Početak stoljeća je obilježen prvim ugradnjama dizelskog motora za poriv brodova: 1903 god. u tanker "Vandalj" u vlasništvu porodice Nobel biva ugrađen trocilindrični neprekretni dizelski motor (za vožnju krmom korištena dizel-električna propulzija), proizveden u tvornici A.B. Motorer iz Stockholma /38/. Prvi pomorski brod s ugrađenim dizelskim motorom je bio priobalni brod "Vulkanus", građen 1910 god. u brodogradilištu Stork Werkspoor u Nizozemskoj, a 1912 god. biva izgrađen prvi preookeanski brod Seelandia od 7400 brt, u brodogradilištu "B&W" Kopenhagen. No tek u periodu od 1920-1930 god. se počinje ozbiljnije primjenjivati dizelski motor za pogon brodova. Već 1936 god. ulazi u eksploataciju brod Wuppertal, koji je prvi imao dizel-električni pogon; dizelski motor je pogonio električni generator, a ovaj proizvodio struju za napajanje elektromotora za pogon vratila broskog vijka.

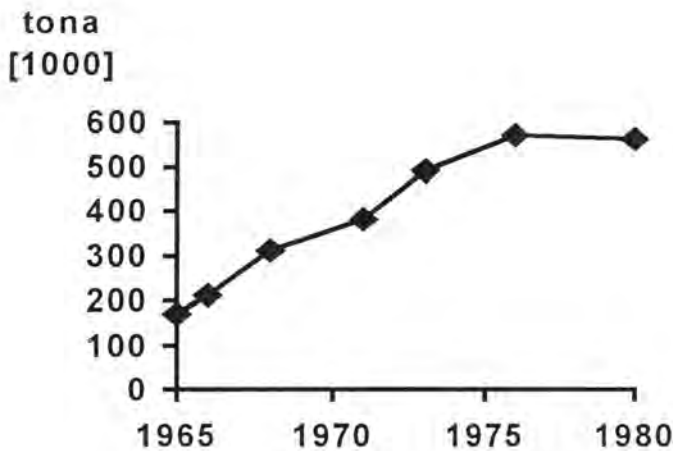
Razvoj dizelskih motora do današnjih dana je bio veoma dinamičan i pratio je opći napredak tehnologije. Kod starijih konstrukcija motora se nije moglo povećati termičko opterećenje motora zbog teškoća sa materijalom, te je dalji razvoj motora bio vezan za razvoj tehnologije materijala.

Niti izuzetno dobre osobine parnih strojeva: dobra manevarska sposobnost, sigurnost u radu, miran hod, jednostavnost održavanja, nisu mogle održati parni stroj u daljnjoj primjeni najviše zbog izuzetno niskog

stupnja iskoristivosti, koji je najviše dostizao oko 12%, za razliku od tada razvijenih dizelskih motora, kod kojih se je stupanj iskoristivosti kretao oko 30-41%.

Parna turbina je našla širu primjenu za vrijeme drugog svjetskog rata, u SAD-u pri gradnji uspješnih T2 tankera, pošto u SAD-u nije tada postojala razvijena industrija proizvodnje sporookretnih dizelskih motora, a i predrasuda oko tadašnjih sporookretnih motora su bile prevelike, kao npr. velika buka, propuštanja i veliki troškovi održavanja.

U 60-tim godinama ovog stoljeća zbog velikog napretka prekrcajnih tehnika; naročito prekrcajnih tehnika tekućih tereta, počinje rasti potreba za velikim brodovima, kao što se vidi na slici 2.1.

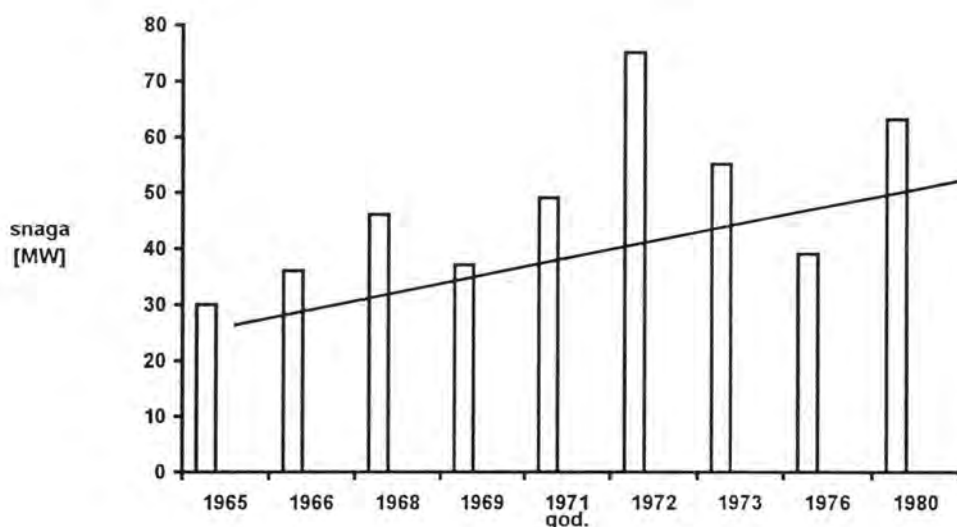


Slika 2.1 Rast nosivosti tankera 1965-80.

Na slici je vidljiv progresivan rast veličina tankera u periodu od 1965 do 1980 god. od 15 000 tona do 560 000 tona. Taj trend biva drastično prekinut u 1980 godini nakon druge OPEC-ove naftne krize, a već prva kriza 1973 godine prisiljava na istraživanja izvora nafte u blizini potrošača (Sjeverno more) i povećanje ekonomičnosti potrošača u potrošnji tekućih goriva, a to sve rezultira i drastičnim smanjenjem potreba za velikim tankerima. Pronalaskom nafte u Sjevernom moru i ponovnim otvaranjem Sueskog kanala, veliki tankeri su izgubili sve ekonomske prednosti, te kraj

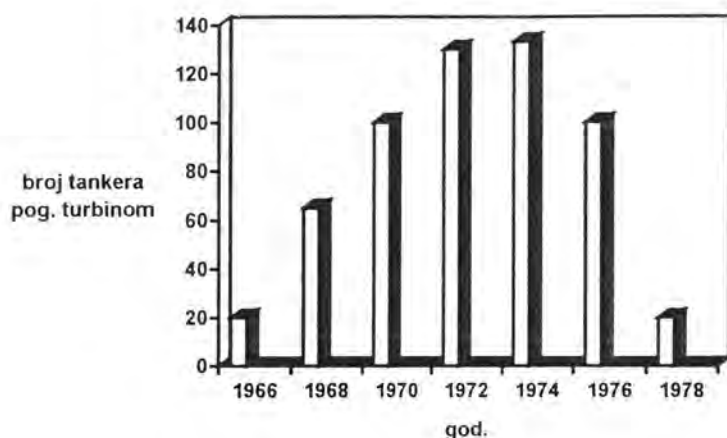
80-tih godina predstavlja i kraj za ULCC (Ultra Large Crude Carrier) brodove, te je 1985 god. jedna trećina svjetske tankerske flote bile privezana.

Za vrijeme perioda velikih tankera (a i drugih brodova u nešto manjoj mjeri) parna turbina je doživjela svoj vrhunac. Ekskluzivnu primjenu ona doživljava primarno zbog nemogućnosti pokrivanja područja snage iznad 21 MW (30 000 KS) od strane dizelskih motora, a ne zbog ekonomskih razloga, što se vidi iz slike 2.2. (linija predstavlja maksimalno raspoloživu snagu dizelskih motora u tom periodu).



Slika 2.2 Potreba za porivnom snagom i raspoloživa snaga dizelskih motora.

Na slici 2.3 se može vidjeti brzi rast potreba za parnim turbinama u 70-tim godinama, ali i još brži pad potreba za njima nakon 1973 godine /34/.



Slika 2.3 Broj tankera pogonjenih turbinom

No važno je ipak reći, da je po broju instalacija dizelski motor i u tom periodu prednjačio, zbog velikih ekonomskih prednosti pred parnom turbinom, a jedino u periodu od 4 godine (od 1968. do 1972.) broj narudžbi brodova sa pogonom na parnu turbinu je nadmašio broj narudžbi na motorni pogon u području iznad 20 000 brt.

Jedan od smjerova razvoja sa ciljem povećanja stupnja djelovanja parne turbine je i primjena među-zagrijavanja pare, te primjena većih prijenosnih omjera reduktora sa svrhom povećanja korisnosti propulzije. Povećanje temperature pare je bilo umjereno (max. temperature do 525°C), ali je zato povećanje tlaka pare bilo znatno; od 42 bara na 104 bara. što je za posljednicu imalo smanjenje VT dijela turbine i povećanje brzine vrtnje turbine sa 1500 min⁻¹, na 6700 min⁻¹. Primjenom jednostupanjskih planetarnih reduktora, poboljšala se je kompaktnost instalacija, a i težina (do 30% manja).

Konačno je primijenjeno i dogrijavanje pare 1956 god. na brodovima Canadian Pacific i Fairfields, što je zatim postala standardna praksa i za ostale novogradnje.

I pored svih tih napora i dalje je postojala razlika u stupnju djelovanja između parne turbine i dizelskih motora od 20% u korist motora.

Zanimljivo je napomenuti da drugi tipovi brodova nisu primjenjivali u znatnijoj mjeri parnu turbinu kao pogonski stroj. Značajniji izuzetak je putnički brod Queen Elisabeth 2; izgrađen 1969 god.; koji je imao parne

turbine, i koje su 1995 godine izgrađene i zamijenjene dizel-električnim pogonom.

Uz dizelske motore i parne turbine kao predstavnika brodskih pogonskih strojeva pojavljuju se i plinske turbine. Prva plinska turbina kao brodski pogonski stroj izgrađena je kod British Thomson Houston Co.Ltd. u Engleskoj za potrebe tankera Auris od Anglo Saxon Petroleum Co., koji je porinut u more 1947 god. Ovaj pogonski stroj se do sada nije pojavljivao kao ozbiljni takmac drugim pogonskim strojevima na trgovačkim brodovima. Najveći uzrok tome je relativno niska termodinamička iskoristivost. Osim toga, plinska turbina je manje trajnosti i sigurnosti u pogonu.

No neprekidan razvoj tehnologije nije mimošao ni usavršavanje plinske turbine i to naročito u području zrakoplova. Kao logičan slijed stvari došlo je do "mariniziranja" tih istih plinskih turbina i primjene na brodovima.

1967 god. brod Admiral Callaghan je opremljen sa dvije Pratt & Whitney avionske turbine od 15 MW (20 000 KS) sa specifičnim potroškom od 169 g/kWh (230 g/KSh), bez regeneratora, ali bez puno uspjeha. Plinske turbine su zatim zamijenjene sa General Electric plinskim turbinama, koje su mogle koristiti teže destilate nafte bez sadržaja vanadija, što je već bio znatan napredak.

Već 1970 Pratt & Whitney se vraća i oprema seriju kontejnerskih brodova Euroline, koji plove brzinom od 30 čvorova i za to trebaju snagu od 45 MW (60 000 KS). Te plinske turbine su bile slične onima iz Admirala Callaghana, ali je sada specifični potrošak već bio 162 g/kWh (220 g/KSh). Nažalost i ti brodovi su se pokazali ne ekonomični i ubrzo su plinske turbine bile izgrađene i ugrađeni dizelski motori.

U slijedećih par godina primat u gradnji brodova na plinsku turbinu preuzima Australija (vidi tablicu 1) i primjenjuje plinske turbine sa dogrijavanjem, no svi ti brodovi su povučeni i prepravljani na dizelski pogon, što je bio još jedan udarac plinskoj turbini kao pogonskom stroju.

Tablica 1. Pogon plinskom turbinom

| god. | brod | tip | snaga [kW] | tip turbine | brodski vijak |
|------|------------------|--------------------|---------------|-------------|------------------|
| 1973 | Iron Duke | 15000 ton ro-ro | 17500 | GEMS5000 | CP |
| 1974 | Seaway Prince | 5000 ton ro-ro | 10500 | GEMS53002R | FP |
| 1976 | Union Rotorua | trans-lasman | 27500 | GEMS5002RB | CP |
| 1977 | Iron Curtis | 45000 ton bulk | 10500 | GEM3002R | CP |

Razlog ovolikom neuspjehu plinske turbine treba tražiti u slijedećem: nepostojanje čvrste prakse za planiranim održavanjem kojeg su plinske turbine zahtijevale, te nekvaliteta tj. nepostojanje strogih standarda ispitivanja kvalitete goriva na koje su plinske turbine jako osjetljive. I pored tih razloga pravi razlog ne ekonomičnosti plinske turbine leži u nemogućnosti primjene još viših temperatura izgaranja, zbog utjecaja na lopatice pri izgaranju residualnih goriva. Stvaranje naslaga pepela na sapnicama i lopaticama, smanjuje efikasnost plinskih turbina, a vanadij iz pepela nagriza visoko temperaturno otporne legure nikla, a naročito uz prisustvo sodiума.

Ovi problemi su i prije bili poznati, ali su i pokrenuli razvoj novih tehnologija (npr. keramičkih i sinteriziranih materijala), a također i doprinijeli pojavi relativno kvalitetnih goriva po pristupačnim cijenama. Kako za sada stoje prognoze u skoroj budućnosti plinske turbine ne predstavljaju ozbiljnog konkurenta dizelskom motoru, kao pogonskom stroju broda.

Kao jedna od alternativa "klasičnim" gorivima se u 70-tim godinama pojavljuje i atomska energija, koja pogoni parnu turbinu. Prvi brod na nuklearni pogon je američki Savannah od 22000 brt i brzine od 21 čvor. Jedno punjenje reaktora sa nuklearnim gorivom dovoljno je za plovidbu od

300 000 morskih milja. Vrijednost investicije je bila 60 milijuna dolara. Nakon Savannaha izgrađen je njemački brod Otto Hahn, a zatim i drugi.

Niti tada brod na atomski pogon nije imao ekonomsko opravdanje, a naročito kasnije kako je svijest o zdravom okolišu prevagnula, pa je atomski pogon danas ostao rezerviran samo za vojne primjene, pa se stoga danas u trgovačkoj mornarici više ne primjenjuje.

2.1.1 4 TAKTNI MOTORI

Srednjeokretni dizelski motori su oduvijek imali svoju primjenu na manjim plovnim jedinicama, a naročito na onima gdje je značajka prostora igrala dominantnu ulogu, kao npr. remorkeri, trajekti i sl. Primjena srednjeokretnih motora na veće komercijalne brodove nudila je slijedeće prednosti: slobodan izbor brzine vrtnje broskog vijka odabirom reduktora, pogodnost za pogon električnih generatora, operativnu fleksibilnost primjenom više pogonskih strojeva, smanjenu specifičnu težinu i volumen, jednostavnost instalacije. No, u isto vrijeme je imala i nedostatke kao: veliki potrošak ulja za podmazivanje, nemogućnost potrošnje goriva slabije kvalitete, te povećane potrebe za održavanjem. Srednjeokretni motori su se sve do 70-tih godina upotrebljavali isključivo za pogon pomoćnih strojeva na brodu. Karakteristični proizvođači su dani u tablici 2 /34/.

Tablica 2. Tipovi motora u 1976

| | R&H AO | Mirrlees OP | Sulzer Z40/80 | Pielstick PC2 | MAN V40/54 | Werkspoor TM410 |
|---------------------------------------|--------|-------------|------------------|------------------|---------------|--------------------|
| Promjer [mm] | 362 | 381 | 400 | 400 | 400 | 410 |
| Hod [mm] | 470 | 2 x 381 | 480 | 460 | 540 | 470 |
| Hod/promjer | 1.3 | 1.0 | 1.2 | 1.15 | 1.35 | 1.12 |
| Snaga po cilindru [kW] | 650 | 1300 | 650 | 580 | 650 | 650 |
| brzina vrtnje [min ⁻¹] | 450 | 600 | 445 | 500 | 400 | 500 |
| srednja brzina klipa [m/s] | 7.06 | 7.62 | 7.11 | 7.62 | 7.21 | 7.32 |
| srednji efektivni tlak [bar] | 10.2 | 10.6 | 9.7 | 14.7 | 17.3 | 14.0 |
| max.tlak [bar] | 102 | 102 | - | 88.4 | 111.2 | 116 |
| spec.težina [kg/W] | 5.6 | 5.7 | 6.7 | 7.2 | 8.6 | 9.4 |
| spec.potrošak [g/kWh] | 200 | 210 | 210 | 201 | 200 | 201 |

Nagla povećanja cijene goriva početkom 70-tih godina, potaknula su temeljna istraživanja procesa motora za iznalaženje motora sa višim stupnjem djelovanja i većom pouzdanosti pogona, mogućom primjenom teških goriva itd., a kasnije i s niskom emisijama polutanata.

Ova poboljšanja su se sastojala od povećanja maksimalnog tlaka u cilindru za 50% (na 150 bara), uglavnom redizajnom prostora za izgaranje sa poboljšanim sustavima hlađenja, primjenom sustava prednabijanja sa konstantnim tlakom, povećanjem tlaka ubrizgavanja čak i do 1300 bara, te time smanjenjem kapljica pri ubrizgavanju na veličinu od 20 μm i manje, i poboljšanjem sustava za podmazivanje sa visokim totalnim baznim brojem.

Oko 1980 god. svi vodeći proizvođači srednjeokretnih motora, deklariraju mogućnost rada na teško gorivo (do 3500 s Redwooda), sa većim ili manjim problemima na smanjenom opterećenju. To se je odmah i odrazilo na ugradnju srednjeokretnih motora, kao pogonskih strojeva na brodove.

Kao prikaz razvoja, koji je u to doba učinjen sa srednjeokretnim motorima vidi se u tablici 3.

Tablica 3. Srednjeokretni motori

| | Sulzer ZA40S | Pielstick PC-4 2E | MAN 58 64 | Werkspoor TM620 | Wartsila Vasa 46 |
|---------------------------------------|--------------|----------------------|-----------|--------------------|---------------------|
| Promjer [mm] | 440 | 570 | 580 | 620 | 460 |
| Hod [mm] | 560 | 620 | 640 | 660 | 580 |
| Hod/promjer | 1.4 | 1.09 | 1.1 | 1.07 | 1.26 |
| Snaga po cilindru [kW] | 1115 | 1925 | 2300 | 2450 | 1560 |
| Brzina vrtnje [min ⁻¹] | 510 | 400 | 428 | 425 | 514 |
| Srednja brzina klipa [m/s] | 9.52 | 8.3 | 9.1 | 9.4 | 9.9 |
| Srednji efektivni tlak [bar] | 22.07 | 21.0 | 21.9 | 20.0 | 25.0 |
| Max.tlak [bar] | - | - | 150 | - | 180 |
| Spec.potrošak [g/kWh] | 166 | 167 | 167 | 166 | 165 |

Iz tablice se može zaključiti slijedeće :

- ◆ najčešći omjer hod/promjer se nije mijenjao iz opsega 1.1 do 1.35
- ◆ snaga po cilindru je gotovo utrostručena
- ◆ srednja brzina klipa je povećana za 30%
- ◆ maksimalni tlak u cilindru je povećan za 50%
- ◆ specifični potrošak je smanjen za 20%

Kao najzanimljiviji predstavnik ovih strojeva se pojavljuje WARTSILA VASA familija strojeva, koji je konstruiran od početka tj. ne predstavlja modifikaciju i usavršenje nekog starijeg modela, što je za preostale proizvođače pravilo.

2.1.2 2 TAKTNI SPOROOKRETNI MOTORI

Evropa je imala i još uvijek ima primat u izgradnji sporookretnih motora. 70-tih godina ovog stoljeća u Evropi djeluje oko sedam najvećih proizvođača sporookretnih motora, kao npr, Doxford, Gotaverken, Stork, Fiat, MAN, B & W i SULZER. U slijedećih 15-ak godina svi će osim SULZERA i MAN-B&W zatvoriti svoje pogone, što zbog smanjenje potražnje tržišta, što zbog velike konkurencije koja će vladati. Ali u tih 15 godina sporookretni motor će se intenzivno razvijati, kao rezultat razvoja teoretskih saznanja i numeričkih postupaka proračunavanja i konstruiranja dijelova motora. Primjena tih novih saznanja će znatno smanjiti troškove novih konstrukcija i skratiti vrijeme uvođenja novih modela, a također eliminirati potrebu za opširnim praktičnim testiranjima, kao nekada.

2.1.3 SULZER

Kao i mnoge druge firme koje su postale poznate u razvoju proizvodnje velikih brodskih motora, i Sulzer je započeo rad sa dizelskim motorima pred kraj 19 stoljeća tj. već 1897 god., SULZER je zajedno sa MAN-om, Krupp-om, Carels Freres-Gent-om i Dickhoff-Bar De Luc-om, otkupio licencno pravo izrade dizel motora od Rudolfa Diesela. U početku je eksperimentirao sa četverotaktnim motorima, ali je ubrzo prešao na razvoj dvotaktnih motora, i to za poriv brodova. U tadašnjem trenutku vremena, to se je činio pravi izbor zbog nepostojanja sustava prednabijanja i veće specifične snage koju su dvotaktni motori teoretski omogućavali.

Već 1905 godine Sulzer je uspješno konstruirao prvi dvotaktni prekretni motor što ga je i činilo izuzetno povoljnim za brodsku propulziju. Nekoliko godina poslije Sulzer će zamijeniti poprečni sustav ispiranja za poprečno-povratni sustav ispiranja, kome će ostati vjeran još dugo vremena. Kontinuirani razvoj će dovesti do uvođenja serije SD oko 1940 godine, a ona će biti zamijenjena serijom SAD, koja će se odlikovati prvom zavarenom konstrukcijom kućišta motora. Iza nje slijedi serija RSD motora sa oscilirajućim klapnama u ispušnom cjevovodu i relativno kratkom stapu. Na

toj seriji prvi put je primijenjena i zavarena konstrukcija temeljne ploče. Primjenom tzv. "kratkog" stapa, stvoreni su i preduvjeti za ukidanje dodatnog stapnog puhala, tj. za iskorištavanja donjeg djela stapa kao stapne pumpe i time pojednostavljenja konstrukcije. To će se koristiti sve do serije RL.

Tokom 50-tih godine i Sulzer će uvesti prednabijanje, sa serijom RSAD, što će podignuti srednji efektivni tlak na 7 bara, a već serijom RD krajem 50-tih će se u punoj mjeri iskoristiti primjena turbopuhala. Zasuni u ispušnom cjevovodu će postati potpuno rotacioni i uvesti će se međuhlađenje zraka za prednabijanje ("intrecooling").

Sve do serije RND (slika 17), Sulzer će biti vjeran impulsnom sustavu prednabijanja, da bi prijelazom na sustav prednabijanja sa konstantnim tlakom na seriji RND podigao srednje efektivni tlak na 10.6 bara. Tom serijom također nestaju i rotacioni ispušni zasuni, a počinje se primjenjivati tehnologija hlađenja poklopaca cilindara bušenjem provrta u istoj.

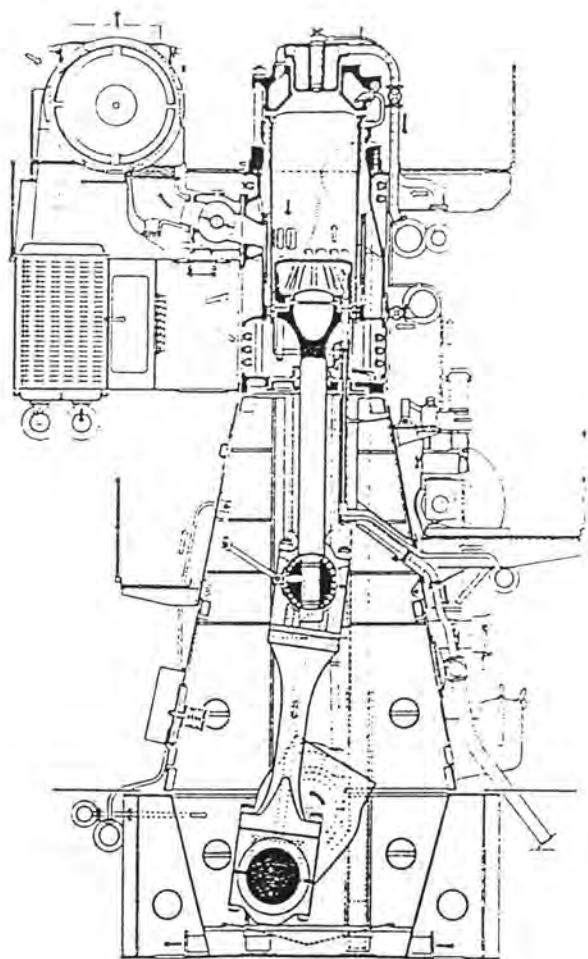
Pedesetih godina SULZER razvija svoju vjerojatno najpoznatiju seriju motora: RD, koja će biti najavljena 1957 god. (slika 2.4) sa snagom od 1.176 MW (1600 KS) po cilindru. RD serija se odlikuje poprečno povratnim sustavom ispiranja, sa impulsnim sustavom prednabijanja, te korištenjem pumpnog efekta donjeg dijela stapa za rad na manjim opterećenjima, bez prigradnje posebnih puhala. Na ispušnoj strani se nalaze specifični rotacioni zasuni, čiji je zadatak da :

- onemogućće pobjeg svježeg zraka nakon zatvaranja ispirnih otvora, u cilju poboljšanja punjenja cilindara,
- onemogućće povrat ispušnih plinova od susjednih cilindara u toku ispiranja
- onemogućći povrat ispušnih plinova u prostor ispod stapa u toku kompresije

Glava motora je dvodijelna, sa vanjskim prstenom od lijevanog željeza, a unutrašnjim od lijevanog čelika. Stapovi su ojačani rebrima sa unutarnje strane, te hlađeni putem teleskopskih cijevi morskom vodom.

Ova serija motora ostaje u produkciji slijedećih 12 godina, iako ovaj motor nije bio lišen problema u eksploataciji. U početku su bili problemi sa sjedištima temeljnih ležaja, pogon rotacionih ispušnih zasuna se je često

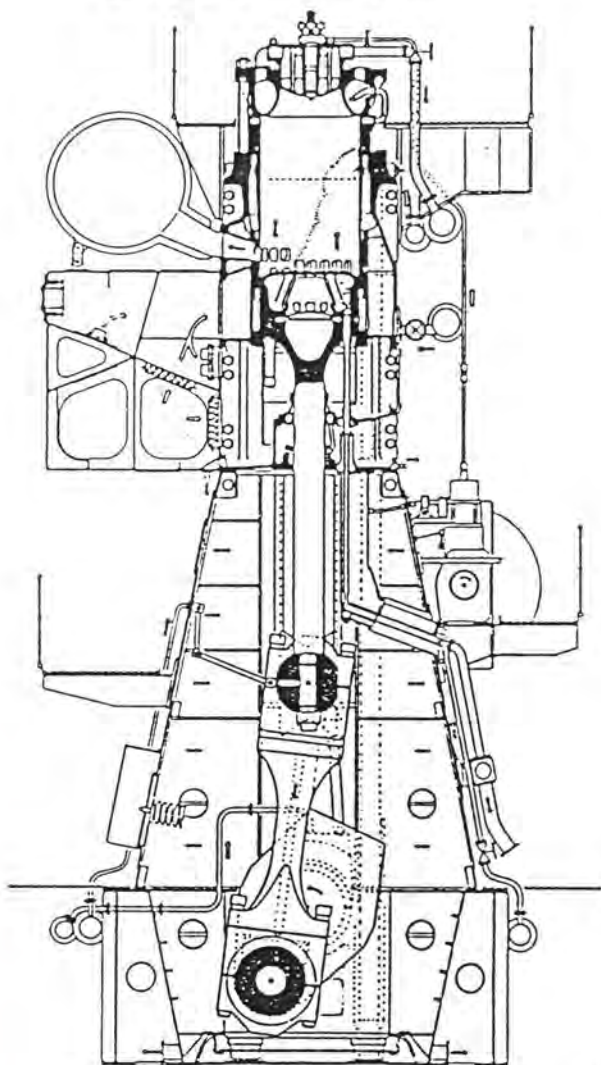
kvario, a i poklopci cilindara su često pucali. Brijegovi i kotačići VT pumpe goriva su također često pucali.



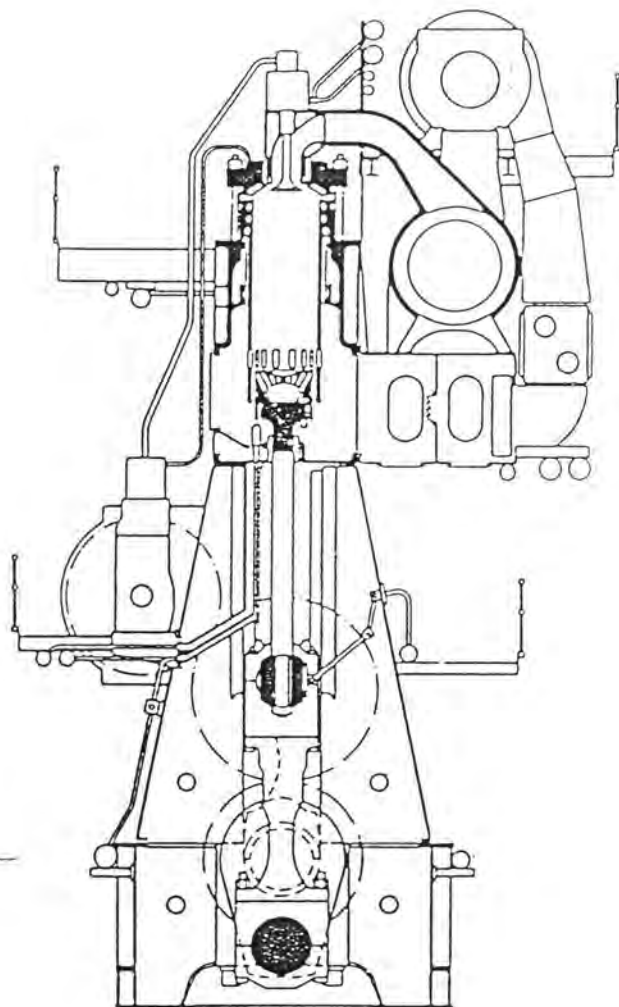
Slika 2.4 SULZER RD

Oko 1968 god. uvidjelo se da bi sustav prednabijanja sa konstantnim tlakom predstavljao napredak, te je iste godine objavljena serija RND, koja predstavlja daljnji razvoj modela RD, a i najavu tada najvećeg promjera stapa od 1050 mm (slika 2.5). Rotacioni ispušni zasuni su napušteni, ali je zadržan poprečno-povratni sustav ispiranja (ispiranje u petlji) i pumpni efekat donjeg djela stapa uz znatne izmjene (dvostruko odvajanje prostora ispod stapa od karterskog prostora). Poklopac cilindra i dalje je dvodijelan, da bi 1976 god. bio objavljen tip RND-M sa jednodijelnim kovanim poklopcem cilindra, te sustavom hlađenja izveden sa provrtima, čime je prvi put prevladan problem termičkih opterećenja u konstrukciji dijelova oko

prostora izgaranja. Isti sustav sa provrtima je upotrebljen za hlađenje gornjeg djela košuljice.



Slika 2.5 SULZER RND



Slika 2.6 SULZER RTA

1979 god. dolazi do objave prvog dugohodnog modela RL sa omjerom hod-promjer stapa od 2.1 (kod RND-a 1.67) u cilju smanjenja brzine vrtnje motora, a time i broskog vijka, sa svrhom povećanja efikasnosti broskog vijka. Veći omjer hod-promjer je također proizašao i kao rezultat temeljitih analiza procesa u cilindru motora. Veći omjer s/d omogućuje smanjenje toplinskih gubitaka iz prostora izgaranja, a time i doprinosi smanjenju potrošnje, odnosno povećanju stupnja djelovanja. No mora se reći da je zadržavanje poprečno-povratnog sustava ispiranja kočilo dalji napredak tih motora, pa SULZER već 1982 god. najavljuje seriju RTA sa uzdužnim sustavom ispiranja i ispušnim ventilom (slika 2.6). Omjer hod/promjer stapa

je povećan na 3.45, a sve u cilju daljnjeg smanjenja brzine vrtnje i poboljšanja efikasnosti brodskog vijka. Izuzetna pažnja pri konstrukciji ovog motora je posvećena prostoru za izgaranje, a sve u svrhu smanjenja termičkih naprezanja i poboljšanja iskoristivosti. Primjenom sustava prednabijanja sa konstantnim tlakom, pumpni efekat donjeg djela stapa se napušta, a za rad na smanjenom opterećenju se uvode pomoćna električna puhalo.

Napredak ostvaren razvojem u posljednjih 30 godina je dan u tablici 4.

Tablica 4. Razvoj SULZER motora

| | RD 1963 | RND 1968 | RND-M 1976 | RL 1979 | RTA 1982 |
|---------------------------------------|------------|-------------|---------------|------------|-------------|
| Max.promjer [mm] | 900 | 1050 | 900 | 900 | 840 |
| Hod/promjer | 1.72 | 1.52 | 1.67 | 2.11 | 3.45 |
| Srednja brzina stapa [m/s] | 6.3 | 6.48 | 6.48 | 6.4 | 7.45 |
| Brzina vrtnje [min ⁻¹] | 120 | 122 | 122 | 90 | 56 |
| P _c [bar] | 8.65 | 10.6 | 12.3 | 14.3 | 16.6 |
| P _{max} [bar] | 76 | 84 | 94 | 118 | 125 |
| Snaga [kW/cil] | 3000 | 3900 | 4400 | 5100 | 6170 |
| Spec.potrošak [g/kWh] | 201 | 201 | 187 | 172 | 150 |

2.1.4 BURMEISTER & WAIN MOTORI

Razvoj B&W motora nije bio tako dramatičan kao kod SULZER-a, jer nije sadržavao tako radikalne promjene u konstrukciji motora, već se sastojao od sustavnog usavršavanja i unapređivanja uzdužnog sustava ispiranja koji je B&W veoma rano odabrao.

U 1963 god. B&W je proizvodio model VT2BF sa promjerima od 620, 740 i 840 mm, odnosom hod/promjer stapa 2.1 do 2.3 sa srednjim efektivnim tlakom od 8.6 bara. U 1968 god. ovaj je motor usavršen i unaprijeđen u model KEF sa istim geometrijskim mjerama i omjerima, ali sada sa srednjim efektivnim tlakom od 9.6 bara.

U 1973 god. je uveden KGF model sa velikim brojem izmjena u odnosu na KEF (slika 2.7). Koljениčasta osovina je polurastavljiva, zavarena temeljna ploča sa lijevanim poprečnim nosačima, čelične šalice temeljnih ležaja, poklopci cilindra od kovanog čelika sa radijalnim provrtima za hlađenje, "stelitom" navarena sjedišta ventila, te hidraulički pogonjeni ispušni ventil. Primijenjen je impulsni sustav prednabijanja sa pomoćnim puhalom pogonjenim elektromotorom.

Karakteristični parametri su :

| | |
|----------------------|------------------|
| promjer stapa | 900 mm |
| hod | 1800 mm |
| hod/promjer stapa | 2.0 |
| snaga po cilindru | 2.3 MW (3100 KS) |
| srednja brzina stapa | 6.6 m/s |
| p_e | 11.6 bar |
| b_e | 197 g/kWh |
| težina | 95 t/cil. |
| dužina | 22.52 m |

Velika promjena u konstrukcija nastupa 1978 god. kada izlazi model LGH, sa 22% povećanim hodom i omjerom hod/promjer 2.4, te sustavom prednabijanja sa konstantnim tlakom i tlakom prednabijanja od 3.1 bara. Snaga po cilindru je povećana za 50%: na 3.36 MW (4575 KS), srednji

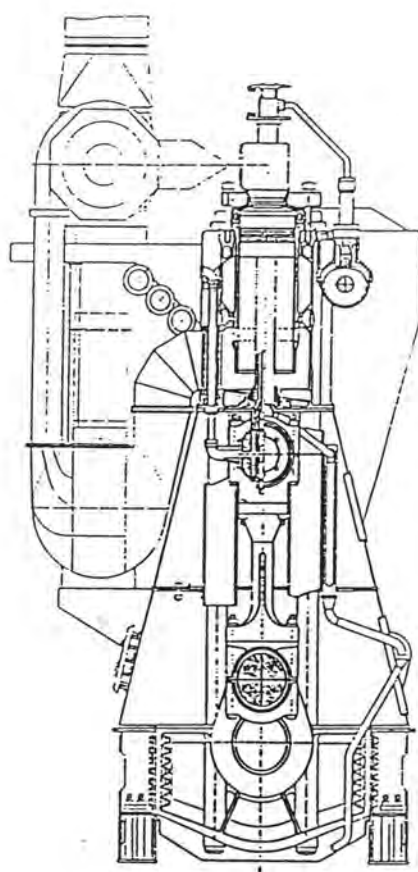
efektivni tlak povećan za 35%: na 15 bara i specifična potrošnja smanjena za 16%; na 174 g/kWh.

Trend razvoja dugohodnih strojeva je nastavljen i slijedećih godina, da bi 1982 god. izašao model LMC sa omjerom hod/promjer od 3.24 i srednjom brzinom stapa od 7.6 m/s, te zavarenom temeljnom pločom sa lijevanim nosačima temeljnih ležaja, čelom klipa iz čelika legiranog kromom i molibdenom sa kromiranim utorima za prstene i smanjenim brojem prstena sa 5 na 4, te modificiranom stapajicom. Također je uveden i VIT ("variable ignition timing") sustav za ubrizgavanje goriva.

Karakteristični parametri su :

| | |
|--------------------------|----------------------|
| promjer stapa | 900 mm |
| hod | 2916 mm |
| hod/promjer stapa | 3.24 |
| minimalni brzina vrtnje. | 58 min ⁻¹ |
| snaga po cilindru | 3.8 MW (5241 KS) |
| srednja brzina stapa | 7.58 m/s |
| p_{max} | 112 bar |
| p_e | 16.2 bar |
| b_e | 154 g/kWh |
| težina | 152 t/cil. |
| dužina | 21.09 m |

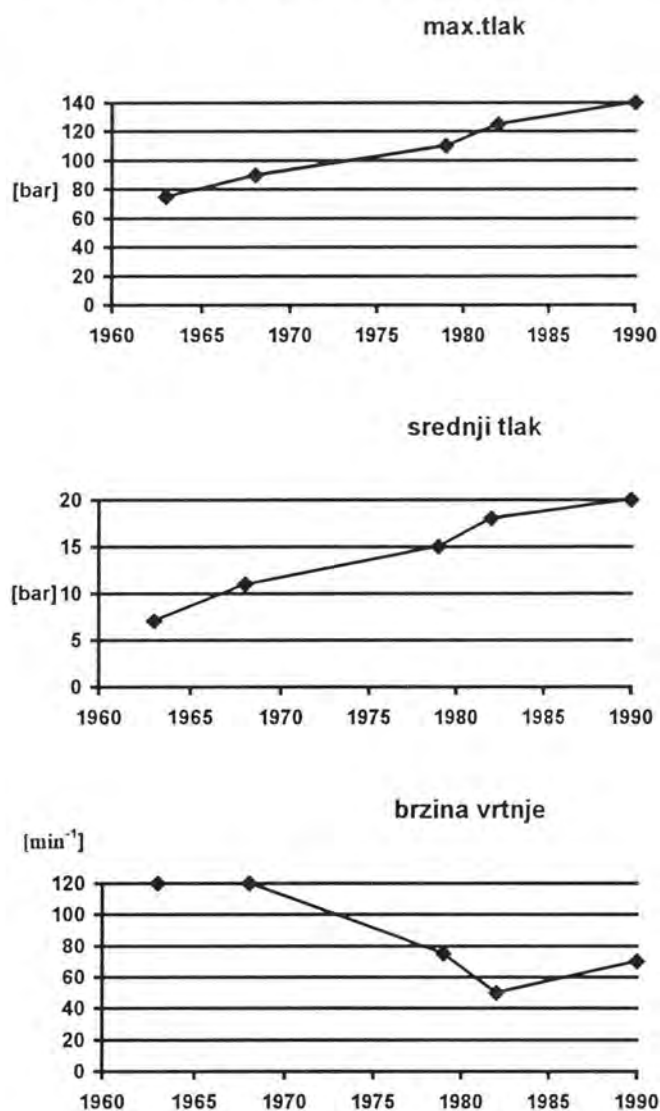
Razvoj sofisticiranih kompjuterskih modela za proces motora je započeo 1965 godine i brzi razvoj motora je posljedica primjene tih modela. Opravdanost primjene numeričkog modeliranja u razvoju modela je kasnije opravdana novim uspješnim konstrukcijama i oni se sve više koriste i danas uz razvoj daljnjih još efikasnijih modela. Ovi modeli su omogućili povećanje snage uz smanjenje potrošnje, smanjenje troškova proizvodnje i povećanje pouzdanosti. Do smanjenja specifične mase nije došlo zbog znatnog povećanja hoda, a time i povišenja motora, te ona ostaje oko 0.048 kg / W.



Slika 2.7 B&W KGF motor

Na slici 2.8 je dan grafički prikaz razvoja dvotaktnih motora u posljednjih trideset godina: maksimalni tlak je linearno povećavan, te je povećan sa 70 bara na 140 bara, što također vrijedi i za srednji tlak. Brzina vrtnje je sa 120 m^{-1} smanjena na 50 m^{-1} , da bi zatim zbog problema vibracija bila podignuta na oko 70 m^{-1} . U isto vrijeme vodio se je i razvoj "malih" sporookretnih motora, tj. ulaz sporookretnih motora u područje snaga ispod 8 MW (11000 KS), koje je do tada bilo pretežno "pokriveno" sa srednjeokretnim četverotaktnim motorima. Najjasniji izraz toga razvoja je model S26MC uveden 1987 god. sa slijedećim parametrima: 260 mm promjer stapa, $188\text{-}250 \text{ min}^{-1}$, od 4 do 8 cilindara i snagom od 360 kW (490 KS) po cilindru te potrošnjom na nivou srednjeokretnih motora. Intencija

proizvođača je bila da ponudi robustniji motor sa manjom osjetljivošću na kvalitetu goriva i manjom potrošnjom ulja za podmazivanje.



Slika 2.8 Razvoj 2-taktnih motora

2.1.5 DIZEL-ELEKTRIČNI POGON

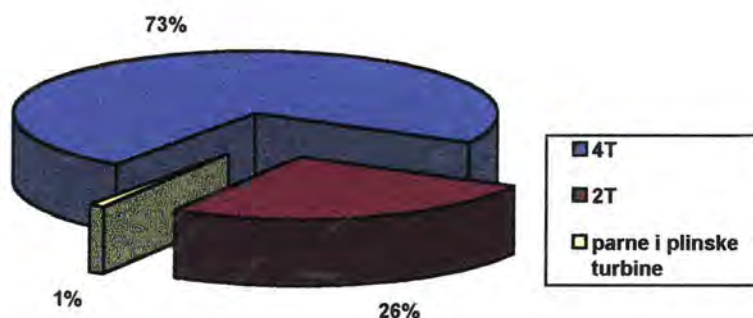
Električna propulzija ima dugu povijest, ali ograničenu na posebne tipove brodova, kao što su ledolomci i postavljači podmorskih kabela, zbog dobre osobine velikog momenta na malim brzinama vrtnje. Malena buka ga čini kandidatom za pogon istraživačkih i putničkih brodova, a primjena na

brodovima sa velikom potrebom za električnom energijom u stajanju mu daje isto prednost.

Prepravak Queen Elizabeth 2; ugradnjom 9 cilindričnih srednjeokretnih motora i pripadajućih generatora, te dva brodska vijka sa zakretnim krilima, predstavlja najveću instaliranu snagu za dizel-električni pogon.

2.2 STANJE POGONSKIH STROJEVA U DEVEDESETIM

Na početku devedesetih dizel motor predstavlja dominantni pogonski stroj u pomorstvu (slika 2.9). Prema instaliranoj snazi dominiraju sporookretni dvotaktni dizelski motori, dok srednjeokretni i brzookretni četverotaktni motori zadržavaju tradicionalnu primjenu na manjim brodovima i brodovima specijalne upotrebe, kao putnički krstareći brodovi i trajekti. Područje preklapanja snaga je sve šire, jer dolazak sporookretnih dvotaktnih motora malog promjera prodire u područje nekad pokriveno samo srednje i brzookretnim četverotaktnim motorima, a također i pojava srednjeokretnih četverotaktnih motora relativno velikih promjera prodire u područje nekad dominirano od strane sporookretnih dvotaktnih motora.



Slika 2.9 Pogonski strojevi po broju



Slika 2.10 Pogonski strojevi po snazi

Supremacija dizelskih motora se čini osigurana i to značajnim napredcima u potrošnji goriva, mogućnosti izgaranja teškog goriva, smanjenjem istrošenja glavnih komponenti motora, produženim periodom između obnova i jednostavnijim operacijama održavanja, te minimalnim brojem potrebne posade za opsluživanje istih. Sve to u svrhu smanjenja ukupnih troškova eksploatacije.

Gornja granica primjene dizelskih motora se nalazi oko 66 MW (89640 KS) po motoru, sa efektivnim stupnjem iskorištavanja oko 53% i specifičnom potrošnjom oko 158 g/kWh.

Otklanjanje kvarova i održavanje je podržano računalom i raznim dijagnostičkim sustavima. Ovi "expertni" sustavi, pružaju mogućnost dnevne provjere radnih stanja motora i preporuke za operacije održavanja. Grafovi trenda se mogu primijeniti na predviđanje potrebnog zahvata održavanje, a ne na poduzimanje zahvata održavanja zbog isteka broja sati rada.

Konstrukcija motora i proizvodnja istih se unapređuje i zahvaljujući naprednim kompjuterskim sustavima, koji rješavaju potrebu za mnogobrojnim fizičkim testovima, pa time i smanjuju proizvodne troškove na najmanju moguću mjeru.

U 80-tim godinama stoljeća, najveći problem na kojega su proizvođači motora uspješno odgovorili je bio problem upotrebe goriva loše kvalitete, dok se u slijedećoj dekadi očekuje problem rješavanja zaštite čovjekove okoline od zagađenja ispušnim plinovima, tj. dušičnim oksidima (NO_x). Kontrola kvalitete ispušnih plinova, naročito dušičnih oksida (NO_x), uzrokovati će promjene u postupcima izgaranja (vjerojatno na uštrb potrošnje) ili dodatne instalacije za selektivno katalitičku redukciju (SCR) ispušnih plinova.

U tipičnom uređaju za selektivnu katalitičku redukciju, kakav se danas koristi, ispušni plinovi se miješaju sa amonijakom prije prolaza preko posebnog sloja katalizatora na temperaturi od 300°C i 400°C . Dušični oksidi (NO_x) se raspadaju na dušik N_2 i vodu (H_2O). Čini se da ovi uređaji mogu smanjiti i do 90% sadržaj dušičnih oksida u ispušnim plinovima, a također da mogu ukloniti i dio ugljikovodika i čađi iz ispušnih plinova dodatnom oksidacijom u samom reaktoru.

Kod SCR uređaja su posebno naglašeni problemi oko doziranja NH_3 (potrebno je točno mjerenje koncentracije NO i NO_2), kao i problem akumulacije NH_3 u poroznom sloju ("washcoat") katalizatora, kao i

zaprljanje katalizatora spojevima sumpora. To su pored visokih investicijskih i pogonskih troškova, najveći problemi u primjeni SCR uređaja.

Prve pokusne instalacije sa ovakvim sustavima su ušle u upotrebu 90-tih godina, koje trebaju operirati oko američke zapadne obale, gdje su i propisi već sada jako rigorozni. Radi se o sporookretnom dvotaktnom dizelskom motoru MAN-B&W 6S50MC koji razvija 7.8 MW (10 680 KS). Sustav za selektivnu katalitičku redukciju se sastoji od tanka sa amonijakom, smještenim na palubi broda, koji je sustavom cjevovoda spojen sa strojarnicom gdje se nalazi SCR reaktor.

Najveći do sada proizveden motor (1997 god), je 12 cilindrični sporookretni dvotaktni motor SULZER 12RTA96C koji proizvodi 65900 kW pri 100 min⁻¹. On je ugrađen u seriju od dva kontejnerska broda sa 6674 TEU naručenih od P & O.Containers Ltd. u Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co Ltd (IHI) brodogradilištu u Japanu. U izradi su i motori MAN B & W K90MC-C, koji daju 4100 kW (5590 KS) po cilindru pri 104 min⁻¹. sa srednjem efektivni tlakom od 16.2 bara, a najavljuju se i motori sa 4310 kW (5 860 KS) po cilindru sa srednjim tlakom od 17 bara i maksimalnim brojem od 12 cilindara.

Time su nove generacije velikih kontejnerskih brodova pokrivene sa modelima K90MC i K90MC-C kod MAN-B&W, dok kod SULZERA je to pokriveno modelom RTA 84C i RTA 96C. Model 12RTA 84 C sa promjerom 840 mm daje 45895 kW (62400 KS) pri 100 min⁻¹.

U području sporookretnih motora MAN-B&W i SULZER imaju monopol, koji pokušava ugroziti Mitsubishi uvođenjem svog modela UEC 75LSII od 750 mm promjera stapa. Mitsubishi je ugrađen u seriju VLCC, ali još nije dobio niti jednu narudžbu za veliki kontejnerski brod.

No Mitsubishi razvija model UEC 85 LSII koji bi mu trebao omogućiti ulazak u tržište VLCC i brodova za rasuti teret, sa 3860 kW (5250 KS) po cilindru pri 76 min⁻¹, u konfiguraciji od 5 do 12 cilindara.

Velika pouzdanost i mali troškovi održavanja su ključni elementi razvoja Mitsubishia. Period od četiri godine između obnove stapa je cilj koji je pred sebe postavio Mitsubishi, a za ostale bitne komponente period obnove je od tri do četiri godine.

U području "malih" snaga, gdje je dominirao srednjeokretni motor, ulazak spoorokretnih motora je učvršćen pojavom modela MAN-B&W

S26MC, koji je najmanji sporookretni motor (260 mm promjer i 980 mm hod).

U području putničkih brodova i trajekta, se je učvrstio srednjeokretni četverotaktni motor većih promjera, kao npr. SULZER-ov ZA 40 S i 50 S, a odgovor MAN-B&W je model L58/64, koji su se također odlično pokazali i u dizel-električnoj kombinaciji.

Izuzetno agresivan se je pokazao Wartsila Diesel Co., sa svojom serijom VASA .

Stanje proizvodnje brodskih pogonskih strojeva u 1995 godine po tipu motora je

Tablica 5. Stanje proizvodnje mot. u 1995 god.

| | Broj motora | Snaga 10^6 [MW] |
|----------------------|-------------|-------------------|
| dvotaktni motori | 582 | 6,47 |
| četverotaktni motori | 1.622 | 2,89 |
| turbine | 28 | 0,20 |
| UKUPNO | 2.232 | 9,56 |

Po proizvođačima

- dvotaktni motori

Tablica 6. Proiz. 2 T motora u 1995 god.

| | Broj motora | Snaga 10^6 [MW] |
|------------|-------------|-------------------|
| MAN-B&W | 382 | 4,02 |
| NSD | 102 | 1,74 |
| Mitsubishi | 93 | 0,70 |

- četverotaktni motori

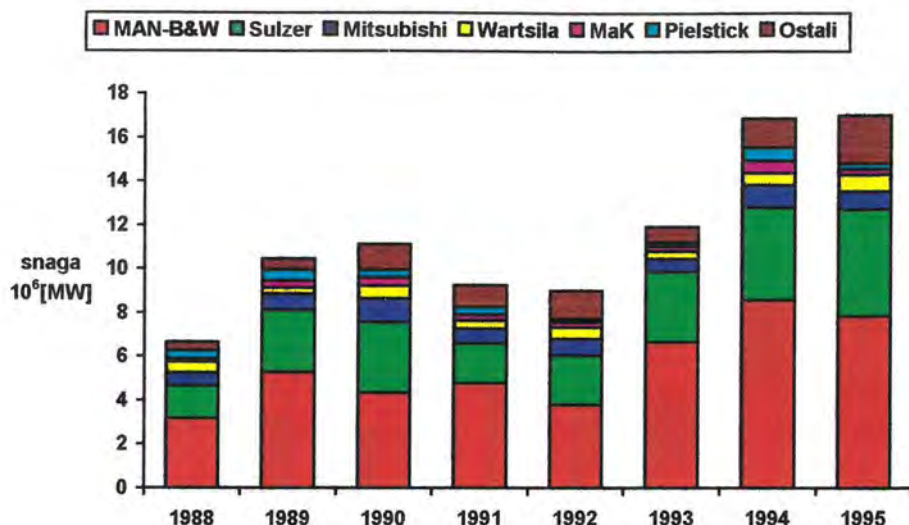
Tablica 7. Proiz. 4 T motora u 1995 god.

| | Broj motora | Snaga 10^6 [MW] |
|-------------|-------------|-------------------|
| Wartsila | 165 | 0,48 |
| NSD | 51 | 0,34 |
| MaK | 108 | 0,33 |
| MAN-B&W | 97 | 0,28 |
| Caterpillar | 223 | 0,22 |
| Pielstick | 31 | 0,17 |
| MTU | 102 | 0,15 |
| Deutz MWM | 95 | 0,14 |
| Ostali | 750 | 0,75 |

U posljednjih osam godina stanje narudžbi svjetskog tržišta porivnih motora se kreće :

Tablica 8. Ukupno ugovoreno motora po snazi u 10^6 MW od 1988 do 1995 god.

| | 1988 | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 |
|------------|------|-------|-------|------|------|-------|-------|-------|
| MAN-B&W | 3.18 | 5.27 | 4.36 | 4.79 | 3.78 | 6.66 | 8.59 | 7.85 |
| Sulzer | 1.48 | 2.83 | 3.19 | 1.81 | 2.26 | 3.19 | 4.22 | 4.88 |
| Mitsubishi | 0.60 | 0.73 | 1.08 | 0.67 | 0.77 | 0.60 | 1.03 | 0.80 |
| Wartsila | 0.50 | 0.30 | 0.58 | 0.38 | 0.50 | 0.33 | 0.55 | 0.77 |
| MaK | 0.13 | 0.32 | 0.38 | 0.26 | 0.26 | 0.24 | 0.56 | 0.26 |
| Pielstick | 0.39 | 0.49 | 0.36 | 0.34 | 0.14 | 0.18 | 0.59 | 0.25 |
| Ostali | 0.36 | 0.49 | 1.16 | 1.00 | 1.27 | 0.70 | 1.33 | 2.21 |
| Ukupno | 6.64 | 10.43 | 11.12 | 9.24 | 8.98 | 11.91 | 16.89 | 17.02 |

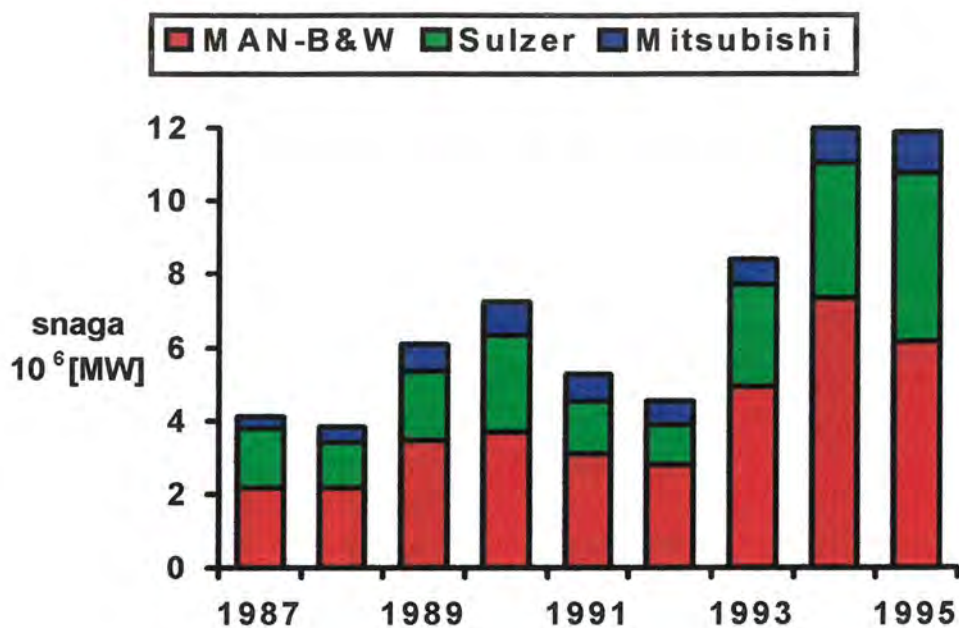


Slika 2.11 Ukupno ugovoreno brodskih motora u svijetu

od toga dvotaktni motori

Tablica 9. Ukupno ugovoreno 2T motora po snazi u 10^6 MW od 1987 do 1995 god.

| | 1987 | 1988 | 1989 | 1990 | 1991 | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| MAN-B&W | 2.17 | 2.18 | 3.47 | 3.70 | 3.11 | 2.80 | 4.93 | 7.35 | 6.17 |
| Sulzer | 1.63 | 1.24 | 1.89 | 2.62 | 1.42 | 1.08 | 2.80 | 3.68 | 4.59 |
| Mitsubishi | 0.31 | 0.42 | 0.73 | 0.93 | 0.74 | 0.65 | 0.66 | 0.95 | 1.12 |
| Ukupno | 4.11 | 3.84 | 6.09 | 7.25 | 5.27 | 4.53 | 8.40 | 11.9 | 11.8 |

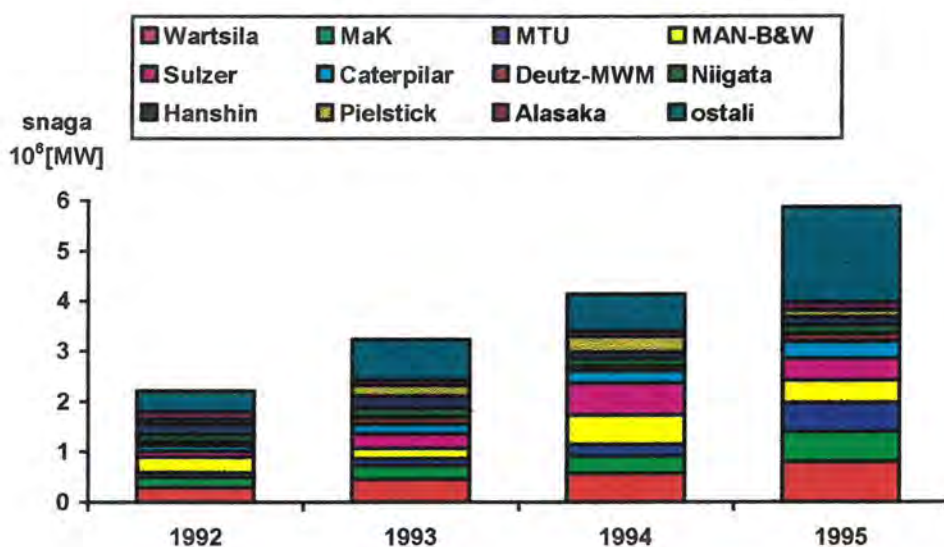


Slika 2.12 Ukupno ugovoreno 2T motora u svijetu

i četverotaktni

Tablica 10. Ugovoreno 4T motora po snazi u 10^6 MW od 1992 do 1995 god.

| | 1992 | 1993 | 1994 | 1995 |
|-------------|------|------|------|------|
| Wartsila | 0.30 | 0.46 | 0.58 | 0.80 |
| MaK | 0.20 | 0.27 | 0.33 | 0.61 |
| MTU | 0.09 | 0.14 | 0.24 | 0.57 |
| MAN-B&W | 0.31 | 0.19 | 0.58 | 0.45 |
| Sulzer | 0.12 | 0.30 | 0.64 | 0.42 |
| Caterpillar | 0.12 | 0.19 | 0.24 | 0.34 |
| Deutz-MWM | 0.07 | 0.15 | 0.10 | 0.17 |
| Niigata | 0.14 | 0.18 | 0.14 | 0.17 |
| Hanshin | 0.21 | 0.23 | 0.13 | 0.15 |
| Pielstick | 0.09 | 0.22 | 0.32 | 0.15 |
| Alasaka | 0.16 | 0.11 | 0.10 | 0.14 |
| ostali | 0.40 | 0.80 | 0.74 | 1.90 |
| UKUPNO | 2.25 | 3.25 | 4.14 | 5.88 |



Slika 2.13 Ugovoreno 4T motora po snazi u 10^6 MW od 1992 do 1995 god.

Renesansa dizel-električnog pogona, započeta pregradnjom Queen Elizabeth II, širi područje primjene ove vrste pogona i na područje tankera, kontejneraša i ostalih tipova brodova.

U podupiranju ove koncepcije naročito je agilan ABB Marine; dio Asea Brown Boveri grupe, koji je predstavio seriju Cyclo pogona za snage od 2 do 40 MW i brzine broskog vijka od 0 do 300 min^{-1} . Konvertor ima jedan stupanj i održava faktor snage sinhronog propulzivnog motora pri jedinici, neovisno o snazi i brzini. Efikasnost konvertora je deklarirana oko 95-96% u rasponu od 25% do 100% maksimalne snage.

Druge prednosti ovog sustava su niska buka i vibracije i lagana kontrola pri malim brzinama vrtnje.

U području brzih brodova, koje inače pokrivaju brzookretni i srednjeokretni motori, pojavljuje se opet i plinska turbina u zajedničkom projektu Ulsteina, Volva i Turbomece. Projekt se zove EURO DYN i trebao bi rezultirati kompaktnim turbinom sa primamljivom potrošnjom i težinom

od samo 15-20% težine motora. Turbina bi trebala pokrivati područje snaga od 2 do 4 MW za pogon katamarana i drugih brzih plovila. Kao prednosti se navode također i male vibracije, mala buka i zadovoljenje strogih propisa o zagađenju ispušnim plinovima.

U području većih snaga u razvoju je plinska turbina od MTU-a i General Electric-a za primjenu na putničkim brodovima, brzim trajektima i velikim jahtama. Turbina bi trebala biti za područje do 14 MW.

2.3 SUSTAVI PRIJENOSA

Na odabir pogonskog stroja veliki utjecaj ima i način prijenosa porivnog momenta na vratilo broskog vijka.

Samo sporookretni dizelski motori imaju direktno pogonjene brodske vijke, dok srednjeokretni i brzookretni motori su opremljeni sa reduktorom brzine vrtnje. Kod parnih i plinskih turbina, zbog velike brzine vrtnje potrebni su i višestupanjski reduktori, što kod dizelskih motora i nije slučaj. Odrivni ležaj se najčešće ugrađuje kao sastavni dio reduktora.

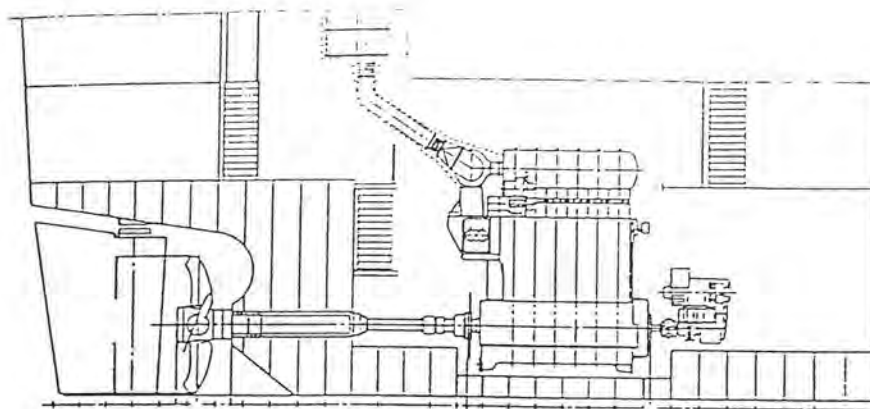
Direktno spojen broski vijak, pogonjen sporookretnim dizelskim motorom za velike brodove i srednjeokretni dizelski motor sa reduktorom su i dalje najčešći i najpopularniji načini brodske propulzije. Nešto slabija efikasnost propulzije, je prihvaćena u zamjenu za jednostavnost konstrukcije i održavanje, ali razvojem super dugohodnih sporookretnih motora se je taj nedostatak u priličnoj mjeri otklonio, jer su oni danas u stanju pogoniti brodske vijke sa brzinom vrtnje od 70 min^{-1} i manje.

2.3.1 DIREKTNI POGON

Direktno spojeni porivni strojevi odlikuju se velikom snagom po cilindru velikih promjera, tako da lako zadovoljavaju potrebu za snagom s relativno malim brojem cilindara. Uslijed "super" dugog hoda, ti su motora "jako" visoki, a pošto je visina strojarnice manji problem nego dužina i to ide njima u prilog. U praksi je također dokazano da specifična potrošnja opada s povećanjem promjera cilindra, a također i osjetljivost na kvalitetu goriva.

Direktno spojeni porivni strojevi najčešće trebaju i dodatne izvore energije za pogon pumpi za hlađenje, podmazivanje i tretman goriva i ulja, a što se ostvaruje putem generatora pogonjenih srednjeokretnim dizelskim motorima. Od ovih se strojeva očekuje da troše identično gorivo kao i glavni porivni stroj. Dodatni trošak ovih pomoćnih strojeva može znatno utjecati na odabir glavnog porivnog stroja, pa je stoga tendencija što boljeg

iskorištavanja otpadnih toplina i pogona generatora direktno od glavnog porivnog stroja, putem reduktora i/ili varijatora.



Slika 2.14 Direktni pogon

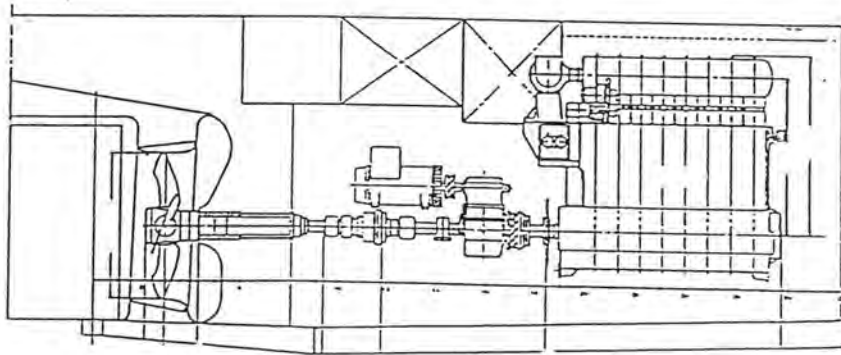
2.3.2 INDIREKTNI POGON

Najčešći oblik indirektnog pogona brodske vijake je spoj jednog ili više srednjeokretnog četverotaktnog dizelskog motora, spojenog preko spojke na reduktor, a koji je spojen sa brodskim vijkom sa fiksnim ili zakretnim krilcima (slika 2.15). Ovakav spoj zahtjeva direktno prekretno motore. Uslijed ugradnje reduktora javlja se gubitak u prijenosu, ali se on nadomješta povećanom iskoristivošću propulzije.

Načelno su prednosti ovakve vrste pogona :

- kod pogona sa više motora pouzdanost postrojenja se povećava, tj. i nakon ispada jednog od pogonskih strojeva brod zadržava pogon
- pri smanjenim potrebama za porivnom snagom, tj. kod "laganog" broda, pojedini pogonski strojevi se mogu isključivati, što je značajnije bolje nego kod pogona sa jednim pogonskim strojem, koji mora tada raditi na nižem opterećenju od nazivnog i pri nižem stupnju djelovanja.
- održavanje je lakše zbog manjih dimenzija sklopova i dijelova te smanjene težine istih, a i cijena pojedinih dijelova je značajnije jeftinija

- popravci na pogonskom stroju se mogu vršiti i u plovidbi kad je smanjena potreba za potivnom snagom, što kod pogona sa jednim pogonskim strojem nije moguće već samo u luci, pa to direktno utječe na raspoloživost broda
- kombiniranjem broja pogonskih motora i broja cilindara po motoru mogu se standardizirati pogonski strojevi za cijelu flotu odabirom jedinstvenog promjera klipa, i time uštedjeti značajno na troškovima za rezervne dijelove. Štoviše kod nekih tipova brodova koji imaju veliku potrebu za dodatnom energijom (trajekti, putnički brodovi ..) mogu se ugraditi isti strojevi kao pogonski i pomoćni.
- ukupna težina i potreban prostor za strojarnicu je značajno manji u odnosu na jednomotorne pogonske strojeve istih snaga.



Slika 2.15 Indirektni pogon

2.3.3 DIZEL-ELEKTRIČNI POGON

Čisto električni pogon se ne može smatrati valjanim pogonom brodova, zbog nemogućnosti uskladištenja električne energije, ali elektromotor u kombinaciji sa diesel ili turbogeneratorom, predstavlja jedan sustav prijenosa porivne snage.

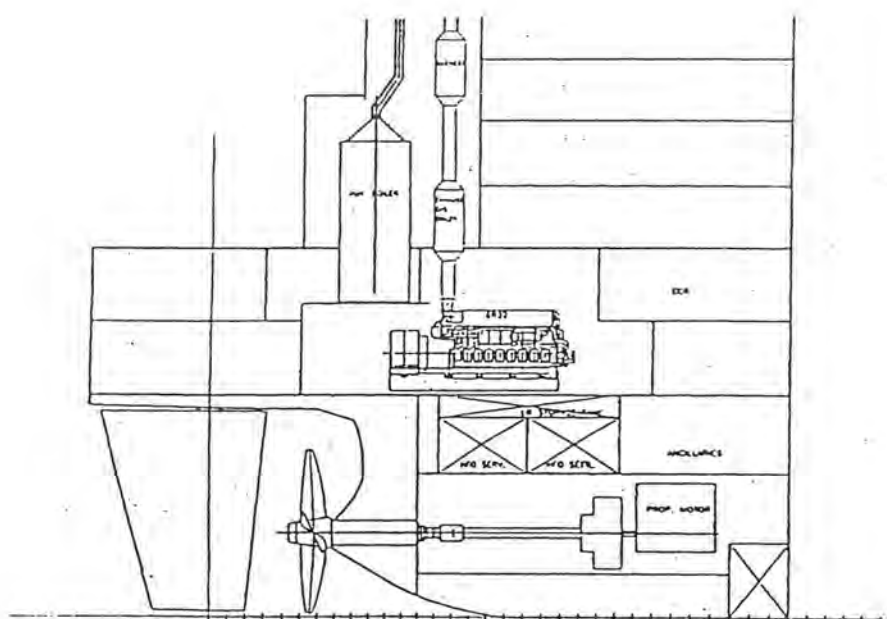
Elektrogenerator i elektromotor imaju visoki stupanj iskoristivosti (oko 0.95), ali u kombinaciji sa diesel motorom, ukupni stupanj iskoristivosti znatno opada :

$$\eta = 0.45 \times 0.95^2 = 0.4$$

Težina postrojenja je također znatna, a ostaje i problem zagrijavanja elektromotora.

Ovaj prijenos se može također smatrati indirektnim, a očigledne prednosti ovakvog pogona su :

- povećanje pouzdanosti pogona zbog povećanog broja pogonskih strojeva
- olakšano održavanje zbog relativno malih i laganih dijelova i povećanoj međuzmjenjivosti rezervnih dijelova
- odlična prilagodljivost potrebama za pogonskom snagom, isključivanjem pojedinih pogonskih strojeva kod smanjene potrebe i uključivanje dodatnih pogonskih strojeva kod povećane potrebe
- opterećivanje pogonskih motora u području najbolje iskoristivosti, što dovodi do povećane iskoristivosti cijelog pogona
- mogućnost smještaja pogonskih strojeva u bilo koji dio broda, a elektromotora sa kratkim osovinskim vodom
- pogonski strojevi ne trebaju biti prekretni, a time mogu biti jednostavniji, pouzdaniji i jeftiniji
- sustav upravljanja i kontrole rada pogonskih strojeva može biti izveden potpuno električno, što pojednostavljuje i pojeftinjuje istog
- ukupna raspoloživost broda bi trebala biti povećana jer se radovi na pogonskim strojevima mogu raditi i u plovidbi



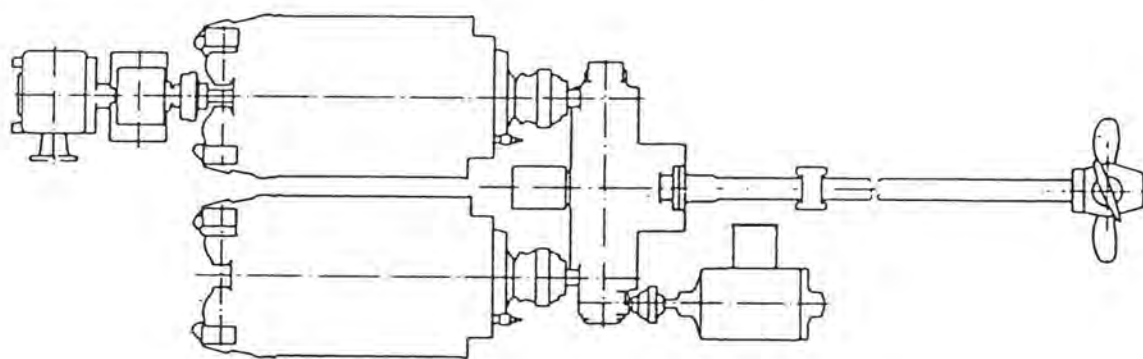
Slika 2.16 Diesel-električni pogon

Nedostatak diesel-električnog pogona je nešto smanjena ukupna efikasnost zbog pretvorbe energije i relativno velika cijena investicije.

Brodovi sa velikom potrebom za električnom energijom kao trajekti, putnički brodovi ili brodovi sa mogućnošću dinamičkog pozicioniranja su veoma podobni za diesel električni pogon.

Zanimljiva varijanta koja se ugrađuje na opskrbljivače je kombinacija diesel motora i elektro pogona preko reduktora. Brodovi snabdjevači imaju dvostruku ulogu : da prevoze materijal za opskrbu do platformi, i da stoje uz platforme za vrijeme iskrcaja, spašavanja i sličnog. U prvom slučaju je potrebna snaga za održavanje putne brzine, a u drugom je potrebna mala snaga za propulziju, ali je znatna potreba za električnom energijom za dizalice, vitla i slično. Rješenje za ovakvu potrebu za snagom se nameće kao srednjeokretni diesel motor koji pogoni preko reduktora brodski vijak i ujedno i osovinski generator. Ako se jedan generator koristi kao elektromotor, a drugi kao generator, dobiva se kombinacija i diesel električnog pogona, za male snage poriva i pogon vitala i dizalica. Vidimo da kod ovog dvoosovinskog rješenja jedan diesel motor se koristi za pogon generatora, koji opskrbljuje jedan elektromotor za propulziju i ostale potrošače, a drugi diesel motor se koristi pri plovidbi.(slika 2.17)

Ovakva , ili slična varijanta pogona je moguća također i sa sporookretnim motorom, koji pogoni osovinski generator, a preko spojke je spojen sa osovinskim vodom. Pri potrebi za malom porivnom snagom, a velikom pomoćnom potrebom za električnom energijom, motor se odvaja od osovinskog voda i pogoni samo generator, a malu potrebu poriva preuzima mali pogonski elektromotor uključen na osovinski vod (slika 2.17).



Slika 2.17 Kombinirani sustav prijenosa

Moguć je znatan broj kombinacija, koji se može izvesti mijenjanjem pogonskih strojeva, reduktora, varijatora, brodskih vijaka, osovinskih generatora i drugog. Neki tipski sastavi su :

- direktni pogon se isključivo koristi pri primjeni sporookretnih diesel motora ili elektro motora. Spoj osovinskog voda i pogonskog stroja je fiksni, a moguća je kombinacija dva i više vratila brodskih vijaka direktno pogonjenih.
- pogonski stroj sa reduktorom se koristi pri primjeni srednjeokretnih i brzookretnih diesel motora (ima primjera i sa sporookretnim), a sve u cilju postizanja male brzine vrtnje brodskog vijka zbog što bolje iskoristivosti istog.
- kombinacija dva motora i jedan zajednički reduktor se često koristi pri primjeni srednjeokretnih diesel motora, sa mogućnošću iskopčanja pojedinog motora preko spojke. Ugradnjom prekretnog brodskog vijka, ostvaruje se mogućnost vožnje naprijed-nazad, a ako je brodski vijak sa fiksnim krilcima motori moraju biti reverzibilni.

Ako snage oba dva motora nisu jednaka, takva se kombinacija naziva otac-sin ("father&son").

- osovinski generator
- pogon na oba kraja se često primjenjuje na trajektima, koji imaju simetričnu brodsku formu i imaju brodske vijke sa obje strane. Osovinski vodovi su spojeni preko reduktora na jedan, dva ili više pogonskih motora. Snaga se može dijeliti među motorima.
- diesel električni pogon
- kombinacija diesel motora i plinske turbine

Električna energija za opće potrebe broda se proizvodi najčešće putem generatora pogonjenih sa srednjeokretnim ili brzoekretnim diesel motorima, koji najčešće traže kvalitetnije gorivo nego porivni stroj, pa se znatan trošak ostvaruje takvim pogonom. U tom cilju je ekonomski opravdano pogoniti generator odvajanjem snage od glavnog porivnog stroja, koji se pogoni na jeftinije gorivo. To odvođenje snage se može vršiti preko reduktora ili preko posebnog uređaja za odvođenje snage. Kako je električni sustav baziran na izmjeničnoj struji frekvencije 50 Hz, potrebno je održavati brzinu vrtnje unutar strogih granica, pa je ovo moguće zadovoljiti samo u otvorenoj plovidbi. No u posljednje vrijeme prigraduju se glavnom pogonskom motoru i varijatori koji mogu kompenzirati znatnu razliku brzina vrtnje i time olakšati primjenu osovinskog generatora. No za podmirenje potreba za električnom energijom u luci tj. u stajanju i dalje je potreban pomoćni izvor električne energije.

Kod ratnih brodova, razlika između pune snage normalne plovidbe i pune snage pri ratnim djelovanjima je znatna, pa se pri normalnoj plovidbi upotrebljava diesel motor zbog dobre ekonomije, a kod ratnih djelovanja se prelazi na pogon plinskom turbinom, sa ili bez diesel motora. Ovakva kombinacija se naziva CODOG (Combined Diesel Or Gas turbine) ili CODAG (Combined Diesel And Gas turbine). Moguća je i kombinacija i dvije plinske turbine različitih snaga, pa se taj sustav tada naziva COGOG ili COGAG.

Bilo je i projekata za sustav COGAS (Combined Gas And Steam), koji imaju korisnost veću od 0.5 pri većim snagama (npr. kod supertankera).

Danas ti sustavi izvedeni na kopnu dosižu već pri snagama od 100 MW korisnost od 0.5 i na putu su da dostignu 0.54.

3. OSVRT NA TROŠKOVE BRODA

3.1 STRUKTURA TROŠKOVA U POMORSTVU

Pod pojmom troškova podrazumijevamo svjesno uništavanje korisnih stvari ili korištenje usluga, u procesu proizvodnje, sa namjerom da se u zamjenu dobiju još korisniji proizvodi ili usluge. Jedinica izražavanja pojedinih troškova mogu biti različite, pa se svi troškovi izražavaju u svojoj novčanoj vrijednosti. Svaki izdatak koji se svjesno pojavljuje u proizvodnji roba ili usluga, a u svrhu dobivanja novih korisnih proizvoda ili usluga, se smatra troškom. To znači da se u pomorstvu pod troškovima podrazumijevaju u novcu izraženi, svi utrošci sredstava, materijala i usluga, koji se čine u svrhu obavljanja pomorsko prijevozne usluge.

Struktura troškova u kontekstu ove radnje zaslužuje pažnju iz dva razloga. Prvi je razlog informativne prirode - da se pruži cjelovita slika o troškovima u pomorstvu, a drugi je razlog vezan uz istraživanje, tj. da se definiraju troškovi bitni za odabir porivnog stroja, te da se definira i pronade njihova funkcionalna zavisnost o zavisnim veličinama, kao što su snaga, specifična snaga, brzina vrtnje i drugo.

Analiza troškova je važan i potreban element svake ekonomske analize. Troškovi se mogu raščlaniti prema različitim kriterijima i gledištima. Za nas je od posebnog interesa razmatranje troškova sa stanovišta stupnja iskorištavanja kapaciteta i sa stanovišta ekonomičnosti i rentabilnosti. Sa stanovišta stupnja iskorištavanja kapaciteta troškove možemo podijeliti na :

- fiksne : čiji intenzitet ne ovisi o stupnju iskorištenja kapaciteta
- varijabilne : čiji intenzitet ovisi o stupnju iskorištavanja kapaciteta.

Pod fiksne troškove spadaju troškovi koji se ne mijenjaju ovisno o stupnju zaposlenosti. U te troškove spadaju : amortizacija, premije osiguranja, najamnine, plaće pomoraca i drugi.

Pod varijabilne troškove podrazumijevamo troškove koji se bitno mijenjaju sa zaposlenošću brodova. Ako je promjena troškova linearna u odnosu na zaposlenost, te troškove nazivamo proporcionalnim; ako je gradijent porasta troškova veći od gradijenta povećanja zaposlenosti, tada se te troškove naziva progresivnim, a ako je gradijent porasta troškova veći od gradijenta povećanja zaposlenosti, tada se te troškove naziva regresivnim.

Troškovi iskorištavanja broda ovise o kombinaciji tri faktora:

- sam brod za sebe omeđuje svoje troškova kroz svoju potrošnju goriva, broj posade potreban za operativno poslovanje i njegovo fizičko stanje, koje diktira potrebu za popravcima i održavanjem.
- troškovi eksploatacije koji ovise o cijeni "ulaznih" parametara, kao npr. cijena goriva, cijena nadnica i troškovi obnove i popravaka, a koji su svi podložni generalnim trendovima svjetskih cijena.
- troškovi su također ovisni o efikasnosti na koji način brodar upravlja brodom, uključujući i administrativno opterećenje.

Troškove iskorištavanja broda možemo podijeliti u četiri grupe :

- **Operativni troškovi**, to su oni troškovi koji se pojavljuju u svakodnevnoj eksploataciji broda, kao npr. troškovi posade, potrošnog materijala i održavanja i koji se pojavljuju bez obzira na zaposlenje broda.
- **Putni troškovi** , koji čine varijabilne troškove vezane za pojedino putovanje i sadrže u sebi troškove goriva, lučkih dažbina i kanalarina.
- **Kapitalni troškovi** (troškovi kapitala), koji pokrivaju kamatu i otplatu i određuje ih način financiranja gradnje ili kupovine broda.
- **Troškovi manipulacije tereta**, pod kojima se podrazumijevaju troškovi krcanja, slaganja, održavanja i iskrcavanja tereta.

Bit je da su troškovi promjenjivi i to najčešće pod utjecajem vanjskih utjecaja kao npr. promjene u cijeni goriva, načinu upravljanja brodom itd.

3.1.1 OPERATIVNI TROŠKOVI

Pod ovim troškovima se podrazumijevaju troškovi koji se pojavljuju u svakodnevnoj eksploataciji broda (isključuju se troškovi goriva, koji se uključuju u putne troškove), zajedno sa dodatkom za neregularne troškove kao npr. dokovanje, klasifikacija itd.

$$T_{OT} = T_M + T_{PM} + T_{OD} + T_{OS} + T_{AD} \quad (3.1)$$

T_{OT} - operativni troškovi

T_M - troškovi posade

T_{PM} - troškovi potrošnog materijala

T_{OD} - troškovi popravka i održavanja

T_{OS} - troškovi osiguranja

T_{AD} - administrativni troškovi

3.1.1.1 TROŠKOVI POSADE

Ovi troškovi mogu iznositi i polovicu operativnih troškova. Oni sadrže sve direktne i indirektno troškove vezane za posadu broda, kao što su plaće, socijalno osiguranje, mirovinsko, životno osiguranje i troškovi puta posade i troškove obeštećenja. Visina ovih troškova je prvenstveno određena sa dva faktora, brojem članova posade i direktnim i indirektnim troškovima vezanim za zaposlenje te posade.

Broj članova posade trgovačkih brodova u stalnom je opadanju pod pritiskom niskih vozarina, visoke inflacije i napretkom tehnologije. Broj članova posade pao je sa četrdesetak na početku 50-tih godina, na tridesetak

u 70-im godinama, a u devedesetim se kreće ispod dvadeset, kao što se vidi iz tablice 11.

Tablica 11. Broj članova posade

| | 1950 | 1970 | 1980 | 1990 |
|--------|------|------|------|------|
| Bulk | 45 | 38 | 28 | 17 |
| Tanker | 55 | 38 | 30 | 18 |

Broj posade ovisi o zakonskim propisima države zastave, visini automatizacije pogona (naročito strojarnice), o stupnju upravljačke organizacije, vještini posade, o vrsti i količini operacija održavanja koje se poduzimaju na brodu. Smanjenje broja članova posade kao rezultat automatizacije postavlja pitanje sigurnosti i pitanje sposobnosti automatike da se ogleda sa svim situacijama u kojima se pogon može zateći u toku eksploatacije.

Prvi koraci u automatizaciji broskog pogona sežu u rane šezdesete, tj. 1964.god. kada je brod ANDORRA izveden bez nadgledavane strojarnice. Brod je bio opremljen razvedenim sustavom alarma sa indikatorima alarma postavljenim u raznim prostorima nastamba posade. U to doba, kao primarni cilj automatizacije je stavljen zadatak oslobađanja posade od neproduktivnog posla nadgledavanja pogona sa naglaskom na održavanje broda.

Danas je normalna praksa brod sa ne nadgledanom strojarnicom tokom jedne ili više smjena, a nisu ni rijetki sustavi za daljinsko balastiranje broda i druge automatizirane operacije. Današnji nivo tehnologije omogućava operativno izvođenje broda sa 17 članova posade, a u experimentalnoj fazi se nalaze brodovi sa 10 članova posade. Najveće ograničenje koje se postavlja pred smanjenje članova posade je zakonska regulativa pojedinih država i pomorskih vlasti, pa daljnje smanjenje članova posade mora ići zajedno u dogovoru sa njima i sindikatom pomoraca.

Međunarodna organizacija transportnih radnika (ITF) je postavila minimalne mjesečne plaće za sve slojeve pomoraca, ali oni nisu univerzalno prihvaćeni. Veliki je nesrazmjer u plaćama pomoraca različitih nacionalnosti, koji plovo pod različitim zastavama. Troškovi posade mogu biti i 50% veći za brod pod nekom od evropskih zastava, nego pod nekom od

zastava pogodnosti (Panama, Liberia, Singapur). Izvještaj izdan od Drewry Shpping Consultants /1/ kaže da su u 1982 god. godišnji troškovi posade, uključujući direktne i indirektne troškove je bio 36,000 US\$ za njemačku posadu, usporedo sa 23,400 US\$ za posadu sastavljenu iz Trećeg svijeta i prosjek od 27,000 US\$ za sve brodove pod zastavama pogodnosti. Na osnovu ovih podataka, proizlazi da se zapošljavanjem pomoraca iz Trećeg svijeta, može prištedjeti 170,000 US\$ na godinu ili 17% od ukupnih operativnih troškova, što je otprilike isto koliko bi se uštedjelo smanjenjem posade od 28 na 17 članova posade.

Pored osnovne plaće, propisi se razlikuju i s obzirom na rad u smjenama, prekovremeni rad i ostale povlastice.

Kao zaključak se nameće da se na troškove posade može utjecati automatizacijom broda ili stavljenjem broda pod zastavu pogodnosti, koja omogućava upotrebu niskih plaća. Također na izdatak za posadu može utjecati i odnos među valutama, ako se plaća isplaćuje u jednoj, a prihodi se ostvaruju u drugoj valuti.

3.1.1.2 TROŠKOVI POTROŠNOG MATERIJALA

Slijedeću značajnu stavku troškova čini potrošni materijal, pod čime se podrazumijevaju : rezervni dijelovi, palubna oprema, oprema, ulje za podmazivanje. Oni mogu iznositi i četvrtinu ukupnih varijabilnih troškova. Najvažnija stavka u ovoj grupi troškova čini ulje za podmazivanje, jer većina današnjih brodova je pogonjena dizelskim motornim pogonom. Specifični potrošak ulja se kod suvremenih dizelskih motora kreće od 1.4 g/kWh do 0.6 g/kWh. Troškovi rezervnih dijelova i zamjenske opreme se povećavaju sa godinama eksploatacije.

3.1.1.3 TROŠKOVI POPRAVKA I ODRŽAVANJA

Pod ovom grupom troškova podrazumijevamo sve vanjske troškove vezane za održavanje broda po standardu firme ili klasifikacijskog društva. Uzroci ovih troškova se mogu podijeliti u tri grupe :

- rutinsko održavanje : sadrže radove održavanja glavnog i pomoćnih strojeva, bojanje trupa, troškovi održavanja podvodnog djela trupa, u cilju povećanja operativne sposobnosti broda. Ovi troškovi imaju tendenciju rasta sa godinama eksploatacije broda.
- pregledi klase : za potrebe osiguranja, brod je podložan pregledima klase u cilju održavanja klase. Svake dvije godine brod mora ići u suhi dok, dok svake četiri godine je potreban poseban pregled klasifikacijskog društva, kojim se priznaje sposobnost plovidbe broda. Na tim pregledima, brod se dokuje, ispituje se glavni i pomoćni strojevi, provjerava se debljina oplata broda. Sve nepravilnosti se moraju ispraviti u cilju zadržavanju klase broda. Kod starijih brodova, ovo može biti povezano sa izuzetno velikim troškovima, kao npr. mijenjanje cijelih dijelova oplata koje ne zadovoljavaju tražene standarde.
- zastoji : mehanički kvarovi mogu prouzročiti dodatne troškove, koje izlaze van normalnih troškova održavanja. Ovi kvarovi se obično otklanjanju uz vanjsku pomoć (brodogradilišta ili radionice) i najčešće su većeg iznosa. Oni se također povećavaju i za troškove ne iskorištavanja broda (u smislu privređivanja) u tom periodu.

Kao zaključak slijedi da se troškovi održavanja povećavaju sa godinama starosti broda, i kod starijih brodova mogu dominirati u grupi operativnih troškova.

3.1.1.4 TROŠKOVI OSIGURANJA

Neizbježan trošak u eksploataciji broda je trošak osiguranja. Trošak osiguranja proizlazi iz osiguranja trupa i stroja (Hull & Machinery), kojim se brodar zaštićuje od fizičkog gubitka i oštećenja, te članstva u P&I (Protection & Indemnity) klubovima, koji pokrivaju odgovornost brodara prema trećim osobama, kao što su oštećenja luka ili zagađenje mora.

Dodatni troškovi mogu proizići iz dodatnih osiguranja protiv rata, štrajka ili gubitka prihoda.

Visina premije pri osiguranju trupa i stroja ovisi primarno o dva faktora: povijesti reklamacija brodara i vrijednosti reklamacija broda. Također je premija podložna promjenama vezanih za kretanja vozarine na tržištu i vrijednosti broda. Visina doprinosa pri P&I klubovima ovisi o povijesti i visini reklamacija, vrsti robe koju prevozi brod, zastavi registracije, nacionalnosti posade i drugom.

Troškovi osiguranja mogu iznositi i 10% ukupnih operativnih troškova.

3.1.1.5 ADMINISTRATIVNI TROŠKOVI

U godišnjem budetu broda predviđeni su sredstva za pokrivanje troškova kopnene administracije i troškovi upravljanja. To su troškovi zajednički svim brodovima : odabir posade, postupak ukrcanja, dostava potrošnog materijala na brod i drugo. Ovi troškovi ovise o načinu upravljanja firmom i kod malih firmi mogu biti umjereni, dok će kod većih biti znatni. Poboľšanjem sredstava komunikacija, dio ovih poslova se prebacuju u nadležnost posade, a nije ni rijedak slučaj da se ovi poslovi daju specijaliziranim firmama u podugovor na određeno razdoblje.

Struktura operativnih troškova ovisi o veličini i sastavu posade, pristupu održavanja, starosti broda, visini osigurane vrijednosti i efikasnosti administrativne službe brodara. U tablici 12 je dan pregled ovih troškova za brod pod Evropskom zastavom i brod pod zastavom pogodnosti za period od godine dana /20/.

Tablica 12. Odnos operativnih troškova

| Operativni troškovi | Evropska zastava [USD 1000/god] | % | Zastava pogodnosti [USD 1000/god] | % |
|-------------------------|---------------------------------------|-----|---|-----|
| Troškovi posade | 1.010 | 53 | 840 | 46 |
| Potrošni materijal | 195 | 10 | 230 | 12 |
| Troškovi održavanja | 270 | 14 | 340 | 18 |
| Troškovi osiguranja | 220 | 11 | 230 | 12 |
| Troškovi administracije | 215 | 12 | 200 | 12 |
| UKUPNO | 1.910 | 100 | 1.840 | 100 |

3.1.2 PUTNI TROŠKOVI

Pod putnim troškovima podrazumijevamo sve varijabilne troškove koji se pojavljuju pri poduzimanju određenog putovanja. Glavne stavke ovih troškova su troškovi goriva, lučke dažbine, troškovi tegljenja i pilotaže i troškovi prolaza kanala.

$$T_{PT} = T_G + T_{LP} + T_{TP} + T_K \quad (3.2)$$

| | |
|----------|-------------------------------|
| T_{PT} | putni troškovi |
| T_G | troškovi goriva |
| T_{LP} | lučke pristojbe |
| T_{TP} | troškovi tegljenja i pilotaže |
| T_K | troškovi kanala |

3.1.2.1 TROŠKOVI GORIVA

Oni predstavljaju najvažniju stavku putnih troškova. Do 1970. god., dok je cijena nafte bila niska, malo je bilo pažnje pridavano ovim troškovima u toku projektiranja broda i troškovi održavanja su imali dominantniju ulogu

pri odlučivanju. No nakon naftne krize, krajem 70-tih, odnos troškova se potpuno promijenio. U toku perioda od 1970. do 1985. godine cijena goriva je skočila za 950%, što znači da su troškovi goriva u 1970. godini predstavljali 13% ukupnih operativnih troškova broda, da bi 1985. narasli na 34%. Kao posljedica toga, javlja se potreba za projektiranjem ekonomičnijih brodova.

Brodar ne može utjecati na cijenu goriva, već može samo utjecati na potrošnju goriva. Potrošnja goriva broda ovisi o načinu kako je brod kreiran i načinu kako se iskorištava.

Da bi sagledali moguće načine poboljšanja iskorištavanja goriva, pogledajmo kako se to gorivo iskorištava na brodu. Za primjer uzmimo Panamax brod sagrađen u 1970. god., koji pri 16 čv troši 55 tona teškog goriva i 4 tone diesel goriva na dan. Približno 27% energije iz goriva se gubi preko rashladne topline, 30% sa toplinom ispušnih plinova, 10% na gubicima brodskog vijka, a 10% na otporu trenja trupa.

Najveći utjecaj na potrošnju goriva ima odabir glavnog porivnog stroja. Nakon 1979 godine veliki je napredak učinjen u povećanju termičke iskoristivosti brodskih motora sa unutarnjim izgaranjem. Od 1979 do 1983 god. potrošnja sporokretnih motora je smanjena sa 203 g/kWh (150 g/KSh) na 172 g/kWh (127 g/KSh), da bi početkom 90-tih godina bila smanjena na ispod 160 g/kWh. Pored smanjenja specifične potrošnje i brzina vrtnje je smanjena na ispod 100 min^{-1} , što je dodatno omogućilo upotrebu većeg i time efikasnijeg brodskog vijka, bez ugradnje dodatnih reduktora. Također je omogućeno izgaranje lošijih diesel goriva u brodskim motorima. Daljnje poboljšanje iskorištavanja goriva je postignuto povećanjem stupnja iskorištenja cijelog postrojenja, iskorištavanjem otpadne topline, ili ugradnjom direktno pogonjenih električnih generatora od strane porivnog stroja

3.1.2.2 LUČKE PRISTOJBE

Lučke pristojbe predstavljaju značajan dio putnih troškova i sadrže razna davanja za korištenje usluga i opreme luke zbog broda ili tereta. Visina lučkih pristojbi jako varira od luke do luke, ali ih možemo podijeliti u dvije

skupine : lučka davanja i naknada za usluge. Brod plaća lučka davanja za korištenje općih usluga luke i lučke infrastrukture. Visina ove naknade može biti izračunavana na bazi volumena tereta, težine tereta, bruto tonaže broda ili neto tonaže broda. Naknada za usluge sadrži u sebi usluge luke kao pilotaža, tegljenje i usluge oko tereta.

Nivo cijena u pojedinoj luci ovisi o politici cijena lučkih vlasti, veličini broda, vremenu provedenom u luci i vrsti tereta koji se ukrcava/iskrcava. Terećenje lučkih troškova se vrši na različite načine, ovisno o ugovoru broda. Kod ugovora po putovanju, svi lučki troškovi po osnovi broda se prebacuju na brodarku, a troškovi po osnovi tereta na vlasnika tereta, izuzev troškova manipulacije teretom, koji se posebno dogovaraju u ugovoru. Pri vremenskom ugovoru, svi lučki troškovi se prebacuju na stranu ugovarača.

3.1.2.3 TROŠKOVI KANALA

Glavni troškovi prolaza kanalima su prolazi Sueskim i Panamskim kanalom. Naplatna struktura Sueskog kanala je dosta komplicirana, i bazirana je na dvije slabo poznate jedinice mjerenja, SCNT (Suez Canal Net Ton) i SDR (Special Drawing Rights). Visina kanalarine se izračunava na osnovu omjera SCNT i SDR. Mjera SCNT-a je bazirana na mjerenjima broda sa kraja devetnaestog stoljeća i trebala bi biti mjera sposobnosti zarađivanja broda. Grubo govoreći može se reći da je ona proporcionalna sa teretnim prostorima ispod palube, iako se ne može direktno uspoređivati sa neto tonažom.

SCNT certifikat izdaju klasifikacijska društva ili posebno ovlaštene organizacije. Ako brod koji želi proći kanalom nema SCNT certifikat, on se može privremeno izdati na osnovi brutto i netto tonaže.

SDR je odabran kao monetarna jedinica u nastojanju da se smanje gubici koji bi proizašli iz promjena tečaja valuta. Ono se računa na osnovu vrijednosti glavnih svjetskih valuta.

Za Panamski kanal se koristi PCNT (Panama Canal Net Ton) jedinica.

3.1.3 KAPITALNI TROŠKOVI

Iako vlada mišljenje da je dobit najbitnija za poslovanje brodarskih firmi, praksa pokazuje da je dominantan utjecaj tzv. tijeka novca ("cash flow"). Pod tim se podrazumijeva prihod novca umanjen za troškove u tom periodu. Praksa pokazuje da glavni utjecaj na tijek novca ima način na koji je izgradnja/nabavka broda financirana. U dvije slične brodske firme, sa sličnim brodovima i sličnim operativnim troškovima, tijek novca može imati potpuno različite tijekove.

Brodarstvo je kapitalno intenzivna gospodarska disciplina. Cijena "malog" broda može doseći i 10 miliona US\$, pa će troškovi angažiranog kapitala imati značajnu ulogu u operativnim troškovima. Životni vijek broda je veoma dug i finansijski rezultat broda će jako ovisiti o načinu povrata troška investicije. Pomorstvo je podložno velikim oscilacijama, tj. pojavi perioda depresije i ekspanzije. Da li će i u periodu depresije angažirani kapital opterećivati poslovanje, ovisi samo o načinu financiranja izgradnje broda. Ako je brodar sam financirao izgradnju/nabavku broda, moći će u tom periodu odustati od povrata kapitala, ali će zato u periodu ekspanzije "namiriti" i taj period. Pokazuje se da je pri takvom financiranju gradnje potrebno u periodu recesije namiriti samo operativne i putne troškove.

Kao suprotni način financiranja gradnje/kupnje broda može se odabrati i gradnja na kredit, gdje brodar uzima kredit u djelu ili u cjelini vrijednosti broda sa unaprijed utvrđenom kamatnom stopom. Povrat kredita ide u unaprijed utvrđenim iznosima, i bez obzira da li brod radi pozitivno, tj. stvara dobit ili gubitak. Razlika u financiranju izgradnje se ogleda u tome da brodar preuzima u slučaju financiranja izgradnje broda kreditom na sebe rizik vraćanja istog, tj. brod može donositi veliki dobitak, ali i gubitak, a time i nemogućnost vraćanja rata kredita.

Iz prethodnog zaključujemo da će način financiranja izgradnje broda imati presudan utjecaj na tijek novca. Brodar koji je izgradio brod sredstvima iz vlastitog fonda, će u doba recesije biti "siguran" sve dok prihod od vozarina pokriva operativne i putne troškove. U tom periodu on ne stvara dobit, ali ostaje u poslu. Nasuprot njemu, brodar koji je izgradio brod kreditiranjem, suočen je sa drugačijom situacijom: prihod od vozarina mora biti dostatan i za pokrivanje operativnih i putnih troškova, a i za povrat rata

kredita. U doba recesije kada je vozarina dostatna samo za pokrivanje operativnih i putnih troškova, biti će prisiljen potražiti druge izvore financiranja ili izgubiti kontrolu nad firmom u korist financijera.

Tako vidimo da dva brodara sa dva identična broda, ali različitih izvora financiranja, će biti suočena sa dva potpuno različita tijeka novca u periodu recesije.

3.1.4 TROŠKOVI MANIPULACIJE TERETA

Troškovi ukrcaja i iskrcaja tereta predstavljaju značajnu stavku u ukupnim troškovima broda. Naročito su ovi troškovi veliki u linijskom brodarstvu, dok u slobodnom brodarstvu ne predstavljaju tako značajnu stavku. Ovi troškovi se mogu izraziti kao

$$CHC = L + D + C \quad (3.3)$$

L - troškovi ukrcaja

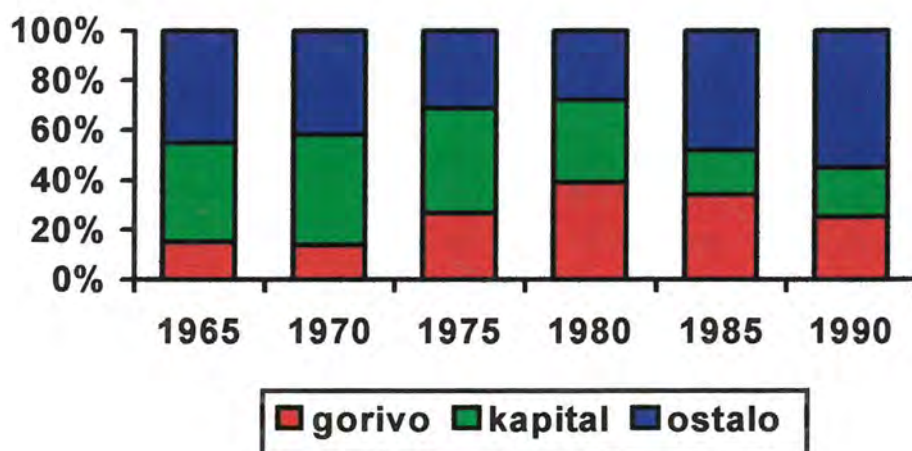
D - troškovi iskrcaja

C - troškovi prigovora (claims)

Ovi troškovi se mogu smanjiti povećanom investicijom u sredstva ukrcaja i iskrcaja samoga broda.

3.1.5 KRETANJE TROŠKOVA ISKORIŠTAVANJA BRODA

Kretanje kapitalnih troškova, troškova goriva i ostalih troškova u toku vremena možemo vidjeti na slici 3.1 (za brod 70000dwt) /26/



Slika 3.1 Kretanje odnosa troškova iskorištavanja broda

3.2 POGONSKI TROŠKOVI

Pretvaranje energije sadržane u gorivu u pogonsku energiju za poriv broda, električnu energiju za pogon pomoćnih strojeva i opće potrebe na brodu predstavlja proces stvaranja pogonske energije. Svi troškovi vezani za stvaranje te energije predstavljaju pogonske troškove. Za izračunavanje cijene koštanja pogonske energije važna je struktura troškova njene proizvodnje. Svi troškovi koji se pojavljuju u pomorsko prijevoznoj usluzi ne opterećuju cijenu koštanja pogonske energije. Troškovi koji ne opterećuju cijenu koštanja pogonske energije su : lučki troškovi, troškovi ukrcaja i iskrcaja, provizija agenata, špeditera, te ostale ne proizvodne usluge

Nasuprot ovim troškovima, troškovi goriva i maziva su tipični pogonski troškovi, i izvan pogonskog kompleksa se pojavljuju u zanemarivim iznosima.

Troškove koji utječu na pogonske troškove, ćemo grupirati u slijedeće grupe :

- troškovi u odnosu sa troškovima amortizacije : trošak kamata na kredite, premije osiguranja ...
- troškovi koji ovise o broju i sastavu posade
- troškovi koji ne zavise od drugih troškova

Omjer amortizacije pogonskih uređaja i ukupne amortizacije broda jednak je omjeru nabavne vrijednosti pogonskih uređaja i ukupne nabavne vrijednosti broda. Pod nabavnu vrijednost ugrađenih pogonskih uređaja, uključujemo i vrijednost odgovarajućeg prostora za smještaj tih uređaja. Omjer amortizacije je

$$m = \frac{C_p}{C_B} \quad (3.3a)$$

pri čemu je C_p nabavna vrijednost pogonskih uređaja, a C_B nabavna vrijednost broda.

Za novi brod se vrijednost m može točno izračunati, a za ostale brodove se ona može odrediti na bazi sličnih brodova i određenih aproksimacija.

Faktor m je uvijek manji od jedinice, i njegova vrijednost ovisi o vrsti broda, o vrsti i tipu pogonskog uređaja, stupnju automatizacije, nadgledanosti strojarnice, o brzini broda i veličini. Brodovi jednakih nosivosti, ali različitih brzina, imaju različite snage pogonskih uređaja, pa će i vrijednost tih uređaja biti različita. Slični brodovi jednakih pogonskih strojeva, jednakih brzina i propulzora, ali različitih veličina, neće imati jednaku jediničnu snagu po jedinici istisnine. To slijedi iz :

Ako uzmemo dva slična broda, čije se dužine nalaze u omjeru λ , oplahivane površine će se nalaziti u omjeru λ^2 , a istisnina u omjeru λ^3 . Ako su pogonjeni istim pogonskim i propulzivnim strojevima i imaju istu brzinu, snage otpora će se odnositi isto kao i snage pogonskih strojeva. Ukupni otpor broda će biti

$$R = R_f + R_r \quad (3.4)$$

pri čemu je R_f otpor trenja, a R_r preostali otpor /4/. Otpor trenja je

$$R_f = C_f \rho 2Sv^2 \quad (3.5)$$

pri čemu je C_f koeficijent otpora trenja, ρ specifična gustoća mora, S oplakivana površina broda, a v brzina broda.

Koeficijent otpora trenja je funkcija Reynoldsovog broja

$$Re = \frac{vL}{\gamma} \quad (3.6)$$

gdje je L dužina broda, a γ kinematički viskozitet za morsku vodu. Koeficijent otpora trenja opada sa povećanjem Reynoldsova broja, što znači da pri istoj brzini broda (u istoj morskoj vodi), koeficijent otpora sličnih brodova, će biti obrnuto proporcionalan njihovoj dužini, tj.

$$C_{fv} \leq C_{fm} \quad (3.7)$$

Pošto se površine geometrijski sličnih brodova odnose kao

$$S_v = S_m \lambda^2 \quad (3.8)$$

slijedi da se otpori dvaju geometrijski sličnih brodova odnose kao

$$R_{fv} / R_{fm} \leq \lambda^2 \quad (3.9)$$

pa vrijedi i

$$R_f / \Delta_v \leq R_f / \Delta_m \quad (3.10)$$

jer je

$$\Delta_v = \lambda^3 \Delta_m \quad (3.11)$$

Iz prethodnog vidimo da otpor trenja geometrijski sličnih brodova, pri istoj brzini raste sporije od istisnine.

Za preostali otpor vrijedi

$$R_r = C_r (\rho / 2) S v^2 \quad (3.12)$$

pri čemu je C_r koeficijent preostalog otpora, a on je funkcija Froudovog broja

$$\text{Fr} = \frac{v}{\sqrt{gL}} \quad (3.13)$$

$$C_r = f\left(\frac{v}{\sqrt{gL}}\right)^x$$

a vrijednost eksponenta x se mijenja unutar granica 3 i 5. Pri istoj brzini vrijedi

$$\frac{v}{\sqrt{gL_v}} < \frac{v}{\sqrt{gL_m}} \quad (3.14)$$

$$C_{r_v} < C_{r_m}$$

a time i

$$\frac{R_r}{\Delta_v} < \frac{R_r}{\Delta_m} \quad (3.15)$$

I preostali otpor geometrijskih sličnih brodova, pri istoj brzini, raste sporije od istisnine, pa onda vrijedi i za ukupan otpor

$$\frac{R}{\Delta_v} < \frac{R}{\Delta_m} \quad (3.16)$$

Na osnovu prije iznesenog mora vrijediti i

$$\frac{P}{\Delta_v} < \frac{P}{\Delta_m} \quad (3.17)$$

Kod geometrijski sličnih brodova, s istom vrstom pogonskih strojeva i istim propulzionim uređajima i pri istoj brzini, snaga pogonskih strojeva većeg broda relativno je manja od snage manjih brodova (u omjeru sa istisninom).

Vrijednost pogonskog uređaja sa odgovarajućim djelom broskog trupa potrebnog za funkciju pogonskog kompleksa, kao osnovica za amortizaciju, je jednaka

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \quad (3.18)$$

pri čemu je

C_1 - vrijednost pogonskog kompleksa

C_2 - vrijednost montaže pogonskog kompleksa u trup broda

C_3 - vrijednost trupa broda potrebnog za pogonski kompleks

C_4 - vrijednost djela broskog trupa potrebnog za nastambe i druge prostorije za potrebe osoblja za opsluživanje pogona.

Vrijednost pogonskog kompleksa se može izraziti iz formule :

$$C_1 = kP^n + w \quad (3.19)$$

pri čemu su k i w konstante (vidi 4.4), a n eksponent koji se kreće od 0.5 do 0.6 /10/ (po nekim autorima oko 0.5, ali u konkretnom istraživanju, pri današnjim cijenama je ustanovljen 0.5). Iz izraza se vidi da jedinična cijena pogonskog stroja opada sa zahtjevanom snagom.

Za vrijednost montaže pogonskog kompleksa u brodski trup se može procijeniti, da je ona proporcionalna težini uređaja tj.

$$C_2 = c_m G_p \quad (3.20)$$

pri čemu je c_m cijena montaže po jedinici mase pogonskog uređaja.

3.2.1 TROŠKOVI ODRŽAVANJA

Pod troškovima održavanja podrazumijevamo sve direktne i indirektne troškove koji se pojavljuju u vezi sa održavanjem/zadržavanjem pogona u operativnom stanju. Za određenje troškova održavanja najbitnije je odrediti strategiju održavanje. Ona se sastoji u razvrstavanju zahvata održavanja prema sadržaju u trenutku izvršenja. Najčešće primjenjivane strategije odražavanja su :

- korektivno održavanje : ovakva strategija znači da se uređaj zadržava u radu, sve do pojave kvara. Nikakvo preventivno održavanje se ne poduzima do pojave kvara.
- preventivno-periodičko održavanje : ovakva strategija podrazumijeva periodičko poduzimanje zahvata održavanja, prije pojave kvara, po unaprijed isplaniranom planu. Stanje uređaja nakon izvršenih zahvata je kao "novo". Planski interval može biti kalendarski određen, ili vremenom rada, ovisno o naravi rada uređaja. Preventivno-periodičko održavanje može sadržavati zamjenu ili obnovu po tzv. "konstantnom datumu " ("life replacement") ili po "konstantnoj trajnosti" ("block replacement"). Zamjena/obnova po konstantnom datumu znači da se zahvat održavanja izvodi uvijek nakon isteka istog vremenskog perioda. Takvo održavanje se poduzima za uređaje koji su brojni i ne vodi se nikakva evidencija o njihovim kvarovima. Zamjena/obnova po konstantnoj trajnosti znači da se zahvat održavanja poduzima uvijek nakon isteka istog vremena rada uređaja, uzimajući u obzir zamjene zbog kvarova. Ovakav se vid održavanja više primjenjuje na brodovima, jer je efikasniji.
- preventivo-održavanje prema stanju: to je održavanje kod kojeg se zahvat održavanje određuje kada stanje uređaja padne ispod određenih standarda. To je dvokoračni postupak : u prvom koraku se inspekcijom određuje stanje uređaja tj. nastoje se otkriti svi "potencijalni kvarovi", koji mogu dovesti do "funkcionalnih

kvarova". Ako je inspekcija stanja uređaja diskretna tj. povremena u vremenu, to se naziva diskretno preventivno održavanje prema stanju, a ako je kontinuirana tada je to kontinuirano preventivno održavanje prema stanju. Drugi korak čini izvršenje zahvata. Ono se poduzima samo ako stanje uređaja padne ispod stanja koje određuje "potencijalni kvar". Ovaj vid održavanja je primjenjiv samo tamo gdje se može otkriti "potencijalni kvar", bilo motrenjem radnih parametara, bilo padom performansi, bilo inspekcijom.

Da bi se odabrala ispravna strategija održavanja potrebno je izvršiti podjelu uređaja prema kritičnosti posljedica izazvanih pojavom kvara na njima, i to s obzirom na :

- sigurnost
- operativnost
- troškove

Ta analiza "značajnosti" treba definirati kategorije kritičnosti pojave kvara za pojedine kategorije i izrazit će se putem indeksa rizika (IR). On predstavlja veličinu gubitka vezanog za pojedini neželjeni događaj /13/.

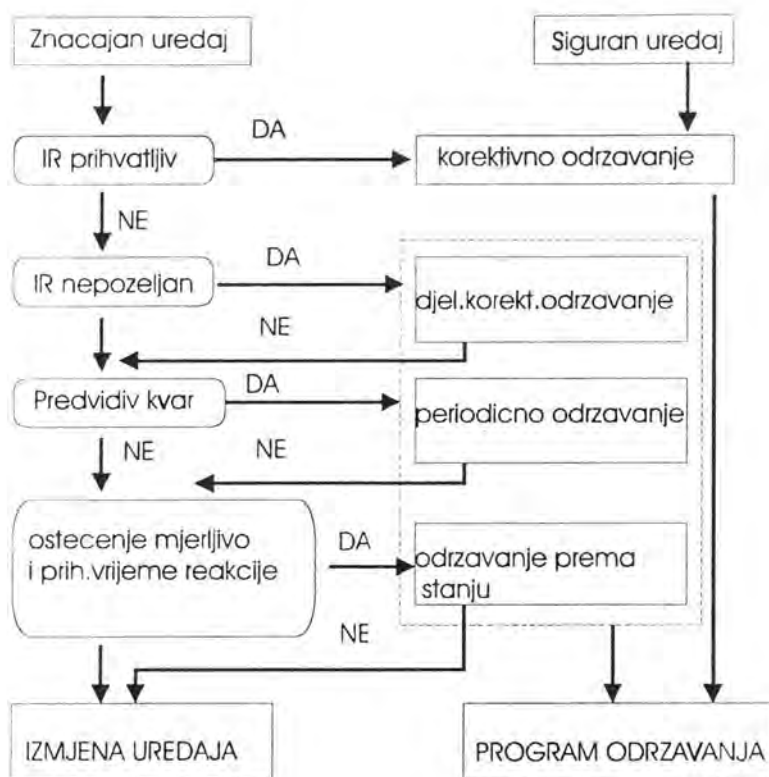
Za sigurnosni značaj teško je odrediti veličinu gubitka, ali se uzima da jedinica (1) predstavlja katastrofu, dok nula (0) predstavlja događaj bez ikakvog značenja /13/.

Tablica 13. Indeks rizika

| | VELIČINA | IR | POSLJEDICE |
|---------------------|----------------------|---------|---|
| <i>Sigurnost</i> | katastrofa | 1 | smrt; gubitak broda; zagadenje okoline |
| | kritičan | 0.1 | krit.kvar; veće oštećenje |
| | značajan | 0.01 | manje oštećenje |
| | graničan | 0.001 | moгуće oštećenje |
| | zanemariv | <0.0001 | nikakvo oštećenje |
| <i>Operativnost</i> | neraspoloživ | 0.01 | brod neraspoloživ za nekoliko dana |
| | dj. raspoloživ | 0.001 | brod neraspoloživ za nekoliko sati |
| | smanj. efikasnost | 0.0001 | smanjena funkcionalnost |
| | raspoloživ | <0.0001 | puna funkcionalnost |

Nakon utvrđivanja značajnosti pojedinog uređaja, potrebno je definirati prag vrijednosti za koji će se smatrati da je uređaj značajan i manje značajan.

Za uređaje koje analiza definira kao manje značajne, primijeniti će se strategija korektivnog održavanja, a za one uređaje koje analiza definira kao značajne, definirati će se strategija održavanje prema dijagramu :



Slika 3.2 Određivanje strategije održavanja

1. ispitati će se primjena korektivnog održavanja nad uređajem. Ako je značaj uređaja velik, nastojati će se izbjeći takva strategija nad uređajem.

2. Ako je predvidljivost kvara velika tada je uređaj kandidat za strategiju preventivnog održavanje kontrolom stanja uređaja. Uvjet za ovu analizu je poznavanje funkcije distribucije kvarova tj. indeksa kvarova. Ako je indeks kvarova rastući, predvidljivost kvara je velika i takvi uređaji dolaze u obzir za primjenu održavanje prema stanju. No potrebno je i postojanje parametra preko kojeg će se točno odrediti stanje uređaja. Još je potreban uvjet i relativno dugo vrijeme reakcije, tj. vrijeme koje proteče od pojave "potencijalnog kvara" do "funkcionalnog kvara". Ako je ono nula (0) ili kratko, ne može se odabrati strategija održavanja prema stanju za takav uređaj.

3. Ako je predvidljivost kvara mala, uređaj je kandidat za strategiju preventivnog-periodičkog održavanja.

Ukupni troškovi održavanja se sastoje od :

- troškova preventivnog održavanja i zavisnih troškova preventivnog održavanja (gubitak operativnosti). Ovi su troškovi nula ako se odabere strategija korektivnog održavanja.

- troškovi korektivnog održavanja i zavisnih troškova korektivnog održavanja (gubitak operativnosti i ostale posljedice kvara).

Korektivni zahvati

Pod korektivnim zahvatom podrazumijevamo obnovu ili zamjenu uređaja u kvaru, te vraćanje istog u stanje kao novog. Učestalost ovih zahvata je slučajna varijabla. Ukupni životni trošak ovih zahvata je

$$L_{cc} = C_k * ELFF \quad (3.21)$$

pri čemu je C_k prosječni trošak korektivnog zahvata, a $ELFF$ je očekivani broj kvarova u toku životnog vijeka ("expected life failure frequency").

Ako je prosječno vrijeme između dva kvara ($MTTF$ -“mean time to failure”) znatno kraće od životnog vijeka ($MTTF \ll L$), trošak korektivnih zahvata u toku ukupnog životnog vijeka se može izraziti :

$$L_{cc} = C_k * L / MTTF \quad (3.22)$$

Periodični preventivni zahvat

Periodični preventivni zahvati se izvršavaju prema unaprijed definiranom kalendaru izvršenja, tj. u trenucima kada se smatra da pouzdanost uređaja opada ispod zahtjevane. Aktivnosti koje se tada poduzimaju mogu biti: kontrolni pregledi (čišćenje, bojanje, sitno

podešavanje, kalibracija), sitni popravci (vraćanje uređaja u stanje "kao novo"), obnova (kompletna zamjena uređaja).

Trošak periodičnih preventivnih zahvata u toku životnog ciklusa uređaja je :

$$L_{CC} = C_p * ELPF \quad (3.23)$$

pri čemu je C_p prosječni trošak pojedinog preventivnog zahvata, a $ELPF$ očekivani broj preventivnih zahvata u toku životnog vijeka. Ako je l planirani interval za planski zahvat onda je

$$L_{CC} = C_p * \frac{L}{l} \quad (3.24)$$

Zahvat održavanja prema stanju

Zahvat održavanja prema stanju sadrži dva koraka. U trenutku kontrole, na osnovu stanja uređaja donosi se odluka o zahvatu održavanja. Ako je nastupilo stanje potencijalnog kvara, poduzima se zahvat, a u suprotnom se nastavlja rad uređaja do slijedeće kontrole.

Trošak zahvata održavanja prema stanju u toku vijeka eksploatacije je :

$$L_{CC} = C_m + C_i * ELIF + C_p * ELPF + C_c * ELFF \quad (3.25)$$

pri čemu je C_m trošak uređaja za snimanje stanja, C_i trošak zahvata inspekcije, $ELIF$ očekivani broj zahvata inspekcije u toku životnog vijeka, C_p trošak preventivnog zahvata potreban nakon inspekcije, $ELPF$ očekivani broj potrebnih zahvata nakon inspekcije, C_c trošak korektivnog zahvata nakon inspekcije, $ELFF$ očekivani broj kvarova uz inspekcije tijekom životnog vijeka.

Trošak C_m će postojati samo u slučaju da nam je potrebna posebna oprema za utvrđivanje stanja uređaja.

Drugi trošak čini trošak inspekcije u cilju utvrđivanja stanja uređaja. Zahvat koji se mora poduzeti nakon takve inspekcije koja pokaže potrebu za njim je sadržan u trećem članu.

Četvrti član predstavlja trošak korektivnih zahvata uslijed pojave kvarova. Ako se produžava interval između dviju uzastopnih kontrolnih pregleda, vjerojatnost pojave kvarova će se povećavati.

Interval između dviju kontrolnih pregleda je ovisan o vremenu reakcije i o načinu kontrole stanja (kontinuirano ili diskretno). U slučaju kontinuirane kontrole stanja interval bi trebao biti jednak $MTTF$ (vremenu između dva kvara) umanjenom za polovicu vremena reakcije. Ova polovica vremena reakcije je gubitak rezervne iskoristivosti. Ako je zadovoljeno

$$L \gg MTTF \quad (3.26)$$

onda vrijedi

$$L_{cc} = C_m + C_p * L / (MTTF - h/2) \quad (3.27)$$

pri čemu je h vrijeme reakcije.

4. UTJECAJNI ČIMBENICI ODABIRA POGONSKOG STROJA

4.1 OPTIMALNA BRZINA BRODA

Brzina broda je čimbenik koji direktno utječe na financijski rezultat broda, pa se često o tom problemu raspravlja, ali sa različitih gledišta. Razlika ne proizlazi samo iz drugačijeg pristupa problemu definicije optimalne brzine, nego i kao posljedica raznovrsnih utjecaja, bilo ekonomskih, bilo tehničkih na tu veličinu. Jedan od najpoznatijih primjera je: u razdoblju od 1927 god. do 1933. god. brodogradilišta su u želji da navedu brodare na gradnju novih brodova, nudila brodove malih brzina, sa "smanjenim" specifičnim potroškom goriva. Posljedice ovakve "generalne" strategije, nametnute od strane brodogradilišta su se poslije pokazala presudna za tržišnu (ne)konkurentnost tih brodova.

Mnogo je radova objavljenih vezanih za pojam optimalne brzine; o tome su pisali Baker /33/, Kent /33/, Shribanti i Spank /40/, a i dr Rubinić /41/. Nažalost neki od ovih autora ne prilaze problemu optimalne brzine na znanstveni način, pa dolaze i do čudnih zaključaka: Tefler - "zastupa mišljenje da se pitanje optimalnih brzina ne smije promatrati izvan prostora i vremena, te da najpovoljnijih brzina ima više: one ovise o epohi, u kojoj je brod građen, o vremenskim prilikama pod kojima brod ima ploviti, o omjeru visine plaća posade i cijene pogonskog goriva, o trošenju, o trajanju broda, o stopi amortizacije, o cijeni izgradnje, o troškovima uprave, popravka i održavanja itd. Mnogi od ovih uvjeta se mijenjaju u pojedinim epohama, a mnogi su za vrijeme istih epoha različiti u pojedinim državama." /40/.

Postoje dvije optimalne brzine - sa stajališta ekonomičnosti i sa stajališta rentabilnosti. Optimalna brzina sa stanovišta ekonomičnosti je ona brzina kod koje su troškovi po jedinici prijevoznog učinka najmanji. Optimalna brzina sa stanovišta rentabilnosti je ona brzina kod koje se postiže najveći dobitak (profit).

Ukupni troškovi broda u plovidbi svedeni na jedan dan sastoje se iz dnevnih fiksnih troškova broda i dnevnih troškova pogonskog goriva kao

varijabilni trošak. Pored troškova goriva, u grupu varijabilnih troškova, trebalo bi u obzir uzeti i troškove maziva. No radi pojednostavljenja računa, te troškove ćemo uzeti kao stanovito povećanje troškova goriva

Dnevni potrošak goriva je funkcija snage pogonskog stroja, a ona je funkcija brzine broda i ukupnog otpora broda. Kao izraz za određenje potrebne snage za određenu brzinu, uzeti ćemo formulu britanskog admiraliteta:

$$P = \frac{\Delta^{\frac{2}{3}}}{C} v^3 \quad (4.1)$$

prema kojoj je snaga pogonskog stroja proporcionalna sa deplasmanom broda (Δ) na potenciju dvije trećine i brzinom broda na treću potenciju, te obrnuto proporcionalna sa koeficijentom C , čija veličina ovisi o rasponu brzina, dimenzijama i obliku broda.

Množenjem ovoga izraza sa potroškom goriva po jedinici snage na sat, dobivamo izraz za potrošak goriva po satu plovidbe:

$$Q_s = \frac{q\Delta^{\frac{2}{3}}}{C} v^3 \quad (4.2)$$

Za neki raspon brzina omjer q/C možemo uzeti konstantnim, a i deplasman je konstantan za neki zadani brod, pa to sve možemo označiti sa konstantom c , pa izraz sada glasi

$$Q_s = cv^3 \quad (4.3)$$

Ako cijenu pogonskog goriva po jedinici mase goriva označimo sa e , ukupni trošak pogonskog goriva na sat će iznositi:

$$T_g = ev^3c \quad (4.4)$$

Koeficijent e se može lako izračunati za svaki pojedini brod na osnovu njegovog dnevnog potroška goriva pri određenoj brzini.

Sada možemo izraz za ukupne dnevne troškove broda u plovidbi izraziti kao:

$$T_u = T_f + 24ev^3c \quad (4.5)$$

pri čemu je T_f dnevni fiksni trošak broda.

Uz pretpostavku potpunog iskorištenja kapaciteta broda K , dnevni prijevozni učinak broda izražen u tona-miljama će biti:

$$E_t = 24Kv \quad (4.6)$$

Trošak broda sveden na jednu tona-milju, će sada biti:

$$T_{tm} = \frac{T_f}{24Kv} + \frac{24ev^3c}{24Kv} \quad (4.7)$$
$$T_{tm} = \frac{T_f}{24Kv} + \frac{ev^3c}{Kv}$$

Vidimo da je trošak po jedinici ton-milje za određeni konkretan brod funkcionalno zavisano samo o brzini,

$$T_{tm} = f(v) \quad (4.8)$$

Optimalna brzina sa stanovišta ekonomičnosti će biti ona brzina pri kojoj su troškovi po jednoj ton-milji najmanji. Pronalaženje ekstreme funkcije troška, deriviranjem troška po brzini i izjednačavanjem sa nulom slijedi

$$v_{opt} = \sqrt[3]{\frac{T_f}{48ec}} \quad (4.9)$$

Iz izraza je vidljivo da optimalna brzina sa stanovišta ekonomičnosti zavisna o dnevnim fiksnim troškovima i cijeni pogonskog goriva.

Ako se iz izraza za dnevni trošak goriva izrazi brzina

$$T_g = 24ev^3$$

$$v = \sqrt[3]{\frac{T_g}{24ec}} \quad (4.10)$$

i izjednači sa prethodnim izrazom, slijedi

$$T_f = 2T_g \quad (4.11)$$

tj. da je optimalna brzina sa stanovišta ekonomičnosti, tj. najmanjih troškova, ona brzina pri kojoj dnevni fiksni troškovi su dva puta manji nego dnevni troškovi goriva .

Optimalna brzina broda sa stanovišta rentabilnosti je ona brzina broda kod koje brod ostvaruje najveću dnevnu dobit /41/.

Dnevna dobit broda je:

$$P_d = \frac{F_n K}{\frac{D}{24v} + s} - \frac{\frac{D}{24v} 24ev^3 \Delta^{\frac{2}{3}} c_1}{\frac{D}{24v} + s} - \frac{T_s}{\frac{D}{24v} + s} - T_f \quad (4.12)$$

odnosno

$$P_d = \frac{F_n K}{\frac{D}{24v} + s} - \frac{Dev^2 \Delta^{\frac{2}{3}} c_1}{\frac{D}{24v} + s} - \frac{T_s}{\frac{D}{24v} + s} - T_f \quad (4.13)$$

pri čemu je :

P_d - dnevni dobitak broda (brutto prihod broda jednog putovanja minus troškovi putovanja reducirani na jedan dan)

- F_n - netto vozarinski stav po toni tereta (vozarinski stav po odbitku neposrednih troškova, kao što su troškovi ukrcaja i iskrcaja, provizija i drugi neposredni troškovi, koji ne ovise o brzini broda)
- K - korisna nosivost broda u tonama, odnosno količina tereta koja se prevozi uz pretpostavku potpuno iskorištenog kapaciteta
- D - dužina relacije na kojoj se teret prevozi
- v - brzina broda u miljama na sat
- s - broj dana u stajanju
- p - broj dana u plovidbi
- e - cijena pogonskog goriva po toni
- Δ - deplasman broda
- c_f - konstanta ovisna o brzini, dimenzijama i obliku broda
- T_f - dnevni fiksni troškovi broda
- T_s - ukupni lučki troškovi broda

Optimalnu brzinu sa stanovišta rentabilnosti se dobije ako se gornji izraz derivira po brzini i izjednači sa nulom.

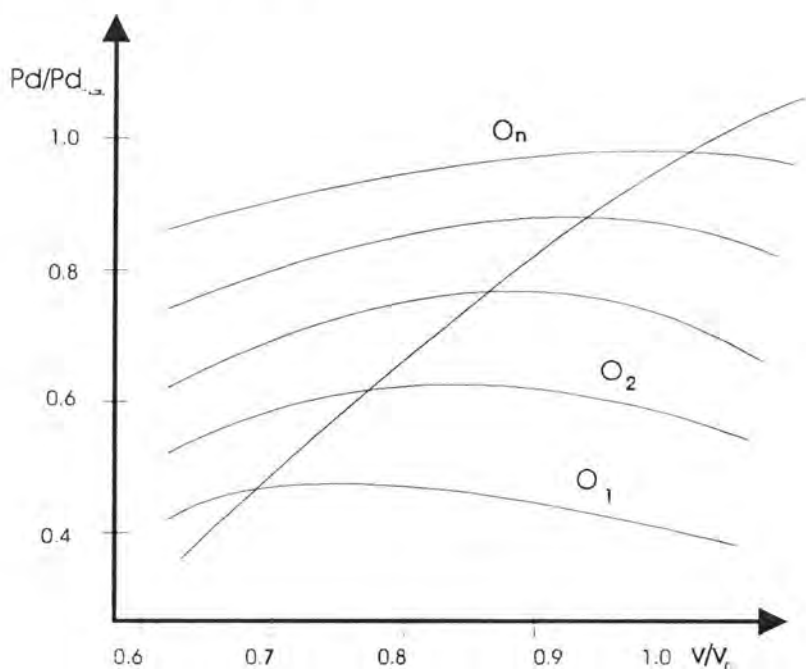
$$v^3 = \frac{F_n K - T_s}{24ec(3p + 2s)} \quad (4.14)$$

Iz izraza je vidljivo da se optimalna brzina sa stanovišta rentabilnosti povećava sa povećanjem vozarinskog stava, a smanjuje sa povećanjem cijene goriva.

Dnevni profit broda se može izraziti i kao funkcija operativnih veličina i brzine :

$$P_d = f(O_i, v) \quad (4.15)$$

pri čemu pod operativnim veličinama podrazumijevamo vozarine, cijenu goriva, troškove luka, troškove manipulacije teretom, odnos vremena u stajanju i plovidbi. Za neki zadani brod i trenutak vremena tržišta koji se promatra, a definiira te uvjete, dijagram dnevnog profita u zavisnosti od brzine broda će izgledati



Slika 4.1 Dnevni profit broda .

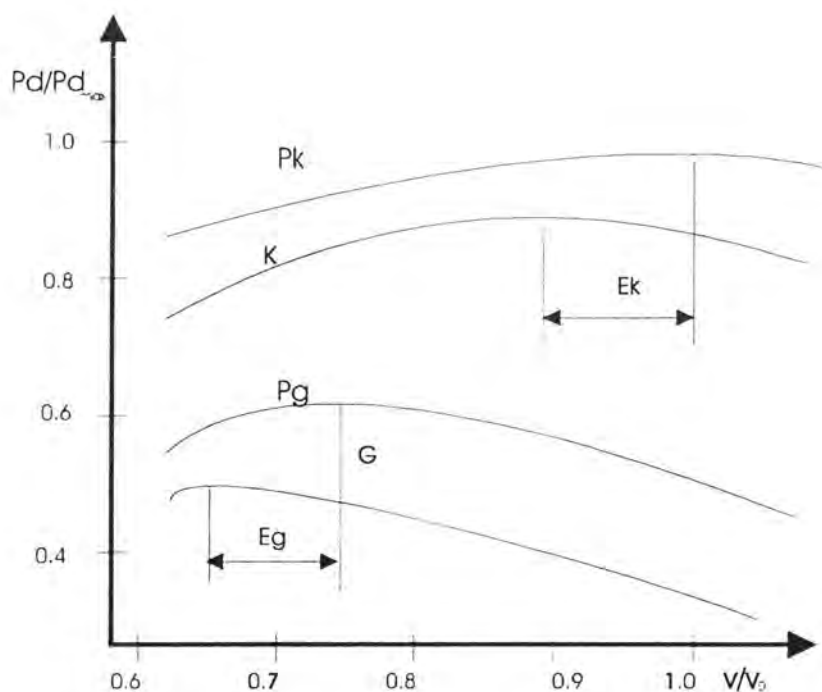
Brzine u dijagramu su normalizirane u odnosu na brzinu probne vožnje, a dnevni profit na neki maksimalni profit /19/.

Iz dijagrama možemo zaključiti slijedeće :

- krivulje, više položene, predstavljaju takve tržišne okolnosti definirane operativnim veličinama koje su povoljnije sa stanovišta dnevnog profita, za razliku od niže položenih krivulja.
- svaka krivulja definirana operativnim veličinama, ima točno definirani i jednoznačni maksimum dnevnog profita, a kome odgovara jednoznačna brzina, koji ćemo zvati optimalna brzina
- što je krivulja u dijagramu viša, to je i odgovarajuća optimalna brzina viša
- točke optimalnih brzina pri različitim operativnim veličinama leže na zajedničkoj liniji

Linija koja povezuje optimalne brzine pri raznim operativnim veličinama, pokriva široki pojas brzina; od brzine na probnoj vožnji do 60% te brzine. Pri osnivanju broda nastoji se da probna brzina odgovara optimalnoj brzini za najoptimalnije uvjete definirane operativnim veličinama, tj. da je to ona najveća brzina, za najpovoljnije uvjete na tržištu koje se u toku eksploatacije mogu očekivati. Sposobnost broda da vrši svoju funkciju u širokom pojasu promjena operativnih veličina, znači i sposobnost prilagođivanja brzine plovidbe optimalnim brzinama, koje se također kreću u širokim granicama. Prilagodljivost broda uvjetima tržišta, je kao što vidimo u direktnoj vezi sa elastičnošću brzine broda. Ova osobina elastičnosti brzine broda, direktno ovisi o glavnom porivnom stroju broda, i to najčešće u području manjih snaga od maksimalne. Dizelski motori nisu pogodni za dugotrajan rad na malim opterećenjima, zbog pogoršanja kvalitete rada samog motora, povećanja specifične potrošnje, te stvaranja znatne količine čađi i naslaga na dijelovima motora i povećanog istrošenja.

Objašnjenje utjecaja elastičnosti brzine na ekonomsko ponašanje višenamjenskog ("multipurpose") broda je dano na slici 4.2.



Slika 4.2 Utjecaj elastičnosti brzine na dnevni profit višenamjenskog broda

Ovi brodovi su posebno konstruirani za vrlo promjenjive operativne uvjete, tj. za veoma "povoljne" uvjete kada prevoze "skupi" kontejnerski teret, pa do uvjeta kada prevoze "jeftin" generalni teret.

Područje K obuhvaća područje promjena dnevnog profita, tipične za kontejnerski prijevoz, dok područje G obuhvaća područje krivulja promjene dnevnog profita za prijevoz generalnog tereta. Za primjer je probna brzina $v_f=1$, odabrana kao maksimum pri najvišoj krivulji P_k . U slučaju jedinstvenog porivnog stroja, stalna operativna brzina broda može se smanjivati do veličine $(0.89...90)v_f$. Daljnje smanjenje operativne brzine voditi će smanjenju snage pogonskog stroja ispod 70% MCR, sa svim tehničkim nepovoljnostima.. Područje elastičnog rada glavnog porivnog stroja se nalazi unutar područja E_k

$$E_k = (1.0...0.7)MCR \quad (4.16)$$

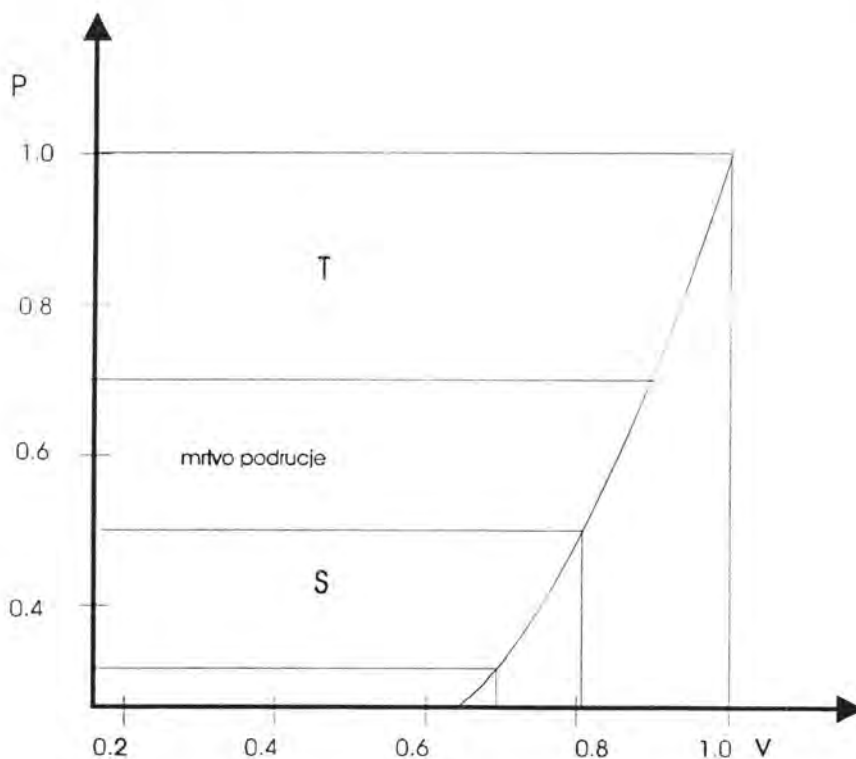
koje je relativno dosta usko.

U slučaju prijevoza generalnog tereta, optimalna brzina pada u područje $(0.65...0.75)v_b$, a područje snage porivnog stroja u područje $(0.28...0.45) MCR$.

Vidi se da zbog velikih promjena operativnih veličina, optimalna brzina broda se znatno mijenja. Isto je slučaj i sa ostalim tipom brodova, ako se npr. znatno mijenjaju samo vozarine. Očigledno je zahtjev za ovako velikom elastičnošću optimalnih brzina, veoma težak izazov za dizelski motor, koji danas vodi u primjeni brodskih porivnih strojeva.

Jedan od mogućih rješenja problema elastičnosti prilagodbe pogonskog stroja, može biti primjena porivnih sustava sa zalihošću.

Ako uzmemo pogon broda sastavljen od dva identična pogonska motora, dijagram proizvedene pogonske snage u zavisnosti od optimalne brzine će izgledati :



Slika 4.3 Odnos snaga - brzina

Ako je najmanja relativna snaga svakog pogonskog stroja jednaka 70% MCR, tada će u zajedničkom radu ovi strojevi pokrivati područje potrebnih snaga označeno sa T, tj. područje brzina

$$v = (0.89 \dots 1.0)v_t \quad (4.17)$$

a kada bude u radu samo jedan pogonski stroj tada će on pokrivati područje snage označeno sa S, a njemu odgovara područje brzina

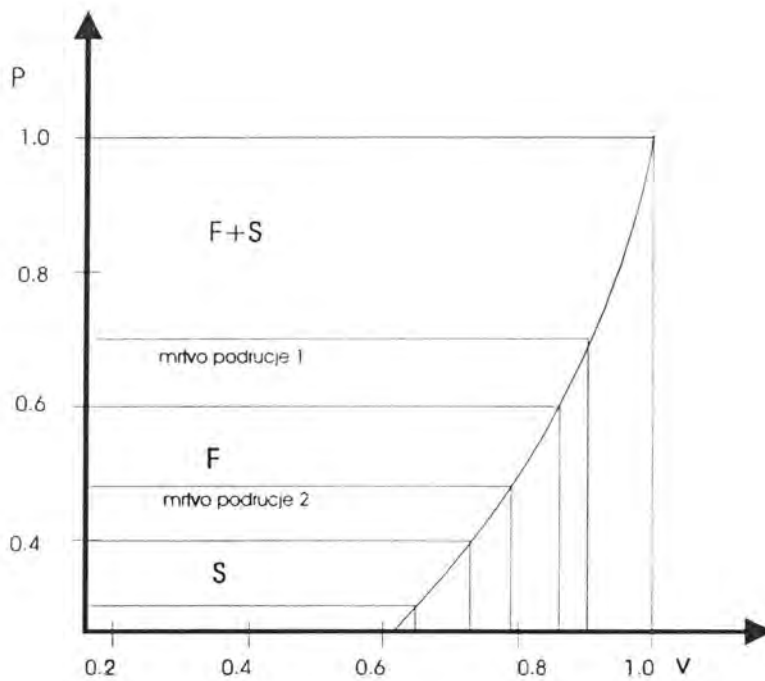
$$v = (0.7 \dots 0.8)v_t \quad (4.18)$$

Između ova dva područja, postoji "mrtvo" područje, tj. područje u kojem pogonski stroj nije u stanju zadovoljavati potrebu za snagom. Veličina ovog područja ovisi o pojedinačnoj elastičnosti pogonskih strojeva i kod umjerenih snaga je relativno usko, pa možemo reći da će porivni sustav sa zalihošću sa dva jednaka stroja, moći ostvariti optimalnu brzinu u širokom području brzina i to

$$v = (0.7 - 1.0)v_t \quad (4.19)$$

i time maksimizirati ekonomski učinak u cijelom području operativnih veličina, bez ikakvih tehničkih problema.

Ako preliminarna istraživanja pokažu potrebu za sužavanjem ili eliminacijom "mrtvog" područja, sustav "otac i sin" (father & son) mogu biti upotrebljeni. Jači stroj, tj. "otac" će popuniti "mrtvo" područje, te će ostati prem višim snagama usko područje 1, a prema nižim snagama usko područje 2. Stroj manje snage tj. "sin" će pokrivati područje vrlo niskih brzina, tj. područje od $0,7v_t$, a to su područja koje ne bi trebala imati ekonomsko značenje, već samo sigurnosno značenje, tzv. snaga za "povedi me kući" (take me home).



Slika 4.4 Pogon "otac i sin"

Područje 1, koje je smješteno pri višim brzinama, može biti eliminirano samo dobrim odabirom omjera snaga strojeva oca i sina. Ako definiramo omjer između snaga "oca" i ukupne maksimalne snage, tj. relativne snage "oca"

$$n_f = \frac{N_f}{N_f + N_s} \quad (4.20)$$

a R_p kao dozvoljeni omjer smanjenja snage stroja tj.

$$R_p = \frac{N_{f \min}}{N_{f \max}} \quad (4.21)$$

tada će najpovoljnije rješenje biti ono u kojem je zadovoljen uvjet

$$n_f = R_p \quad (4.22)$$

tj. tada će maksimalna snaga pogonskog stroja "oca", pri samostalnom radu

biti jednaka, minimalno dozvoljenoj snazi zajedničkog rada "oca" i "sina", tj. nestati će u potpunosti područje I.

Vidimo da jedna od mogućnosti povećanja elastičnosti pogonskog stroja, a u svrhu povećanja dnevne dobiti broda, tj. povećanja ekonomske efikasnosti, može biti povećanje broja pogonskih jedinica u kombinaciji "otac" i "sin".

To je i jedan od značajnih argumenata uvođenju zalihosti pogonskih strojeva ("Redundand Ship Machinery" - RSM).

4.2 DIMENZIJE POGONSKOG STROJA U ZAVISNOSTI OD KARAKTERISTIČNIH VELIČINA

Duljina motornog postrojenja direktno utječe na veličinu prostora za krcanje i zbog toga je vrlo važna ugradbena dužina motora, a ova ista ovisi o konstrukciji pogonskog stroja. Zbog konstrukcije dvotaktni motori imaju nešto veći razmak između cilindara od četverotaktnih motora.

U literaturi se nalaze razni izrazi preko kojih se može procijeniti ugradbena dužina motornog postrojenja. Ugradbena dužina dvotaktnog motora se može izračunati preko jednadžbe /42/

$$L = (C_1 + C_2 z)D \quad (4.23)$$

pri čemu su C_1 i C_2 konstante, D promjer stapa, a z broj cilindara.

Za današnje konstrukcije dvotaktnih motora je određen $C_1 = 2.80$ i $C_2 = 1.70$ (prije $C_1 = 3.90$ i $C_2 = 1.88$).

Ugradbena dužina četverotaktnih motora je nešto kraća, zbog nepostojanja potreba za ispirnim kanalima.

Ugradbena dužina motora se također može izraziti i preko drugih parametara; /42/

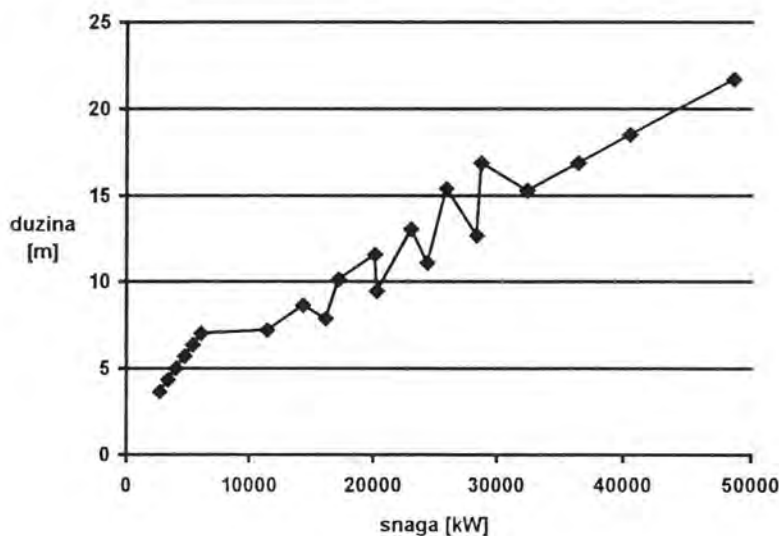
$$L = 30(C_1 C_m \zeta^{-1} n^{-1} + 0.0472 \cdot 10^{-6} C_2 a C_m^{-2} p_e \zeta P n) \quad (4.24)$$

pri čemu je C_m srednja stapna brzina, P snaga motora, n brzina vrtnje motora, D promjer stapa, a $\zeta = S/D$.

Koeficijent a je 450 za dvotaktne motore, a za četverotaktne a je 900.

Širina motora nema toliko veliki značaj za teretni prostor, ali ima značaj za ugradnju u krmeni prostor zbog potrebne širine.

U analizi postojećih motora, dobivena je zavisnost dužine-motora od snage (i za dvotaktne i četverotaktne motore, svih hodnosti):



Slika 4.5 Odnos ugradbena dužina/snaga

4.3 MASA POGONSKOG STROJA U ZAVISNOSTI OD KARAKTERISTIČNIH VELIČINA

Specifična masa pogonskih uređaja se mijenja po dijagramu kao na slici 4.6 i zadovoljava izraz

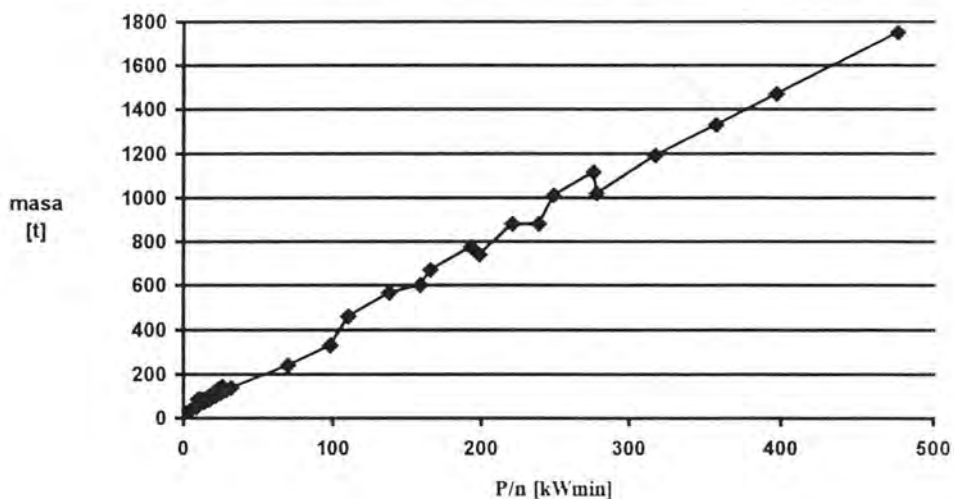
$$G = f(M) = f\left(\frac{P}{n}\right) \quad (4.25)$$

tj. masa pogonskog stroja je funkcija odnosa P/n , tj. zakretnog momenta.

Za postojeće motore napravljena je analiza te je izveden izraz

$$G = 9.38\left(\frac{P}{n}\right)^{0.84} \quad (4.26)$$

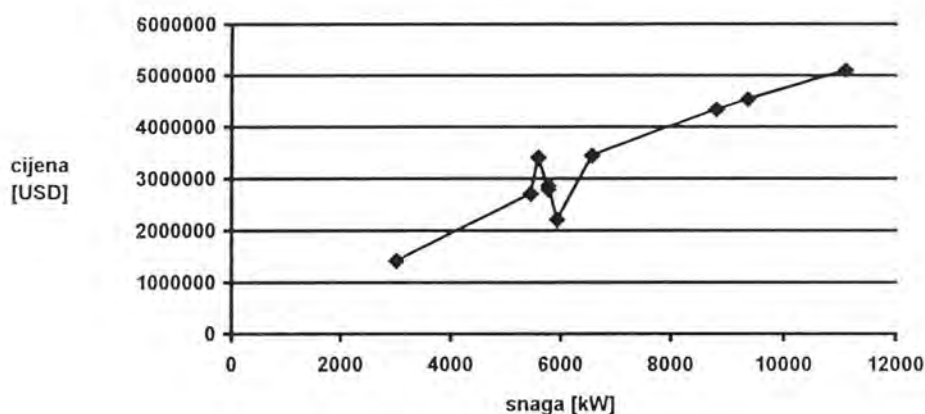
gdje je G u tonama, P u kW i n u min^{-1} , te je prikazan na slici 4.6.



Slika 4.6 Odnos masa/moment

4.4 CIJENA POGONSKIH STROJEVA U ZAVISNOSTI OD KARAKTERISTIČNIH VELIČINA

Ako se uspoređuju podaci za cijene pogonskih uređaja tada se dobije zavisnost kao na slici 4.7.



Slika 4.7 Omjer cijena/snaga

Vidimo da je specifična cijena uređaja funkcija samo snage, a ne i mase, te zaključujemo da cijena pogonskog uređaja opada sa porastom snage.

Cijena motora na tržištu se može izraziti po izrazu (prema saznanjima koja su dostupna)

$$C_p = 50 * \sqrt{P - 2200} + 300 \quad (4.27)$$

pri čemu je P snaga izražena u kW, a C_p cijena pogonskog motora u 1000 USD.

4.5 POUZDANOST POGONSKIH STROJEVA

U cilju ostvarenja ekonomičnog broda tj. "pouzdanog i inteligentnog" broda, potrebno je osigurati veće uštede potreba za ljudskim radom, kroz poboljšanu automatizaciju nadzora rada uređaja i navigacije, i što je također važno podignuti pouzdanost pojedinih uređaja i broda u cjelini, u cilju smanjenja potrebnih operacija održavanja.

Zbog toga je nužno promatrati i utjecaj pouzdanosti na određeni sustav, a time i na ukupnu ekonomiju sustava kao što je brod.

U tu svrhu ćemo se poslužiti istraživanjem koje je proveo Odbor za istraživanje pouzdanosti brodova (Ship Reliability Investigation Committee - SRIC), osnovan od Japanskog Ministarstva transporta (Ministry of Transport - MOT) i Japanskog udruženje za unapređenje brodogradnje (Japan Foundation for Shipbuilding Advancement - JFSA) 1981 godine., a čiji je cilj bio uspostavljanje baze podataka o pouzdanosti broda /14/. Sve to je bilo u cilju stvaranja broda budućnosti, tj. broda sa minimalnom posadom. U istraživanju je bilo uključeno šest velikih japanskih brodarskih kompanija, sa 220 brodova i istraživanje je trajalo devet (9) godina. U istraživanju /14/ je obrađeno kako je prikazano u tablici 14.

Tablica 14. Istraživanje SRIC-a

| | | |
|-----------------------|----------------|-----------|
| Broj brodova | 220 | brodova |
| Broj alarma i kvarova | 187.431 | pojava |
| Broj kvarova | 56.787 | pojava |
| Sati plovidbe | 5.994.723,24 | sati |
| Ukupno vrijeme | 959.925.781,42 | sati |
| Broj kompanija | 6 | kompanija |

Jedna od analiza koje su rađene je bila analiza kompleksnosti pojedinih brodskih sustava, tj. broj dijelova ili komponenti koje sačinjavaju pojedini sustav. Složenost sustava se mijenja ovisno o vrsti i tipu broda te njegovim traženim osobinama, kao što su snaga, brzina, efikasnost i drugi čimbenici.

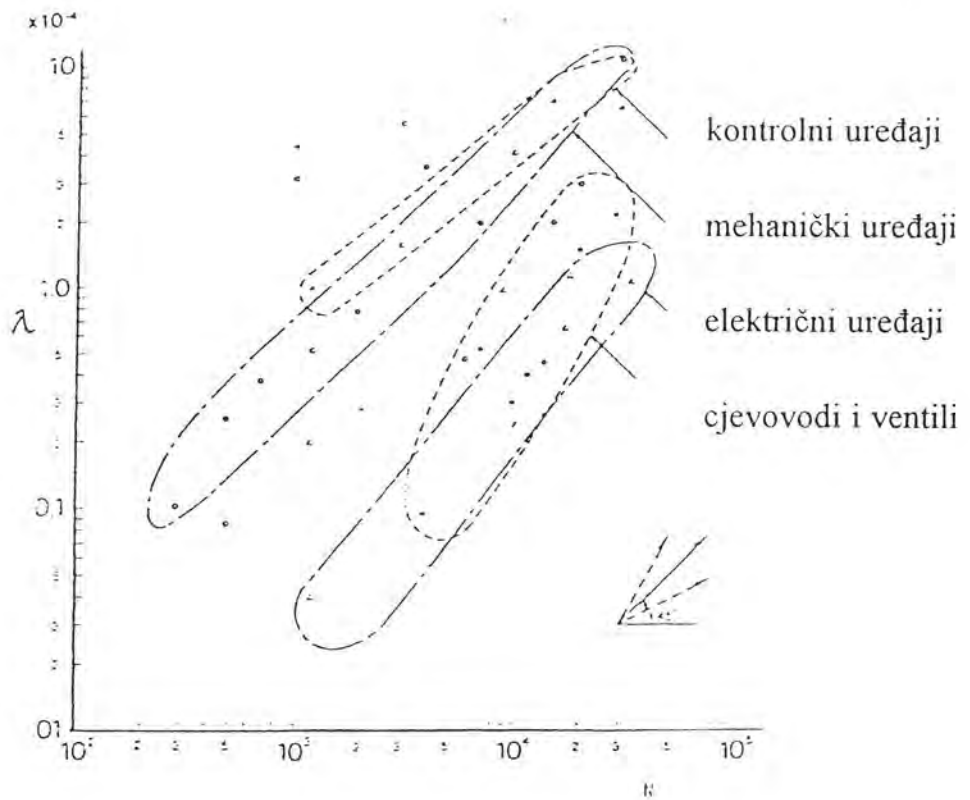
Rezultati složenosti za istraživane brodove je dana u tablici 15 gdje je ujedno izračunat i prosječni indeks kvarova po pojedinim sustavima.

Tablica 15. Složenost pojedinih sustava i indeks kvara

| sustav | dio | složenost po brodu | | Indeks kvara ¹ |
|-------------------------|-------------------------------|--------------------|----------|---------------------------|
| | | raspon | prosjeak | λ [1/h] |
| glavni stroj | prostor za izgaranja | 3700-6700 | 4900 | |
| | prijenos snage | 2800-6900 | 4500 | |
| | kučište i unutarnji mehanizam | 3000-15000 | 7700 | |
| | spojevi | 6800-23400 | 14600 | |
| | (ukupno) | 17600-45700 | 31600 | 12.01xe-4 |
| kotao | kotao | 2600-3600 | 3200 | 5.09 |
| | kotao na ispušni plin | 1000-4700 | 3100 | 1.24 |
| pogon generatora | diesel motor | 13900-20900 | 20400 | 1.80 |
| | turbogenerator | 0-6000 | | 0.39 |
| električni uredaji | generator | 4500 | 4500 | 0.04 |
| | el.motor | 4100-5800 | 4700 | 0.84 |
| | razvodna ploča | 17300-17500 | 17500 | 0.54 |
| | uputnik | 29400-36200 | 32600 | 0.85 |
| | transformator, kabeli... | 17400-21800 | 19100 | 0.95 |
| kontrolni uredaji | pultovi | 20100-40700 | 30600 | 7.09 |
| | glavni stroj | 8200-10300 | 9700 | 3.98 |
| | kotao | 800-1100 | 1000 | 4.35 |
| | diesel motor generatora | 900-1400 | 1200 | 0.92 |
| | turbina generatora | 0-1900 | | 0.26 |
| | prijenosna oprema | 800-3000 | 2000 | 0.13 |
| kontrolni uredaji II | cijevi . ostalo | 9600-19000 | 14800 | 5.83 |

| | | | | |
|-----------------|-----------------------------------|---------------|--------|------|
| osovinski vod | | 600-700 | 700 | 0.33 |
| | | | | |
| razna oprema I | pumpe | 9200-13600 | 10900 | 0.11 |
| | kompresori | 2600-8500 | 5200 | 0.44 |
| | čistioći | 4100-8200 | 5700 | 3.34 |
| | izmjenjivači topline | 6800-10700 | 8400 | 0.08 |
| | separatori | 1900-2000 | 1900 | 0.78 |
| | | | | |
| | cijevi i ventili FO | 21600-35500 | 28000 | 1.79 |
| | cijevi i ventili LO | 13500-28200 | 20800 | 1.31 |
| | cijevi i ventili FW | 14800-21800 | 16300 | 0.41 |
| | cijevi i ventili SW | 11800-28600 | 20400 | 3.10 |
| | cijevi i vent. pare i ispuha | 11300-24800 | 15000 | 1.49 |
| | cijevi i ventili zraka | 6900-12400 | 9700 | 0.27 |
| | cijevi i ventili ispušnih plinova | 2000-5500 | 3500 | 0.05 |
| | cijevi i ventili napajanja kotla | 2200-9800 | 5900 | 0.45 |
| | cijevi i ventili kaljuže | 5700-17700 | 11600 | 0.41 |
| | cijevi i ventili ostalog | 7600-26700 | 14300 | 0.19 |
| | ukupno | | 145500 | 9.48 |
| | incinerator | 7000-9600 | 8600 | 0.20 |
| | | | | |
| razna oprema II | spremnici | 3200-5100 | 4100 | 4.02 |
| | | | | |
| ostalo | alati ... | 2900-3200 | 3100 | |
| | UKUPNO | 349400-460000 | 388000 | |

Na slici 4.8 je dan prikaz indeksa kvarova za svaku grupu uređaja, ovisno o broju komponenti, i iz čega se može zaključiti da je indeks kvarova za svaku vrstu uređaja proporcionalan broju komponenti u logaritamskom mjerilu.



Slika 4.8 Indeks kvara po grupama

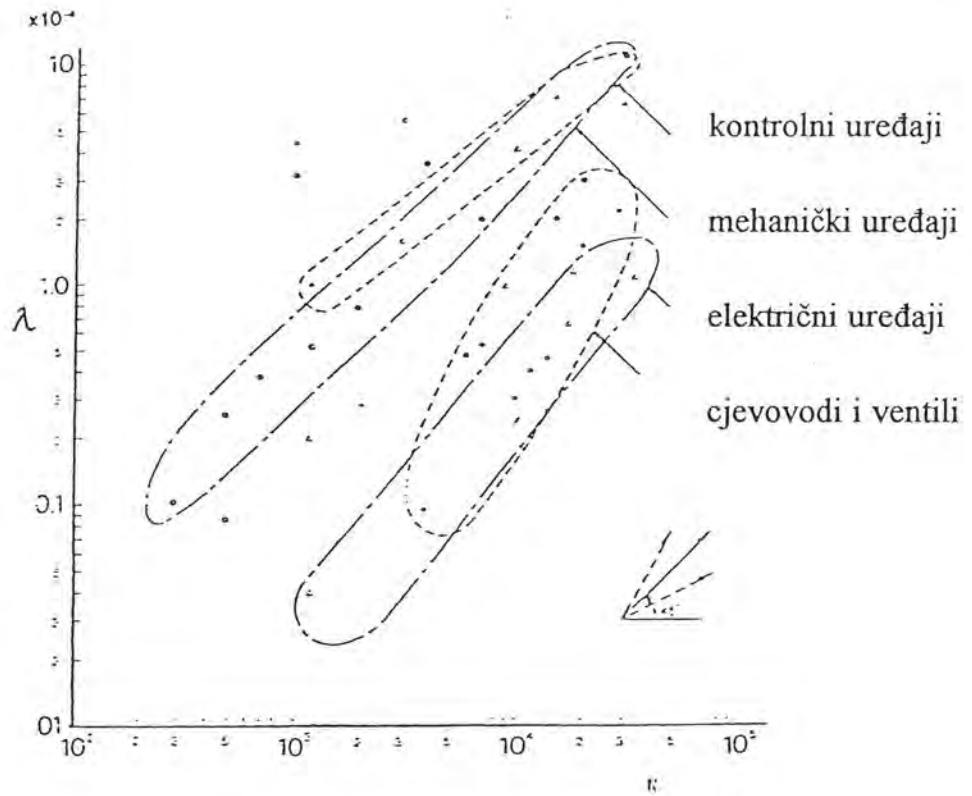
Ako uvedemo normalizirani indeks kvarova

$$\bar{\lambda} = \lambda / N \quad (4.28)$$

što predstavlja indeks kvarova po jedinici komponente toga uređaja.

Prosječne vrijednosti ovako normaliziranog indeksa kvarova će tada biti :

$$\lambda_{\text{mehanički}} = 70.4 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$



Slika 4.8 Indeks kvara po grupama

Ako uvedemo normalizirani indeks kvarova

$$\bar{\lambda} = \lambda / N \quad (4.28)$$

što predstavlja indeks kvarova po jedinici komponente toga uređaja.

Prosječne vrijednosti ovako normaliziranog indeksa kvarova će tada biti :

$$\lambda_{\text{mehanički}} = 70.4 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$

$$\lambda_{\text{kontrolni}} = 90.5 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$

$$\lambda_{\text{električni}} = 6.2 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$

$$\lambda_{\text{cjevovoda i ventila}} = 6.5 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$

Prosječni normalizirani indeks kvarova je tada

$$\lambda = 46.7 \times 10^{-9} \text{ 1/h}$$

Iz ovoga se vidi da je indeks kvarova mehaničkih dijelova opterećenih dinamičkim opterećenjem, istog reda veličina kao i indeks kvarova kontrolnih uređaja opterećenih električnim i statičkim opterećenjem, ali je indeks kvarova mehaničkih dijelova i kontrolnih elemenata oko 10 puta veći od indeksa kvarova električnih uređaja i cjevovoda s pripadajućom armaturom.

Iz dijagrama je vidljivo da ipak postoje razlike u indeksu kvarova između pojedinih grupa uređaja, tj. postoje razlike u kutu α , koji čine krivulje. Gornji izraz možemo pisati i u obliku

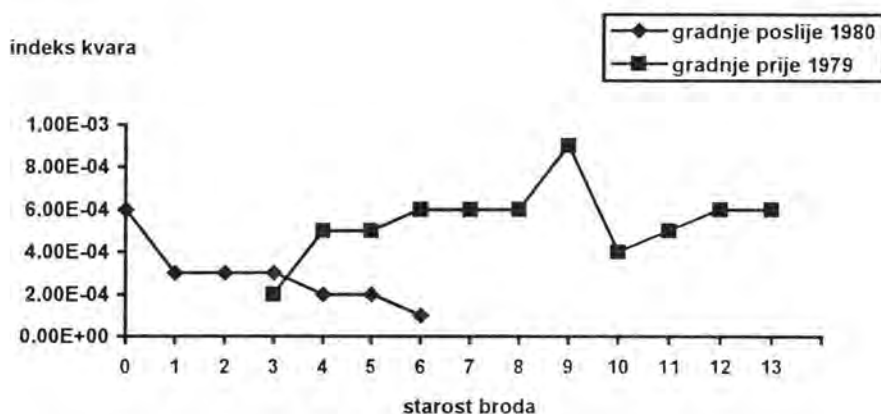
$$\lambda = \bar{\lambda} N^{\alpha} \quad (4.29)$$

Ako je α jednak jedinici, tada je nagib pravca u logaritamskom mjerilu jednak 45° . Ako je α veći od jedan, nagib je veći od 45° i ako je α manji od jedan, nagib je manji od 45° . Ako je α jednak jedinici, onda se radi o sustavu kod kojeg svaki element utječe na ukupnu pouzdanost cijelog sustava, kao serijski spoj elemenata, tj. sa povećanjem broja komponenti sustava rapidno opada pouzdanost. Vidimo iz dijagrama da je α za mehaničke i električne uređaje oko jedan, iako se intenziteti λ razlikuju oko deset puta. Kod uređaja kod kojih je α manji od jedan, sustav se ponaša bolje od serijskog, tj. povećanje broja komponenti ne utječe na rapidni pad pouzdanosti sustava kao kod serijskog sustava, a to je iz dijagrama slučaj samo sa kontrolnim uređajima. Cjevovodi imaju α veći od jedan, tj. sa povećanjem broja komponenti pouzdanost "ubrzano" pada. Ovako se ponašaju sustavi složeniji od "serijskih" sustava, a to se može objasniti

međusobnim utjecajem djelovanja i kemijskih i mehaničkih čimbenika koji se pojavljuju kod cjevovoda.

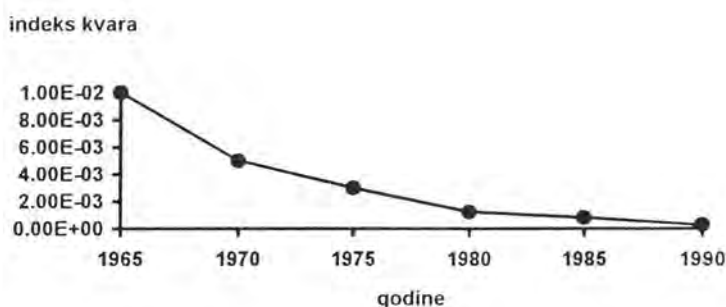
Iz prethodnog se može zaključiti da je najbolji način za povećanje pouzdanosti sustava, odabir komponenti visoke pojedinačne pouzdanosti i zasnivanje sustava sa malim brojem komponenti, tj. sustavi jednostavne konfiguracije.

Ako se u dijagramu prikaže ovisnost indeksa kvarova ovisno o starosti broda (slika 4.9) /14/, vidimo da je indeks kvarova za brodove izgrađene poslije 1980 dva puta manji nego za brodove izgrađene prije 1970 godine (izuzev za početne kvarove). Prosječni indeks kvarova za brodove izgrađene iza 1980 godine je 2.5×10^{-4} 1/h, a za brodove prije 1970 godine je 5.5×10^{-4} 1/h.



Slika 4.9 Odnos starost broda - indeks kvarova

Ako analiziramo indeks kvarova glavnog pogonskog stroja ovisno o godini proizvodnje (od 1955 do 1986) i prikažemo trend na slici 4.10 /14/, vidimo da indeks kvarova za glavne motore pada za jednu desetinu svakih dvadeset godina uslijed stalnog razvoja i usavršavanja istih. Prema dijagramu, on se danas nalazi negdje oko 0.3×10^{-3} 1/h.



Slika 4.10 Indeks kvara glavnih pogonskih strojeva

Postavlja se pitanje, da li je taj indeks danas zadovoljavajući. Ako se pretpostavi da je godišnji fond radnih sati za brod 7500 sati, i izračuna vjerojatnost ispravnog stanja broda (tj. da neće doći do pojave kvara u tom periodu) za taj indeks kvara, tj. pouzdanost u tom periodu :

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (4.30)$$

$$R(7500) = e^{(-0.03 \cdot 10^{-3} \cdot 7500)} = 0.106$$

Ako je eksploatacijski vijek broda 20 godina, brod će raditi dvadeset puta, put od jedne godine. Prema gore izračunatoj pouzdanosti, on će taj put prijeći bez pojave kvara samo dva puta, uz gore izračunatu pouzdanost tj. indeks kvara. Sa stanovišta brodarar pouzdanost od 0.95 bi bila zadovoljavajuća, pa sada možemo izračunati indeks kvarova koji bi tu pouzdanost zadovoljavao :

$$\lambda(t) = -\ln R(t) / t = -\ln(0.95) / 7500 \quad (4.31)$$

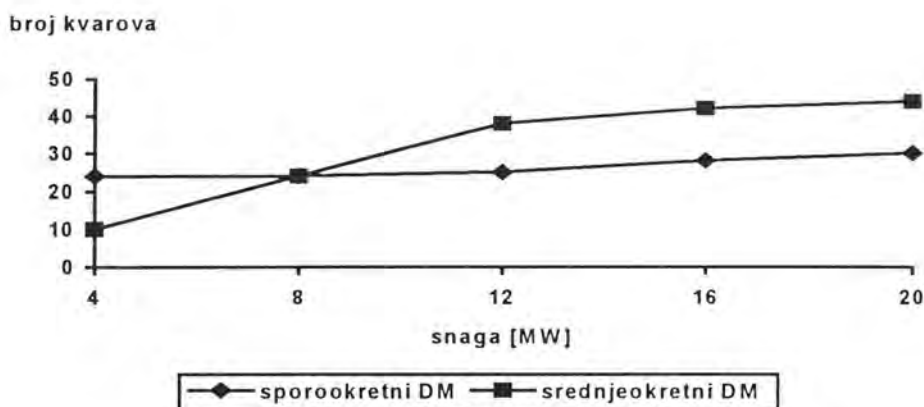
$$\lambda(t) = 6.84 \cdot 10^{-6} / h$$

Ako se ova vrijednost usporedi sa sadašnjom vrijednošću indeksa kvarova, dolazi se do zaključka da treba još oko 15 godina daljnjeg razvoja dizelskih pogonskih strojeva, da bi se došlo do zadovoljavajuće pouzdanosti od 0.95.

Za sagledavanje pouzdanosti pogonskih strojeva poslužit ćemo se i istraživanjem koje je provelo klasifikacijsko društvo: Lloyd's Register of

Shipping, a odnosi se na kvarove koji se pojavljuju kod srednjeokretnih i sporookretnih motora /43/.

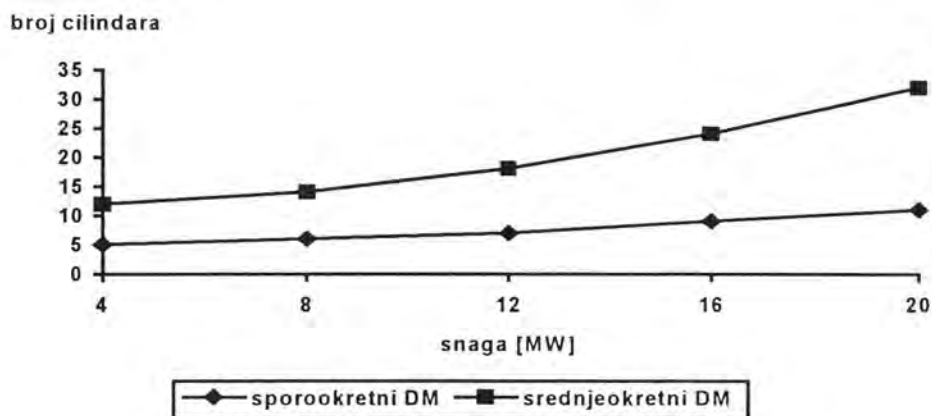
Na slici 4.11 je dan prosječni broj kvarova po instalaciji za 100 godina brod jedinica, i to za sporookretne i srednjeokretne diesel motore.



Slika 4.11 Prosječni broj kvarova po instalaciji

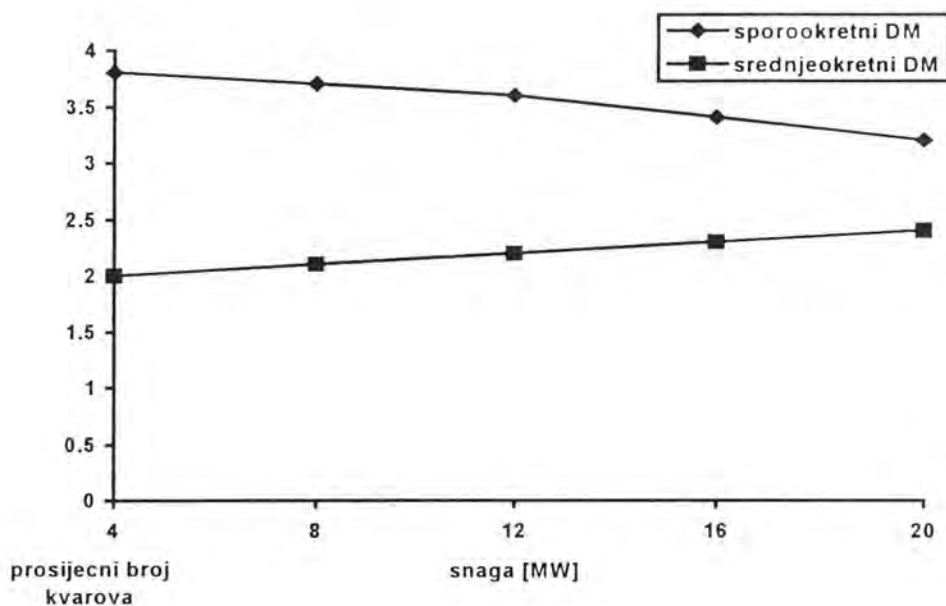
Kod malih snaga prosječni broj kvarova srednjeokretnih motora je neznatno niži od prosječnog broja kvarova kod sporookretnih motora, da bi sa povećanjem snage instalacije, broj kvarova kod srednjeokretnih motora porastao skoro na dvostruku veličinu.

Ako se analizira prosječni broj cilindara po instalaciji (slika 4.12)



Slika 4.12 Prosječni broj cilindara po instalaciji

i prosječni broj kvarova po instalaciji podijeli s prosječnim brojem cilindara po instalaciji dobije se prosječni broj kvarova po cilindru, na slici 4.13.



Slika 4.13 Prosječni broj kvarova po cilindru

Iz gornjeg je vidljivo da srednjeokretni motori po cilindru imaju manji indeks kvarova tj. da su pouzdaniji, ali pošto je veći broj cilindara po instalaciji ukupni je broj kvarova veći, tj. oni su manje pouzdani. Odnosno, srednjeokretni motori moraju povećati snagu po cilindru (povećanjem srednjeg tlaka) i time smanjiti broj cilindara, a time će podignuti pouzdanost na nivo sporookretnih motora. Također se može reći da će onaj pogonski stroj koji ima manji broj dijelova biti manje podložan kvarovima tj. pouzdaniji, a što je i prije isto zaključeno.

5. ODABIR POGONSKOG STROJA

Odabir glavnog porivnog stroja, nije nimalo lagan. Prije nekoliko godina, brodarov izbor se svodio na sporookretni dizelski motor sa direktno pogonjenim fiksnim brodskim vijkom ili srednjeokretni dizelski motor sa reduktorom, koji pogoni brodski vijak sa fiksnim ili varijabilnim usponom. Danas je izbor direktnog ili indirektnog pogona više vođen operativnom upotrebom broda i ekonomskim parametrima koji uzimaju u obzir cijelo postrojenje, a ne samo o tipu i modelu dizelskog porivnog stroja.

Mnogi brodari i dalje ostaju vjerni svojim tradicionalnim tipovima i modelima motora iz brojnih razloga, npr.: pouzdanost stečena višegodišnjim operativnim iskorištavanjem, priviknutost posade, kontrola rezervnih dijelova, dobro razvijen servis i drugi razlozi, no novi proizvođači i novi tipovi motora se pojavljuju na tržištu svakodnevno i predstavljaju sve veću konkurenciju jedni drugima. Glavni parametri odabira glavnog porivnog stroja se mogu svesti na sljedeće :

- sposobnost izgaranja teškog goriva slabe kvalitete bez štetnih učinaka na trajnost i operativne troškove pogona.
- zahtjevani napor održavanja, koji ovisi o broju cilindara, ventila i drugih dijelova, koji traže kontinuirani nadzor i održavanje, a određen je raspoloživom posadom, koja se sve više smanjuje
- pogodnost za nenadzirani rad, primjenom sve većeg stupnja automatske kontrole i nadzora
- propulzivnom efikasnošću, tj. mogućnošću postizanja što niže brzine vrtnje brodskog vijka, te što većeg brodskog vijka u cilju bolje efikasnosti istog.
- veličina i položaj (u brodu) potrebnog prostora za smještaj pogonskog stroja i težina istog
- cijena porivnog stroja.

5.1 ODREĐIVANJE SREDNJIH UVJETA PLOVIDBE

Prilikom ugovaranja broda brodar će iz svojih predviđanja odrediti uvjete plovidbe broda za cijeli život broda, a oni se mogu izraziti kao :

- vijek života broda u godinama
- razdoblje između dva dokovanja
- proračun snage pogonskog stroja ovisno o stanju površine podvodnog djela trupa broda i vijka
- područje plovidbe broda (za određivanje povećanja otpora)
- postotak plovidbe praznog broda, odnosno punog broda, odnosno djelomično pun brod prema cjelokupnom životu broda
- određivanje srednjih uvjeta plovidbe za cjelokupan život broda

Svi ovi uvjeti će se odraziti na izbor pogonskog stroja, te je potrebno istražiti njihov utjecaj na isto.

Što se tiče životnog vijeka broda, nemoguće je dati neku uputu, kako ga odrediti. Ova odluka ovisi o politici broдача, o tipu broda i zastavi pod kojom brod plovi, o području plovidbe, a i o stanju na tržištu. Velik utjecaj na ovaj uvjet ima i zakonska legislativa, tj. međunarodni i nacionalni propisi.

Općenito se može reći, da se životni vijek brodova smanjuje, tj. da se vrijeme povratka kapitala smanjuje približno na polovicu životnog vijeka broda.

Period između dva dokovanja je nužno odrediti u predprojektnoj fazi, a određuje se na temelju utjecaja pada brzine na zaradu tj. na potrošnju broda. Za određivanje optimalnog perioda između dva dokovanja povoljno je pretvoriti zaradu broda i sve troškove broda u određenom razdoblju na osnovu gubitka dana u godini s obzirom na dane u kojima brod zarađuje. Jedini parametar koji je tu značajan je postizanje najveće zarade tj. dobiti.

Brod u službi doživljava stalno povećanje otpora. Loši vremenski uvjeti (valovi i vjetar) povećavaju otpor broda, na što se može samo djelomično utjecati, dok na povećanje otpora zbog hrapavosti i obraštanja utječemo modernim bojama, čišćenjem i poliranjem brodskih vijaka, tj. dokovanjem broda. Dokovanje predstavlja najveći trošak održavanja, te je

izbor najpovoljnijeg razdoblja između dokovanja važan za cjelokupnu ekonomiju upotrebe broda.

Povećanje otpora broda u službi, uzrokovano povećanjem hrapavosti površine podvodnog dijela trupa broda i vijka u odnosu prema novom brodu proračunava se na osnovu iskustvenih postupaka. To se povećanje mora namiriti povećanjem porivne snage uz održanje konstantne brzine ili padom brzine uz konstantnu porivnu snagu .

Hrapavost trupa broda se dijeli u dvije grupe :

- stalna hrapavost , kojoj su uzroci :
 - početna hrapavost čeličnih limova oplata
 - hrapava površina boje uzrokovana lošim nanošenjem
 - hrapavost zbog strujanja mora preko nedovoljno osušene boje (prerani izlazak iz doka)

- privremena hrapavost, kojoj su uzroci :
 - poroznost antivegetativnih boja
 - ljuštenje zbog unutarnjeg naprezanja u bojama
 - korozija uzrokovana pucanjem boja
 - obraslost živim organizmima

Zavisnost između veličine hrapavosti trupa broda i vijka te porasta otpora (odnosno porasta snage stroja ili pada brzine broda) vrlo je teško točno odrediti. Zbog toga se vrše mjerenja na brodovima u službi, te se daju iskustvene formule i dijagrami za određivanje porasta snage. Hrapavost broskog trupa i vijka se sprečava ili usporava primjenom posebnih boja (za trup broda), koje osiguravaju glatku površinu oplata i sprečavaju obraštanje i prijanjanje biljnih i životinjskih organizama iz mora. Osim izbora tipa zaštitnih boja, veliku važnost ima pravovremeno dokovanje broda te pravilna primjena i nanošenje boja.

Današnje boje koje se primjenjuju za zaštitu podvodnog dijela trupa mogu se prema karakteristikama i načinu djelovanja podijeliti na četiri osnovne grupe :

- konvencionalne boje koje pružaju zaštitu podvodnog dijela broda za periode do godinu dana

- boje sa dugotrajnim djelovanjem ("long life") produljuju to razdoblje na dvije godine, a ujedno usporavaju porast hrapavosti trupa broda tokom eksploatacije
- ponovno aktivirajuće boje ("reactivable") produljuju period između dokovanja na period i do pet godina, ako se svake godine primjeni metoda ponovnog aktiviranja boje, što je moguće i u plovnom stanju broda sa uređajima sa rotirajućim četkama
- samozagladive boje ("self-polishing") omogućuju period između dokovanja od tri godine. Njihovo djelovanje se sastoji od postepenog otapanja u moru i time sprečavanja obraštanja, uz osiguranje glatkoće površine oplata trupa broda.

Porast hrapavosti površine brodskog vijka uzrokuje povećanje potrebne snage za održavanje određene brzine broda. Metode procjene porasta hrapavosti temelje se na iskustvenim i statističkim podacima mjerenim na brodovima u službi.

Porast snage zbog povećanja hrapavosti vijka računa se za razdoblje između dokovanja, kada se vijak čisti i polira na stanje novog vijka, te nema utjecaja na povećanje snage za cjelokupan život broda, već samo za razdoblje između dokovanja.

Za određivanje područja plovidbe te postotka stanja nakrcanosti broda i praznog broda treba utvrditi stanje mora na odgovarajućim rutama plovidbe, a zatim proračunati povećanje potrebne snage ili pad brzine.

Nakon što se odrede rute plovidbe, ocjenjuje se udio vremena ili vjerojatnost plovidbe na tim rutama kroz vijek života broda. Stanje mora i vjerojatnost tih stanja mora određuje se prema statističkim podacima mjerenja valova u raznim područjima oceana, na najfrekventnijim rutama. Granice područja su određene i postavljene prema meteorološkim podacima o stanju vremena u pojedinim dijelovima oceana nakon obavljenih mjerenja visina i perioda valova. Rezultati mjerenja, koja su izvršena na više mjesta u pojedinim područjima, su pokazali slične vrijednosti, te su određeni jedinstveni podaci o valovima koji vrijede za cijelo područje.

Za pojedinu plovidbu na nekoj ruti broda odredi se postotak vremena plovidbe kroz određeno područje, nakon čega se očitaju valovi za svako pojedino područje. Iz tablica se očitaju vrijednosti za sve sezone, ali različite smjerove plovidbe. Iz tih se podataka odredi vjerojatnost pojave valova iz

svakog od 12 smjerova. Na povećanje otpora broda djeluju valovi koji djeluju u pramac i odstupaju 45° od simetrale broda. Zbog toga se valovi očitavaju iz smjerova koji se suprotstavljaju plovidbi broda te se preko srednjih valnih visina određuje postotak pojave valova određenog stanja mora. Pri tom određivanju se poslužimo podacima iz tablice 16.

Tablica 16. Stanja mora

| Stanje mora | OPIS MORA | Jakost vjetra | Opseg brzine vjetra | Srednja visina vala | Značajna visina vala |
|-------------|----------------|---------------|---------------------|---------------------|----------------------|
| | | [Bf] | [čv] | Hsr [m] | H [m] |
| 0 | Zrcalno | 0 | 0-1.0 | 0 | - |
| I | Naborano | 1 | 1.0-3.0 | 0.01 | 0.02 |
| II | Valičasto | 2 | 4.0-6.0 | 0.09 | 0.15 |
| | | 3 | 7.0-10.0 | 0.24-0.34 | 0.4-0.55 |
| III | Malo valovito | 4 | 11.0-16.0 | 0.49-0.88 | 0.79-1.43 |
| IV | Uzburkano more | 5 | 17.0-21.0 | 1.10-1.40 | 1.80-2.20 |
| V | Grubo more | 6 | 22.0-27.0 | 1.70-2.40 | 2.70-3.85 |
| VI | Olujno more | 7 | 28.0-33.0 | 2.71-3.54 | 4.36-5.67 |
| VII | Velje more | 8 | 34.0-40.0 | 4.51-5.55 | 6.40-8.87 |
| VIII | Teško more | 9 | 41.0-47.0 | 6.13-7.35 | 9.78-11.73 |
| IX | Iznimno more | 10 | 48.0-55.5 | 7.99-10.12 | 12.77-16.18 |
| | | 11 | 56.0-63.0 | 10.88-12.88 | 17.4-19.63 |
| | | 12 | 64.0-71.0 | 14.20 | 22.71 |

Povećanje otpora broda uzrokuju valovi koji se gibaju suprotno od smjera napredovanja broda i vjetar u pramac. Porast otpora rezultat je poremećaja nadolazećih valova, odbijanja valova, te valova koji se šire od gibajućeg broda na valovima. Uz to porast otpora na valovima potječe i zbog fazne razlike između poniranja, posrtanja i sila valne uzbude. Vjerojatnost pojave valova iz pojedinog smjera se izjednačuje vjerojatnosti pojave vjetra iz tog smjera. Zbroj postotaka iz svih smjerova mora biti 100%. Nakon određivanja postotaka vjerojatnosti pojave tih stanja za svako područje iz svih smjerova, vjerojatnost susretanja broda sa određenim stanjem mora se dobiva prema izrazu:

$$P_v = (P_v)_1 P_1 + (P_v)_2 P_2 + (P_v)_3 P_3 \quad (5.1)$$

pri čemu je P_v vjerojatnost susreta broda sa stanjem mora v u tom području ; $(P_v)_1$ vjerojatnost pojave stanja mora v iz smjera 1; P_1 vjerojatnost pojave valova iz smjera 1.

Srednje vrijednosti vjerojatnosti susretanja s pojedinim stanjima mora se dobivaju po izrazu :

$$P = P_{n1} t_{n1} + P_{n2} t_{n2} + P_{n3} t_{n3} + \dots + P_{nm} t_{nm} \quad (5.2)$$

pri čemu je P_{n1}, P_{nm} vjerojatnost susretanja stanja mora u pojedinom području u postocima, a t_{n1}, t_{nm} vrijeme plovidbe kroz pojedino područje u postocima.

Porast potrebne snage pogonskog stroja ovisi o porastu otpora broda tijekom njegove službe, a sastoji se od više komponenata , tj.

$$R = R_{pp} + \Delta R_h + \Delta R_{val} + \Delta R_v \quad (5.3)$$

gdje je R_{pp} otpor broda na pokusnoj vožnji, ΔR_h porast otpora zbog porasta hrapavosti podvodnog dijela trupa broda i vijka, ΔR_{val} porast otpora zbog djelovanja valova određenog stanja mora, ΔR_v porast otpora zbog djelovanja vjetra pri određenom stanju mora.

Prikazani porast otpora djeluje na sustav brod-stroj-propulzor, tako da zahtjeva povećanje snage za održavanje konstantne brzine ili brzina opada uz konstantnu snagu. Na taj način dolazimo do pojma održiva brzina broda za određeno stanje mora. Te održive brzine su potrebne za pojedina stanja mora, za određivanje srednje brzine plovidbe broda tijekom njegovog životnog vijeka.

Za proračun povećanja otpora zbog valova, vjetra te zbog smanjenja propulzijskih karakteristika upotrebljavaju se ove metode proračuna : Maruo je pretpostavio, a Vasilopoulos i Dalzell /17/ su analitički dokazali da se srednji prirast otpora na vjetrovitim valovima, uz poznati spektar valova,

može odrediti ako se pozna srednji prirast otpora na pravilnim valovima. Na osnovu linearne teorije superponiranja slijedi :

$$\bar{R}_{AW} = 2 \int_0^{\infty} \frac{R_{AW}}{\zeta^2} S_{\zeta}(\omega_e) d\omega_e \quad (5.4)$$

pri čemu je R_{AW} srednji prirast otpora na vjetrovnim valovima, R_{AW} srednji prirast otpora na pravilnim valovima, S_{ζ} spektar valova, ω_e frekvencija susretanja valova, a ζ amplituda vala.

Da bi se mogao izračunati srednji porast otpora na vjetrovnim valovima, potrebno je naći srednji prirast otpora na pravilnim valovima. Srednji dodatni otpor na pravilnim valovima izražava se izrazom :

$$R_{AW} = K_{AW} \rho g \frac{B^2}{L} \zeta^2 \quad (5.5)$$

gdje je ρ gustoća mora, g ubrzanje zemljine teže, ζ amplituda vala, L duljina broda, B širina broda, K_{AW} koeficijent dodatnog otpora na valovima koji ovisi o amplitudi i fazama poniranja i posrtanja, o dimenzijama i brzini broda te o valnom broju.

Ovaj način određivanja dodatnog otpora se pokazao izuzetno nespretan, jer je potrebno poznavati funkciju odziva broda (poniranja i posrtanja), a ona se može dobiti pokusom ili analitički, a u pojedinim slučajevima i ne daje točne rezultate.

Jenkins i Ferdinande [17] su razvili nešto drugačiju metodu određivanja dodatnog otpora. Izraz za srednji dodatni otpor na pravilnim valovima je identičan sa prethodnim :

$$R_{AW} = K_{AW} \rho g \frac{B^2}{L} \zeta^2 \quad (5.6)$$

dok je koeficijent dodatnog otpora

$$K_{AW} = a \left(\omega \sqrt{\frac{L}{g}} \right)^b \exp \left[c \left(\omega \sqrt{\frac{L}{g}} \right)^d \right] \quad (5.7)$$

a i c su bezdimenzionalni koeficijenti, a b i d su konstante za zadani model

ili brod. Metoda je izrađena na temelju modelskih ispitivanja vitkih brodova te vrijedi uz ograničenje $0,564 < C_b < 0,653$.

Šifrin je dao vrlo praktičnu metodu izračunavanja srednjeg dodatnog otpora na pravilnim valovima. Polazi se od osnovnog izraza za dodatni otpor koji je definirao Maruo. Izražen u funkciji s valnom visinom iznosi :

$$R_{AW} = K_{AW} \frac{1}{4} \rho g h^2 \frac{B^2}{L} \quad (5.8)$$

gdje je h valna visina. Bezdimenzionalni koeficijent K_{AW} Šifrin je prikazao kao funkciju osnovnih parametara oblika broda te gibanja i brzine broda, tj.

$$K_{AW} = f(F_n k_{yy}) f\left(\frac{\Delta}{L}\right) f(q) f(C_b) f\left(\frac{L}{T}\right) f\left(\frac{L}{B}\right) \quad (5.9)$$

gdje je F_n Froudeov broj, k_{yy} uzdužni radius inercije masa broda u postocima duljine broda, q smjer susretanja vala sa brodom; za gibanja na valovima u pramac $q=0$, C_b koeficijent punoće broda, L , B i T glavne izmjere broda.

Metoda Šifrina ima ograničenja :

$$\begin{array}{rcl} 0,555 & < & C_b < 0,80 \\ 11 & < & L/T < 24 \\ 5,75 & < & L/B < 8,25 \\ 0,21 & < & k_{yy} < 0,31 \\ 0 & < & F_n < 0,25 \end{array}$$

Dodatni otpor zbog djelovanja vjetra određuje se prema formuli :

$$\Delta R_y = q_{zr} c_{vj} F \quad (5.10)$$

gdje je q_{zr} koeficijent dodatnog otpora zraka, ovisan o brzini broda i stanja mora pri kojem taj vjetar puše, c_{vj} koeficijent otpora vjetra, a F površina izložena vjetru.

Srednji uvjeti plovidbe za cjelokupan život broda određuju se :

- podaci za pokusnu plovidbu za taj brod, tj. prognozni dijagram

- podaci o povećanju otpora broda s obzirom na godine starosti
- iz prethodnog proračuna dobivamo porast snage pogonskog stroja zbog povećanja hrapavosti površine podvodnog dijela trupa broda i vijka, i to za pun brod i prazan brod
- iz podataka o glavnom pogonskom stroju određene su krivulje ograničenja za snagu, brzinu vrtnje i potrošak goriva.

Srednju brzinu plovidbe za cijeli život broda dobivamo prema formuli :

$$v_{sr} = vp + \sum_{i=1}^n v_i p_i \quad (5.11)$$

gdje je v brzina broda na mirnom moru, p vjerojatnost pojave stanja mirnog mora $p = 1 - \sum_{i=1}^n p_i$, v_i brzina broda na određenom stanju mora za određeno stanje krcanja, p_i vjerojatnost pojave stanja mora za određeno stanje krcanja.

Uz pretpostavku da brod određen dio svog vijeka plovi prazan, pun ili u određenom stanju krcanja, izračunava se ukupna srednja brzina :

$$(v_{sr})_{uk} = (v_{sr})_p (\%t)_p + (v_{sr})_B (\%t)_B + (v_{sr})_D (\%t)_D \quad (5.12)$$

pri čemu je

$$(\%t)_p + (\%t)_B + (\%t)_D = 100\% \quad (5.13)$$

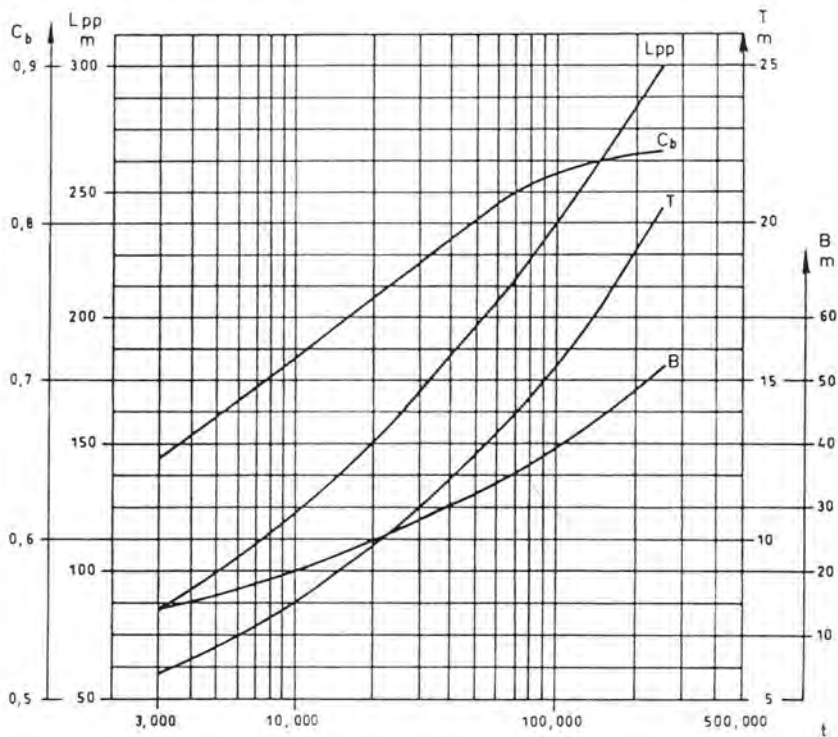
gdje je $(v_{sr})_p$ srednja brzina za pun brod, $(v_{sr})_B$ srednja brzina za prazan brod, $(v_{sr})_D$ srednja brzina za djelomično pun brod. $(\%t)_p$ postotak vremena plovidbe punog broda, $(\%t)_B$ postotak vremena plovidbe praznog broda, $(\%t)_D$ postotak vremena plovidbe djelomično punog broda.

5.2 TEHNIČKI ODABIR POGONSKOG STROJA

Na osnovu određenih srednjih uvjeta plovidbe za cijeli životni vijek broda definirana je točka projekta energetskeg postrojenja, koja definira pogonski stroj. Iz srednje točke plovidbe za čitav životni ciklus broda može se odrediti potrebna snaga za odgovarajuću brzinu broda.

U tu svrhu se koriste razni dijagrami, koji su dobiveni statističkom obradom postojećih brodova.

Na slici 5.1 je dan dijagram ovisnosti glavnih brodskih mjera ovisno o veličini broda (dijagram je za brodove za rasuti teret, tankere i brodove za prijevoz generalnog tereta) /28/,/29/:



Slika 5.1 Glavne dimenzije broda (tankeri, brod za rasuti teret i generalni teret)

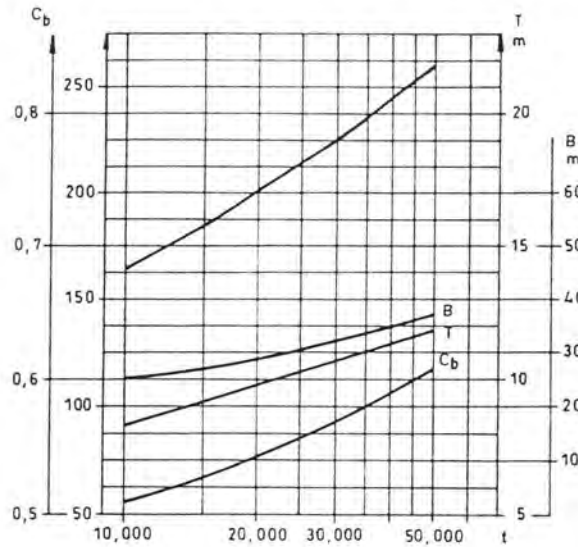
L_{pp} - dužina između osi broda [m]

B - širina broda [m]

T - gaz [m]

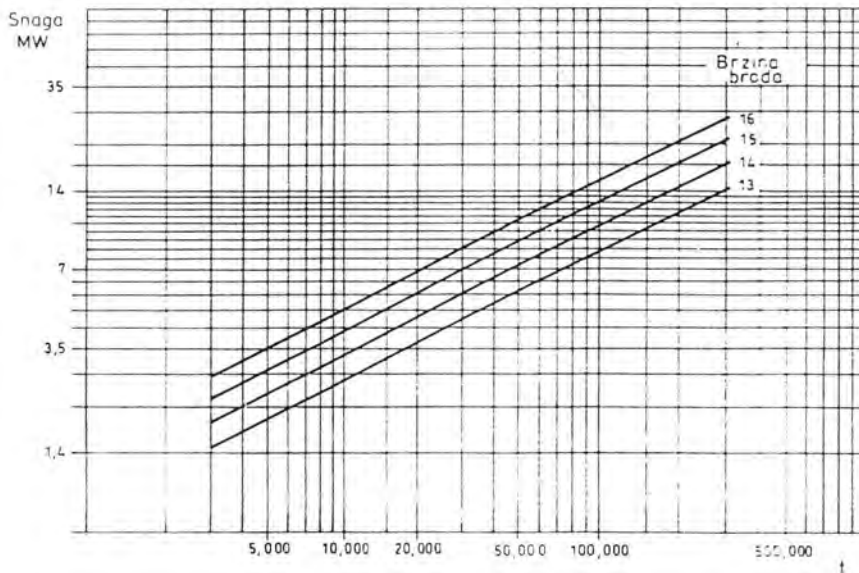
C_b - koeficijent punoće

Za kontejnerske brodove pripadni dijagram je dan na slici 5.2 /28/,/29/.

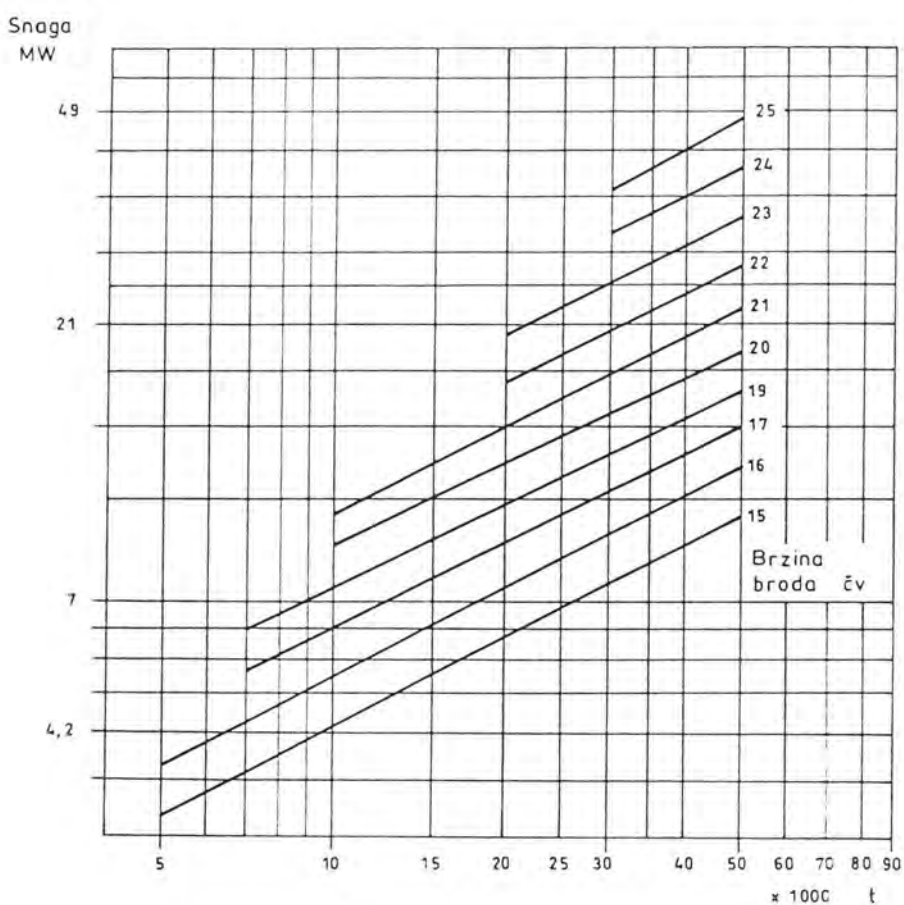


Slika 5.2 Glavne dimenzije (kontejnerski brod)

Tipična snaga potrebna za pogon ovako definiranog broda se određuje iz dijagrama kao na slici 5.3 (brodovi za rasuti teret, tankeri i brodovi za prijevoz generalnog tereta), a za kontejnerske brodove kao na slici 5.4 /28/,/29/.

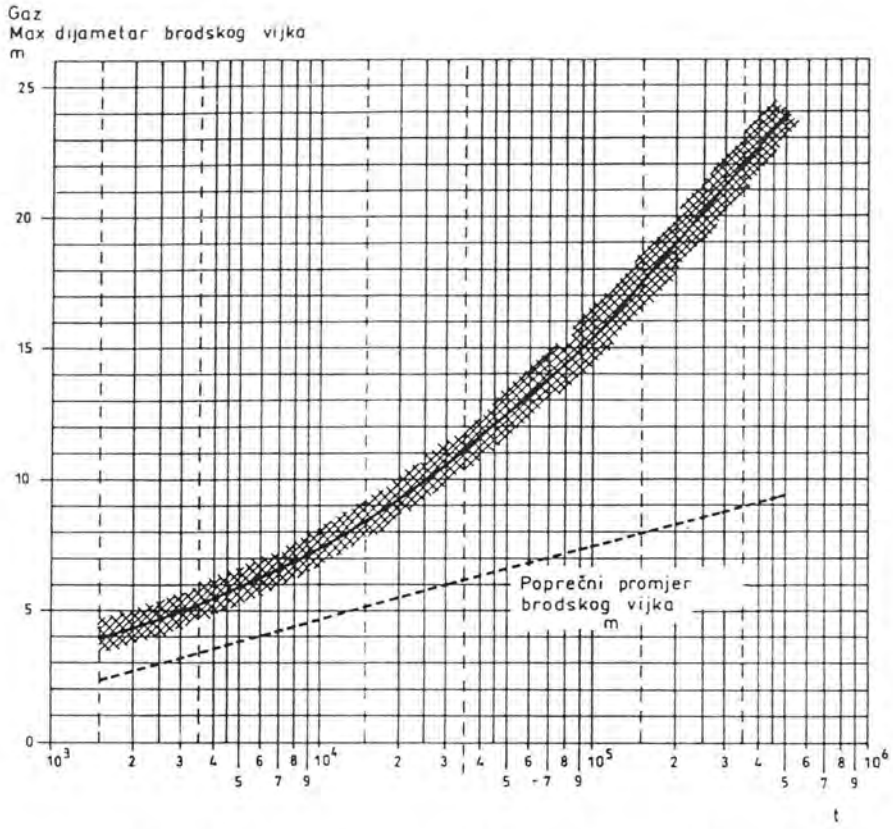


Slika 5.3 Odnos snaga veličina



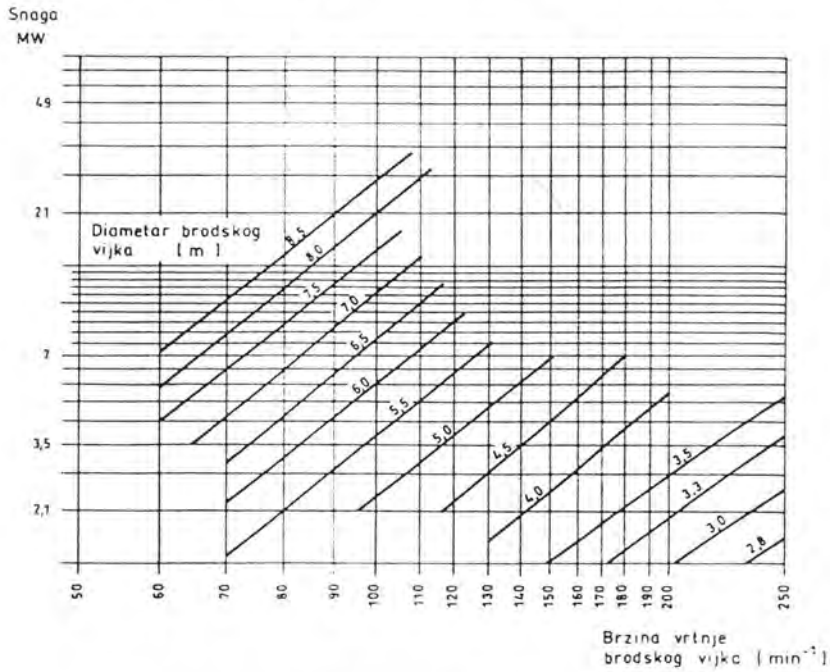
Slika 5.4 Snaga - veličina

Kada se iz ovih dijagrama dobije potreba za potrebnom pogonskom snagom, može se prići određivanju optimalne brzine vrtnje brodskog vijka. Za to se koriste dijagrami, kao na slici 5.5 koji daje pregled prosječnih promjera brodskog vijka u ovisnosti od veličina broda tj. gaza broda koji je mjerodavan za određivanje maksimalnog promjera brodskog vijka /28/,29/.



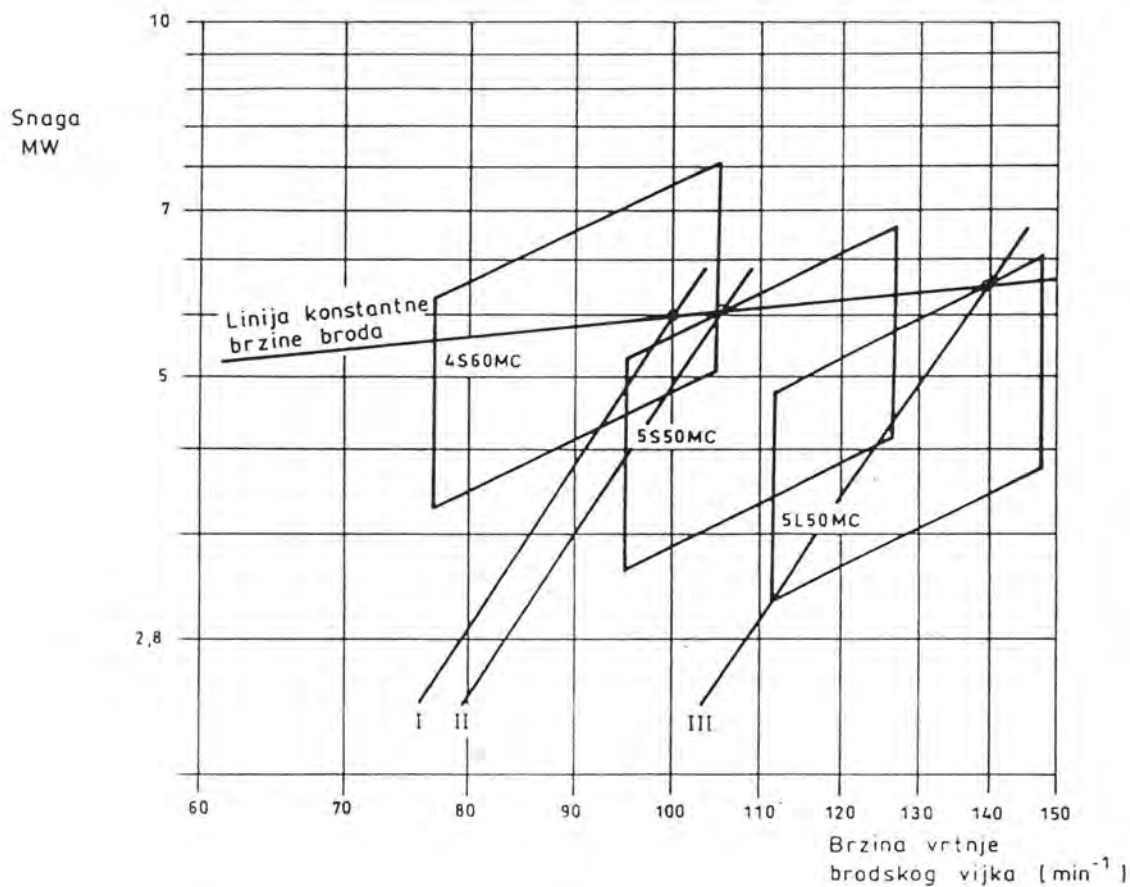
Slika 5.5 Odnos promjera brodskog vijka i veličina broda

Tako određeni dijametar brodskog vijka, definirati će i brzinu vrtnje istoga, što se može odrediti iz dijagrama kao na slici 5.6 /28/,/29/.



Slika 5.6 Odnos snaga - dijametar - brzina vrtnje

Nakon definiranja optimalne kombinacije snage/brzina vrtnje pogonskog stroja, može se prići odabiru konkretnog porivnog stroja. Normalna procedura se sastoji od toga da se pronade odgovarajući stroj, koji zadovoljava postavljene uvjete: tip, veličinu i opseg brzine vrtnje. Na slici 5.7 je dat prikaz porivnih četverokuta raznih tipova motora za jedan određeni brod /28/.



Slika 5.7 Porivni četverokut

Krivulja koja predstavlja potrebu za porivnom snagom ovisno o brzini vrtnje se naziva α krivulja, tj. krivulja konstantne brzine broda.

Ona je definirana

$$P = P_{ref} \left(\frac{n}{n_{ref}} \right)^\alpha \quad (5.13)$$

pri čemu je :

- n_{ref} : referentna brzina vrtnje broskog vijka
- n : odabrana brzina vrtnje
- P_{ref} : snaga poriva pri n_{ref}
- P : snaga poriva pri n

Za brodove za generalni teret, brodove za rasuti teret i tankere, vrijede slijedeće vrijednosti :

$\alpha = 0.15$ za brodove do nosivosti od 10,000 dwt

$\alpha = 0.20$ za brodove od 10,000 do 30,000 dwt nosivosti

$\alpha = 0.25$ za brodove veće od 30,000 dwt nosivosti

Za brodove hladnjače i kontejnerske brodove vrijedi :

$$\alpha = 0.17$$

Tzv. α krivulje služe da se usporede različite alternative pogonskog stroja pri različitim brzinama vrtnje. Svi pogonski strojevi čiji je porivni četverokut presijecan sa tzv. α krivuljom zadovoljavaju sa stanovišta porivne snage i radnog područja motora. Nekada je broj pogonskih strojeva čije je porivne četverokute presijecala α krivulja bio skroman, pa je brodar/brodogradilište bio prisiljen birati između raznih tipova strojeva, koji su se znatno razlikovali u snazi, brzini vrtnje i potrošnji. Danas je uslijed velike ponude raznih tipova situacija znatno bolja tj. postoji kontinuirano preklapanje porivnih četverokuta pojedinih tipova pogonskih strojeva, što

omogućava odabir pogonskog stroja koji odgovara zahtjevima u pogledu snage i brzine vrtnje.

Porivni četverokut je određen sa svoje krajnje četiri točke i teoretski sve radne točke koje padaju unutar te površine zadovoljavaju potrebe poriva. Što je ovako određena točka CMCR ("Contract Maximum Continuous Rating") niže u dijagramu, niža će biti i potrošnja goriva, ali će trošak investicije biti veći, jer se pogonski stroj plaća po maksimalnoj snazi.

Nakon formiranja popisa mogućih kandidata za porivni stroj, potrebno je valorizirati i druge podatke, kao :

- potrošnja goriva i maziva
- potrošnja rezervnih dijelova
- potreba za održavanjem

5.3 ODABIR POGONSKOG STROJA SA STANOVIŠTA CIJENE KOŠTANJA POGONSKE ENERGIJE

Parametri koji određuju ponašanje bilo kojeg sustava u toku njegove eksploatacije su : početna investicija, operativni troškovi, raspoloživost i tehničke karakteristike tj. performanse (efikasnost, kapacitet i ekonomski život). Svi ti parametri pogonskog stroja trebaju biti dobro izbalansirani da bi se postigla profitabilnost projekta.

Općenito govoreći, tehnički odabir pogonskog stroja ne mora dati jednoznačan odgovor na pitanje : koji pogonski stroj najbolje odgovara za zadani brod. Svjedoci smo da uslijed velike konkurencije na tržištu, sve je veće ponude proizvoda, pa tako i raznih modela i tipova pogonskih dizelskih motora. Nerijetko će za zadane uvijete, tehnički odgovarati više različitih tipova i modela dizelskih motora. Kao dodatak postavljaju se i dodatna pitanja : da li osovinski generator, da li iskorištavanje ispušnih plinova i za proizvodnju snage, da li i koliko automatike?. Ovaj rad neće pokušati dati odgovor na ta i slična pitanja, već će predložiti način odabira koji će uzeti u obzir sve aspekte različitih pogonskih strojeva i dati mogućnost uspoređivanja istih.

Postoji mnogo načina uspoređivanja pogonskih motora, a najčešće se uspoređuju početne cijene pogonskog stroja (investicijska vrijednost stroja), specifični potrošak (potrošak po jedinici proizvedene snage) i drugi.

U pojednostavljenom obliku, svaka ekonomska analiza mora dati odgovor na pitanje : hoće li budući tijek prihoda pokriti troškove investicije i poslovanja. Pitanje je jednostavno, a i odgovor se isto tako čini jednostavan. No ne možemo samo buduće prihode zbrojiti i vidjeti da li oni premašuju iznos investicije i troškova poslovanja. Potrebno je uzeti u razmatranje i slijedeće čimbenike :

- vremensku vrijednost novca
- poreze
- rizičnost i nesigurnost projekta

- inflaciju i deflaciju
- način financiranja
- vremenski raspored plaćanja

Prihodi i rashodi u budućnosti se odvijaju u različitim vremenskim trenucima. Osnovni je problem da te buduće tijekomove novca svedemo na odgovarajuće iznose sada. Tu zamišljenu vrijednost nazivamo sadašnja vrijednost. Da bi nju izračunali diskontirati ćemo buduće iznose za faktore kao što su : vremenska vrijednost novca (kamatna stopa) i udaljenost događaja.

Pri tome ćemo uzeti slijedeće pretpostavke u obzir : sve tijekomove novca ćemo pretpostaviti da se odvijaju u zadnjem danu godine. Ova pretpostavka će nam pojednostaviti računanje. Iako novac teče konstantno, greška koju ovako radimo će biti približno ista za sve varijante.

Jedini kriterij koji suvremena ekonomija tj. ekonomija slobodnog tržišta priznaje je dobit, koja nastaje kao rezultat smanjenja ulazne vrijednosti za iznos troškova. Pošto je dohodovna strana slučajni proces, na koji se i ne može djelovati, jedna od mjera uspješnog ekonomskog poslovanja je i mjera niskih troškova.

Kao dobar kriterij međusobnog uspoređivanja različitih varijanti pogonskog stroja se predlaže cijena koštanja pogonske energije svedena na sadašnju vrijednost.

5.3.1 CIJENA KOŠTANJA POGONSKE ENERGIJE

Kriterij odabira glavnog porivnog stroja mora biti ukupna ekonomija, tj. minimizacija pogonskih troškova, i to ne samo u trenutku nabave stroja, već za cijeli period životnog ciklusa.

Troškovi koji imaju dominantan utjecaj na ponašanje pogonskog stroja u toku cijelog životnog ciklusa su :

- troškovi investicije
- troškovi opsluživanja pogonskog stroja
- troškovi održavanja pogonskog stroja
- troškovi rezervnih dijelova i potrošnog materijala
- troškovi maziva i goriva

Ukupni pogonski troškovi nakon N godina svedeni na sadašnju vrijednost će tada biti :

$$T_{usv} = C_0 + \sum_{i=1}^N T(i) \frac{(1+k)^i}{(1+r)^i} \quad (5.14)$$

pri čemu je k stopa inflacije, a r kamatna stopa. C_0 predstavlja veličinu početne investicije, a $T(i)$ predstavlja troškove poslovanja u i -toj godini. N je broj godina eksploatacije pogonskog stroja.

Godišnji troškovi poslovanja se mogu izraziti

$$T(i) = H(i) Pq_g e_g(i) + H(i) Pq_m e_m(i) + T_{odr}(i) + T_{rd}(i) \quad (5.15)$$

pri čemu je

| | |
|--------------|--|
| $T(i)$ | - godišnji pogonski troškovi u godini i |
| $H(i)$ | - godišnji fond sati rada pogona u godini i |
| P | - snaga pogonskog stroja |
| q_g | - specifični potrošak goriva |
| $e_g(i)$ | - specifična cijena goriva u godini i |
| q_m | - specifični potrošak maziva |
| $e_m(i)$ | - specifična cijena maziva u godini i |
| $T_{odr}(i)$ | - godišnji troškovi održavanja u godini i |
| $T_{rd}(i)$ | - godišnji troškovi rezervnih dijelova i potrošnog materijala u godini i |

Najčešće će se pretpostaviti da se godišnji fond sati ne mijenja po godinama, te također da je specifična cijena goriva i maziva konstantna. Troškovi održavanja i rezervnih dijelova se ne bi smjeli pretpostaviti konstantni u toku cijelog životnog ciklusa.

U slučaju da se ne može doći do svih podataka, potrebnih za analizu, moguće je izvršiti i analizu na temelju slijedeće pretpostavke :

Ako znamo razliku u početnoj cijeni (investiciju) između varijanti, i označimo je sa Z_0 . Za pretpostaviti je da će tako povećana investicija dati manje troškove u toku eksploatacije, tj. da će davati uštedu u odnosu na druge varijante. Ako je godišnja ušteta jednaka S_0 , tada će u godini n ona biti korigirana za inflaciju

$$S_n = S_0(1+k)^n \quad (5.16)$$

Tako dobivenu uštedu trebamo "vratiti" u današnje odnose vrijednosti, pa ćemo ju korigirati za diskontnu stopu r

$$S_n = S_0 \frac{(1+k)^n}{(1+r)^n} \quad (5.17)$$

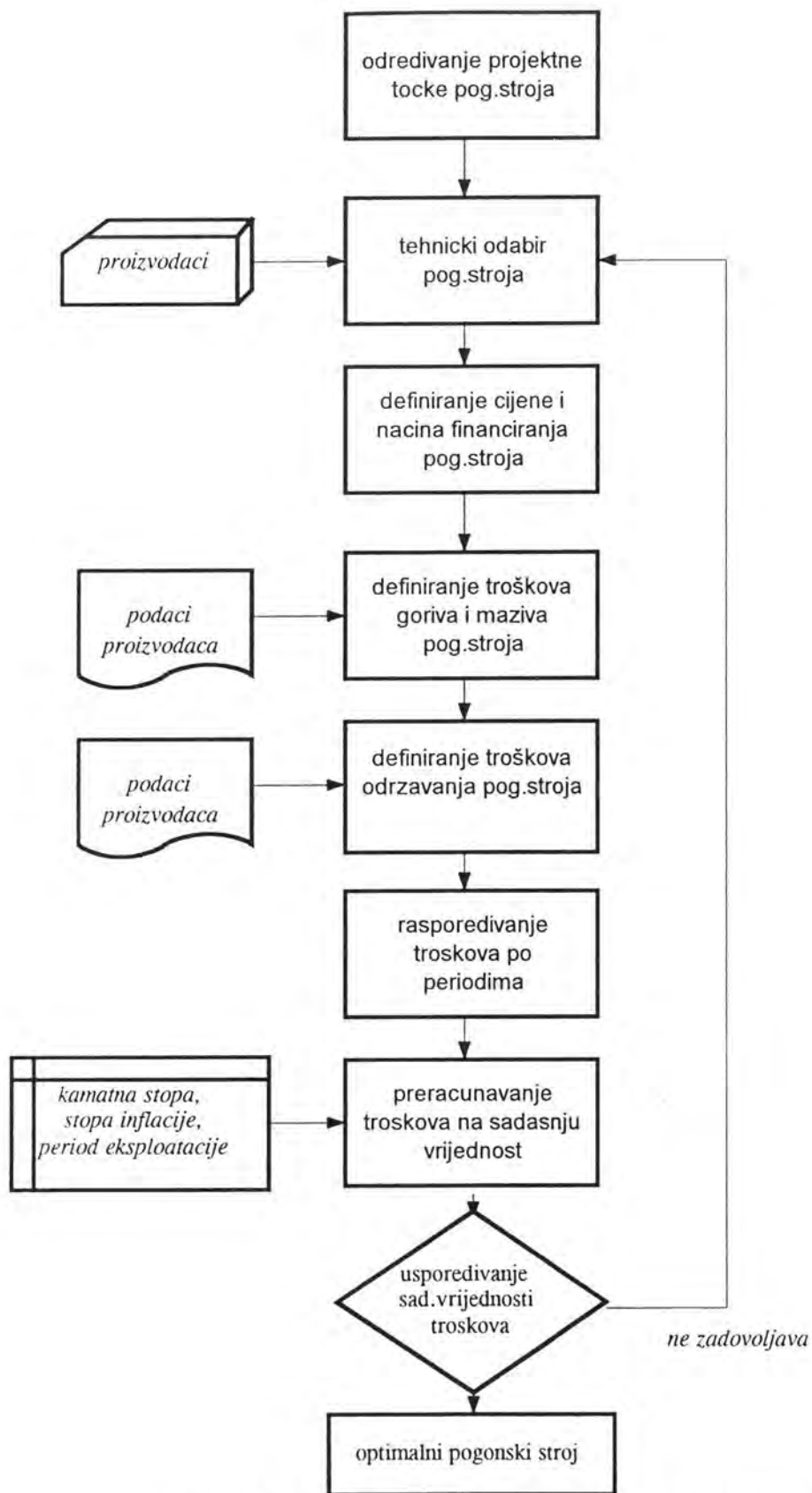
te tako usporediti sa povećanom vrijednosti investicije, tj. definirati ćemo netto sadašnju vrijednost

$$NSV = \left\{ \sum_{n=1}^N S_0 \left(\frac{1+k}{1+r} \right)^n \right\} - C_0 \quad (5.17)$$

pri čemu je k stopa inflacije, r kamatna stopa, a n broj godina nakon investicije.

Tako uspoređujući alternativne projekte, u usporedbi sa osnovnim projektom, možemo vidjeti koliko će vrijednosti povećana investicija na početku eksploatacije donijeti kroz eksploataciju u slijedećih N godina.

Postupak odabira pogonskog stroja sa stanovišta cijene koštanja energije, može se prikazati dijagramom toka, kao na slici 5.8



Slika 5.8 Dijagram toka odabira pogonskog stroja

5.4. PRIMJER IZBORA POGONSKOG STROJA BRODA

Za primjer ćemo uzeti odabir pogonskog stroja za brod za prijevoz generalnog tereta od 6000 t. Uvjeti koje pogonski stroj mora zadovoljiti su sljedeći :

- snaga potrebna za poriv je 2100 kW.(uključujući rezervu snage za jako more-“sea margin” i rezervu za teški brodski vijak)
- brzina vrtnje broskog vijka u rasponu od 90 do 200 o/min
- period eksploatacije : 10 godina
- godišnji fond sati u službi : 6000 sati/godinu
- cijena goriva 100 USD
- cijena ulja 1100 USD
- cijena čovjek/sat održavanja 30 USD
- stopa inflacije 4%
- kamatna stopa 8%

Tehnički zadovoljavaju dva različita diesel motora : jedan sporookretni i jedan srednjeokretni.

Opći podaci su dani u tablici 17

Tablica 17

| | | VARIJANTA I | VARIJANTA II |
|----------------|-------------------|-------------|--------------|
| MCR | kW | 2140 | 2200 |
| n | min ⁻¹ | 210 | 750 |
| b _e | g/kWh | 179 | 182 |
| spec.potr.ulja | g/kWh | 1 | 1 |
| masa motora | 1000 kg | 34.2 | 24.0 |
| masa reduktora | 1000 kg | - | 7 |
| spec.masa | kg/kW | 16.0 | 15.0 |
| dužina | mm | 13732 | 6955 |
| širina | mm | 2465 | 1960 |

| | | | |
|----------------------|--------------------|------|------|
| visina | mm | 4019 | 3045 |
| spec.dužina | kW/m | 573 | 316 |
| hod/promjer | | 3.77 | 1.09 |
| spec.snaga | kW/l | 8.23 | 13.1 |
| spec. snaga na klipu | kW/cm ² | 0.81 | 0.46 |
| karakt.opterećenja | bar x m/s | 162 | 183 |
| karakt. trošenja | bar x m/s x mm | 210 | 351 |

Karakteristika opterećenja se koristi kao mjera opterećenja i predstavlja produkt srednjeg tlaka i srednje brzine klipa.

Karakteristika trošenja se koristi kao mjera "istrošenja" i predstavlja produkt srednjeg tlaka, srednje brzine klipa, broja cilindara i promjera klipa. Koristi se kao mjera istrošenja i potroška rezervnih dijelova.

CIJENA POGONSKOG STROJA

Prema stanju cijena na tržištu, cijene obje varijante se ne bi bitno razlikovale. Pošto su one približno jednake, neće se uzeti niti u razmatranje, jer se pretpostavlja i isti model financiranja izgradnje.

TROŠKOVI GORIVA I MAZIVA

Potrošak goriva za obje varijante je dan u tablicama

Tablica 18. Potrošak goriva VARIJANTA I

| godina | potrošak goriva [t] | vrijednost [USD] | sadašnja vrijednost [USD] |
|--------|---------------------|------------------|---------------------------|
| 1 | 2254 | 225.440 | 217.090,4 |
| 2 | 2254 | 225.440 | 209.050,0 |
| 3 | 2254 | 225.440 | 201.307,4 |
| 4 | 2254 | 225.440 | 193.851,6 |
| 5 | 2254 | 225.440 | 186.671,9 |
| 6 | 2254 | 225.440 | 179.758,1 |
| 7 | 2254 | 225.440 | 173.100,4 |
| 8 | 2254 | 225.440 | 166.689,3 |
| 9 | 2254 | 225.440 | 160.515,6 |
| 10 | 2254 | 225.440 | 154.570,6 |
| UKUPNO | 22540 | 2.254.400 | 1842605,0 |

Tablica 19 . Potrošak goriva VARIJANTA II

| godina | potrošak goriva [t] | vrijednost [USD] | sadašnja vrijednost [USD] |
|--------|---------------------|------------------|---------------------------|
| 1 | 2293.2 | 229.320 | 220.826,7 |
| 2 | 2293.2 | 229.320 | 212.647,9 |
| 3 | 2293.2 | 229.320 | 204.772,1 |
| 4 | 2293.2 | 229.320 | 197.187,9 |
| 5 | 2293.2 | 229.320 | 189.884,6 |
| 6 | 2293.2 | 229.320 | 182.851,9 |
| 7 | 2293.2 | 229.320 | 176.079,6 |
| 8 | 2293.2 | 229.320 | 169.558,1 |
| 9 | 2293.2 | 229.320 | 163.278,2 |
| 10 | 2293.2 | 229.320 | 157.230,9 |
| UKUPNO | 22932.0 | 2.293.200 | 1.874.318,0 |

Troškovi maziva su za obje varijante jednaki, pa ćemo ih također izostaviti iz razmatranja.

TROŠKOVI ODRŽAVANJA

Na temelju instrukcionih knjiga proizvođača izvadeni su periodi i vremena potrebnih radova održavanja, te dobivene cijene rezervnih dijelova glavnih pozicija /35/. U obzir su uzeti samo podaci o preventivnom održavanju, jer se do podataka o kvarovima i indeksima kvarova ne može doći sa zadovoljavajućom sigurnošću.

Potrebno je naglasiti da i ovi podaci ovise o slijedećim čimbenicima

- stanju okoline i uvjetima operativnog iskorištavanja
- kvaliteti goriva i ulja
- opterećenju glavnog stroja
- pripremi (tretiranju) ulja i goriva
- prethodnom održavanju
- upotrebi originalnih rezervnih dijelova ili dijelova sa "crnog" tržišta

VARIJANTA I

Vrijeme preventivnih pregleda i potrebnih sati rada za pojedine radove je dano u tabeli 20 (predstavljeni su podaci samo za bitne dijelove motora), te također i korisni vijek trajanja i cijena pojedinih rezervnih dijelova. Svi novčani iznosi su uzraženi u US dolarima, a cijena čovjek/sata održavanja je pretpostavljena 30 US \$.

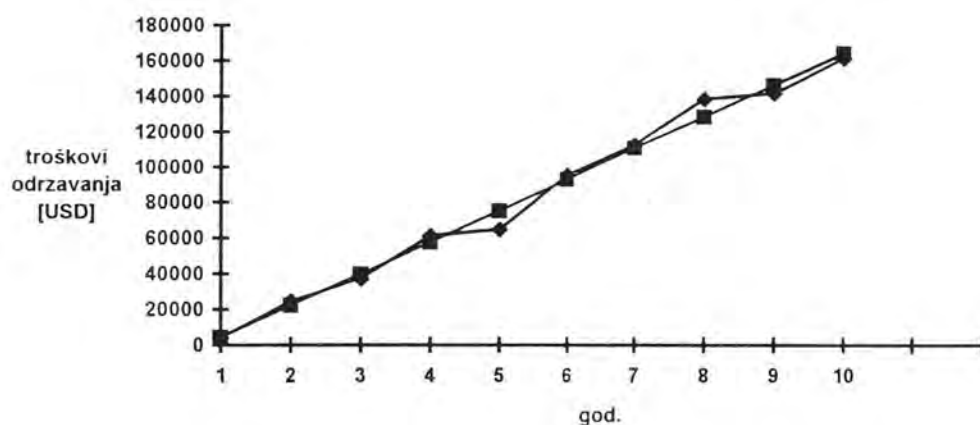
Tablica 20. Parametri održavanja VARIJANTA I

| SKLOP | Vrijeme između pregleda [sati rada] | vrijeme zahvata [sati] | korisni vijek trajanja [sati] | cijena rez. djela [USD] |
|----------------------|-------------------------------------|------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| STAP | 12.000 | 12.0 | 64.000 | 5.397 |
| STAPNI PRSTENI | 12.000 | 1.2 | 12.000 | 181 |
| BRTVENICA | 12.000 | 3.0 | 12.000 | 1.364 |
| POKLOPAC CILINDRA | 12.000 | 12.0 | 72.000 | 13.720 |
| KOŠULJICA CILINDRA | 12.000 | 4.0 | 40.000 | 3.027 |
| ISPUŠNI VENTIL | 4.000 | 6.0 | 60.000 | 1.343 |
| VT PUMPA | 16.000 | 3.0 | 32.000 | 1.780 |
| RASPSRKAČ | 8.000 | 1.2 | 16.000 | 647 |
| BLAZINICA TEM.LEŽAJA | 8.000 | 4.0 | 96.000 | 936 |
| BLAZINICA LET.LEŽAJA | 8.000 | 4.0 | 96.000 | 1.700 |
| LEŽAJ TURBOPUHALA | 24.000 | 12.0 | 24.000 | 5.196 |
| LEŽAJ KRIŽNE GLAVE | 8.000 | 4.0 | 64.000 | 2.180 |

Za zadane podatke troškovi održavanja će se kretati kao u tablici 21.

Tablica 21. Troškovi održavanja VARIJANTA I

| godina | sati rada [sati] | trošak rada odr. [USD] | trošak rez.dj. [USD] | ukupni god. trošak odr. [USD] | sadašnja vrijednost [USD] | kumulativ. vrijednost odr. [USD] |
|--------|------------------|------------------------|----------------------|-------------------------------|---------------------------|----------------------------------|
| 1 | 6000 | 2.470 | 1.676 | 4.146 | 3.992,44 | 3.992,44 |
| 2 | 12000 | 12.883 | 9.404 | 22.287 | 20.666,68 | 24.659,12 |
| 3 | 18000 | 6.019 | 8.146 | 14.165 | 12.648,68 | 37.307,80 |
| 4 | 24000 | 13.351 | 14.599 | 27.950 | 24.033,67 | 61.341,47 |
| 5 | 30000 | 2.470 | 1.677 | 4.147 | 34.33,85 | 64.775,33 |
| 6 | 36000 | 13.468 | 24.778 | 38.246 | 30.496,05 | 95.271,38 |
| 7 | 42000 | 5.434 | 16.812 | 22.246 | 17.081,23 | 112.352,60 |
| 8 | 48000 | 13.936 | 21.070 | 35.006 | 25.883,27 | 138.235,90 |
| 9 | 54000 | 2.470 | 1.676 | 4.146 | 2.951,99 | 141.187,90 |
| 10 | 60000 | 12883 | 16121 | 29.004 | 19.886,29 | 161.074,20 |
| UKUPNO | | 85.384 | 115.959 | 201.343 | 161.074,20 | |



Slika 5.9 Troškovi održavanja VARIJANTA I

Analizom podataka dobiven je trend kretanja troškova održavanja u US\$ po izrazu :

$$T_{odr} = 17682T - 13234 \quad (5.18)$$

pri čemu je T vrijeme u godinama.

VARIJANTA II

Vrijeme preventivnih pregleda i potrebnih sati rada za pojedine radove je dano u tablici 22 (predstavljene su podaci samo za bitne dijelove motora), te također i korisni vijek trajanja i cijena pojedinih rezervnih dijelova. Svi novčani iznosi su uzraženi u US dolarima, a cijena čovjek/sata održavanja je pretpostavljena 30 US \$.

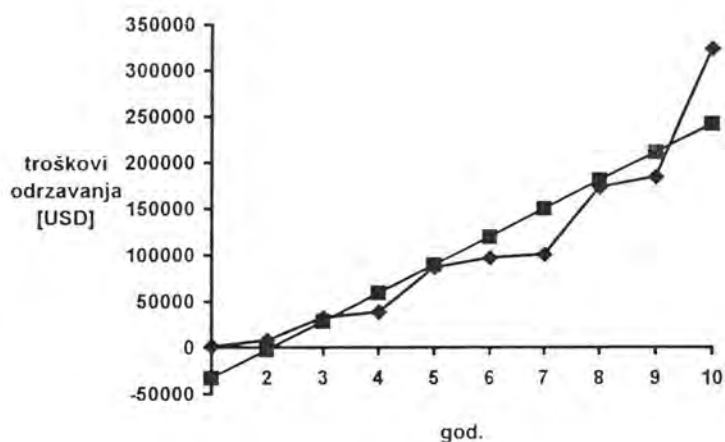
Tablica 22. Parametri održavanja VARIJANTE II

| SKLOP | Vrijeme između pregleda [sati] | vrijeme zahvata [sati] | korisni vijek trajanja [sati] | cijena rez. djela [USD] |
|----------------------|--------------------------------|------------------------|-------------------------------|-------------------------|
| STAP | 15.000 | 12.0 | 60.000 | 4.260 |
| STAPNI PRSTENI | 15.000 | 1.2 | 15.000 | 176 |
| POKLOPAC CILINDRA | 15.000 | 12.0 | 72.000 | 3.336 |
| KOŠULJICA CILINDRA | 30.000 | 4.0 | 45.000 | 1.907 |
| USISNI VENTIL | 15.000 | 6.0 | 30.000 | 121 |
| ISPUŠNI VENTIL | 10.000 | 6.0 | 25.000 | 155 |
| VT PUMPA | 15.000 | 3.0 | 16.000 | 1.453 |
| RASPSRKAČ | 2.500 | 1.2 | 6.000 | 174 |
| BLAZINICA TEM.LEŽAJA | 12.000 | 4.0 | 30.000 | 220 |
| BLAZINICA LET.LEŽAJA | 12.000 | 4.0 | 30.000 | 220 |
| LEŽAJ TURBOPUHALA | 12.000 | 12.0 | 24.000 | 453 |

Za zadane podatke troškovi održavanja će se kretati kao u tablici 23.

Tablica 23. Troškovi održavanja VARIJANTE II

| godina | sati rada [sati] | trošak rada odr. [USD] | trošak rez.dj. [USD] | ukupni trošak odr. [USD] | sadašnja vrijednost [USD] | kum. vrijednost održavanja [USD] |
|--------|---------------------|------------------------------|----------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---|
| 1 | 6.000 | 562 | 1.043 | 1.605 | 1.545.55 | 1.545.55 |
| 2 | 12.000 | 5.865 | 1.043 | 6.908 | 6.405.77 | 7.951.32 |
| 3 | 18.000 | 10.249 | 16.145 | 26.394 | 23.568.61 | 31.519.94 |
| 4 | 24.000 | 5.866 | 1.495 | 7.361 | 6.329.58 | 37.849.52 |
| 5 | 30.000 | 13.993 | 44.501 | 58.494 | 48.434.99 | 86.284.51 |
| 6 | 36.000 | 3.058 | 9.759 | 12.817 | 10.219.84 | 96.504.35 |
| 7 | 42.000 | 3.369 | 1.043 | 4.412 | 3.387.68 | 99.892.03 |
| 8 | 48.000 | 12.746 | 85.253 | 97.999 | 72.460.00 | 172.352.00 |
| 9 | 54.000 | 3.369 | 12.223 | 15.592 | 11.101.66 | 183.453.70 |
| 10 | 60.000 | 16.489 | 186.688 | 203.177 | 13.9306,2 | 322.759.90 |
| UKUPNO | | 75.566 | 359.193 | 434.759 | 322.759.90 | |



Slika 5.10 Troškovi održavanja VARIJANTA II

Analizom podataka dobiven je trend kretanja troškova održavanja u US\$ po izrazu :

$$T_{odr} = 30424T - 63320 \quad (5.19)$$

pri čemu je T vrijeme u godinama.

Ukupni pogonski troškovi cijelog životnog ciklusa su dani u tablici 24

Tablica 24. Ukupni pogonski troškovi

| | VARIJANTA I | VARIJANTA II |
|--------------------------|------------------|------------------|
| Troškovi goriva i maziva | 1.842.605 | 1.874.318 |
| Troškovi održavanja | 161.074 | 322.758 |
| UKUPNO | 2.003.679 | 2.197.076 |

6. ZAKLJUČAK

U uvjetima zaoštrene bitke na pomorskom tržištu (bilo da se to odnosi na mogućnost dobivanja tereta, kontigenata, cijena goriva ...) svaka pogrešno donesena odluka može biti katastrofalna. Poslovni ljudi, a i projektanti broda se često vode intuicijom ili naslijeđenim saznanjima iz prethodnih perioda. Intuicija, može samo slučajno dovesti do optimalnih rezultata. Metode inženjerske ekonomije trebaju poslužiti kao solidna osnova za donošenje poslovnih odluka.

Primjena metoda inženjerske ekonomije u osnivanju broda predstavlja izražavanje zahtjeva i uvjeta pomorskog transporta putem osnovnih projektnih parametara broda i alternativnih tehničkih valjanih rješenja sa ciljem odabiranja najboljeg rješenja prema odabranom kriteriju.

Najbolji pokazatelj uspješnosti bilo kojeg projektnog rješenja je profitabilnost, tj. ostatak poslovnog rezultata nakon smanjenja ulazne vrijednosti za iznos troškova. Kako je dohodovna strana slučajni proces, koji se ne može na zadovoljavajući način modelirati, jedna od mjera uspješnog ekonomskog poslovanja je i politika niskih troškova, ali bez smanjivanja proizvodnosti.

Uslijed promjenjivih uvjeta tržišta (cijena maziva i goriva, ponuda tereta, iznos vozarina ...), a u cilju optimalnog korištenja broda, javlja se i potreba za promjenjivim načinom eksploatacije broda. Najizraženija promjena te eksploatacije je promjenjivost optimalne brzine broda, odnosno potrebe za porivnom snagom. Kao jedna od najbitnijih osobina porivnog stroja se time nameće "elastičnost" pogona, tj. sposobnost rada u širokom području brzina broda.

Pri takvim spoznajama, vidljivo je da je odabir glavnog pogonskog stroja od presudnog značenja i ne samo s tehničke strane, već i sa strane ekonomske djelotvornosti broda.

Današnji kriterij odabira glavnog pogonskog stroja, se svodi na odabir onog tipa pogonskog stroja, koji za određenu brzinu broda, ima potrebnu snagu pri određenoj brzini vrtnje. Konkurencija suvremenih proizvođača brodskih motora svela se je na konkurenciju proizvođača sporookretnih i srednjeokretnih motora, a da nije jasna razlika u djelotvornosti između

njihove upotrebe na brodovima ovisno o tipu, veličini, načinu eksploatacije, itd. Prilikom odabira istog, brodar je prepušten subjektivnoj ocijeni na temelju podataka koje mu prezentira proizvođač istoga.

Kao dobar kriterij međusobnog uspoređivanja različitih varijanti porivnog stroja se predlaže cijena koštanja pogonske energije svedena na sadašnju vrijednost.

Znanstveni doprinos predložene disertacije se ogleda u analitičkom i originalnom pristupu pri odabiru optimalnog pogonskog stroja obzirom na cijenu koštanja pogonske energije.

Ovaj rad predstavlja osnovu za definiranje daljnih metoda odabira sveukupnog broskog pogona, a sve u cilju optimalne djelotvornosti broskog pogona izraženu putem cijene sveukupne pogonske energije.

LITERATURA :

1. R.O.GOSS *Studies in maritime economics*, Cambridge University Press, 1968.
2. M.Tomić-Ž.Adamović *Pouzdanost u funkciji održavanja tehničkih sistema*, Tehnička knjiga, Beograd 1986
3. J.Tornblad *Marine propellers and propulsion of ships*, KaMeWa AB, Kristinhamn 1987
4. G.Manning *Teorija i tehnika projektiranja broda*, Tehnička knjiga, Zagreb 1967
5. B. Bonefačić *Utjecaj prihoda i rashoda na optimalnu snagu i brzinu broda u fazi projektiranja i eksploatacije*, Sveučilište u Rijeci, Rijeka 1977
6. B. Bonefačić *Utjecaj promjena varijabli u računu optimalizacije snage i brzine broda u fazi projektiranja i eksploatacije*, Sveučilište u Rijeci, Rijeka 1980
7. B. Bonefačić *Tehnika i ekonomika iskorištavanja broda*, Sveučilište u Rijeci, Rijeka 1987
8. J. Dragsted, A.P.Moller *Engine cylinder condition, ahead delivery and some 10 years ahead*, CIMAC 1993, London 1993
9. S.Shields, K.J.Sparshott *Ship maintenance- a quantitative approach*, The Institute of Marine Engineers, London 1975
10. A. Bosnić *Osnivanje broda*, Sveučilište u Zagrebu, Zagreb 1981
11. K.J.Rawson, E.C. Tupper *Basic Ship Theory*, Longman Scientific & Technical, Essex 1984

12. C. Beightler, D.T. Phillips *Applied geometric Programming*, John Wiley & Sons, Inc., New York 1976
13. B. Vučinić *Maintenance Concept Adjustment and Design*, doktorska disertacija, Delft 1994
14. ICMES 90 *Maritime Systems Integrity*, The University of Newcastle-upon-Tyne, 1990
15. A. Kelly *Maintenance Planning and Control*, University Press, Cambridge 1984
16. I. Bazovski *Reliability Theory and Practice*, Prentice-Hall Inc., New Jersey 1961
17. A. Bosnić, M. Vukučević, M. Čakara, D. Deželjin *Energetska optimalizacija broskog poriva*, Zbornik radova fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu X, Zagreb 1985, str. 83-113
18. *NSD Licensees Meeting*, Montreux 1996
19. Motor Ship 18th Annual International Marine Propulsion Conference - *Redundancy vs. Reliability*, The Motor Ship, Hamburg 1996
20. M. Stopford *Maritime Economics*, Unwin Hyman Ltd., London 1988
21. Ž. Adamović *Planiranje i upravljanje održavanjem pomoću računara*, Privredni pregled, Beograd 1987
22. J. Petrić, M. Jevtić, V. Stojanović *Analiza pouzdanosti*, Savremena administracija, Beograd 1979

23. P Johnsen *Main Engine Damage*, Marine Safety Record, Det norske Veritas, 1988
24. J.Gallois *Medium Speed Diesel Engines*, Marine Management Ltd., London 1981
25. P.Nielsen *2-and 4-stroke Diesel Engine Reliability, Faults, and their Causes...*, 21 International Council on Combustion Engines, Interlaken 1995
26. Institute of Shipping Economics and Logistics- *Shipping Statistics and Market Review* - No 8/9 August/Septembar 1995
27. J.C. Van Horne *Financijsko upravljanje i politika* , Prentice-Hall International Editions, MATE Zagreb 1993
28. MAN B&W *Engine Selection Guide*, 1995 god.
29. SULZER *Project Guide*, 1992 god.
30. Gallois *DIESEL POWER STATIONS*, Semt-Pielstick, S.Denis 1980
31. M. Bontour *Contribution of Medium-Speed Engines to the design of economical ship Propulsion installations*, Semt-Pielstick, S.Denis 1980 god.
32. K.J.Rawson, E.C.Tupper *Basic Ship Theory*, J.Wiley & Sons, Inc, New York 1984.
33. G.S.Baker *ShipDesign, Resistance and Screw Propulsion*, The Journal of Commerce and Shipping Telegraph, Liverpool 1948

34. A.F.Harold *Devolpment of merchant ship propulsion machinery over the past 25 years*, Trans.I.Mar.E. Vol.101,London 1988
35. Y.Ishii *A half century with marine diesel engines*, Trans.I.Mar.E., Vol.109, London 1996
36. A.Vučinić *Hidromehanika broda-otpor broda u mirnoj vodi*, Svučilište u Rijeci, Rijeka, 1983 god.
- 37.S.Šilović *Otpor broda*, Brodogradnja, Zagreb 1953
- 38.P.L.Akimov *Istoria razvitta sudovljih energetičeskih ustanovok*, SUDOSTROENIE, Ljenjingrad,1966 god.
- 39.F.Mayr *Ortsfeste und Schiffsdieselmotoren*, Springer-Verlag, Wien 1948 god.
40. *Pomorska enciklopedija Jugoslavenskog leksikografskog zavoda*, sv. 1, Zagreb 1954
41. I.Rubinić *Ekonomika brodarstva*, Sveučilište u Rijeci, Rijeka, 1976.
42. I.Belamarić *Sto godina Dieselova motora*, Brodogradnja 2. Zagreb 1996 god.
43. J. Gallois *Medium speed diesel engines-Total Energy Calculations and Life Cycle Costing*, Trans.I.Mar.E. vol. 93, London, 1981 god.
44. Teekey Shipping Limited *SHIP OPERATION-MARINE ENVIRONMENT-SAFETY SEMINAR*, Vancouver, 1994 god.

45. C.Gallin *Alternatives for Economical Diesel Ship Propulsion, The Third International Marine Propulsion Conference, London, 1981 god.*
46. W.Lausch *Reducing Emissions from RoRo ship propulsion machinery, The 13th International Conference & Exhibition on Marine Transport using Roll-on/Roll-off and horizontal Handling Methods, Lubeck, 1996 god.*
47. A.Hader *Fast or conventional-the economics, The 13th International Conference & Exhibition on Marine Transport using Roll-on/Roll-off and horizontal Handling Methods, Lubeck, 1996 god.*