

Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije

Mrakovčić, Tomislav

Doctoral thesis / Disertacija

2003

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:188:085873>

Rights / Prava: [Attribution 4.0 International](#)/[Imenovanje 4.0 međunarodna](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-07**



Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U RIJECI
TEHNIČKI FAKULTET

**OSNIVANJE I VOĐENJE BRODSKOG
POGONSKOG POSTROJENJA PRIMJENOM
NUMERIČKE SIMULACIJE**

Doktorska disertacija

Tomislav Mrakovčić

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.

Rijeka, 2003.

401030017



DCD 162
2003

DUF-553

450204105

Sveučilište u Rijeci
TEHNIČKI FAKULTET
- Fakultetsko vijeće -
Klasa:602/04-99-01/07
Ur.br.:2170-57-43-99-08
Rijeka, 19. veljače 1999.

Fakultetsko vijeće Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci, na 7. sjednici u šk.god. 1998./99., održanoj 19. veljače 1999. donijelo je sljedeću

ODLUKU

1. Temeljem izvješća Stručnog povjerenstva za ocjenu podobnosti pristupnika i teme doktorske disertacije, u sastavu: red.prof.dr.sc. Špiro Milošević, dipl.ing, izv.prof.dr.sc. Želimir Parat, dipl.ing (FSB – Zagreb) i izv.prof.dr.sc. Vladimir Medica, dipl.ing., utvrđuje se da **mr.sc. TOMISLAV MRAKOVČIĆ, dipl.ing.** ispunjava uvjete članka 51. Zakona o visokim učilištima te da može izvan doktorskog studija pristupiti izradbi doktorske disertacije naslovljene:

"OSNIVANJE I VOĐENJE BRODSKOG POGONSKOG POSTROJENJA
PRIMJENOM NUMERIČKE SIMULACIJE".

2. Predloženiku se za mentora imenuje izv.prof.dr.sc. Vladimir Medica, dipl.ing.

Stampa: Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet, Dekan
Prof.dr.sc. Bernard Franković, dipl.ing.

Prof.dr.sc. Bernard Franković, dipl.ing.

Dostaviti:

- ① Mr.sc. Tomislav Mrakovčić, dipl.ing.
2. Izv.prof.dr.sc. Vladimir Medica, dipl.ing.
3. Povjerenstvo za poslijediplomske studije i doktorate znanosti
4. Evidencija studija
5. Voditelj Opće i kadrovske službe
6. Pismohrana F.V.

Silviji, Marinu i Matku

Sažetak

Razvijeni su matematički model i program za osobno računalo namijenjeni za simulaciju procesa u brodskome pogonskom postrojenju tijekom stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada. Matematički model brodskoga pogonskog postrojenja temelji se na bilancama mase i energije, toplinskim svojstvima radnog medija i konstrukcijskim značajkama komponenti simuliranog postrojenja. Primjenom ovog modela omogućeno je predviđanje ponašanja brodskoga pogonskog motora i brodskoga rashladnog sistema u različitim uvjetima eksploatacije. Modularna struktura programa za osobno računalo omogućuje simulaciju različitih izvedbi dizelskih motora i različitih konfiguracija rashladnih sistema. Rezultati dobiveni numeričkom simulacijom potvrđeni su usporedbom s rezultatima izmjerenima tijekom probne vožnje broda i ispitivanja motora na probnom stolu. Razvijeni modeli dizelskog motora i rashladnog sistema mogu poslužiti za analizu utjecaja konstrukcijskih značajki komponenti na radne karakteristike dizelskog motora ili za ispitivanje različitih konfiguracija rashladnih sistema. Simulacijski model predstavljen u ovom radu može se koristiti i za optimizaciju brodskih i drugih vrsta pogonskih postrojenja.

Abstract

A mathematical model and a computer program for the simulation of the stationary and dynamic processes in the ship propulsion machinery have been developed. The mathematical model of the ship propulsion plant is based on mass and energy balances, the thermal properties of the working media and the constructional characteristics of the simulated plant. The application of this model enables the prediction of the diesel engine and cooling system performances during different working conditions. Thanks to the modular structure of the computer program, it is possible to simulate different types of diesel engines and various layouts of the cooling system. Results obtained by the numerical simulation are confirmed by comparison with the values that were measured during ship trial and engine testing. The developed models of the diesel engine and cooling system can be used to analyze the influence of component design characteristics on engine working performances or to examine the behavior of different cooling system layouts. The simulation model presented in this work can also be used for the optimization of ship and other propulsion plants.

Predgovor

Ovaj je rad implementacija teorijskih znanja stečenih tijekom poslijediplomskog studija i rada na znanstvenim projektima primijenjenih na konkretan problem iz inženjerske prakse. U radu je prikazan matematički model za simulaciju rada brodskoga pogonskog postrojenja pri dinamičkim uvjetima rada na temelju kojega je izrađen program za osobno računalo. Prikazani matematički model jest pokušaj da se numeričkom simulacijom olakša i ubrza proces osnivanja brodskoga pogonskog postrojenja, a kasnije omogući i njegovo optimalno vođenje u različitim uvjetima eksploatacije. Složenost takvog postrojenja otežava numeričko simuliranje rada i optimalno vođenje glede istovremenog upravljanja cjelokupnim postrojenjem. Stoga su u ovom radu detaljno razrađeni model glavnoga pogonskog motora kao središnjeg elementa brodskoga pogonskog postrojenja i model rashladnog sistema koji omogućuje optimalan rad glavnoga pogonskog motora te ostalih strojeva, uređaja i opreme. Osim izrade matematičkog modela i programa za osobno računalo, provedena je i validacija dobivenih rezultata usporedbom s izmjerenim vrijednostima na postrojenjima koja su u pogonu, što je zahtijevalo pripremu i obradu velike količine podataka.

Izrada ovog rada provedena je pod mentorstvom red. prof. dr. sc. Vladimira Medice pa mu ovom prilikom zahvaljujem za pomoć i podršku koju mi je pružio pri izradi i dovršenju rada. Isto tako zahvaljujem red. prof. dr. sc. Špiri Miloševiću i red. prof. dr. sc. Zmagoslavu Prelecu za niz konstruktivnih primjedbi, korisne savjete i podršku tijekom izrade rada.

Uvid u tehničku dokumentaciju dizelskog agregata MAN 52/55 i uvijek ugodan boravak u energani petrokemijskog postrojenja "DIOKI" d.d. Zagreb, lokacija Omišalj, omogućio mi je Petar Popović, dipl. ing. sa svojim suradnicima na čemu im svima zahvaljujem.

Alen Belušić, Zoran Grba, ing., Denis Matoković dipl. ing., Rajko Rubeša dipl. ing. i Veljko Šverko dipl. ing., zaposlenici Tehničkog ureda brodogradilišta "3. maj", pribavili su dragocijene podatke, kataloge, sheme i brojne nacрте na temelju kojih je provedena analiza brodskoga pogonskog postrojenja gradnje 682, pa im ovom prilikom zahvaljujem na uloženom trudu i susretljivosti.

Ovaj rad ne bi bio mogao nastati bez podrške moje obitelji, kojoj dugujem zahvalnost za svoje dosadašnje uspjehe. Posebno sam zahvalan supruzi Silviji te sinovima Marinu i Matku na pruženoj podršci, strpljenju i odricanjima tijekom proteklih godina.

Autor

Sadržaj

1. UVOD	1
2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA	5
2.1 Modeli motora s unutarnjim izgaranjem	5
2.2 Modeli komponenti brodskih rashladnih sistema	7
2.2.1 Modeli cjevovoda	8
2.2.2 Modeli izmjenjivača topline	8
2.2.3. Modeli rashladnih sistema	11
3. MATEMATIČKI MODEL DIZELSKOG MOTORA	13
3.1 Jednadžbe očuvanja mase i energije	14
3.2 Cilindar motora	15
3.2.1 Prijelaz topline u cilindru	17
3.2.2 Propuštanje radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta	18
3.2.3 Kompresija i ekspanzija	18
3.2.4 Izgaranje	18
3.2.5 Zakašnjenje paljenja	19
3.2.6 Potpunost izgaranja	20
3.2.7 Opis faze izgaranja u cilindru	21
3.2.8 Izmjena radnog medija kod četverotaktnog motora	22
3.2.9 Izmjena radnog medija kod dvotaktnog motora	23
3.2.9.1 Načini ispiranja cilindra dvotaktnog motora	24
3.2.9.2 Modeli izmjene radnog medija	25
3.2.9.3 Model potpunog potiskivanja	25
3.2.9.4 Model potpunog miješanja	28
3.2.9.5 Model kombiniranog potiskivanja i miješanja	30
3.3 Usisni kolektor	33
3.3.1 Prijelaz topline u usisnom kolektoru	34
3.3.2 Rashladnik zraka	35
3.4 Ispušni kolektor	36
3.4.1 Prijelaz topline u ispušnom kolektoru	37
3.5 Turbopuhalo	37
3.5.1 Turbina na ispušne plinove	38
3.5.2 Puhalo	39
3.5.3 Dinamika turbopuhala	40
3.6 Dinamika motornog mehanizma	41
3.7 Regulator	42
3.8 Visokotlačna pumpa goriva	44
3.9 Sistem dizelskog motora	45
3.10 Opis računalnog programa za simulaciju rada dizelskog motora	46
4. PRIMJENA MODELA DIZELSKOG MOTORA	51
4.1 Opis odabranoga dizelskog motora	51
4.2. Istraživanje valjanosti modela	56
4.3 Simulacija promjene opterećenja	58

4.4 Promjena opterećenja motora mijenjanjem brzine vrtnje	59
4.5 Promjena opterećenja motora zbog vanjskih utjecaja	61
4.6 Primjer skokovite promjene opterećenja motora	65
5. MATEMATIČKI MODEL BRODSKOGA RASHLADNOG SISTEMA	69
5.1 Jednadžba očuvanja mase	70
5.2 Jednadžba očuvanja energije	71
5.3 Diskretizacija jednadžbi očuvanja mase i energije	73
5.4 Matematički model cijevi rashladnog sistema	76
5.4.1 Koeficijent prijelaza topline pri strujanju jednofaznog fluida	77
5.4.2 Koeficijent prijelaza topline s cijevi na okolinu	78
5.5 Matematički model rashladnika	78
5.5.1 Koeficijenti prijelaza topline	80
5.6 Motor kao izvor topline u rashladnom sistemu	86
5.7 Pomoćni motori	89
5.8 Generator slatke vode	90
5.9 Rashladnik zraka	91
5.10 Termoregulacijski ventil	91
5.10.1 Dinamička karakteristika osjetnika temperature	93
5.11 Određivanje protoka u cjevovodu brodskoga rashladnog sistema	94
5.11.1 Postavljanje sustava jednadžbi	94
5.12 Opis računalnog programa za simulaciju rada brodskoga rashladnog sistema	96
6. PRIMJENA SIMULACIJSKOG MODELA BRODSKOGA RASHLADNOG SISTEMA	99
6.1 Opis odabranoga rashladnog sistema	100
6.2 Istraživanje valjanosti modela	105
6.3 Numerička simulacija uhodavanja glavnog motora	106
6.4 Numerička simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage	112
6.5 Numerička simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom	116
6.6 Numerička simulacija rada rashladnog sistema pri smanjenom kapacitetu centralnog rashladnika	120
6.6 Numerička simulacija promjenljivog toplinskog opterećenja rashladnog sistema ..	125
6.7 Podešavanje regulatora	128
6.7.1 Ziegler-Nicholsonova metoda	128
7. ZAKLJUČAK	133
Popis literature	137
Popis oznaka i simbola	145
Popis slika	149
Popis tablica	151
Životopis	153

1. UVOD

Brodsko pogonsko postrojenje vitalni je dio svakog broda, pa mu se pri projektiranju broda pridaje posebna pozornost. Zadatak je brodskoga pogonskog postrojenja da tijekom eksploatacije broda pruža odgovarajuću propulziju i omogućuje sigurno i pouzdano funkcioniranje broda. Pri tome se podrazumijeva da moraju biti ispunjeni svi projektom predviđeni zahtjevi uz istodobno očuvanje sigurnosti posade, tereta i samog broda.

Zbog svojih povoljnih karakteristika, dizelski motori gotovo su neizostavni u propulziji brodova. Glavni pogonski stroj dimenzionira se prema željenoj brzini broda te pretpostavljenoj formi i gasu broda. Prema stacionarnim karakteristikama brodskog vijka i glavnoga pogonskog motora određuju se radne točke za različit stupanj opterećenja. No, prijelazne pojave i ponašanje glavnog motora pri promjeni radnih uvjeta nisu predmet standardnih proračuna. Pojedini proizvođači motora isporučuju opremu koja se brine da tijekom manevara ne dođe do preopterećenja i zaustavljanja glavnog motora, pri čemu se slijed operacija odvija prema unaprijed zadanom programu. Pritom još uvijek postoji znatna rezerva u kapacitetu motora koja nije iskorištena zbog sigurnosti, a možda upravo ona ima presudnu ulogu u krajnje kritičnim situacijama, poput "crash stopa".

U gore spomenutoj situaciji ili u slučaju kada dizelski motor služi kao agregat za električnu energiju, odziv motora i sposobnost naglog preuzimanja velikog opterećenja mogu biti vrlo važni. Problem je još složeniji ako se radi o dizelskom motoru s prednabijanjem, kojemu je potrebno neko vrijeme da pri povećanju opterećenja turbopuhalo ubrza i poveća trenutnu snagu motora. Osim toga, veličina i aranžman usisnih i ispušnih kolektora te izbor turbopuhala znatno utječu na karakteristike motora, kako na statičke tako i na dinamičke. Na odabiru odgovarajućih komponenti uglavnom rade proizvođači, koji mogu provoditi eksperimentalna ispitivanja na prototipovima. To je pouzdana metoda koja, pak, zahtijeva opsežne pripreme i znatna financijska sredstva. Umjesto skupog eksperimentiranja, takva se analiza može provesti primjenom računala i simulacijskih modela koji omogućuju istraživanje situacija koje je teško ostvariti u eksperimentu ili onda kada bi rizik od štetnog djelovanja na uređaje ili okolinu pri eksperimentu u tim uvjetima bio previsok.

Primjenom simulacijskih modela kod brodskoga pogonskog postrojenja može se ostvariti niz ciljeva, kao što su analiza prijelaznih pojava pri različitim opterećenjima, analiza potrošnje energije u uvjetima stacionarnih ili promjenljivih uvjeta rada, optimizacije sustava glede konfiguracije i regulacije itd. Osim toga, može se analizirati i interakcija različitih brodskih sistema tijekom njihova rada i eksploatacije broda. Brodsko je pogonsko postrojenje složeno postrojenje, koje se sastoji od niza međusobno povezanih uređaja različitih namjena. Središnja je komponenta glavni pogonski motor, a na njega se, ovisno o namjeni, nadovezuju ostali brodski sistemi. Idealno bi bilo kada bi se istovremeno mogao analizirati rad svih brodskih sistema, no s obzirom na brojnost uređaja i složenost njihove interakcije, to ne bi bio racionalan izbor. Kao jedan od brodskih sistema najuže povezanih s glavnim pogonskim motorom prepoznat je rashladni sistem, čija složenost, broj ugrađenih uređaja i njihova međusobna povezanost jesu ozbiljan izazov pri izradi projekta, a naročito pri analizi ponašanja tijekom promjenljivih uvjeta rada. Jednako tako, rashladni sistem doraduje se i poboljšava kontinuirano i sa stajališta održavanja i sa stajališta uštede energije potrebne za pogon tog sistema pa analize takvih sistema postaju sve složenije i zahtjevnije.

Cilj je ovog rada razvoj matematičkoga nestacionarnog modela za simulaciju rada dizelskog motora s prednabijanjem te matematičkoga nestacionarnog modela za simulaciju rada sistema rashlade brodskoga pogonskog postrojenja. Identifikacija parametara koji utječu na karakteristike glavnoga pogonskog motora te stabilnost rada i ponašanje sistema rashlade, također su jedan od ciljeva.

Svrha je razvoja simulacijskog modela broskog pogonskog postrojenja olakšan i ubrzan proces odabira odgovarajućega glavnog pogonskog motora i potrebne opreme za sistem rashlade. Razvijeni simulacijski model omogućit će uvid u ponašanje broskog pogonskog postrojenja pri promjenljivim uvjetima rada te mogućnosti prevladavanja kritičnih situacija tijekom eksploatacije broda. Jednako tako, model broskog pogonskog postrojenja omogućit će odabir optimalne konfiguracije i načina regulacije koja će rezultirati stabilnim i pouzdanim radom sustava.

Oba modela imaju modularnu strukturu i pružaju mogućnost proizvoljnog usmjeravanja tokova mase i energije unutar kontrolnih volumena dizelskog motora ili sistema rashlade. Validacija rezultata modela dizelskog motora s prednabijanjem provedena je uz pomoć rezultata postojećega četverotaktnog dizelskog motora za pogon generatora električne energije pa je stoga i model prilagođen četverotaktnom procesu. Dio rezultata dobivenih modelom dizelskog motora s prednabijanjem iskorišteni su kao ulazni podaci za model rashladnog sistema.

Model rashladnog sistema omogućuje analizu nestacionarnog rada i praćenje prijelaznih pojava pri promjenama uvjeta rada. U model je ugrađen i algoritam za reguliranje temperature rashladnog medija, čime je, osim simulacije realnog ponašanja sistema, omogućeno i podešavanje regulatora temperature kako bi rad sistema bio stabilan i u najtežim uvjetima. Osim navedenoga, izrađeni model pruža mogućnost analize ponašanja sistema rashlade u slučaju otkazivanja nekoga vitalnog elementa poput cirkulacijske pumpe ili izmjenjivača topline te se može ispitati mogućnost nastavka plovidbe uz smanjene kapacitete.

Zbog velike razlike u trajanju prijelaznih pojava, bilo je nužno posebno analizirati rad motora i posebno rad rashladnog sistema. Oslobođanje i prijelaz topline pri radu dizelskog motora na cilindarsku košuljicu i rashladni medij posebno su praćeni te, u obliku ulaznih podataka, preneseni iz datoteke u simulacijski model rashladnog sistema.

Struktura rada

Rad je podijeljen u sedam poglavlja od kojih prvo poglavlje čini uvod. U uvodu je opisan značaj i način pristupa analizi i modeliranju broskih pogonskih postrojenja primjenom numeričke simulacije te su definirani ciljevi i svha rada.

U drugom poglavlju dan je pregled znanstvenih radova i dosadašnjih istraživanja iz područja matematičkog modeliranja motora s unutarnjim izgaranjem te matematičkog modeliranja sistema rashlade i njihovih komponenti. Radovi su analizirani sa stajališta složenosti korištenih modela i sa stajališta ciljeva koje se pokušalo ostvariti.

Treće poglavlje, pod naslovom *Matematički model dizelskog motora*, obuhvaća teorijske pretpostavke i izvode matematičkih modela za procese u cilindru dizelskog motora, usisnom i ispušnom kolektoru motora, ponašanje turbopuhala te za dizelski motor u cijelosti. Matematički modeli komponenti izvedeni su na temelju zakona o očuvanju mase i energije uzimajući u obzir osnove termodinamičkih zakonitosti i toplinska svojstva radnog medija. U ovom poglavlju opisane su veze između pojedinih komponenti preko kojih se odvija izmjena mase i energije.

Četvrto poglavlje, naslovljeno *Primjena simulacijskog modela dizelskog motora*, sadrži opis dizelskog motora koji je korišten za vrednovanje rezultata dobivenih simulacijskim modelom. Utvrđeno je da se rezultati postignuti simulacijom na računalu dobro poklapaju s rezultatima pri stacionarnom radu odabranoga dizelskog motora, što je preduvjet za ispravnost simulacije pri dinamičkim uvjetima rada dizelskog motora. Rad dizelskog motora ispitan je pri pogonu generatora električne energije i pri pogonu broskog vijka. Jednako tako, analizirano je ponašanje motora pri naglim promjenama opterećenja ili brzine vrtnje.

U petom poglavlju, pod naslovom *Matematički model broskog rashladnog sistema*, opisana je uloga rashladnog sistema te osnovna struktura i princip rada tog sistema. Na sličan način kao i u trećem poglavlju, i ovdje su posebno opisani matematički modeli komponenata od kojih se sastoji sistem rashlade. Na temelju jednadžbi očuvanja mase i energije izvedeni su matematički modeli za provođenje mase i energije kroz cjevovode i uređaje u sistemu rashlade. Posebna pozornost posvećena je razvoju algoritma koji omogućuje automatsko generiranje i rješavanje sustava jednadžbi za proizvoljnu strukturu cjevovoda rashladnog sistema. Zbog specifične geometrije i radnih karakteristika koje posjeduju pločasti izmjenjivači topline, izrađen je detaljni model koji omogućava proračun značajki tog uređaja za proizvoljne uvjete rada.

U šestom je poglavlju dan prikaz rashladnog sistema odabranog za validaciju numerički dobivenih rezultata. Primjenom simulacijskog modela sistema rashlade analizirano je pokretanje broskog pogonskog postrojenja iz mirovanja pa do postizanja radne temperature pri različitim opterećenjima glavnoga pogonskog motora. Ponašanje sistema rashlade ispitano je također i pri maksimalnome predviđenom opterećenju u uvjetima kada sva oprema normalno radi ili kada dođe do djelomičnog ili potpunog otkazivanja jednog od centralnih rashladnika. Tijekom mjerenja i ispitivanja ispravnosti rada rashladnog sistema na probnoj vožnji broda, uočeno je osciliranje temperature rashladnog medija u krugu rashlade glavnog motora. Ispravnim podešavanjem regulatora temperature uz pomoć odgovarajućeg algoritma, ostvareno je stabilno održavanje temperature rashladnog medija.

U sedmom i posljednjem poglavlju, iznesen je zaključak u kojemu se na temelju dobivenih rezultata ukazuje na ispravnost simulacijskih modela dizelskog motora i sistema rashlade te na ispunjenje ciljeva rada. Isto tako, predložena su i područja daljnjeg istraživanja i proširivanja postojećih simulacijskih modela i njihovih komponenti.

2. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA

U literaturi je objavljen veliki broj znanstvenih i stručnih radova u kojima su opisani modeli brodskih pogonskih postrojenja ili njihovih komponenti. U ovom pregledu navedeni su radovi od značaja za prikaz dosadašnjih postignuća na ovom području te radovi koji su na različite načine utjecali na izradu modela brodskoga pogonskog postrojenja prikazanog u ovom radu. Budući da se model brodskog postrojenja sastoji od više podmodela, i spomenuti će radovi biti svrstani na odgovarajući način radi boljeg uvida u dosadašnja postignuća. U prvom dijelu pregleda spomenuti su radovi koji opisuju proces rada dizelskog motora s unutarnjim izgaranjem, dok su u drugom dijelu navedeni radovi koji se bave termomenadžmentom brodskih pogonskih postrojenja ili modelima pojedinih uređaja od kojih se sastoji brodski rashladni sistem.

2.1 MODELI MOTORA S UNUTARNJIM IZGARANJEM

Prvi simulacijski modeli motora s unutarnjim izgaranjem oslanjali su se velikim dijelom na eksperimentalno dobivene značajke motora. Proračun procesa u radovima [1] i [2] izveden je na analognom računalu pri čemu su srednji efektivni tlak i temperatura ispušnih plinova uzeti u funkciji pretička zraka. Protok zraka u fukciji ispiranja uzet je kao linearna funkcija brzine vrtnje motora koja je dobivena na temelju mjerenja. Rad turbopuhala predstavljen je vrlo jednostavnim izrazima koji aproksimiraju polja značajki. Nešto kasnije, ovi proračuni su provedeni na hibridnim računalima [3]. Rezultati dobiveni ovim matematičkim modelom odstupali su znatno od eksperimentalnih podataka za pojedine komponente, pa su uvedene korekcije za izmjerene stupnjeve djelovanja u analitičkom obliku, čime su postignuta bolja poklapanja rezultata.

Sljedeći pristup izradi matematičkog modela motora temeljio se je na podjeli karakterističnih vrijednosti motora u grupe zavisnih i nezavisnih varijabli, koje su predstavljene poljima značajki ili u analitičkom obliku ([4], [5], [6], [7], [8]). Vrijednosti dobivene interpoliranjem polja značajki unosile su se u jednadžbe čijim se rješavanjem relativno brzo mogu dobiti ravnotežna stanja. Zakretni moment motora izračunavao se iz stupnjeva djelovanja kao funkcija brzine vrtnje i pretička zraka, dok je izmjena radnog medija dobivena integracijom po koracima.

U spomenutim pristupima, opis nelinearnih svojstava bio je ili neadekvatan ili su bila potrebna opsežna mjerenja pri stacionarnim uvjetima rada. Proračuni procesa izmjene radnog medija te promjena tlakova u cilindru, usisnom ili ispušnom kolektoru nisu bili zadovoljavajući. Prognoze o dinamičkim svojstvima dizelskog motora i utjecaja promjene pojedinih parametara nisu bile moguće.

Simulacija prijelzne pojave pri radu sporokretnoga dizelskog motora s prednabijanjem sa srednjim tlakom prikazana je u radu [9]. Visokotlačni dio procesa opisan je kao mješoviti idealni proces u kojem je prirast tlaka pri konstantnom volumenu u ovisnosti o brzini vrtnje i pretičku zraka.

U radu [10], Wallace i Winkler uspoređuju stacionarne i dinamičke značajke motora sa dvostupanjskim prednabijanjem s pomoću turbopuhala. Model se temelji na opisu s pomoću "elemenata inercije", koji predstavljaju volumene, i "protočnih elemenata", koji predstavljaju efektivne protočne površine. Protočni elementi trenutno reagiraju na promjene stanja, dok su inercijalna svojstva mehaničkih i energetske komponente predstavljena elementima inercije. Fizikalne značajke elemenata opisane su empirijskim jednadžbama, karakterističnim krivuljama ili tablicama. Sistem motora s prednabijanjem podijeljen je na četiri komponente: motor, puhalo, turbina i hladnjak zraka, koje su međusobno povezane protočnim i inercijalnim elementima. Proces u motoru opisan je Seiligerovim procesom s izmjenom radnog medija, pa je primijenjen opis utjecaja kuta prekrivanja ventila, pad tlaka

zraka za ispiranje, rad klipa potreban za izmjenu radnog medija i pojednostavljeni model tlačnih valova u ispušnom kolektoru. Rad puhalo opisan je poljem značajki, a rad turbine računat je s pomoću srednje efektivne protočne površine. Toplinske značajke stanja radnog medija prikazane su s pomoću polinoma u ovisnosti o pretičku zraka, dok su svojstva hladnjaka zraka dana empirijskim izrazom.

Simulacijski model koji promjenu tlaka u usisnom i ispušnom kolektoru izračunava po metodi "puni-prazni" prikazan je u radu [11]. Visokotlačni dio procesa opisan je idealnim ciklusom. Izmjena topline između cilindarske košuljice i okoline određuje se samo tijekom ekspanzije promjenom eksponenta politrope. Izmjene topline tijekom ostalih faza te izmjena topline u usisnim i ispušnim kanalima nisu uzete u obzir. Radi približenja stvarnom procesu korišten je stupanj djelovanja procesa.

U svom radu [12], Winkler opisuje simulacijski model koji koristi jednostavniji prikaz visokotlačnog dijela procesa s poboljšanim modelima strujanja i turbopuhala. Visokotlačni dio procesa promatra se kao Seiligerov proces s 5 karakterističnih točaka, pri čemu se u obzir uzima izmjena topline sa stijenkama cilindra. Izmjena radnog medija promatra se kao strujanje na prigušnom mjestu uz protočnu površinu ventila i konstantni tlak. Rad puhalo praćen je s pomoću polja značajki puhalo, a ponašanje turbine analitičkim proračunom.

McAulay i Woschni prvi su predstavili radove ([13], [14]) u kojima se proces u cilindru motora opisuje diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju energije i mase uz praćenje jednadžbe stanja plina. U oba rada prikazani su modeli za stacionarni rad motora. Metoda se zasniva na iterativnom rješavanju diferencijalnih jednadžbi po vremenskim inkrementima. Pri rješavanju se polazi od pretpostavljenog stanja u cilindru motora na početku kompresije i pretpostavljene dobave goriva, nakon čega se konvergencijom dolazi do stacionarne radne točke. Nakon toga se konvergencijom rješenja uspostavlja energetska ravnoteža turbopuhala te protoka radnog medija kroz motor i turbopuhalo. Konačno se usklađuju energije turbine i puhalo, pa se po potrebi ispravlja dobava goriva. Ovim pristupom dobivaju se vrlo točne prognoze značajki motora prije nego što započne konstrukcijska razrada.

U radovima [15] i [16] prikazani su modeli koji opisuju rad motora i jednog ili više serijski spojenih turbopuhala u stacionarnim uvjetima rada.

U svom radu [17], Watson i Marzouk proračunali su dinamičke uvjete rada na temelju detaljnog proračuna procesa u motoru i usporedili ih s rezultatima mjerenja na kamionskom motoru. Koristeći isti model, u radu [18] su istražena dinamička svojstva brodskoga pogonskog motora. Model motora korišten u oba rada sastoji se od modela realnog procesa u cilindru, modela kolektora po načelu "puni-prazni" te modela turbopuhala na osnovi polja značajki pojedinih komponenti.

Ovaj se model još primijenio za proračun dvotaktnih motora s prednabijanjem ([19], [20]), za utjecaj granice pumpanja ([21], [22]) i proračun dvostupanjskog prednabijanja motora ([15], [16]). Utjecaj nestacionarnih uvjeta strujanja na rad i značajke turbine i puhalo opisani su u radu [23], a koje se mogu izračunavati metodom karakteristika opisanom u [24], [25] i [26].

Radovi [27] i [28] pokazali su da se proračun metodom "puni-prazni" zadovoljavajuće poklapa s vremenskim tijekom izmjene radnog medija. Pri višim brzinama vrtnje i dužih kanala za izmjenu radnog medija rezultati dobiveni ovom metodom znatnije odstupaju jer točnost proračuna ovisi o odnosu vremena refleksije vala i brzine vrtnje motora.

U svojim radovima ([29] i [30]), Zellbeck je prikazao model za simulaciju stacionarnog i nestacionarnog rada motora s prednabijanjem za različite uvjete pogona. Pritom je analiziran utjecaj izbora turbine na dinamičke značajke motora pri pogonu istosmjernoga električnog generatora i pri pogonu cestovnih vozila.

Schulmeister je analizirao poboljšanje dinamičkih svojstava dizelskog motora s prednabijanjem dovodenjem dodatnog zraka direktno u cilindar motora. U radovima [31] i [32] usporedio je mjerenja pri prijelaznim pojavama opterećenja dizelelektričnog agregata za slučajeve s dovodom i bez dovoda dodatnog zraka.

U radu [33], koji je ujedno uzet kao uzor pri izradi modela u ovom radu, prikazan je model za simulaciju dinamičkih uvjeta rada dizelskog motora s prednabijanjem pri pogonu električnog generatora. Model motora temelji se na diferencijalnim jednadžbama izvedenim iz zakona o očuvanju mase i energije uz zadovoljenje jednadžbe stanja plina. Značajke turbine i puhalo dane su polinomima dobivenima na temelju polja značajki. Tijekom simulacije prati se prijelaz topline na cilindarsku košuljicu te usisni i ispušni kolektor s kanalima. U radu je prikazan algoritam za povezivanje kontrolnih volumena motora i manipulaciju masa i energija koje se određenim vezama izmjenjuju između tih volumena. Uz model dizelskog motora s prednabijanjem, prikazan je i model električnih potrošača u vidu asinhronog elektromotora i omskog otpora. U radu je analiziran utjecaj svih važnijih parametara na rad dizelskog motora poput volumena usisnog i ispušnog kolektora, tromosti rotora turbopuhala, tromosti zamašnih masa motora, značajki regulatora itd. Rad daje cjelovitu analizu rada dizelskog motora pri dinamičkim uvjetima rada, a podudarnost rezultata s mjerenjima ukazuje da je takav model ozbiljan alat za analizu procesa u motoru.

U radu [34], prikazan je kvazistacionarni model za simulaciju rada dizelskog motora s prednabijanjem. Model se sastoji od modela termoeenergetskih procesa u motoru, modela regulatora i modela potrošača energije koji su međusobno povezani u jedinstveni model. Autori navode mogućnost uporabe modela za simulaciju energetskih sustava koji uključuju dizelske agregate. Rezultati su uspoređeni s mjerenjima provedenima na brodskome pogonskom postrojenju.

U svom radu [35], Rakopoulos je prikazao model za analizu prijelaznih pojava pri naglom opterećenju dizelskog motora s atmosferskim usisom. Model se temelji na jednodimenzionalnom modelu i koristi tehniku "puni-prazni". U model je uključena dinamika motornog mehanizma, dinamika regulatora i značajke visokotlačne pumpe goriva. Simulirano je niz prijelaznih pojava uz različite parametre motornog sistema. Uz analizu smanjenja brzine vrtnje i vremena oporavka nakon naglog porasta opterećenja, ispitan je i rad uz isključenu dobavu goriva na jednom od četiriju cilindara testnog motora.

Rad [36], primjenjuje strukturu modela motora prikazanog u [33] tako da je prikazana simulacija rada dvotaktnoga sporokretnog motora. Pri izradi programa za simulaciju korišten je komercijalni programski paket POWERSIM 2.5, koji je namijenjen izradi dinamičkih simulacijskih modela različitih sustava. Korištenjem DYNAMO kodova, u radu [37] predstavljen je simulacijski model brodskoga dizelskog motornog propulzijskog sustava, a u radu [38] predstavljen je simulacijski model dizelskog agregata s posebnim osvrtom na automatsko upravljanje.

2.2 MODELI KOMPONENTI BRODSKIH RASHLADNIH SISTEMA

Brodski rashladni sistemi sastoje se od većeg broja komponenti, a njihov izbor i međusobna povezanost ovise o namjeni i vrsti broda. Brodski se rashladni sistemi sastoje od cjevovoda, pumpi, ventila, izmjenjivača topline te uređaja koje treba hladiti. Posebnu važnost u modelu brodskoga rashladnog sistema imaju model cjevovoda i model izmjenjivača topline koji omogućuju simulaciju prijenosa mase i topline kroz brodski rashladni sistem.

2.2.1 Modeli cjevovoda

Cjevovod rashladnog sistema omogućuje dopremu rashladnog medija do svih uređaja koje treba hladiti. Zbog većeg broja uređaja spojenih na rashladni sistem i njihova smještaja u brodu, struktura cjevovoda zahtijeva sistematičan pristup tijekom proračuna. U prethodnim desetljećima provedeno je mnogo istraživanja usmjerenih na optimalno projektiranje cjevovoda da bi se pronašla kombinacija pumpi i značajki cjevovoda s najnižim troškovima.

Prve metode za rješavanje problema cjevovoda objavio je Hardy Cross 1936. godine. U svom originalnom radu, Cross predlaže dvije različite metode za rješavanje cjevovoda. U prvoj metodi, jednadžbe očuvanja izvedene su preko nepoznatih protoka u cijevima i nazvane su jednadžbama petlji. U drugom pristupu jednadžbe su izražene preko nepoznatih tlakova u čvorištima, pa se često nazivaju jednadžbama čvorova. Hardy Cross metoda jednadžbi očuvanja unutar petlji cjevovoda postala je najčešće korištena metoda, no pri rješavanju su uočeni problemi s konvergencijom rješenja. Ta činjenica, zajedno s razvojem računala i programskih mogućnosti, potaknula je potragu za djelotvornijim metodama rješavanja. Martin i Peters [39] te Epp i Fowler [40] unaprijedili su Crossov pristup uporabom Newton-Raphsonove metode, koja ima znatno bolju i bržu konvergenciju i koja je postala osnovna metoda rješavanja za mnoge druge primjene.

Kasnije su Wood i Charles [41] razvili tzv. linearnu metodu, koja se temeljila na linearizaciji nelinearnog dijela matrice sustava jednadžbi. Pri uporabi te metode primijećene su oscilacije prilikom traženja rješenja, pa se taj nedostatak ispravljao uzimanjem srednje vrijednosti prethodnih dvaju koraka kao nove vrijednosti za iterativni proces. Wood i Rayes [42] proveli su opsežnu validaciju pouzdanosti metoda jednadžbi čvorova i jednadžbi petlji u usporedbi s linearnom metodom i došli do zaključka da je linearna metoda jednako pouzdana kao metoda jednadžbi petlji. Nielsen [43] je također analizirao sve do tada razvijene metode i pokazao da jednadžbe strujanja imaju velik utjecaj na ponašanje iterativnog procesa. U svom je radu objasnio oscilatorno ponašanje linearne metode i pokazao da ta metoda daje dobre početne vrijednosti za Newton-Raphsonovu metodu. U radovima [44] i [45], iznesen je još jedan postupak za unapređenje standardnoga Hardy-Crossova pristupa proračunu cjevovoda, koji omogućuje bržu konvergenciju rješenja uz manji utrošak računalne memorije i vremena za računanje.

Martinez i Puigjaner u svom su radu [46] prikazali linearizaciju Hardy-Crossova načina rješavanja cjevovoda. Pokazali su da njihova metoda skraćuje vrijeme računanja i potrebnu memoriju računala pri proračunavanju osobito velikih i razgranatih cjevovoda koristeći se kompromisom između broja iteracija i vremena potrebnoga za izvođenje svakog proračuna. Ta je metoda uspješno primijenjena i na optimizaciju plinovoda.

Jedan od mnogih primjera primjene spomenutih metoda na rješavanje problema vezanih uz brodske cjevovode predstavljen je u radu [47], pri čemu je prikazana primjena Hardy-Crossova pristupa proračunu cjevovoda uz primjenu Newton-Raphsonove metode. Provedene su optimizacija cjevovoda za prepumpavanje velikih količina fluida s tankera-rafinerije te optimizacija redosljeda i vremena pražnjenja tankova radi minimizacije troškova energije.

2.2.2 Modeli izmjenjivača topline

U praksi se susreću različiti tipovi i izvedbe izmjenjivača topline od kojih svaki ima više ili manje prednosti i nedostataka. Zbog niza značajki koje imaju velikih prednosti pri uporabi u brodskim pogonskim postrojenjima, pločasti izmjenjivači topline (PIT) gotovo su nezamjenjivi u ovom području primjene. Osim o površini ploča, značajke pločastih izmjenjivača topline znatno ovise o geometriji ploča, pa sve do danas nije određena univerzalna korelacija koja bi sa zadovoljavajućom preciznošću obuhvatila sve vrste ploča.

Prvi PIT upotrijebljeni su 1923. godine u mljekarskoj industriji [48], a potom su se počeli rabiti u prehrambenoj i kemijskoj industriji, gdje su postavljeni strogi zahtjevi na higijenu procesa. Osnovno načelo rada te opis geometrije ploča dani su u većem broju radova ([49], [50], [51], [52]), pri čemu su istaknute osnovne prednosti tih izmjenjivača topline.

Velik broj autora izvodio je eksperimente i objavljivao rezultate mjerenja i izračunate koeficijente za određivanje koeficijenta prijelaza topline tih izmjenjivača. U radu [53] dan je usporedni prikaz rezultata postignutih mjerenjima na najčešće korištenim pločama do 1980. godine. Kako bi se izmjereni rezultati mogli koristiti pri projektiranju, prikazani su s pomoću modificiranoga Wilsonova postupka opisanog u [54].

McKillop i Dunkley su u svom radu [55] prikazali matematički model kojim su pokušali izračunati raspodjelu temperatura duž ploča. Rubni uvjeti simulacija određeni su na temelju eksperimentalnih podataka mjerenjem temperatura na ulazu i izlazu izmjenjivača topline za tri različite vrste ploča.

Razvijene su i metode za ispitivanje strujanja između ploča izmjenjivača topline pa su u radu [56] prikazane dvije metode za praćenje brzine čestica. Uz pomoć izmjenjivača topline sa stijenkom od pleksiglasa snimljeno je strujanje posebne otopine fluida kamerom koja je izvodila 16 snimaka u sekundi. Osim snimanja, testirano je i provođenje električne struje, čime su detektirani položaji najbržih i najsporijih čestica između kanala. Time je omogućeno dobivanje polja brzina između ploča te vizualizacija mjehurića u struji fluida. Ispitivanja su provedena za tri različita tipa ploča.

Uočeno je da se kombinacijom ploča čiji su kanali smješteni pod različitim kutevima u odnosu prema smjeru strujanja fluida mogu ostvariti značajke koje objedinjavaju dobre osobine različitih vrsta ploča, što je Mariott potvrdio u svom radu [57]. Nešto kasnije, J. R. Lines u svom je radu [58] opisao mogućnosti postizanja različitih značajki pločastih izmjenjivača topline uporabom asimetričnih ploča. Kombinacijom dviju vrsta asimetričnih ploča može se dobiti šest kombinacija rotiranjem ploča oko bilo koje osi, pa tako prilagoditi izmjenjivač topline određenim zahtjevima.

Budući da su pločasti izmjenjivači topline vrlo fleksibilni glede uklapanja u različite procese u kojima se izmjenjuje toplina, mogu se kombinirati na različite načine. Strelow [59] je predložio metodu za proračun pločastih i spiralnih izmjenjivača topline koja omogućuje dimenzioniranje i proračun sustava izmjenjivača topline u proizvoljnom aranžmanu. Metoda ne zahtijeva iteracije, pa se odlikuje iznimnom numeričkom stabilnošću.

U radu [60] prikazan je algoritam za simulaciju stacionarnog rada pločastog izmjenjivača topline koji može biti istosmjernan, protusmjernan ili višeprolazan. Temperaturno polje izračunava se numeričkim postupkom koji rezultate simulacije aproksimira linearnom kombinacijom eksponencijalnih funkcija. Prikazani algoritam potvrđen je na poznatim rezultatima mjerenja i kasnije je uspješno primijenjen za simulaciju stacionarnog rada pločastog izmjenjivača topline za pasterizaciju mlijeka.

Potaknuti specifičnom geometrijom ploča i oblicima poprečnih presjeka kanala u pločama, niz je autora analitički ili numerički proučavao značajke strujanja, faktore trenja, faktore prijelaza topline i ostale osobine protjecanja između orebrenih ili valovitih ploča.

Fischer i Martin u svom su radu [61] dali analitičke izraze za proračun faktora trenja pri protjecanju kroz pravocrtne kanale sinusoidalnoga poprečnog presjeka, pri čemu je variran omjer visine i širine kanala. U radu [62] uspoređeni su rezultati dobiveni korištenjem triju različitih numeričkih postupaka, pa je pokazano da koeficijent prijelaza topline raste s povećanjem Reynoldsova broja i visine valova na pločama. Sličan zaključak donesen je i u radu [63] tako da su istražena mjesta najvećeg i najmanjeg intenziteta prijelaza topline po presjeku valovite površine ploče.

Martin je u [64] prikazao analitički pristup prognozi značajki pločastog izmjenjivača topline. Uz osnovnu pretpostavku da je kut nagiba kanala najutjecajniji na koeficijent prijelaza topline, on utječe i na oblik strujanja između dviju ploča. Faktor trenja izveden je kao funkcija kuta nagiba ploča i Reynoldsova broja. Koeficijenti prijelaza topline izvode se iz relacija za laminarno ili turbulentno strujanje u kanalu s pretpostavkom da su proporcionalni umnošku faktora trenja i Reynoldsova broja. Pokazano je, također, da su ove pretpostavke i dobiveni rezultati u skladu s eksperimentalnim mjerenjima navedenima u literaturi.

U radu [65] analiziran je također utjecaj nagiba kanala na značajke pločastog izmjenjivača topline. Proučen je utjecaj različitih geometrijskih parametara valovitih stijenki na lokalni i globalni transport mase i energije unutar izmjenjivača topline. Identificirana su tri osnovna oblika strujanja između ploča koji ovise o geometriji kanala, pa je moguća izravna i precizna usporedba različitih geometrija.

Primjenom usavršene metode vizualizacije strujanja između ploča [66], ustanovljeno je da pri kutevima nagiba kanala u ploči do 80° , fluid najvećim dijelom struji duž kanala. Pritom je uočeno sekundarno vrtložno strujanje, koje se pojavljuje pri mimoilaženju s drugom strujom fluida koja struji duž kanala na suprotnoj ploči. Primjenom elektrokemijske analogije prijenosa mase, dokazano je da upravo to sekundarno strujanje određuje prijelaz topline, pa je zbog toga relativno jednoliko raspodijeljen po širini ploče. Uočeni maksimum prijelaza topline pri nagibu od oko 80° objašnjava se uočenim vrtložima, dok pri većim kutevima nagiba prijelaz topline postaje manje intenzivan.

Umjesto primjene empirijskih korelacija za prijelaz topline i pad tlaka, koje se odnose na cijeli kanal između ploča, numeričko modeliranje može se koristiti na razini malog segmenta kanala uzimajući pritom u obzir lokalne varijacije protoka i promjene fizikalnih svojstava. U radu [67] korišten je periodički rubni uvjet radi pojednostavljenja geometrije i omogućivanja istraživanja što manjeg djelića kanala. U radu su istražene hidrodinamičke i toplinske značajke strujanja između dviju identičnih ploča te utjecaj kuta nagiba kanala na značajke izmjenjivača topline.

U radu [68] je opisana numerička simulacija strujanja između dviju ploča izmjenjivača topline, koja je provedena s ciljem optimizacije geometrije i značajki ploča. Radi pojednostavljenja, prolaz između ploča prikazan je samo jednom naboranom pločom s dvanaest jednako raspoređenih kanala jednake veličine, dok je druga ploča glatka. Pri simulacijama primijenjen je standardni $k-\varepsilon$ model, a rezultati su prikazani u obliku polja brzina, polja temperatura, intenziteta protoka topline i lokalnih Nusseltovih značajki.

U radu [69], Fabbri je prikazao analizu prijelaza topline u glatkom kanalu valovita oblika u uvjetima laminarnog strujanja. Polja brzina i temperatura određena su metodom konačnih elemenata, pa su rezultati dobiveni za valovitu stijenu uspoređeni s rezultatima za glatki kanal. Numerički model spregnut je s genetskim algoritmom kako bi se optimizacijom valovitog profila ploče postigao maksimalni prijelaz topline uz zadani volumen valovitog uzorka i zadani pad tlaka u kanalu.

Zaprljanje ploča i stvaranje naslaga jedan je od problema koji smanjuju koeficijent prijelaza topline pločastih izmjenjivača topline. Stvaranje naslaga na pločama izmjenjivača posebno je izraženo tijekom toplinskog tretiranja mlijeka u mljekarskoj industriji. U radovima [70] i [71] prikazan je detaljni dinamički model pločastog izmjenjivača topline. Model zaprljanja ploča integriran je s općim toplinskim modelom pločastog izmjenjivača. Obradene su tri različite konfiguracije izmjenjivača topline sa složenim aranžmanom struja fluida koje izmjenjuju toplinu, a radi ilustracije utjecaja zaprljanja ploča na rad izmjenjivača topline. U radu [72] prikazana je detaljna analiza strujanja mlijeka između dviju ploča izmjenjivača topline korištenjem 2D i 3D metoda računarske dinamike fluida. 2D model korišten je za određivanje utjecaja oblika nabora, a 3D model ukazao je na značaj orijentacije nabora na pločama. Analizom je ustanovljena i zona utjecaja ulazne struje u prostor između ploča. Ti proračuni omogućuju identifikaciju područja više temperature koja su najosjetljivija na stvaranje naslaga, što bi se svakako trebalo izbjeći još u fazi projektiranja ploča.

U vezi s problematikom zaprljanja ploča, u radu [73] prikazana je metoda čišćenja ploča hladnjaka bez "otvaranja" konstrukcije hladnjaka i razdvajanja ploča. Kao sredstvo za čišćenje rabljena je smjesa leda razmravljenog u vodi uz dodatak sredstva za sniženje temperature smrzavanja vode. Ta se smjesa provodi kroz kanale pločastog izmjenjivača topline pa se ponaša kao kruti potiskivač i uspješno odstranjuje mekše naslage. Pri prolazu kroz suženja, koljena, prigušnice ili račvanja, smjesa se ponaša kao fluid. Udio je leda u vodi oko 10%, a to je načelo testirano na naslagama nastalim od masnoća (prehrambena industrija), zubne paste (proizvodi za osobnu higijenu) i mulja (hladnjaci hladeni riječnom vodom).

U nastavku je spomenuto nekoliko radova u kojima je opisana uporaba pločastih izmjenjivača i analiza konkretnih situacija. Simulacija ponašanja pločastih izmjenjivača topline pri pasterezaciji soka od naranče predstavljena je u radu [74]. Provedena je analiza proizvodnog procesa te su na temelju izvršenih mjerenja izvedene korelacije za prijelaz topline pri strujanju soka od naranče u ovisnosti o viskoznosti i brzini strujanja.

U radu [75], usporedno su analizirane značajke pločastih i cijevnih izmjenjivača topline pri desalinizaciji morske vode. Analiza se odnosi na usporedbu potrebne površine izmjenjivača topline, pad tlaka, oblik strujanja i koeficijent prijelaza topline. U radovima [76] i [77] prikazuje se dosadašnja tehnologija proizvodnje soli iz morske vode te novi trendovi s naglaskom na izmjenjivače topline. Naglašen je nedostatak smanjenja djelotvornosti procesa pri desalinizaciji voda koje sadrže veće udjele kalcijeva sulfata. Premda su i cijevni i pločasti izmjenjivači jednako podložni taloženju sulfata, prednost je dana pločastim izmjenjivačima zbog mogućnosti boljeg čišćenja.

2.2.3 Modeli rashladnih sistema

Modeli rashladnih sistema objavljeni u literaturi najčešće se odnose na rashladu motora s unutarnjim izgaranjem i obično su usmjereni prema pojedinom segmentu unutar rashladnog sistema ili procesa izmjene topline. Osim glavnoga pogonskog motora, brodski rashladni sistem omogućuje hlađenje cijelog niza drugih uređaja te je potrebno integrirati više modela kako bi se dobio simultani uvid u ponašanje svih dijelova tako velikog sistema.

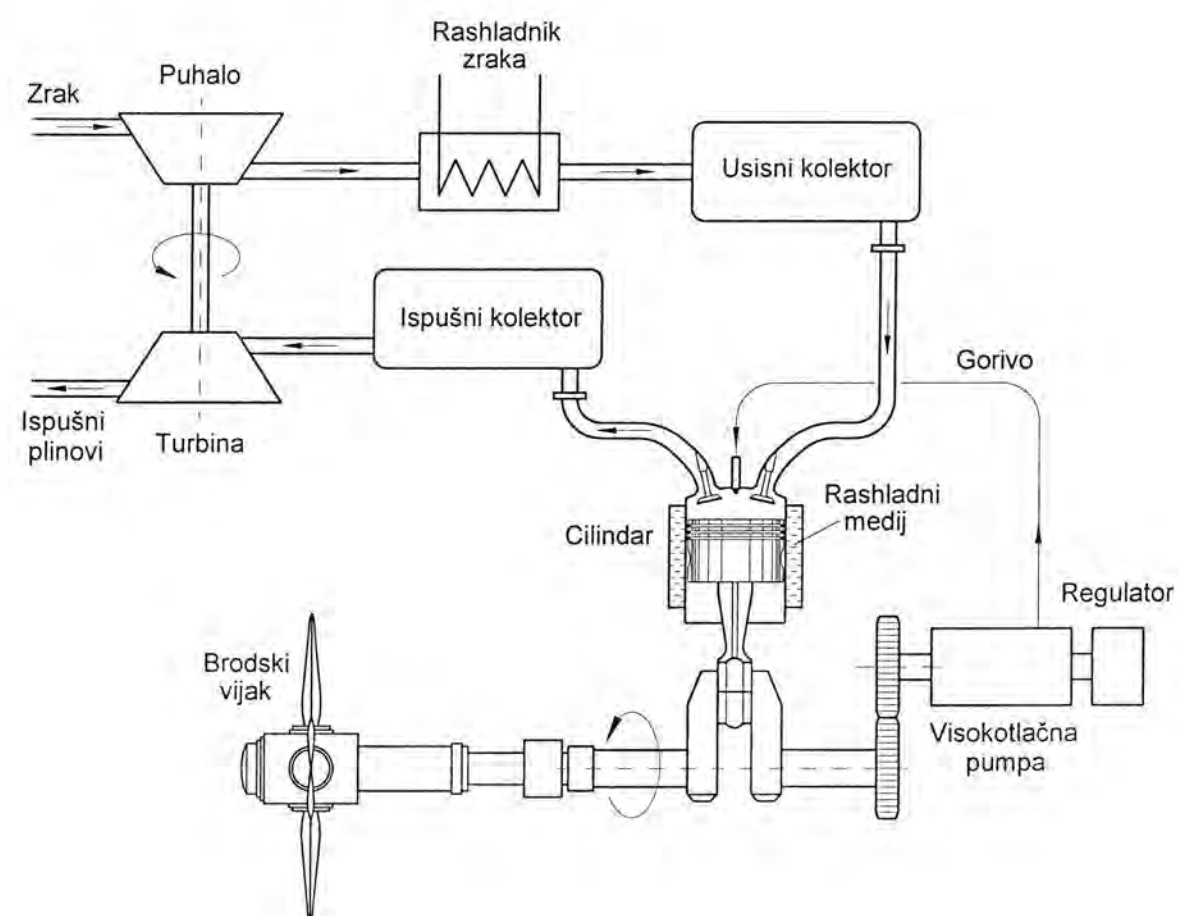
U radu [78] prikazan je simulacijski model koji može prognozirati stacionarne značajke dvotaktnih i četverotaktnih motora. Model može dati dijagrame tlakova u cilindru u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila te dijagrame disipirane topline. Na temelju tih podataka mogu se odabrati i dimenzionirati pumpe i izmjenjivači topline.

Won i Park u svojem su radu [79] opisali model razvijen za simulaciju automobilske rashladnog sistema. Model ima modularnu strukturu te je omogućeno povezivanje različitih podmodela rashladnog sistema. Prijelaz topline od plinova izgaranja na rashladni medij, izračunat je simulacijom procesa motora. Praćen je prijenos topline s rashladnog medija u hladnjaku i ponašanje termoregulacijskog elementa. Model hladnjaka temelji se na empirijskim izrazima za prijelaz topline na strani zraka i vode. Autori predviđaju upotrebu modela za simulaciju strujanja rashladnog medija kroz sistem, čime bi povećali neovisnost o eksperimentalnim mjerenjima.

U radu [80] prikazan je pokušaj povezivanja aplikacije za simulaciju rashladnog sistema, aplikacije za simulaciju strujanja zraka i aplikacije za proračun klima uređaja u jedan jedinstveni simulacijski model. Prvu fazu u tom radu predstavlja prosljeđivanje rezultata jednog modela u obliku početnih uvjeta za proračun u sljedećem modelu. U drugoj fazi izrađen je protokol za razmjenu podataka u oba smjera između aplikacija. U radu su prikazani primjeri združenog modela i analize dobivenih rezultata.

3. MATEMATIČKI MODEL DIZELSKOG MOTORA

Sistem dizelskog motora s prednabijanjem sastoji se od više komponenti koje se mogu promatrati zasebno ili u međusobnoj ovisnosti. Osnovne komponente dizelskog motora s prednabijanjem i njihove veze prikazane su na Sl. 3.1. Pri radu motora, regulator uspoređuje odstupanje brzine vrtnje u odnosu prema postavljenoj vrijednosti i regulira količinu ubrizganoga goriva u cilindar motora. Izgaranjem goriva u cilindru motora razvija se zakretni moment koji, ovisno o trenutnom momentu potrebnome za pogon potrošača, gubicima trenja u motoru i momentu tromosti rotirajućih masa, dovodi do promjene brzine vrtnje. Ispušni se plinovi nastali izgaranjem u cilindru motora sakupljaju u ispušnom kolektoru, odakle se vode do turbine na ispušne plinove. Puhalo pogonjeno turbinom na ispušne plinove komprimira zrak koji struji kroz hladnjak pa ulazi u usisni kolektor i cilindar motora. Koljenasto vratilo pogoni radni stroj (potrošač) koji može biti brodski vijak, generator ili njihova kombinacija. Matematički model sistema dizelskog motora s prednabijanjem sastavljen je od zasebnih modela komponenata motora koji su međusobno povezani vezama za prijenos mase i energije. Svaki model, odnosno komponenta, detaljnije su opisani u daljnjem tekstu.



Sl. 3.1 Shema dizelskog motora s prednabijanjem

3.1 JEDNADŽBE OČUVANJA MASE I ENERGIJE

U ovom radu dinamički rad dizelskog motora simuliran je primjenom kvazistacionarnog modela procesa. Komponente dizelskog motora kao što su usisni i ispušni kolektori te cilindri motora predstavljaju kontrolne volumene unutar kojih je pretpostavljeno homogeno stanje u promatranom trenutku. Tlak, temperatura i pretičak zraka jesu funkcije vremena, a ne razmatraju se polje brzina i temperatura. Medij koji ulazi u kontrolni volumen miješa se trenutno s medijem u tom volumenu u homogenu smjesu. Promjene stanja u pojedinim kontrolnim volumenima opisane su diferencijalnim jednadžbama prvog reda za očuvanje mase i energije. Za praćenje dinamičkih uvjeta rada motora spomenute jednadžbe potrebno je dopuniti jednadžbama koje definiraju kinematiku i dinamiku komponenti sistema.

Promjena mase dm po kutu zakreta koljenastog vratila $d\varphi$ u kontrolnom volumenu, određena je masom medija koja ulazi dm_u i izlazi dm_i iz kontrolnog volumena, masom dovedenoga goriva dm_g , dodatnog zraka dm_{dz} i masom medija koja zbog propuštanja izlazi izvan granica kontrolnog volumena dm_{pr} :

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_u}{d\varphi} + \frac{dm_i}{d\varphi} + \frac{dm_g}{d\varphi} + \frac{dm_{dz}}{d\varphi} + \frac{dm_{pr}}{d\varphi}. \quad (3.1)$$

Jednadžba očuvanja energije temelji se na prvome glavnom stavku termodinamike, koji u diferencijalnom obliku glasi:

$$dQ = dU + p dV, \quad (3.2)$$

$$dU = d(mu) = u dm + m du. \quad (3.3)$$

Uvrštavanjem (3.3) u (3.2) slijedi:

$$dQ = u dm + m du + p dV. \quad (3.4)$$

Za medij u kontrolnom volumenu može se postaviti sljedeća bilanca energije:

$$dQ = \sum_i dQ_i + \sum_j h_j dm_j. \quad (3.5)$$

U gornjem je izrazu član $\sum_j h_j \cdot dm_j$ osjetna toplina medija koji prestrujava, dok je član $\sum_i dQ_i$

toplina koja se izmjenjuje između radnog medija i granica kontrolnog volumena, a sastoji se od topline izgaranja goriva Q_g i topline koja se predaje stijenkama Q_{st} .

$$\sum_i dQ_i = dQ_g + dQ_{st} \quad (3.6)$$

Iz izraza (3.4) i bilance energije (3.5) slijedi:

$$m \cdot du + u \cdot dm = \sum_i dQ_i + \sum_j h_j dm_j - p dV. \quad (3.7)$$

Jednadžba stanja plina može se prikazati u obliku:

$$pV = mRT. \quad (3.8)$$

Specifična unutrašnja energija i plinska konstanta smjese zraka i produkata izgaranja funkcije su temperature, tlaka i pretička zraka:

$$u = f(T, p, \lambda), \quad (3.9)$$

$$R = f(T, p, \lambda). \quad (3.10)$$

Diferenciranjem jednadžbi (3.9) i (3.10) dobiva se:

$$du = \frac{\partial u}{\partial T} dT + \frac{\partial u}{\partial p} dp + \frac{\partial u}{\partial \lambda} d\lambda, \quad (3.11)$$

$$dR = \frac{\partial R}{\partial T} dT + \frac{\partial R}{\partial p} dp + \frac{\partial R}{\partial \lambda} d\lambda. \quad (3.12)$$

Uvrštavanjem (3.8), (3.11) i (3.12) u jednadžbu (3.7) za radni medij, nakon sređivanja slijedi jednadžba za promjenu temperature medija u kontrolnom volumenu s obzirom na kut zakreta koljenastog vratila:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{m} \left[-\frac{p dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{Q_i}{d\varphi} + \sum_j h_j dm_j - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{du}{d\lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} - C \right]}{\frac{\partial u}{\partial T} + \frac{A}{B} \frac{\partial u}{\partial p}}, \quad (3.13)$$

gdje su:

$$A = 1 + \frac{T}{R} \frac{\partial R}{\partial T}, \quad B = 1 - \frac{p}{R} \frac{\partial R}{\partial p} \quad \text{i} \quad C = \frac{p}{B} \frac{\partial u}{\partial p} \left[\frac{1}{m} \frac{dm}{d\varphi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{R} \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right]. \quad (3.14)$$

Članovi A , B i C u izrazu (3.14) sadrže utjecaj kompresibilnosti i disocijacije plinova izgaranja. Budući da kod dizelskih motora disocijacija rijetko nastupa zbog maksimalnih temperatura procesa nižih od 2000 K, a kompresibilnost plina je slabo izražena, može se svojstva realnog plina aproksimirati svojstvima idealnog plina. U tom bi slučaju vrijedilo $u = u(T)$ i $\partial u / \partial p = 0$, zbog čega bi se članovi A , B i C mogli zanemariti te bi jednadžba za promjenu temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila glasila:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)} \left[-\frac{p dV}{d\varphi} + \sum_i \frac{Q_i}{d\varphi} + \sum_j h_j dm_j - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{du}{d\lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} \right]. \quad (3.15)$$

Karakteristične veličine smjese zraka i produkata izgaranja $\left(u, h, \kappa, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p} \right)$ mogu se dobiti s pomoću analitičkih izraza u funkciji temperature i pretička zraka ([81], [82]).

3.2 CILINDAR MOTORA

Kontrolni volumen cilindra dizelskog motora određen je stijenkama cilindra i površinom čela klipa koji se giba (Sl. 3.2). Na temelju prije izvedenih jednadžbi može se napisati diferencijalna jednadžba promjene temperature ovisno o kutu zakreta koljenastog vratila:

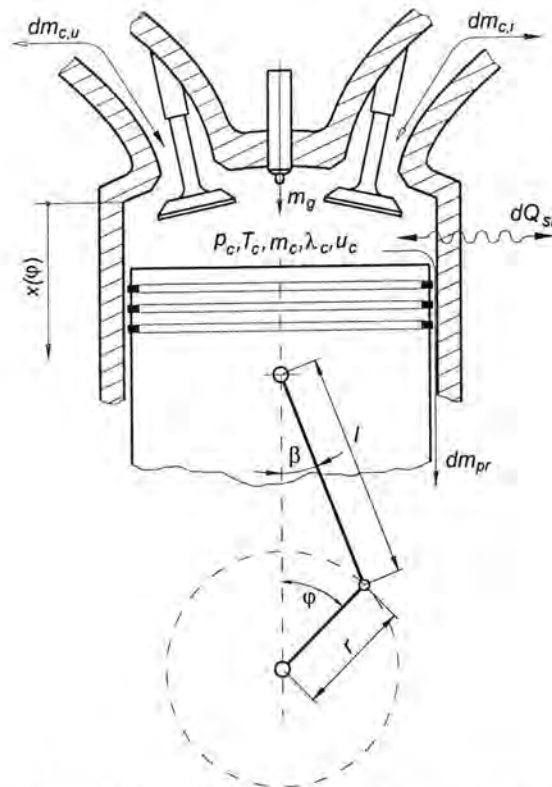
$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c}{d\varphi} \frac{dV_c}{d\varphi} + \sum_i \frac{Q_{c,i}}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm_{c,j}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (3.16)$$

Djelovanjem tlaka u cilindru ostvaren je rad:

$$\frac{dW_c}{d\varphi} = p_c \frac{dV_c}{d\varphi} \quad (3.17)$$

Tlak u cilindru određuje se iz jednadžbe stanja plina:

$$p_c = \frac{m_c T_c R_c}{V_c} \quad (3.18)$$



Sl. 3.2 Kontrolni volumen cilindra motora

Trenutni volumen cilindra izračunava se iz kinematike koljenastog mehanizma. Ovisnost položaja klipa o kutu zakreta koljenastog vratila φ dana je izrazom:

$$x = r + l - r \cos \varphi - l \cos \beta = r(1 - \cos \varphi) + l \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi} \right), \quad (3.19)$$

gdje je r polumjer koljenastog vratila, l duljina ojnice, a $\lambda_m = r/l$ omjer poluzja koljenastog mehanizma. Volumen cilindra ispunjen radnim medijem za neki položaj klipa x jest:

$$V_c = \frac{d_c^2 \pi}{4} x + V_0, \quad (3.20)$$

gdje je V_0 kompresijski prostor. Ako je $V_s = \frac{d_c^2 \pi}{2} r$ stapajni volumen, a $\varepsilon = \frac{V_s + V_0}{V_0}$ omjer kompresije,

volumen cilindra ispunjen radnim medijem jest $V_c = \frac{V_s}{2r} x + \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{V_s}{2} \left(\frac{x}{r} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right)$, što zajedno s jednadžbom (3.19) daje izraz:

$$V_c = \frac{V_s}{2} \left[\frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_m} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi} \right) \right]. \quad (3.21)$$

Brzina promjene volumena cilindra dobiva se diferenciranjem gornjeg izraza po kutu zakreta koljenastog vratila φ :

$$\frac{dV_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[\sin \varphi + \lambda_m \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{1 - \sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi}} \right], \quad (3.22)$$

3.2.1 Prijelaz topline u cilindru

Površine preko kojih se odvija prijelaz topline u cilindru jesu površina klipa, glave cilindra i košuljice cilindra. Temperaturno je polje nestacionarno i nehomogeno tako da i koeficijenti prijelaza topline poprimaju različite vrijednosti unutar cilindra. Da bi se odredila ukupna toplina oduzeta ili predana radnom mediju, primjenjuju se srednji koeficijenti prijelaza topline. Veći broj znanstvenih radova posvećen je problemu određivanja koeficijenta prijelaza topline pa su tako u [83] prikazane eksperimentalno određene empirijske jednadžbe za koeficijent konvektivnog prijelaza topline na površinama cilindra motora, usisnim i ispušnim kolektorima te kanalima u glavi motora. Jednu od jednadžbi koje se češće primjenjuju dao je Woschni [81], a ona glasi:

$$\alpha_c = 130,5 d_c^{-0,2} p_c^{0,8} T_c^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_s T_{c,UZ}}{p_{c,UZ} V_{c,UZ}} (p_c - p_{ck}) \right], \quad (3.23)$$

gdje je:

p	- tlak izražen u bar,
$C_1 = 6,18 + 0,417 c_{vr} / c_m$	- tijekom izmjene radnog medija,
$C_1 = 2,28 + 0,308 c_{vr} / c_m$	- tijekom kompresije ili ekspanzije,
$C_2 = 0,00324 \text{ m s}^{-1} \text{ K}^{-1}$	- za dizelske motore s izravnim ubrizgavanjem,
$C_2 = 0,00622 \text{ m s}^{-1} \text{ K}^{-1}$	- za dizelske motore s pretkomorom.

Jednostavniju jednadžbu za određivanje koeficijenta prijelaza topline na strani plinova u cilindru motora dao je Hohenberg [84]:

$$\alpha_c = C_1 V_c^{-0,06} p_c^{0,8} T_c^{-0,4} (c_m + C_2)^{0,8}, \quad (3.24)$$

gdje je:

p_c	- tlak izražen u bar,
$C_1 = 130,$	
$C_2 = 1,4.$	

Pri korištenju gore navedene jednadžbe, uzima se da je površina za prijelaz topline jednaka izloženoj površini stijenke cilindra uvećana za dio površine boka klipa do prvoga klipnog prstena:

$$A_c = A_{c,i} + 2 d_c \pi h_k / 3, \quad (3.25)$$

gdje je h_k visina boka klipa od čela do prvoga klipnog prstena.

3.2.2 Propuštanje radnog medija kroz slabo zabrtvljena mjesta

Ako su klipni prstenovi ispravni i brtvljenje ventila na sjedištima zadovoljavajuće, propuštanje je radnog medija iz cilindra (dm_{pr}) tijekom rada motora zanemarivo. Kod starta hladnog motora, kada je brzina vrtnje mala i zazori relativno veliki, može nastati određeno propuštanje radnog medija. Kod sporokretnih dizelskih motora primjenjuje se posebno ulje za podmazivanje cilindara, koje se tijekom rada motora ubrizgava na stijenke cilindara. To ulje smanjuje trenje klipnih prstenova o stijenke cilindara motora i time ujedno poboljšava nepropusnost, odnosno smanjuje eventualno propuštanje radnog medija iz cilindra. Prilikom modeliranja procesa u prostoru izgaranja smije se zanemariti masa ubrizganoga cilindarskog ulja koja sudjeluje u procesu izgaranja jer se radi o vrlo malim količinama koje bitno ne utječu na bilancu energije.

3.2.3 Kompresija i ekspanzija

Tijekom kompresije i ekspanzije radnog medija pretpostavlja se da je masa u cilindru konstantna. To znači da tijekom tih faza nema izmjene radnog medija niti se u cilindar dovodi gorivo pa slijedi:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = 0, \quad \frac{d\lambda_c}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dQ_g}{d\varphi} = 0. \quad (3.26)$$

Sada jednačba (3.16) poprima oblik:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c}{d\varphi} dV_c + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} \right]. \quad (3.27)$$

Ako se tijekom ekspanzije u cilindar dovodi dodatni zrak, odnosno zrak za upućivanje, tada je:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{dz}}{d\varphi}, \quad (3.28)$$

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c}{d\varphi} dV_c + \sum_i \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} + h_{dz} \frac{dm_{dz}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_{dz}}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right]. \quad (3.29)$$

3.2.4 Izgaranje

U cilindru dizelskog motora nastoje se stvoriti pogodni uvjeti za samozapaljenje smjese para goriva. To se postiže odgovarajuće visokom kompresijom zraka, stvaranjem vrtloga pri punjenju cilindra i visokim tlakom ubrizgavanja goriva radi ostvarivanja što bržeg i boljeg miješanja u homogenu i zapaljivu smjesu.

Od početka ubrizgavanja goriva do trenutka upalijavanja protekne određeno vrijeme, koje se naziva zakašnjenje paljenja. Nakon prodora mlaza goriva u prostor cilindra započinje isparavanje kapljica goriva. Izgaranje nastalih para goriva odvija se vrlo brzo zbog čega nastaje intenzivno oslobađanje topline. Oslobođena se toplina dijelom koristi za isparavanje preostalih kapljica goriva tako da se brzina i intenzitet izgaranja smanjuju.

Za opisivanje procesa izgaranja u cilindru motora razvijeni su razni modeli, koji su prema [85] i [86] podijeljeni na:

- nultodimenzionalne modele,
- kvazidimenzionalne modele,
- multidimenzionalne modele.

U ovom radu korišten je nultodimenzionalni model opisa izgaranja u cilindru motora. Taj model koristi opis izgaranja po Vibeu, koji je proizašao analiziranjem izgaranja u benzinskom motoru. Intenzitet oslobađanja topline i brzina izgaranja prikazuju se ovim izrazima:

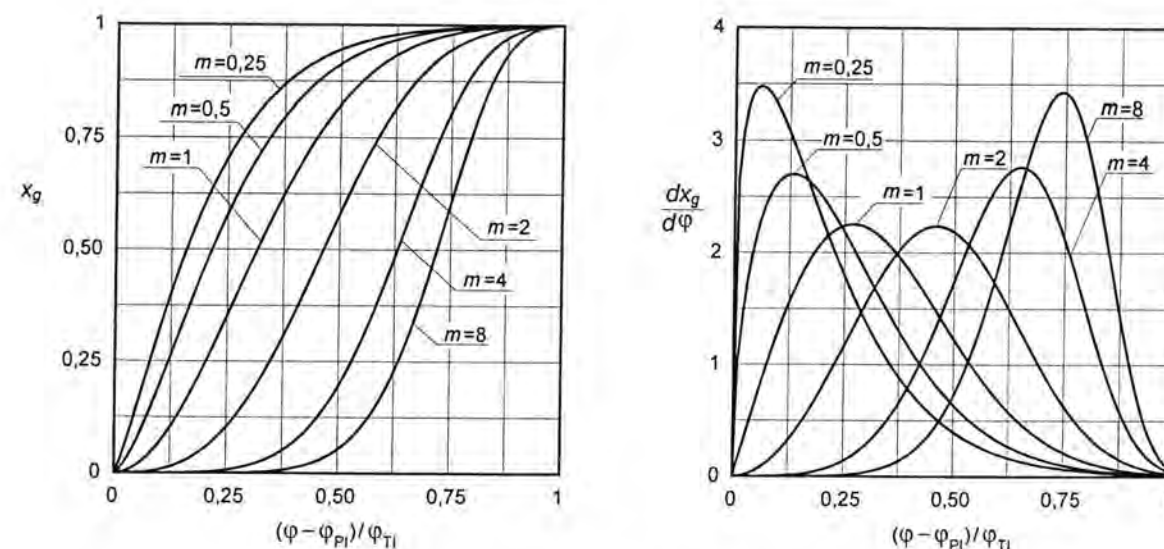
$$Q_g = f(\varphi) = x_g m_g H_d \eta_{izg}, \quad (3.30)$$

$$x_g = \frac{Q_g}{m_g H_d \eta_{izg}} = 1 - \exp \left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1} \right), \quad (3.31)$$

$$\frac{dx_g}{d\varphi} = C(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^m \exp \left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1} \right), \quad (3.32)$$

gdje je konstanta $C = 6,901$.

Iz jednačbe (3.31) može se zaključiti da se oslobađanje topline odvija prema eksponencijalnoj funkciji, pri čemu Vibeov eksponent m određuje mjesto najvećeg intenziteta oslobađanja topline (Sl. 3.3). Stupnjem djelovanja η_{izg} uzeti su u obzir gubici zbog disocijacije i nepotpunog izgaranja goriva.



Sl. 3.3 Udio izgorenoga goriva i brzina izgaranja prema Vibeu

3.2.5 Zakašnjenje paljenja

Od početka dobave visokotlačne pumpe goriva do početka izgaranja odvija se nekoliko procesa koji imaju za posljedicu zakašnjenje paljenja gorive smjese u cilindru motora. Naime, s početkom dobave goriva raste tlak u cjevovodu između visokotlačne pumpe goriva i rasprskaača. Nakon što tlak na rasprskaaču prijede određenu vrijednost, započinje ubrizgavanje goriva u cilindar motora. Mlaz goriva miješa se sa zrakom zagrijanim tijekom kompresije, pri čemu dolazi do isparivanja goriva iz rubnih područja mlaza. Ako su zadovoljeni uvjeti, stvorena će se smjesa isparenog goriva i zraka upaliti sama od sebe. Na temelju opisanih procesa može se reći da trenutak početka izgaranja ovisi o početku

dobave visokotlačne pumpe goriva φ_{PD} , vremenu širenja tlačnog vala do početka ubrizgavanja $\Delta\varphi_{PU}$ i o zakašnjenju paljenja $\Delta\varphi_{ZP}$.

$$\varphi_{Pi} = \varphi_{PD} + \Delta\varphi_{PU} + \Delta\varphi_{ZP} \quad (3.33)$$

Zakašnjenje ubrizgavanja $\Delta\varphi_{PU}$ jest vrijeme između početka dobave visokotlačne pumpe goriva i početka ubrizgavanja goriva u cilindar motora, a određeno je vremenom potrebnim za širenje tlačnog vala duž visokotlačnog cjevovoda goriva duljine $L_{c,jg}$.

$$\Delta\varphi_{PU} = \frac{360 n_M L_{c,jg}}{a_g} \quad (3.34)$$

gdje je a_g brzina zvuka za gorivo u visokotlačnom cjevovodu.

Budući da su veličine $L_{c,jg}$ i a_g konstantne, promjena zakašnjenja ubrizgavanja goriva može se izraziti u funkciji brzine vrtnje motora:

$$\Delta\varphi_{PU} = \Delta\varphi_{PU,0} \frac{n_M}{n_{M,0}} \quad (3.35)$$

Za zakašnjenje paljenja $\Delta\varphi_{ZP}$ primjenjuje se jednadžba koju je dao Sitkei [87]:

$$\tau_{ZP} = 0,5 + \exp\left(\frac{3,92782}{T_{c,ZP}}\right) \left(0,1332 p_{c,ZP}^{-0,7} + 4,637 p_{c,ZP}^{-1,8}\right) 10^{-3} \text{ s} \quad (3.36)$$

Jednadžba vrijedi za dizelsko gorivo s cetanskim brojem 52, dok je za dizelsko gorivo s drugim vrijednostima cetanskih brojeva potrebna ekstrapolacija gore navedene jednadžbe.

3.2.6 Potpunost izgaranja

Pri naglom porastu momenta tereta, regulator motora detektira smanjenje brzine vrtnje i, ovisno o veličini promjene brzine, određuje potrebnu količinu goriva za ubrizgavanje u cilindar. U tim prijelaznim razdobljima pretičak zraka u cilindru može biti i manji od 1, što dovodi do nepotpuna izgaranja, odnosno do pojave čađe, što sve umanjuje snagu motora [86]. Čađenje je pojava koja ovisi o mnogim čimbenicima od kojih su najznačajniji pretičak zraka i temperatura. S druge strane, ne postoji oštra granica kod koje započinje čađenje tako da se pri određivanju neke zakonitosti moraju usvojiti grube aproksimacije.

Pri modeliranju izgaranja u cilindru dizelskog motora potrebno je definirati oslobođenu toplinsku energiju izgaranjem u ovisnosti o pretičku zraka. Svojevrsna veličina za opis potpunosti oslobođene raspoložive energije goriva jest stupanj djelovanja izgaranja koji je definiran kao:

$$\eta_{izg} = \frac{Q_{g,pr}}{m_{g,pr} H_d} \quad (3.37)$$

Teoretski stupanj djelovanja izgaranja jest:

$$\eta_{izg} \approx \lambda \quad \text{za } \lambda \leq 1, \quad (3.38)$$

$$\eta_{izg} = 1 \quad \text{za } \lambda > 1. \quad (3.39)$$

Teoretski stupanj djelovanja izgaranja odgovara uvjetima kada za miješanje goriva i zraka na raspolaganju stoji dovoljno vremena, no kod dizelskih je motora vrijeme za pripremu smjese i izgaranje ograničeno. Nakon provedenih ispitivanja na manjim motorima [88], utvrđene su sljedeće granične vrijednosti pretička zraka za pojavu čađe:

$$\begin{aligned} \lambda_{RB} &= 2,05 && \text{- za motor s mirnom komorom izgaranja,} \\ \lambda_{RB} &= 1,25 && \text{- za motor s visokim vrtloženjem zraka,} \\ \lambda_{RB} &= 1,18 && \text{- za motor s pretkomorom.} \end{aligned}$$

Iz istraživanja je proizišla empirijska jednadžba za određivanje stupnja djelovanja izgaranja pri poznatom graničnom pretičku zraka λ_{RB} za pojavu čađe:

$$\begin{aligned} \eta_{izg} &= 1 && \text{- za } \lambda \geq \lambda_{RB} \\ \eta_{izg} &= a \lambda \exp(c \lambda) - b && \text{- za } \lambda_{RB} > \lambda > 1 \\ \eta_{izg} &= 0,95 \lambda + d && \text{- za } \lambda \leq 1 \end{aligned}$$

$$c = -\frac{1}{\lambda_{RB}} \quad d = -0,0375 - \frac{\lambda_{RB} - 1,17}{15}$$

$$a = \frac{0,05 - d}{\lambda_{RB} \exp(c \lambda_{RB}) - \exp(c)} \quad b = a \exp(c) - 0,95 - d$$

3.2.7 Opis faze izgaranja u cilindru

U modelu koji je korišten brzina izgaranja goriva određuje se iz zakona o oslobađanju topline. Pretpostavljeno je trenutno izgaranje goriva u produkte izgaranja, koji se odmah miješaju sa smjesom plinova u cilindru čineći homogenu smjesu. Tijekom faze izgaranja nema izmjene radnog medija s okolinom pa slijedi:

$$\frac{dm_{c,u}}{d\varphi} = 0, \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} = 0. \quad (3.40)$$

Promjena temperature, pretička zraka i mase u kontrolnom volumenu cilindra opisani su sljedećim izrazima:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_c} \left[+ \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} - \frac{p_c dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda}\right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right], \quad (3.41)$$

$$\lambda_c = \frac{m_c - m_{g,c}}{L_{st} m_{g,c}}, \quad (3.42)$$

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = -\frac{\lambda_c}{m_{g,c}} \frac{dm_{g,c}}{d\varphi}, \quad (3.43)$$

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{g,pr} = \frac{1}{\eta_{izg} H_d} \frac{dQ_g}{d\varphi} \quad (3.44)$$

3.2.8 Izmjena radnog medija kod četverotaktnog motora

Tijekom izmjene radnog medija cilindar motora spojen je s usisnim ili ispušnim kolektorom, ovisno o tome koji je ventil otvoren. U razdoblju dok su istovremeno otvoreni i usisni i ispušni ventili, cilindar je u vezi s obama kolektorima. Za vrijeme izmjene radnog medija, u cilindru nema izgaranja pa je jednačba za promjenu temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila glasi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c}{d\varphi} \frac{dV_c}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + h_i \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (3.45)$$

Ukupna promjena mase jednaka je zbroju promjena masa koje ulaze ili izlaze iz cilindra:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \quad (3.46)$$

Prestrujavanje medija odvija se zbog razlike tlakova u pojedinim kontrolnim volumenima. Maseni protok preko usisnih, odnosno ispušnih ventila izračunava se s pomoću sljedećeg izraza:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \alpha_v A_{v,geom} \psi p_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1}} \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.47)$$

Za potkritični omjer tlakova $1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}}$ funkcija protjecanja ψ u izrazu (3.47) određena je ovim izrazom [89]:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \quad (3.48)$$

u kojemu se indeks 1 odnosi na stanje u volumenu ispred, a indeks 2 na stanje u volumenu iza mjesta prestrujavanja.

Za natkritični omjer tlakova $\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa+1}}$ funkcija protjecanja jest [89]:

$$\psi = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.49)$$

Umnožak koeficijenta protoka i geometrijske protočne površine predstavlja efektivnu protočnu površinu te se može pisati:

$$A_{v,ef} = \alpha_v A_{v,geom} \quad (3.50)$$

Koeficijent protoka jest funkcija podizaja ventila i ovisi o izvedbi usisnog/ispušnog kanala i smještaju ventila u njemu. Veličina efektivne protočne površine za motor analiziran u ovom radu određena je iz geometrija brijegova usisnog i ispušnog ventila te preporuka iz [90].

Osjetna toplina medija koji prestrujava pribraja se ili oduzima bilanci energija u skladu sa smjerom strujanja u odnosu prema promatranome kontrolnom volumenu. Pri istrujavanju medija iz kontrolnog

volumena, sastav plina, a time i pretičak zraka, ostaju nepromijenjeni. Promjena pretička zraka u kontrolnom volumenu zbiva se samo ako u njega ustrujavaju plinovi drugačijeg sastava iz nekog spremnika i , što se može prikazati sljedećim izrazom:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{m_c m_{g,c,i}}{m_{g,c} m_{c,i}} \right)}{L_{st} m_{g,c}} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \frac{\left(1 - \frac{\lambda_c L_{st} + 1}{\lambda_i L_{st} + 1} \right)}{L_{st} m_{g,c}} \quad \text{za} \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} > 0, \quad (3.51)$$

$$\frac{d\lambda_{c,i}}{d\varphi} = 0 \quad \text{za} \quad \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} < 0. \quad (3.52)$$

Promjena mase produkata izgaranja u promatranome kontrolnom volumenu zbog dotoka medija iz spremnika i u kojemu je pretičak zraka λ_i može se prikazati sljedećom jednačbom:

$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \frac{1}{\lambda_i L_{st} + 1} \quad (3.53)$$

3.2.9 Izmjena radnog medija kod dvotaktnog motora

Model izmjene radnog medija kod dvotaktnog motora razlikuje se od modela kod izmjene radnog medija kod četverotaktnog motora. U literaturi se najčešće navode četiri karakteristična parametra za opis procesa izmjene radnog medija kod dvotaktnog motora, a to su:

- stupanj dobave λ_A
- potpunost ispiranja η_S
- stupanj punjenja η_L i
- stupanj čistoće β .

Grohe [91] je stupanj dobave definirao kao omjer mase svježeg punjenja tijekom jednog procesa i mase svježeg punjenja koju je teoretski moguće smjestiti u radni prostor cilindra motora, što se može prikazati izrazom (3.54):

$$\lambda_A = \frac{m_{c,sp,pr}}{m_{c,sp,teo}} = \frac{\text{masa svježeg punjenja usisanog tijekom jednog procesa}}{\text{teoretska masa punjenja u cilindru motora}} \quad (3.54)$$

Potpunost ispiranja, prema Sheru [92], jest omjer svježeg punjenja i zaostalih plinova izgaranja, nakon završene faze izmjene radnog medija. Prema izrazu (3.55), potpunost ispiranja definirana je kao omjer mase svježeg punjenja i ukupne mase radnog medija u cilindru motora.

$$\eta_S = \frac{m_{c,sp}}{m_{c,uk}} = \frac{m_{c,sp}}{m_{c,zr} + m_{c,zpi}} = \frac{\text{trenutna masa svježeg punjenja u cilindru motora}}{\text{ukupna masa u cilindru motora}} \quad (3.55)$$

Prema Dangu i Wallaceu [93], stupanj punjenja povezuje trenutnu količinu svježeg punjenja i teoretski moguću količinu punjenja kojom bi se radni prostor cilindra mogao ispuniti te je definiran s (3.56):

$$\eta_L = \frac{m_{c,sp}}{m_{c,sp,teo}} = \frac{\text{trenutna masa svježeg punjenja u cilindru motora}}{\text{teoretska masa svježeg punjenja u ispunjenom cilindru motora}} \quad (3.56)$$

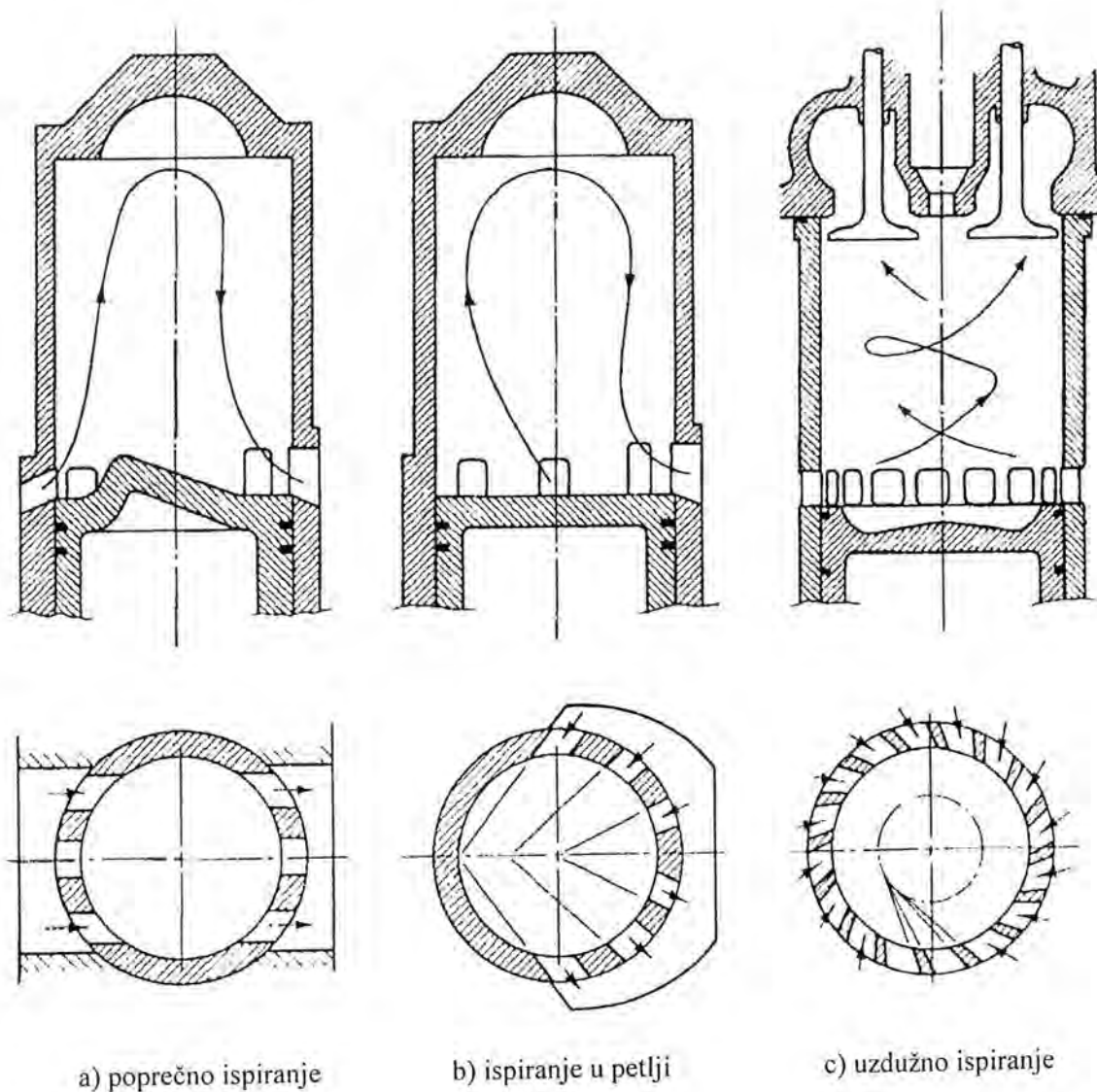
Da bi se moglo ocijeniti koliko se svježeg punjenja nalazi u cilindru motora ili koliko ga ima u ispušnom kolektoru, Blair [94] je uveo stupanj čistoće koji predstavlja omjer čistog punjenja i ukupne mase radnog medija u cilindru motora te usisnom ili ispušnom kolektoru (3.57).

$$\beta = \frac{m_{(c,UK,IK),sp}}{m_{(c,UK,IK),uk}} = \frac{\text{masa svježeg punjenja (u cil., usisnom kol., ispušnom kol.)}}{\text{ukupna masa (u cil., usisnom kol., ispušnom kol.)}} \quad (3.57)$$

3.2.9.1 Načini ispiranja cilindra dvotaktnog motora

Od pojave prvoga dvotaktnog motora, koji je predstavio Sir Dugald Clerk krajem 19. stoljeća, razvijeno je i primjenjivalo se više različitih načina ispiranja cilindra dvotaktnih motora. S vremenom, izdvojena su tri osnovna načina ispiranja:

- poprečno ispiranje,
- ispiranje u petlji i
- uzdužno ispiranje.



Sl. 3.4 Načini ispiranja cilindra dvotaktnog motora

Poprečno je ispiranje s izvedbenog i konstrukcijskog stajališta najjednostavnija metoda ispiranja, ali ima i najlošiji učinak. Kod manjih motora struja punjenja koja ispire cilindar prati izbočinu na klipu (Sl. 3.4 a), dok se kod većih motora koriste otvori koji usmjeravaju struju punjenja prema glavi motora, gdje se njen smjer mijenja prema ispušnim otvorima.

Tijekom ispiranja u petlji (Sl. 3.4 b) plinovi izgaranja jednim dijelom struje u suprotnim smjerovima. Sher [95], Blair [96] i Grohe [91] razlikuju dva osnovna tipa ispiranja u petlji i to ispiranje u petlji prema MAN-u i ispiranje u petlji prema Schnürleu.

Pri uzdužnom ispiranju (Sl. 3.4 c) svježe punjenje ulazi kroz usisne otvore i potiskuje plinove izgaranja prema ispušnom ventilu. Kako bi se ispiranje poboljšalo, usisni se otvori postavljaju u tangencijalnom smjeru. Takav položaj usisnih otvora omogućuje stabilno kružno strujanje smjese u cilindru, čime se poboljšava ispiranje zaostalih plinova izgaranja. Takvo strujanje, osim dobrog ispiranja cilindra, omogućuje i bolje miješanje goriva i svježeg usisanog punjenja. Općenito, dvotaktni dizelski motori s uzdužnim ispiranjem postižu najbolji stupanj ispiranja cilindra.

3.2.9.2 Modeli izmjene radnog medija

Detaljni pregled i opis različitih modela za izmjenu radnog medija dali su Gerstle i Merker u svom radu [97]. U tom je radu prikaz modela ograničen na sljedeće modele za numeričko modeliranje procesa izmjene radnog medija u cilindru:

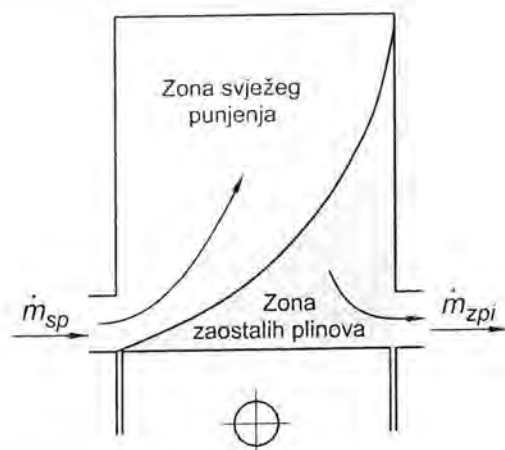
- potpuno potiskivanje
- potpuno miješanje
- kombinirano potiskivanje i miješanje

Model kombiniranog potiskivanja i miješanja jest kombinacija osnovnih modela potpunog potiskivanja i potpunog miješanja. Niti jedan model ne uzima u obzir kinetičku energiju čestica plina, što nije nužno jer se simulacijski modeli kružnog procesa temelje na nultodimenzionalnom modelu i metodi puni-prazni.

Metode potpunog potiskivanja i potpunog miješanja jesu najjednostavnije metode za opis procesa izmjene radnog medija. Te su metode razvijene u vrijeme kada nije bilo računala te se uz pomoć jednostavnoga matematičkoga aparata pokušalo ocijeniti uspješnost i kvalitetu izmjene radnog medija. Detaljno proučavanje ispiranja, izmjene radnog medija ili optimizacija unutar aparata za izmjenu radnog medija tim pristupom nisu izvedivi te se, u tom slučaju, mora primijeniti trodimenzionalni opis i analiza alatima računalne mehanike fluida.

3.2.9.3 Model potpunog potiskivanja

Model potpunog potiskivanja pretpostavlja da svježe punjenje pri ustrujavanju u cilindar idealno potiskuje zaostale plinove izgaranja prema ispušnom cjevovodu. Pritom se pretpostavlja da ne dolazi do miješanja svježeg punjenja sa zaostalim plinovima izgaranja u cilindru motora, već da se, tijekom ispiranja, cilindar ispunjava samo svježim punjenjem. Takav pristup predviđa znatno bolje ispiranje cilindra, nego što je ono u stvarnosti. Na temelju saznanja o izmjeni radnog medija, model idealnog potiskivanja može se upotrijebiti i daje prihvatljive rezultate za sami početak procesa izmjene radnog medija. Unatoč tome, taj model danas ipak ima odgovarajući značaj jer je, s jedne strane idealan (referentni) proces, a s druge strane, jer ga koriste znatno složeniji modeli za modeliranje pojedinih dijelova cjelokupnog procesa izmjene radnog medija.



Sl. 3.5 Model potpunog potiskivanja

Model potpunog potiskivanja opisuje izmjenu radnog medija s pomoću dviju zona (Sl. 3.5). Primjenom stupnja dobave i potpunosti ispiranja može se izvesti veza između stupnja punjenja i čistoće ispušnih plinova. Ukupni volumen cilindra ispunjen je, odnosno sastoji se od volumena koji zauzimaju zaostali plinovi izgaranja i volumena koji zauzima svježe punjenje, a čije se mase mogu izraziti kao umnožak volumena i gustoće plina u promatranoj zoni.

$$V_c = V_{c,sp} + V_{c,zpi} \quad (3.58)$$

Teoretski maksimalna masa usisanog punjenja u cilindru može se odrediti iz položaja klipa i gustoće punjenja. Potpunost ispiranja, definirana izrazom (3.55), može se sada napisati:

$$\eta_s = \frac{m_{c,sp}}{m_{c,sp} + m_{c,zpi}} = \frac{1}{1 + \frac{m_{c,zpi}}{m_{c,sp}}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{c,zpi} \cdot V_{c,zpi}}{\rho_{c,sp} \cdot V_{c,sp}}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{c,zpi}}{\rho_{c,sp}} \left(\frac{V_c}{V_{c,sp}} - 1 \right)} \quad (3.59)$$

Ako je cilindar bio ispunjen plinovima izgaranja, tada se može smatrati da je trenutna masa svježeg punjenja u cilindru jednaka masi svježeg punjenja koja je dobavljena tijekom faze ispiranja:

$$m_{c,sp} = m_{c,u} = \rho_{c,sp} \cdot V_{c,sp} \quad (3.60)$$

Teoretski maksimalna masa u cilindru motora, osim preko umnoška volumena i gustoće, može se još izraziti i s pomoću stupnja dobave:

$$m_{c,teo} = \frac{V_c}{\rho_{c,u}} = \frac{m_{c,u}}{\lambda_A} = \frac{V_{c,sp}}{\rho_{c,sp}} \frac{1}{\lambda_A} \quad (3.61)$$

Veza između volumena cilindra i volumena zone svježe smjese u izrazu (3.59) postaje:

$$\frac{V_c}{V_{c,sp}} = \frac{\rho_{c,u}}{\rho_{c,sp}} \frac{1}{\lambda_A} \quad (3.62)$$

Konačno, potpunost ispiranja cilindra može se izraziti s pomoću omjera gustoća i stupnja dobave kako slijedi:

$$\eta_s = \left[1 + \frac{\rho_{c,zpi}}{\rho_{c,sp}} \left(\frac{1}{\lambda_A} \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \right) \right]^{-1} \quad (3.63)$$

Prema modelu potpunog ispiranja, svježe se punjenje zadržava u cilindru onoliko dugo dok se zaostali plinovi izgaranja potpuno ne potisnu iz cilindra. Sve do tog trenutka trenutna masa svježeg punjenja u cilindru jednaka je masi svježe usisanog punjenja. Ako su zaostali plinovi u potpunosti potisnuti iz

cilindra, tada vrijednost omjera volumena iz izraza (3.62) postaje jednaka vrijednosti jedan. Prema izrazu (3.62), vrijednost potpunosti ispiranja ne može više rasti te ostaje konstantna zadržavajući pritom svoju maksimalnu vrijednost. Za cjelokupni proces izmjene radnog medija, potpunost ispiranja u ovisnosti o stupnju dobave i gustoći radnog medija može se izraziti na sljedeći način:

$$\eta_s = \begin{cases} \left[1 + \frac{\rho_{c,zpi}}{\rho_{c,sp}} \left(\frac{1}{\lambda_A} \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \right) \right]^{-1} & \text{za } \lambda_A \leq \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \\ 1,0 & \text{za } \lambda_A > \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \end{cases} \quad (3.64)$$

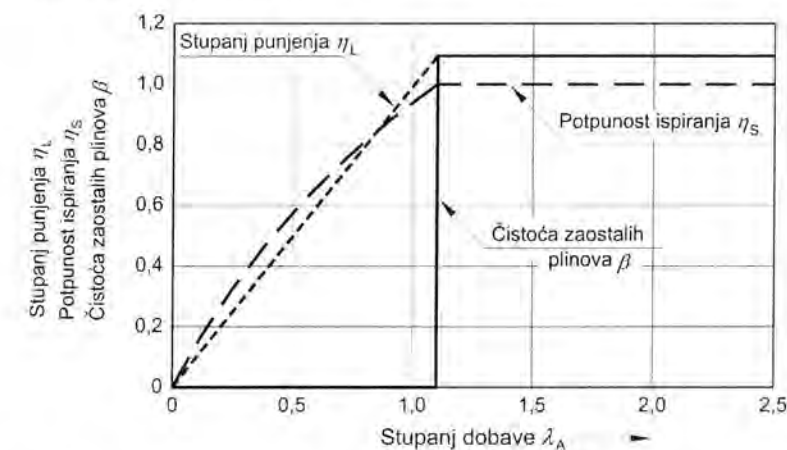
Na sličan način, mogu se izvesti relacije za stupanj punjenja:

$$\eta_L = \begin{cases} \lambda_A & \text{za } \lambda_A \leq \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \\ \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} & \text{za } \lambda_A > \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \end{cases} \quad (3.65)$$

i za stupanj čistoće plinova koji struje u ispušni cjevovod:

$$\beta_{IK} = \begin{cases} 0,0 & \text{za } \lambda_A \leq \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \\ 1,0 & \text{za } \lambda_A > \frac{\rho_{sp,u}}{\rho_{c,sp}} \end{cases} \quad (3.66)$$

Na Sl. 3.6 prikazana je promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće plinova u ovisnosti o stupnju dobave. Iz dijagrama se može uočiti da je potpunost ispiranja za niže vrijednosti stupnja dobave veća od stupnja punjenja, dok se za veće vrijednosti stupnja dobave taj omjer mijenja, što je posljedica omjera gustoća $\rho_{c,zpi}/\rho_{c,sp} < 1,0$.

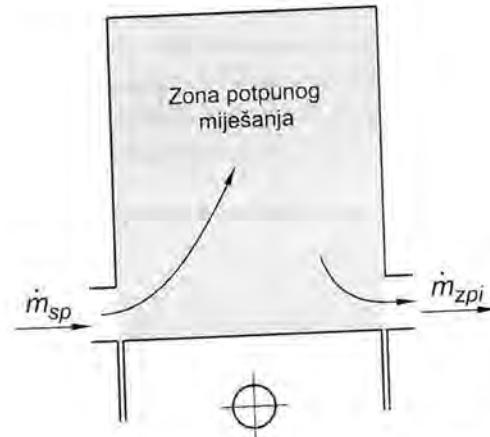


Sl. 3.6 Promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće plinova u ovisnosti o stupnju dobave

3.2.9.4 Model potpunog miješanja

Model potpunog miješanja prvi je objavio Hopkins [98]. Nasuprot modelu potpunog potiskivanja, u tom se slučaju pretpostavlja da svježe punjenje ustrujava u cilindar i trenutno se miješa sa sadržajem cilindra u homogenu smjesu. Plinovi koji izlaze kroz ispuh jesu smjesa svježeg punjenja i plinova izgaranja u omjeru koji diktira proces u motoru. Hopkins je izveo svoj model na temelju sljedećih pretpostavki:

- miješanje se odvija pri konstantnom volumenu i tlaku u cilindru
- ulaskom svježeg punjenja, u cilindru trenutno nastaje homogena smjesa. Plinovi koji struje u ispušni cjevovod imaju jednak sastav kao plinovi u cilindru
- svježe punjenje i plinovi izgaranja u cilindru imaju jednak i konstantan specifični toplinski kapacitet.



Sl. 3.7 Model potpunog miješanja

Za zonu potpunog miješanja, prikazanu na Sl. 3.7, postavljena je bilanca energije prema prvom zakonu termodinamike:

$$\frac{d(m c T)}{dt} = \dot{m}_u c_{p,u} T_u - \dot{m}_i c_{p,i} T_i = 0. \quad (3.67)$$

Na temelju jednadžbe stanja plina i pretpostavke o jednakom specifičnom toplinskom kapacitetu, masa plinova koji struje kroz ispuh može se izraziti kao:

$$\dot{m}_u = \dot{m}_i \frac{T_u}{T_i}, \quad (3.68)$$

a bilancom masa određena je promjena mase unutar cilindra motora:

$$\dot{m} = \dot{m}_u - \dot{m}_i = \dot{m}_u \left(1 - \frac{T_u}{T_i}\right). \quad (3.69)$$

Prema koncepciji modela potpunog miješanja proizlazi da je temperatura plinova koji struje prema ispušnom cjevovodu jednaka temperaturi plinova u cilindru motora. Na temelju prije navedenih uvjeta, slijedi da se maseni protok svježeg usisanog punjenja u cilindar može izraziti uvrštenjem izraza (3.68) u (3.69), koji nakon transformacije glasi:

$$\dot{m}_u = \frac{T_c (\dot{m}_c T_c)}{T_c (T_c - T_i)}. \quad (3.70)$$

Uz pretpostavku da su uvjeti u usisnom aparatu i okolini gotovo identični, tada se diferencijalna jednadžba masenog protoka svježeg usisanog punjenja može prikazati u analitičkom obliku:

$$\int_0^{\lambda_A m_{rec}} \dot{m}_u = -(\dot{m}_{c,u1} T_{u1}) \int_{T_{u1}}^{T_{u2}} \frac{dT_c}{T_c (1 - T_u)}, \quad (3.71)$$

gdje su T_{u1} i T_{u2} temperature na početku i kraju procesa izmjene radnog medija. Integracijom izraza (3.71) dobiva se:

$$T_{u2} = \frac{T_u}{1 - \left(1 - \frac{T_u}{T_{u1}}\right) e^{-\lambda_A}}. \quad (3.72)$$

Temperatura na kraju procesa izmjene radnog medija može se prikazati s pomoću potpunosti ispiranja:

$$T_{u2} = \eta_S T_i + (1 - \eta_S) T_{u1}, \quad (3.73)$$

te se s pomoću te relacije može napisati izraz za potpunost ispiranja u sljedećem obliku:

$$\eta_S = 1 - \frac{T_{u2}}{T_{u1}} e^{-\lambda_A} = \frac{T_{u2}}{T_u} [1 - e^{-\lambda_A}]. \quad (3.74)$$

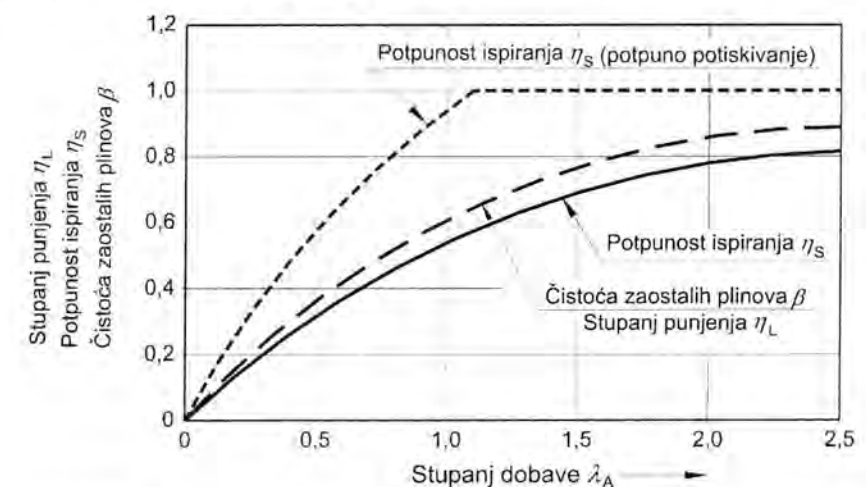
Prema pretpostavkama modela, čistoća ispušnih plinova mora biti jednaka potpunosti ispiranja, dok je stupanj punjenja povezan s potpunosti ispiranja sljedećom relacijom:

$$\eta_L = \frac{T_u}{T_{u2}} \eta_S = 1 - e^{-\lambda_A}. \quad (3.75)$$

Hopkinsonov model [98] vrlo se često primjenjuje i uz pretpostavku izotermnog procesa, u kojemu temperaturni koeficijent iz izraza (3.74) postaje jednak vrijednosti jedan. U tom se slučaju izraz pojednostavljuje u:

$$\eta_S = \eta_L = \beta_{PK} = 1 - e^{-\lambda_A}. \quad (3.76)$$

Na Sl. 3.8 prikazana je promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće plinova u ovisnosti o stupnju dobave. Prikazana je također i usporedba promjene potpunosti ispiranja s rezultatima dobivenima modelom potpunog potiskivanja.



Sl. 3.8 Promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće plinova u ovisnosti o stupnju dobave

Iz dijagrama se vidi, kao što se i očekivalo, da model idealnog miješanja predviđa slabiju izmjenu radnog medija od modela potpunog potiskivanja. Stvarna je potpunost ispiranja kod suvremenih dvotaktnih motora unutar raspona određenog krivuljama modela potpunog potiskivanja i potpunog miješanja, pri čemu su vrijednosti stupnja dobave u pravilu $\lambda_A < 1,2$.

3.2.9.5 Model kombiniranog potiskivanja i miješanja

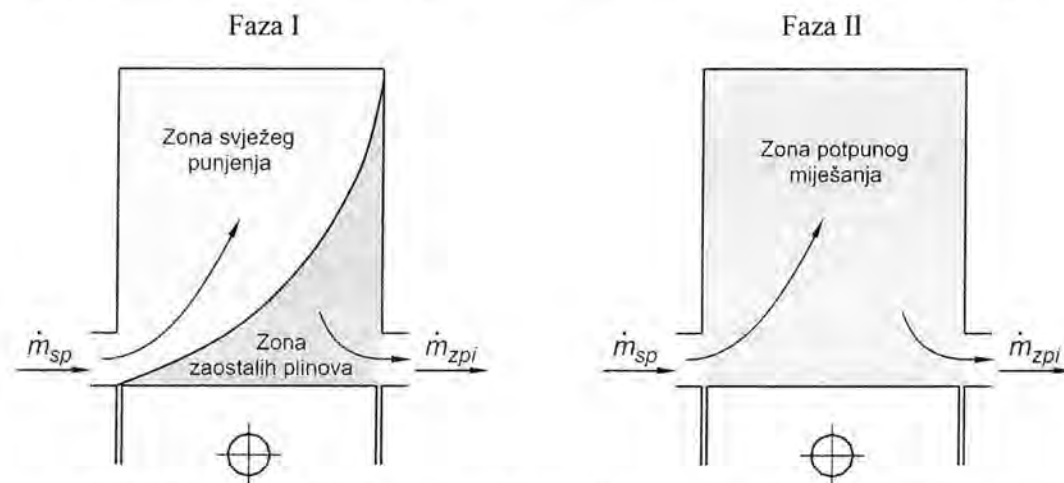
Na temelju modela potpunog potiskivanja i potpunog miješanja može se zaključiti da postoji veza između sastava radnog medija u cilindru motora i stupnja dobave svježeg punjenja te se karakteristični parametri mogu predstaviti kao funkcije stupnja dobave:

$$\eta_S = \eta_L = \beta_{IK} = \beta_c = f(\lambda_A). \quad (3.77)$$

U literaturi su objavljena istraživanja izmjene radnog medija u kojima je zaključeno da sastav, odnosno čistoća ispušnih plinova, ovisi o udjelu mase svježeg punjenja u cilindru te da se može definirati kao funkcija čistoće plinova u cilindru:

$$\beta_{IK} = \frac{m_{c,sp}}{m_c} = f(\beta_c). \quad (3.78)$$

Prema Eiltsu [99], ta se veza naziva funkcijom ispiranja. Kao tipičan primjer navedena je metoda kombiniranog potiskivanja i miješanja. U samom početku, do određene čistoće plinova u cilindru, proces se odvija prema metodi potpunog potiskivanja. Dosegnuvši prijelomnu točku, proces se nastavlja odvijati prema metodi potpunog miješanja. Sl. 3.9 prikazuje faze izmjene radnog medija sa zonama i smjerove strujanja plinova koji su pretpostavljeni metodom potpunog potiskivanja, odnosno potpunog miješanja. Trajanje pojedine faze podrazumijeva se od početka izmjene radnog medija do dostizanja prijelomne točke, odnosno od prijelomne točke do kraja procesa izmjene radnog medija.



Sl. 3.9 Faze i pripadajuće zone modela kombiniranog potiskivanja i miješanja

Iz bilanci ukupnih masa i masa svježeg punjenja koje su ušle i izašle iz cilindra tijekom procesa izmjene radnog medija, mogu se izvesti izrazi za promjenu ukupne mase i promjenu mase svježeg punjenja u cilindru:

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_u}{d\varphi} - \frac{dm_i}{d\varphi} \quad \text{i} \quad \frac{dm_{c,sp}}{d\varphi} = \frac{dm_{sp,u}}{d\varphi} - \frac{dm_{sp,i}}{d\varphi}. \quad (3.79)$$

Iz definicije stupnja čistoće plinova može se izvesti stupanj čistoće u cilindru:

$$\frac{d\beta_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c} \left[(\beta_{UK} - \beta_c) \frac{dm_u}{d\varphi} - (\beta_{IK} - \beta_c) \frac{dm_i}{d\varphi} \right]. \quad (3.80)$$

Budući da se povrat ispušnih plinova ovdje ne razmatra, u cilindar dolazi samo čisto svježe punjenje tako da je čistoća ulaznih plinova $\beta_u = 1$. Slučajevi potpunog potiskivanja, potpunog miješanja ili izravnog prestrujavanja mogu se prikazati korištenjem sljedećih funkcija ispiranja:

- potpuno potiskivanje $\beta_{IK} = \begin{cases} 0,0 & \text{za } \beta_c \leq 1,0 \\ 1,0 & \text{za } \beta_c > 1,0 \end{cases}$
- potpuno miješanje $\beta_{IK} = \beta_c$
- izravno prestrujavanje $\beta_{IK} = 1,0$

U slučaju potpunog miješanja, izraz (3.80) se pojednostavljuje u:

$$\frac{d\beta_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c} \left[(1 - \beta_c) \frac{dm_u}{d\varphi} \right], \quad (3.81)$$

a rješenje ove diferencijalne jednadžbe glasi:

$$\beta_c = \beta_{IK} = 1 - e^{-\int \frac{dm_u}{dm_c}} \quad \text{uz} \quad \tau = \frac{\varphi - \varphi_{u1}}{\varphi_{u2} - \varphi_{u1}}. \quad (3.82)$$

Pri prijelazu iz modela potpunog potiskivanja s dvjema zonama u model potpunog miješanja s jednom zonom mogu se pojaviti poteškoće pri proračunu veličina stanja smjese u cilindru. Ovisnost promjene temperature o različitim parametrima uzrokuje pojavu nekonstantnog polja tlakova. Zbog toga Eberle [100] predlaže uporabu jedne jednadžbe za temperaturu smjese za cijeli volumen cilindra, kao u modelu potpunog miješanja. Istodobno se postavlja dodatna jednadžba za temperaturu zaostalih produkata izgaranja, temeljem koje se može izračunati njihova entalpija. Proračun tlaka provodi se preko temperature smjese i pritom nastaje manje odstupanje od stvarne vrijednosti tlaka. Dodatna i nužna jednadžba za temperaturu u zoni zaostalih plinova može se izvesti iz bilance energija za tu zonu:

$$\frac{dE_{Zzpi}}{d\varphi} = \frac{dW}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dH_{Zzpi}}{d\varphi} = -p_c \frac{dV_{Zzpi}}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} + h_{Zzpi} \frac{dm_{Zzpi}}{d\varphi}. \quad (3.83)$$

Za zonu zaostalih plinova izgaranja može se uzeti da je promjena energije sistema jednaka promjeni unutrašnje energije pa bilanca energije glasi:

$$\frac{dE_{Zzpi}}{d\varphi} = \frac{dU_{Zzpi}}{d\varphi} = \frac{d(m u)}{d\varphi} = u_{Zzpi} \frac{dm_{Zzpi}}{d\varphi} + m_{Zzpi} \frac{du_{Zzpi}}{d\varphi}. \quad (3.84)$$

Prikaže li se specifična entalpija zone produkata izgaranja kao funkcija tlaka, temperature i pretička zraka, tada se diferencijal promjene unutrašnje energije može prikazati kao:

$$\frac{dU_{Zzpi}}{d\varphi} = u_{Zzpi} \frac{dm_{Zzpi}}{d\varphi} + m_{Zzpi} \left[\frac{\partial u_{Zzpi}}{\partial T_{Zzpi}} \frac{dT_{Zzpi}}{d\varphi} \Big|_{p,\lambda} + \frac{\partial u_{Zzpi}}{\partial p_{Zzpi}} \frac{dp_{Zzpi}}{d\varphi} \Big|_{T,\lambda} \right]. \quad (3.85)$$

Konačno, iz jednadžbi (3.84) i (3.85) slijedi diferencijalna jednadžba za temperaturu u zoni zaostalih plinova izgaranja:

$$\frac{dT_{Zzpi}}{T_{Zzpi}} = \left[\frac{dp_c}{p_c} - \frac{dQ_{W,Zzpi}}{R_{Zzpi} m_{Zzpi} T_{Zzpi}} \right] \left[\frac{\kappa_{Zzpi} - 1}{\kappa_{Zzpi}} \right] \quad (3.86)$$

Diferencijal tlaka u izrazu (3.86) nastaje diferenciranjem jednadžbe stanja plina, pri čemu je s T_c označena temperatura u cilindru motora:

$$\frac{dp_c}{p_c} = \frac{dm_c}{m_c} + \frac{dT_c}{T_c} - \frac{dV_c}{V_c} \quad (3.87)$$

Za određivanje prijelaza topline između stijenke cilindra, svježe smjese i produkata izgaranja te između samih zona, treba se koristiti odgovarajućim relacijama. Budući da se ne mogu postaviti relacije za imaginarnu granicu između zona, njihove se veličine moraju izmjeriti. Veza između volumena i površine zone određena je sljedećim jednostavnim izrazom:

$$A_i = A_c \left(\frac{V_i}{V_c} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{uz} \quad i = Zzpi, Zsp. \quad (3.88)$$

Proračun površine za prijelaz topline volumena zone svježeg punjenja i zone zaostalih plinova izgaranja povezan je s prije spomenutim problemom određivanja ovisnosti temperature i specifičnog toplinskog kapaciteta. Budući da tlak nije točno određen, uvođenjem temperature smjese, zbroj volumena pojedinačnih zona nije jednak volumenu cilindra, što se ispravlja uporabom odgovarajućega korekcijskog faktora. Najprije se, uporabom jednadžbe stanja, odredi privremeni volumen zone:

$$V_i^* = \frac{m_i R_i T_i}{p_c} \quad \text{uz} \quad i = Zzpi, Zsp. \quad (3.89)$$

Korekcijski faktor ξ opisuje odstupanje privremenog volumena cilindra od stvarnog volumena:

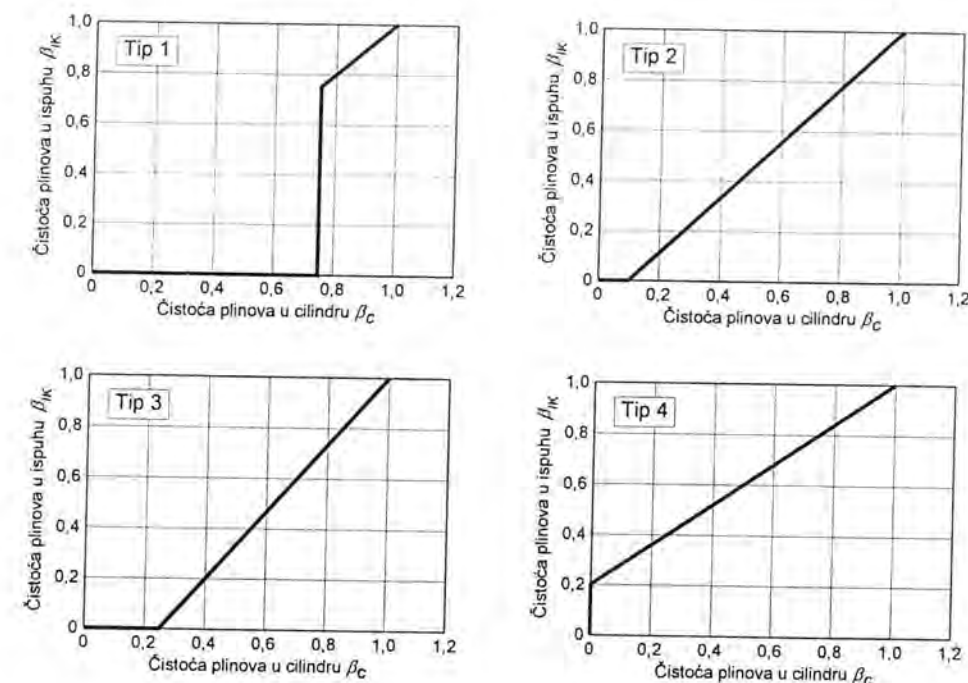
$$\xi = \frac{V_{Zsp}^* + V_{Zzpi}^*}{V_c} \quad (3.90)$$

tako da stvarni volumen može biti određen prema sljedećem izrazu:

$$V_i = \frac{V_i^*}{\xi} \quad \text{uz} \quad i = Zzpi, Zsp. \quad (3.91)$$

Pretpostavlja se da je greška koja nastaje zbog korištenja temperature smjese podjednaka u obje zone. Uz poznate površine zona, prijelaz topline može se odrediti uz pomoć relacija prikazanih u poglavlju 3.2.1.

U svom radu [99], Eilts je dao četiri različite funkcije ispiranja (Sl. 3.10), koje na kraju procesa daju jednak rezultat, no čiji je tijekom samog procesa ispiranja vidljivo različit. Na temelju mjerenja Dedeoglu [101] je zaključio da osim rezultirajuće funkcije ispiranja nema drugih veza između cilindra i ispušnog cjevovoda te da je potrebno odrediti odgovarajuću funkciju ispiranja za motor čiji se proces simulira.

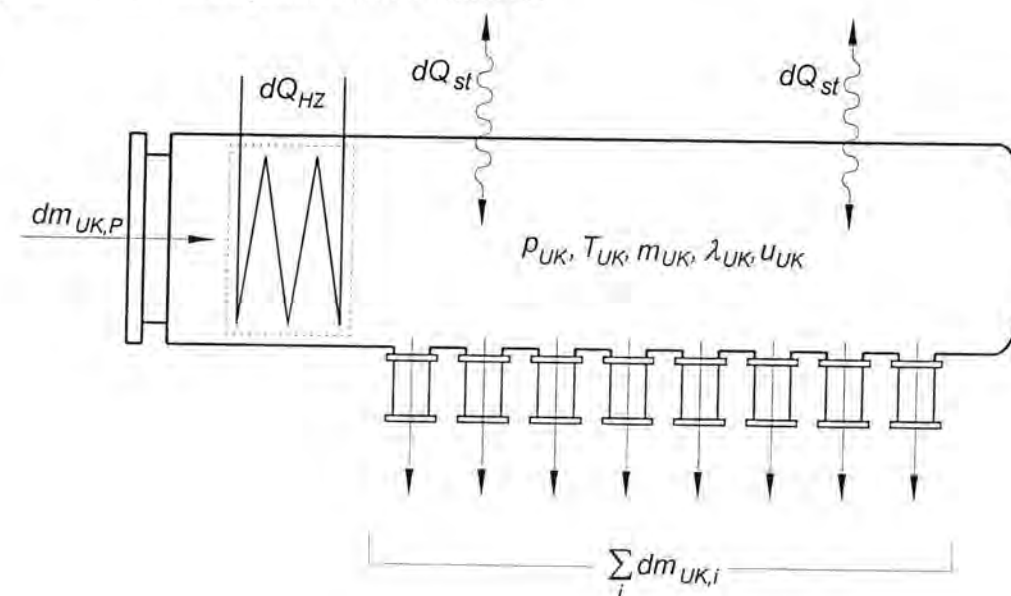


Sl. 3.10 Različite funkcije ispiranja prema Eiltsu

3.3 USISNI KOLEKTOR

Matematički model usisnog kolektora pretpostavlja promjenu tlaka u vremenu, koja nastaje zbog "punjenja i pražnjenja" usisnog kolektora, odnosno zbog izmjene radnog medija. Izmjena radnog medija odvija se preko površina čije su veličine i zakonitosti promjene unaprijed definirane. Količina radnog medija koja prestruji u odabranom vremenskom koraku pridodaje se postojećoj masi radnog medija i izvodi se korekcija pretička zraka. Konačno, iz jednadžbe stanja idealnog plina izračunava se novi tlak u promatranome kontrolnom volumenu.

Osim promjene tlaka, u obzir je uzet i prijelaz topline s radnog medija na stijenku usisnog kolektora i na stijenke usisnih kanala prema usisnim ventilima.



Sl. 3.11 Usisni kolektor

S pomoću modela izmjene radnog medija i povezanosti usisnog kolektora s cilindrima motora, može se pratiti i eventualni povrat plinova iz cilindra motora te promjenu pretička zraka i promjenu mase u usisnom kolektoru zbog te pojave:

$$\frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,c}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{UK} L_{st} + 1}{\lambda_c L_{st} + 1} \right) \frac{1}{L_{st} m_{g,UK}} \quad (3.92)$$

$$\frac{dm_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,P}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} \quad (3.93)$$

Usisni kolektor ne mijenja svoj volumen tijekom rada motora i u njemu nema izgaranja goriva, pa jednačba za promjenu temperature u usisnom kolektoru poprima sljedeći oblik:

$$\frac{dQ_{g,UK}}{d\varphi} = 0, \quad (3.94)$$

$$\frac{dV_{uk}}{d\varphi} = 0, \quad (3.95)$$

$$\frac{dT_{UK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{UK}} \left[\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} - u_{UK} \frac{dm_{UK}}{d\varphi} - m_{UK} \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_{UK} \frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} \right] \quad (3.96)$$

3.3.1 Prijelaz topline u usisnom kolektoru

Kao što je prije spomenuto, taj model uzima u obzir prijelaz topline s radnog medija na stijenke usisnog kolektora i prijelaz topline u usisnim kanalima tijekom strujanja u cilindre motora. Toplina predana na taj način može se računati uz pomoć sljedećeg izraza:

$$\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} = \alpha_{UK} A_{UK} (T_{st,UK} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ukan} A_{Ukan} (T_{st,Ukan} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.97)$$

Za kolektor koji ima oblik cijevi i u kojem je strujanje laminarno ($Re < 2300$), koeficijent prijelaza topline računa se prema sljedećoj jednačbi [18]:

$$\alpha_{UK} = 1,86 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[Re_{UK} Pr_{UK} \frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right]^{0,33} \quad (3.98)$$

Ako strujanje prijeđe u turbulentno područje, jednačba glasi:

$$\alpha_{UK} = 0,024 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[1 + \left(\frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,66} \right] Re^{0,786} Pr^{0,45} \quad (3.99)$$

U rasponu temperatura od 20 °C do 1500 °C može se uzeti da je Prantlov broj približno konstantan i iznosi $Pr \approx 0,71$, dok se Reynoldsov broj može odrediti s pomoću sljedećeg izraza:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_{UK}}{\pi d_{UK} \eta_{UK}} \quad (3.100)$$

Prema Pflaum [83], vrijednosti toplinske vodljivosti i dinamičke viskoznosti zraka izračunavaju se iz sljedećih korelacija:

$$\lambda_{UK} = 3,17 \cdot 10^{-4} T_{UK}^{0,772}, \quad (3.101)$$

$$\eta_{UK} = 0,612 \cdot 10^{-6} T_{UK}^{0,609} \quad (3.102)$$

Za izračun koeficijenta prijelaza topline u usisnom kanalu, također prema [83], može se koristiti sljedeći izraz:

$$\alpha_{Ukan} = 0,277 \left(1 - 0,765 \frac{h_{UV}}{d_{UV}} \right) d_{sr,Ukan}^{-1,675} T_{UK}^{0,362} \left(\frac{dm_{Ukan}}{dt} \right)^{0,675} \quad (3.103)$$

3.3.2 Rashladnik zraka

Prolaskom kroz puhalo zrak se zagrije zbog kompresije na viši tlak. Pri toj promjeni stanja zraku poraste temperatura, koja na ulazu u hladnjak iznosi:

$$T_Z' = T_{atm} + \frac{T_{atm}}{\eta_p} \left(\pi_p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (3.104)$$

Zbog vrlo tankih stijenki hladnjaka zraka može se zanemariti toplinska inercija u odzivu hladnjaka na promjenu temperatura medija koji kroz njega struje, pa su u ovom radu za simulaciju nestacionarnog rada rabljeni izrazi za stacionarne karakteristike hladnjaka zraka. Uz poznatu površinu za prijelaz topline A_H i koeficijent prolaza topline k_H , temperatura zraka nakon prolaska kroz hladnjak može se izračunati iz sljedeće jednačbe:

$$T_Z'' = T_Z' - (T_Z' - T_{RV}') \frac{1 - \exp \left[\left(\frac{W_Z}{W_{RV}} - 1 \right) \frac{(Ak)_H}{W_Z} \right]}{1 - \frac{W_Z}{W_{RV}} \exp \left[\left(\frac{W_Z}{W_{RV}} - 1 \right) \frac{(Ak)_H}{W_Z} \right]}, \quad (3.105)$$

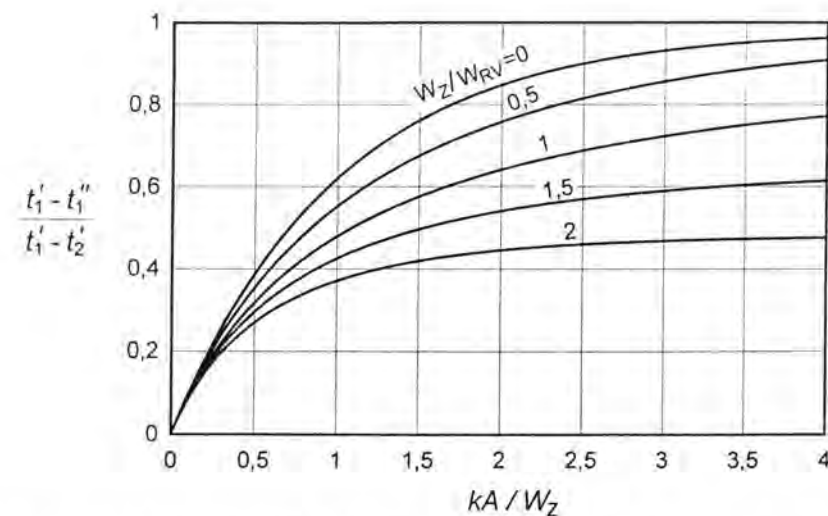
gdje se stanje medija označeno s ' odnosi na stanje prije hladnjaka, a s '' je označeno stanje medija nakon prolaska kroz hladnjak. Sl. 3.12 prikazuje dijagram bezdimenzionalne promjene temperature zraka za unakrsni izmjenjivač topline. Toplinski kapaciteti struja zraka i rashladne vode označeni su s W_Z i W_{RV} , a predstavljaju produkt masenog protoka \dot{m} i specifičnog toplinskog kapaciteta c medija koji se promatra.

Toplina koju zrak predaje u hladnjaku zraka jest:

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = W_Z (T_Z' - T_Z'') \frac{1}{6n_M} \quad (3.106)$$

Strujanje kroz hladnjak popraćeno je i odgovarajućim padom tlaka, koji nakon hladnjaka iznosi:

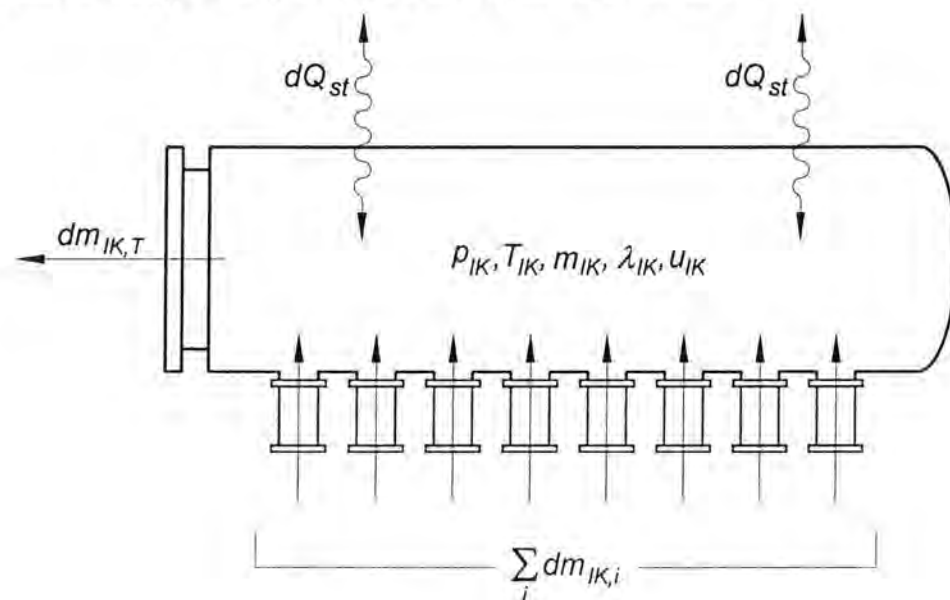
$$p_Z'' = p_Z' - \Delta p_0 \left(\frac{dm_p}{dt} \frac{dt}{dm_{p,0}} \right)^2 \quad (3.107)$$



Sl. 3.12 Bezdimenzionalna promjena temperature zraka za unakrsni izmjenjivač topline

3.4 ISPUŠNI KOLEKTOR

Nakon procesa izgaranja i ekspanzije plinova u cilindru motora, produkti izgaranja prestrujavaju u ispušni kolektor preko otvorenog ispušnog ventila. Pritom dolazi do pulzacija tlaka, koje znatno utječu na rad turbine turbopuhala i ponašanje motora u prijelaznom režimu rada. Za simulaciju procesa u ispušnom kolektoru rabljen je kvazistacionarni model te su postavljene diferencijalne jednadžbe očuvanja mase i energije uz odgovarajuće rubne uvjete, prema Sl. 3.13.



Sl. 3.13 Ispušni kolektor

U ispušnom kolektoru nema dovođenja topline izgaranjem i nema promjene volumena, pa jednadžba za promjenu temperature u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila glasi:

$$\frac{dT_{IK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{IK}} \left[\frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} - u_{IK} \frac{dm_{IK}}{d\varphi} - m_{IK} \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_{IK} \frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} \right] \quad (3.108)$$

Tijekom prestrujavanja produkata izgaranja iz cilindra motora u ispušni kolektor pretpostavlja se trenutno i potpuno miješanje s plinovima u kontrolnom volumenu te se promjena pretička zraka prema kutu zakreta koljenastog vratila može opisati jednadžbom (3.109), što vrijedi samo u slučaju kada je $dm_{IK,i}/d\varphi > 0$:

$$\frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} = \frac{\sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{IK} L_{st} + 1}{\lambda_i L_{st} + 1} \right)}{L_{st} m_{e,IK}} \quad (3.109)$$

Promjena mase u ispušnom kolektoru dobiva se iz bilance masa koje ulaze ili izlaze iz ispušnog kolektora:

$$\frac{dm_{IK}}{d\varphi} = \frac{dm_{IK,T}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \quad (3.110)$$

3.4.1 Prijelaz topline u ispušnom kolektoru

Prijelaz je topline s radnog medija na stijenke ispušnog kolektora intenzivan zbog visokih temperatura ispušnih plinova. U modelu prijelaza topline u obzir se uzima i toplina predana u ispušnim kanalima koji spajaju glavu cilindra s ispušnim kolektorom. Jednadžba za prijenos topline u ovisnosti o kutu zakreta koljenastog vratila jest:

$$\frac{dQ_{st,IK}}{d\varphi} = \alpha_{IK} A_{IK} (T_{st,IK} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{Ikan} A_{Ikan} (T_{st,Ikan} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.111)$$

Koeficijenti prijelaza topline prema stijenci ispušnog kolektora, ovisno o tome radi li se o laminarnom ili turbulentnom strujanju, izračunavaju se prema izrazima (3.98) ili (3.99). U spomenute je izraze potrebno uvrstiti toplinsku vodljivost i dinamičku viskoznost ispušnih plinova, koji se prema Pflaumu [83] mogu izračunati iz:

$$\lambda_{IK} = 2,02 \cdot 10^{-4} T_{IK}^{0,837} \quad (3.112)$$

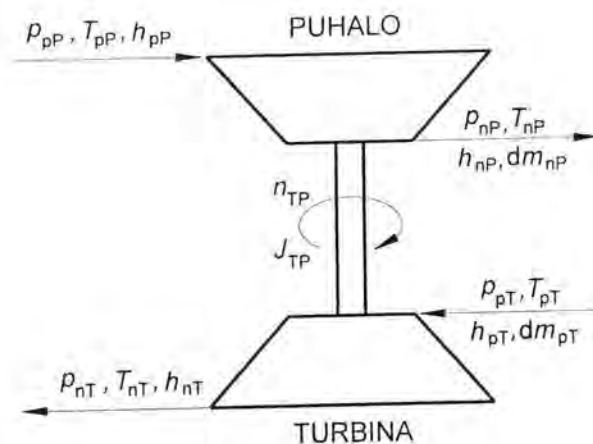
$$\eta_{IK} = 0,355 \cdot 10^{-6} T_{IK}^{0,679} \quad (3.113)$$

Koeficijent prijelaza topline u ispušnim kanalima izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$\alpha_{Ikan} = 3,27 \left(1 - 0,797 \frac{h_{IV}}{d_{IV}} \right) d_{sr,Ikan}^{-1,5} T_{IK}^{0,517} \left(\frac{dm_{Ikan}}{dt} \right)^{0,5} \quad (3.114)$$

3.5 TURBOPUHALO

Matematički model turbopuhala sastoji se od modela turbine na ispušne plinove i modela puhala. Uravnoteženjem momenta dobivenog od turbine i momenta koji apsorbira puhalo zajedno sa svim gubicima, pronalazi se brzina vrtnje i radna točka turbopuhala. Na Sl. 3.14 prikazane su fizikalne veličine koje određuju rad turbine i puhala. Kruta veza puhala i turbine prikazana je dodatnom jednadžbom dinamike turbopuhala, koja omogućuje izračun prirasta brzine vrtnje rotora turbopuhala na temelju razlike momenata puhala i turbine te momenta tromosti rotora turbopuhala.



Sl. 3.14 Turbopuhalo

3.5.1 Turbina na ispušne plinove

Maseni protok kroz turbinu na ispušne plinove određuje se s pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\frac{dm_T}{d\varphi} = \alpha_T A_{T, \text{geom}} \psi p_{IK} \sqrt{\frac{2}{R_{IK} T_{IK}}} \frac{dt}{d\varphi}, \quad (3.115)$$

gdje je α_T koeficijent protoka, $A_{T, \text{geom}}$ geometrijski presjek turbine, a ψ funkcija protoka čije je određivanje opisano u poglavlju 3.2.8.

Izentropski stupanj djelovanja turbine η_T jest omjer stvarnog i izentropskog pada entalpije, pri čemu je izentropski pad entalpije definiran jednadžbom (3.117):

$$\eta_T = \frac{\Delta h_T}{\Delta h_{s,T}}, \quad (3.116)$$

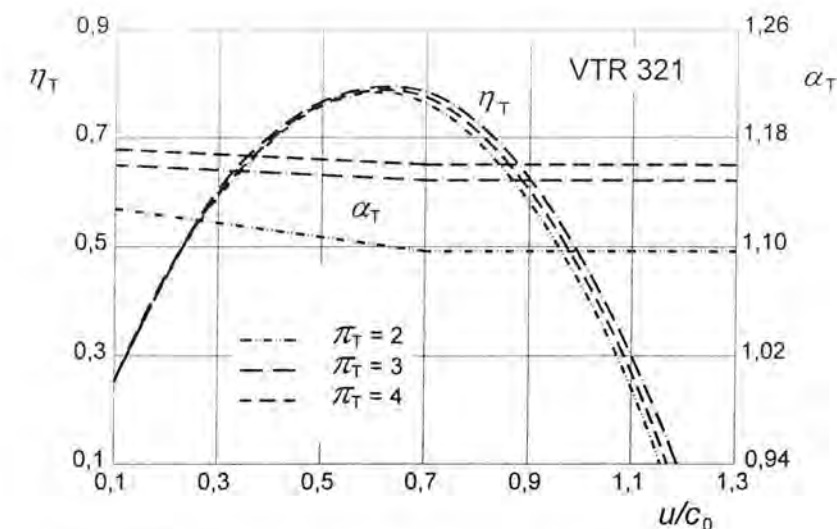
$$\Delta h_{s,T} = \frac{\kappa_{IK}}{\kappa_{IK} - 1} R_{IK} T_{IK} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\kappa_{IK} - 1}{\kappa_{IK}}} \right]. \quad (3.117)$$

U izrazu (3.116), Δh_T jest stvarni pad entalpije pri ekspanziji na turbini od stanja na ulazu do stanja na izlazu iz turbine, dok je omjer tlakova π_T u izrazu (3.117) određen omjerom tlakova na ulaznoj i izlaznoj prirubnici turbine. Tlak na izlaznoj prirubnici određen je tlakom okoline uvećanim za pad tlaka u cjevovodu ispušnog sistema.

Omjer obodne brzine rotora u_T i brzine strujanja c_0 , koja odgovara izentropskom padu entalpije, jest bezdimenzionalna značajka brzine ν .

$$\nu = \frac{u_T}{c_0} = \frac{u_T}{\sqrt{2\Delta h_{s,T}}}. \quad (3.118)$$

Mjerenjima na turbinama utvrđeno je da su koeficijent protoka α_T i maksimalni izentropski stupanj djelovanja $\eta_{T, \text{max}}$ funkcije odnosa tlakova π_T , bezdimenzionalne značajke vrtnje ν i geometrije turbine te se mogu prikazati dijagramom kao na slici Sl. 3.15 ([102]).



Sl. 3.15 Polje karakteristika aksijalne turbine BBC VTR 321

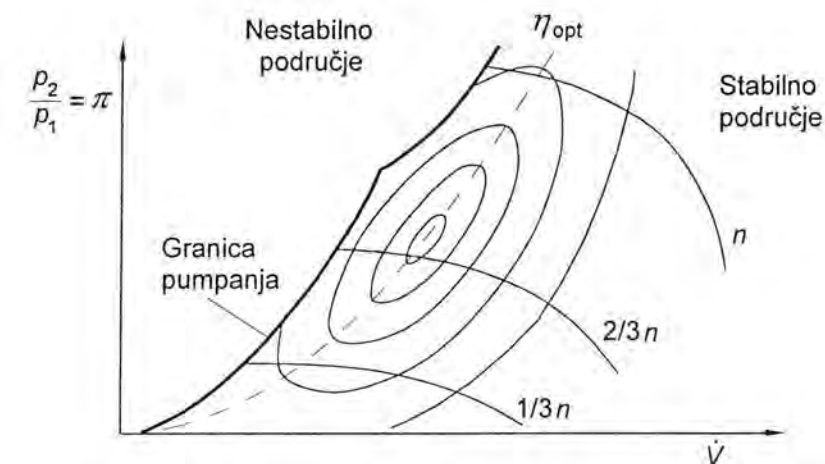
Oblik krivulje $\eta_T/\eta_{T, \text{max}}$ ovisi o izvedbi lopatica i neznatno se mijenja za različite odnose tlakova π_T . Krivulja promjene stupnja djelovanja turbine može se prikazati s pomoću polinoma drugog stupnja. U slučajevima kada cijela funkcija nije parabola, vrh funkcije može se aproksimirati parabolom, a nastavci tangentama. Faktor protoka α_T prikazuje se kao izlomljena i linearna funkcija bezdimenzionalne značajke vrtnje za određenu vrijednost omjera tlakova π_T .

3.5.2 Puhalo

Model puhala temelji se na određivanju protoka zraka i stupnja djelovanja puhala u ovisnosti o tlaku prednabijanja, broju okretaja puhala i stanju okoline. Za određeno puhalo, ti se parametri mogu odrediti iz polja karakteristika puhala (Sl. 3.16), koje su svedene na standardnu temperaturu $T_0 = 288 \text{ K}$ uz sljedeći opis:

$$\pi_p = f\left(\frac{dV_{288}}{dt}, n_{TP, 288}\right), \quad (3.119)$$

$$\eta_p = f\left(\frac{dV_{288}}{dt}, n_{TP, 288}\right) = \frac{\Delta h_{s,p}}{\Delta h_p}. \quad (3.120)$$



Sl. 3.16 Polje karakteristika puhala

Maseni protok kroz puhalo određuje se sljedećom jednačinom:

$$\frac{dm_p}{d\varphi} = \frac{dV_{288}}{dt} \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \frac{p_{atm}}{R_{atm} T_{atm}} \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.121)$$

a korigirani volumni protok i broj okretaja dobivaju se iz:

$$\frac{dV_{288}}{dt} = \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \frac{dV_z}{dt}, \quad (3.122)$$

$$n_{TP,288} = n_{TP} \sqrt{\frac{T_0}{T_{atm}}} \quad (3.123)$$

Rad potreban za pogon puhalo tijekom jednog koraka proračuna jest:

$$W_p = \int \frac{dm_p}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,p}}{\eta_{s,p} \eta_{meh} \eta_{vol}} d\varphi \quad (3.124)$$

Opis polja karakteristika puhalo ima značajan utjecaj na simulaciju procesa u motoru, pa je tom problemu potrebno posvetiti posebnu pozornost. Polje karakteristika puhalo može se prikazati funkcijama $\pi_p = f(\dot{V}, n)$ i $\eta_p = f(\dot{V}, n)$, te je takav pristup preuzet iz [33]. Funkcije $\pi_p = f(\dot{V})$ i $\eta_p = f(\dot{V})$ mogu se opisati regresijskim polinomima 4. ili 5. reda za $n = \text{konst.}$ Brzina vrtnje turbopuhala i stupanj djelovanja puhalo određuju se iz početnih vrijednosti za π i \dot{V} interpolacijom u polju karakteristika. Za prikaz omjera tlakova π rabljen je regresijski polinom sljedećeg oblika:

$$\pi_p = \frac{1}{B_0 + \sum_{i=1}^5 (B_i n_{TP}^i) + \sum_{j=1}^5 (C_j n_{TP}^j \dot{V}^{D_j})} + \frac{n_{TP}^2}{D_2}, \quad (3.125)$$

gdje su B_0 do B_5 , C_1 do C_5 te D_1 do D_2 koeficijenti koji se određuju regresijskom metodom najmanjih kvadrata. Na temelju poznatog omjera tlakova i protoka, stupanj djelovanja puhalo može se prikazati posebnim regresijskim polinomom:

$$\eta_p = \sum_{i=0}^2 A_i \pi_p^i + \dot{V}^2 \sum_{i=0}^2 B_i \pi_p^i + (\pi_p - 1)^{2K} \sum_{i=0}^2 C_i \pi_p^i + (\pi_p - 1)^K \sum_{i=0}^2 D_i \pi_p^i, \quad (3.126)$$

gdje se koeficijenti A, B, C, D i K određuju na jednak način kao u izrazu (3.125).

Taj pristup zahtijeva vrlo opsežnu pripremu podataka, ali ima prednost u minimalnom zauzimanju memorije računala. Izračun koeficijenata gore spomenutih polinoma izveden je s pomoću posebnoga računalnog programa koji je razvijen prilikom izrade rada [33].

3.5.3 Dinamika turbopuhala

Rotor turbopuhala sastoji se od rotora puhalo i rotora turbine na ispušne plinove, koji su međusobno povezani vratilom. Zajedničko vratilo osigurava krutu vezu između puhalo i turbine, što znači jednaki broj okretaja i prijenos zakretnog momenta. Razlika između zakretnog momenta ostvarenog na turbini na ispušne plinove i zakretnog momenta potrebnog za pogon puhalo ubrzava ili usporava rotor

turbopuhala. Osim o veličini razlike zakretnih momenata, prirast brzine vrtnje rotora ovisi i o momentu tromosti rotora turbopuhala:

$$\frac{dn_{TP}}{dt} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{1}{2\pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{1}{120 n_M \pi} \quad (3.127)$$

Momenti turbine na ispušne plinove i puhalo određuju se iz rada turbine i puhalo:

$$M_T = \frac{dW_T}{dt} \frac{1}{2\pi n_{TP}} = \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{s,T} \eta_T \frac{1}{2\pi n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt}, \quad (3.128)$$

$$M_P = \frac{dW_P}{dt} \frac{1}{2\pi n_{TP}} = \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,P}}{\eta_P \eta_{meh} \eta_{vol}} \frac{1}{2\pi n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (3.129)$$

3.6 DINAMIKA MOTORNOG MEHANIZMA

Modeliranje nestacionarnog rada motora, odnosno promjena brzine vrtnje koljenastog vratila, može se provesti s pomoću ekvivalentnoga dinamičkog sistema. U ovom slučaju, zanemaruje se kinetička energija razvodnog mehanizma i elemenata visokotlačne pumpe te elastične deformacije motornog mehanizma. Promjena brzine vrtnje koljenastog vratila može se opisati sljedećim jednačinama:

$$(J_M + J_{Pot}) \frac{d\omega_M}{dt} = M_M + M_{Pot}, \quad (3.130)$$

gdje su J_M i J_{Pot} momenti tromosti motora i potrošača (pogonjenog stroja).

$$\frac{dn_M}{dt} = \frac{M_M + M_{Pot}}{J_M + J_{Pot}} \frac{1}{2\pi} \frac{dt}{d\varphi} \quad (3.131)$$

Za izračunavanje promjene brzine vrtnje, u modelu dizelskog motora rabljene su efektivna snaga motora P_M i snaga koju apsorbira potrošač P_{Pot} pa se izraz (3.131) može pisati u sljedećem obliku:

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{P_M + P_{Pot}}{J_M + J_{Pot}} \left(\frac{1}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{n_M} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{P_M + P_{Pot}}{360 n_M^2 (J_M + J_{Pot})} \left(\frac{1}{2\pi} \right)^2 \quad (3.132)$$

Iz poznatog rada procesa u cilindru motora može se izračunati indicirana snaga motora:

$$P_{ind} = \frac{2 n_M z}{\tau} \int \frac{dW_c}{d\varphi} d\varphi \quad (3.133)$$

Jednako tako, indicirana snaga motora može se izračunati i iz srednjega indiciranog tlaka procesa $P_{sr,ind}$:

$$P_{ind} = \frac{2 n_M z}{\tau} V_s P_{sr,ind} \quad (3.134)$$

Tijekom gibanja motornog mehanizma javljaju se neizbježni gubici zbog trenja, a potrebno je pokretati i pomoćnu opremu poput visokotlačne pumpe ili bregastog vratila i ventila. Zbog toga je efektivna snaga motora P_M , koju motor predaje na zamašnjaku koljenastog vratila, manja od indicirane snage P_{ind} za gore navedene gubitke. Efektivna snaga motora može se izraziti preko srednjega

efektivnog tlaka $p_{sr,ef}$, koji se dobiva na način da se od indiciranog tlaka p_{ind} oduzme srednji tlak gubitaka trenja i pogona pomoćne opreme $p_{sr,tr}$.

$$P_M = \frac{2n_M z}{\tau} V_s p_{sr,ef} = P_{ind} \frac{p_{sr,ef}}{p_{sr,ind}} \quad (3.135)$$

$$p_{sr,ef} = p_{sr,ind} - p_{sr,tr} \quad (3.136)$$

Srednji tlak gubitaka trenja $p_{sr,tr}$ prikazuje se kao zbroj tlakova raznih gubitaka koji se pri radu javljaju u motoru i koji su u nastavku nabrojani i objašnjeni.

Utjecaj trenja u motornom mehanizmu te mehanizmima za pogon ventila i visokotlačne pumpe za ubrizgavanje goriva definiran je jednadžbom:

$$\Delta p_{tr,1} = 6,7 d_c^{-0,329} - 89 d_c^{-0,943} \left[1 - \left(\frac{n}{n_0} \right)^2 \right] \text{ bar}, \quad (3.137)$$

gdje je d_c promjer cilindra u mm.

Utjecaji opterećenja motora s izravnim ubrizgavanjem i utjecaj tlaka prednabijanja na tlak trenja definiraju se kao:

$$\Delta p_{tr,2} = 0,0002 p_{sr,ef}^3 - 0,006 p_{sr,ef} \text{ bar}, \quad (3.138)$$

$$\Delta p_{tr,3} = \left(\frac{p_{UK}}{p_{atm}} - 1 \right) \sqrt{0,1874 - 0,018 c_m} \text{ bar}. \quad (3.139)$$

Ako temperatura ulja za podmazivanje ili temperatura rashladne vode odstupaju od nazivnih, onda se taj utjecaj može prikazati sljedećim izrazima:

$$\Delta p_{tr,4} = -0,005 (T_{ulja} - T_{ulja,0}) \text{ bar}, \quad (3.140)$$

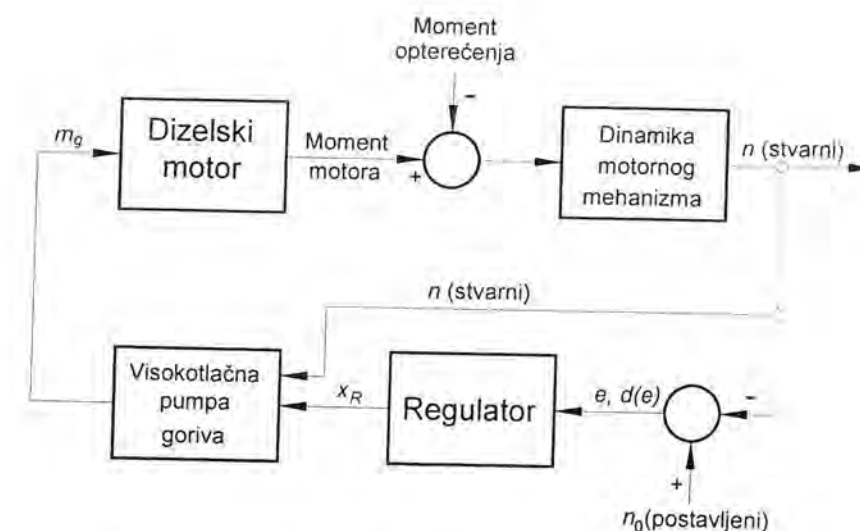
$$\Delta p_{tr,5} = -0,0055 (T_{RV} - T_{RV,0}) \text{ bar}. \quad (3.141)$$

Konačno, ukupni srednji tlak gubitaka trenja jest:

$$p_{sr,tr} = \Delta p_{tr,1} + \Delta p_{tr,2} + \Delta p_{tr,3} + \Delta p_{tr,4} + \Delta p_{tr,5}. \quad (3.142)$$

3.7 REGULATOR

U realnim uvjetima, opterećenje motora nije konstantno već se stalno mijenja. Ako bi dobava goriva u cilindar motora bila konstanta, brzina vrtnje motora bi se mijenjala obrnuto proporcionalno promjeni opterećenja. Regulator je uređaj koji prati promjenu brzine vrtnje motora i utječe na pomak poluge za regulaciju dobave goriva, te na taj način uspostavlja ili zadržava željenu brzinu vrtnje. Jednako tako, regulator omogućuje i promjenu željene brzine vrtnje kako bi se motor mogao dovesti na neku novu radnu točku. Na Sl. 3.17 prikazana je shema regulacije brzine vrtnje dizelskog motora.



Sl. 3.17 Shema regulacije brzine vrtnje dizelskog motora

Prema svom djelovanju, regulatori se dijele na regulatore s proporcionalnim djelovanjem (P), integracijskim (I) i derivacijskim djelovanjem (D) ili pak s kombinacijom tih triju djelovanja. Kako bi se uočile razlike između pojedinog tipa djelovanja, potrebno je definirati sistem u kojem se odvija regulacija, reguliranu veličinu, regulator i postavni član. Na primjeru dizelskog motora, sistem u kojem se odvija regulacija jest motor sa svim značajkama i vanjskim utjecajima, regulirana veličina jest brzina vrtnje motora, regulator djeluje po određenom tipu djelovanja, a postavni član predstavlja pomak ručice za dobavu goriva visokotlačne pumpe. Jednostavni proporcionalni regulator djeluje proporcionalno pogrešci e , odnosno proporcionalno odstupanju od postavljenog broja okretaja. Na temelju očitane pogreške i faktora proporcionalnosti K_p određuje se nova vrijednost postavnog člana y , što će utjecati na ispravljanje regulirane veličine prema željenoj vrijednosti. Jednadžba P-regulatora glasi:

$$y(t) = K_p e(t). \quad (3.143)$$

Nedostatak proporcionalnog regulatora ogleda se u nemogućnosti otklanjanja trajnog odstupanja regulirane veličine od postavljene vrijednosti. Dodavanjem integracijskog djelovanja dobiva se PI-regulator koji trajno otklanja pogrešku regulirane veličine:

$$y(t) = K_p \left(e(t) + \frac{\int e(t) dt}{T_i} \right), \quad (3.144)$$

gdje je T_i vrijeme unutar kojega se poništava odstupanje regulirane veličine od postavljene veličine. Pri regulaciji brzine vrtnje dizelskog motora PI-regulator održava konstantnu brzinu vrtnje bez odstupanja od postavljene vrijednosti i bez obzira na veličinu trenutnog opterećenja. No, ako dizelski motor služi za pokretanje generatora električne energije, PI-regulator najčešće ne može udovoljiti zahtjevima regulacije takvog sistema. Pri naglom porastu opterećenja PI-regulator započinje djelovati tek nakon što je došlo do promjene brzine vrtnje, što može dovesti do zakašnjele reakcije regulatora i nedopuštena pada brzine vrtnje. Taj se nedostatak može riješiti dodavanjem derivacijskog djelovanja, čime se dobiva PID-regulator prikazan izrazom (3.145),

$$y(t) = K_p \left(e(t) + \frac{\int e(t) dt}{T_i} + T_D \frac{de(t)}{dt} \right), \quad (3.145)$$

gdje je T_D vremenska konstanta koja karakterizira intenzitet derivacijske komponente pri djelovanju regulatora. Zahvaljujući derivacijskom djelovanju, PID-regulator reagira već na gradijent promjene brzine vrtnje ili kod pogona generatora električne energije reagira već na gradijent porasta opterećenja na sabirnicama generatora. Derivacijsko djelovanje reagira samo na brzinu promjene odstupanja u vremenu, a ne uzima u obzir veličinu odstupanja. Prije spomenuto integracijsko djelovanje djeluje sporo i oscilirajuće, odnosno destabilizirajuće ako se promatra odvojeno. Regulatori s integracijskim i derivacijskim djelovanjem u praksi se nikada ne rabe samostalno, već se kombiniraju s proporcionalnim regulatorom u PI ili PD regule. PID regulator objedinjuje dobre karakteristike svih triju djelovanja te se povoljnim odabirom konstanti regulatora može postići željeno ponašanje reguliranog sustava.

Regulatori za dizelske motore mogu biti mehanički, hidraulički ili digitalni regulatori s hidrauličkim, elektromagnetskim ili elektromotornim aktuatorima. Ako je regulator mehanički, onda se on može opisati sljedećom jednačinom:

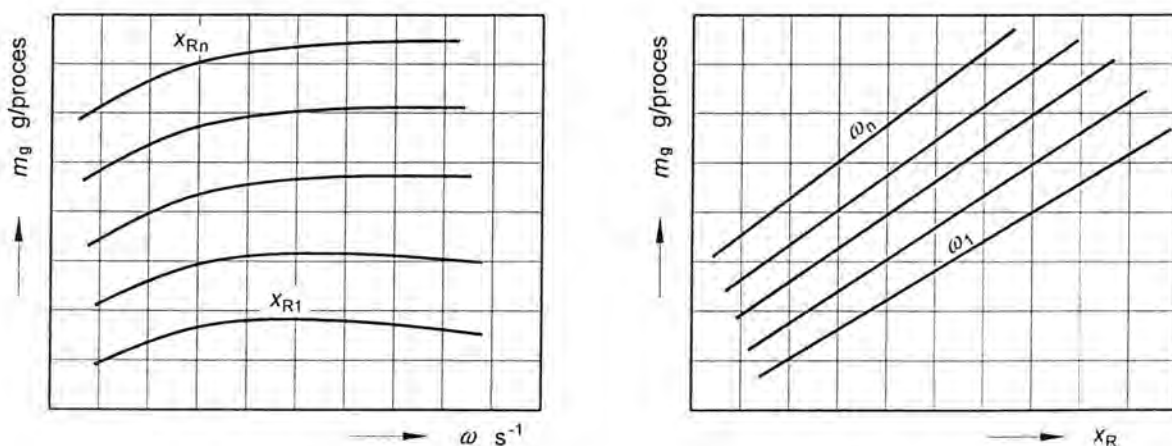
$$\frac{m_R}{c_R} \frac{d^2 x_R}{dt^2} + \frac{d_R}{c_R} \frac{dx_R}{dt} + \frac{F_{tr}}{c_R} \text{sign}\left(\frac{dx_R}{dt}\right) + x_R = K_p \left(n_R + \frac{1}{T_I} \int n_R dt + T_D \frac{d}{dt} n_R \right), \quad (3.146)$$

gdje su:

- m_R - slobodne mase regulatora
- d_R - prigušenje regulatora
- c_R - krutost opruge regulatora
- F_{tr} - Coulombovo trenje
- x_R - hod ručice za dobavu goriva
- n_R - brzina vrtnje motora

3.8 VISOKOTLAČNA PUMPA GORIVA

Visokotlačna pumpa goriva ima zadatak da u komprimirani medij u cilindru motora ubrizga odgovarajuću količinu goriva. Količina goriva koja će se ubrizgati ovisi o položaju ručice za dobavu goriva i o brzini vrtnje motora, tako da se pri simulaciji procesa u motoru rabi polje karakteristika visokotlačne pumpe goriva. Dijagrami na Sl. 3.18 prikazuju polje karakteristika pumpe u stacionarnim uvjetima za određeni položaj ručice goriva ili određenu brzinu vrtnje motora.

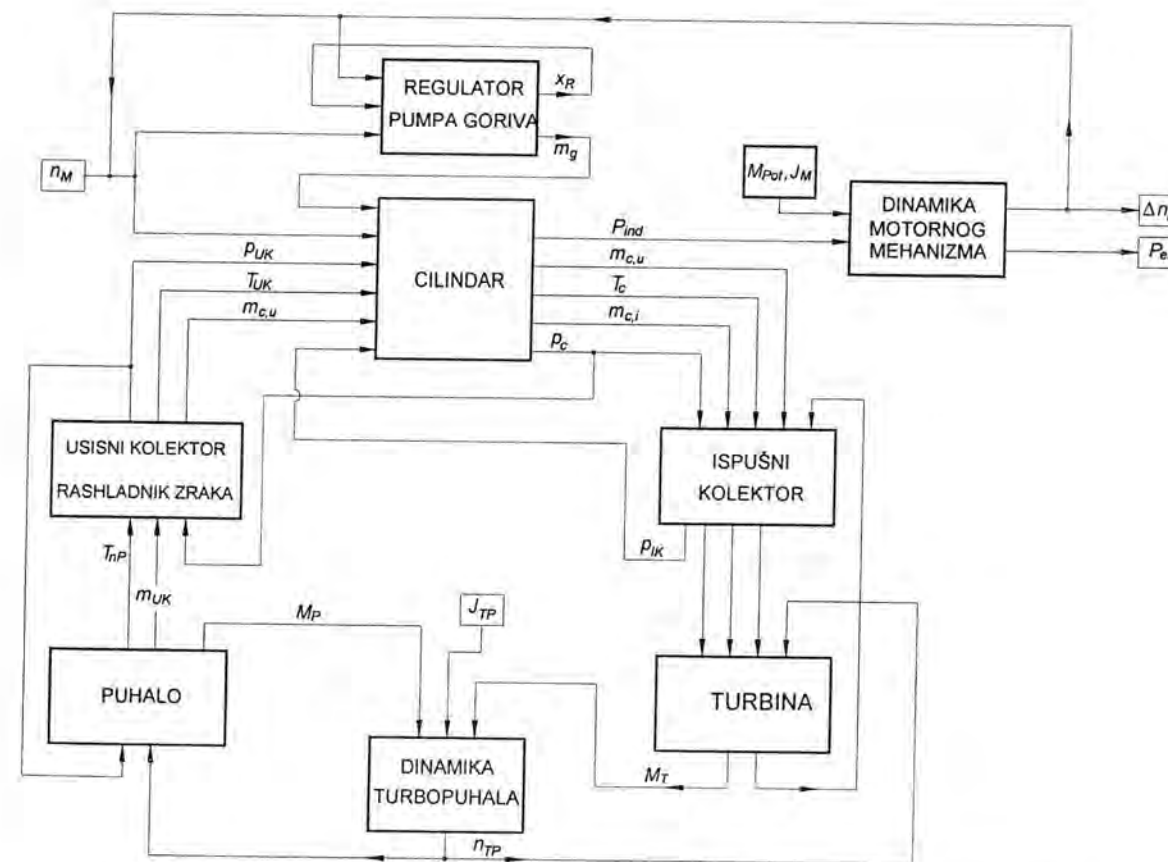


Sl. 3.18 Karakteristike visokotlačne pumpe goriva

Takvi dijagrami dobivaju se ispitivanjem visokotlačnih pumpi goriva na ispitnom stolu. U stvarnim uvjetima pumpa ubrizgava gorivo u cilindar u kojem se nalazi stlačeni radni medij, a ta je količina goriva manja od količine izmjerene na ispitnom stolu. Zbog toga je u radu [3] predložena korekcija polja karakteristika pumpe korekcijskim faktorom dobave 0,8. U radu [103] prikazan je matematički model procesa ubrizgavanja koji rabi jednačbe dinamike mehaničkih dijelova visokotlačne pumpe i jednačbe nestacionarnog strujanja nekompresibilnog fluida.

3.9 SISTEM DIZELSKOG MOTORA

U prethodnim poglavljima prikazani su matematički modeli svih komponenti dizelskog motora s prednabijanjem. Povezivanjem tih komponenti vezama za prijenos mase i energije, mogu se simulirati procesi u motoru i njegove karakteristike za različite izvedbe i uvjete rada. Svaka od veza ima svoje specifične značajke, koje se uzimaju u obzir pri međudjelovanju povezanih komponenti. Na Sl. 3.19 prikazan je dijagram toka informacija za model dizelskog motora s prednabijanjem. Atmosfera nije sastavni dio motora, ali je uvrštena u model i također predstavlja kontrolni volumen iz kojega motor uzima zrak i u koji ispušta ispušne plinove, odnosno kontrolni volumen s kojim motor izmjenjuje radni medij.



Sl. 3.19 Dijagram toka informacija za model dizelskog motora s prednabijanjem

Opis sistema izveden je s pomoću upravljačkih vektora kojima su definirana sva svojstva kontrolnih volumena, međusobna povezanost i vrste veza. Pri opisu kontrolnih volumena rabe se proizvoljno odabrani indeksi, koji definiraju vrstu volumena i svrstavaju ga u jednu od grupa s jednakim svojstvom. Isti se postupak primjenjuje pri opisu međusobne povezanosti kontrolnih volumena i vrsta veza [33].

Ovisno o indeksima vektora volumena i vektora veza, u modelu se kreira sustav nelinearnih diferencijalnih jednadžbi 1. reda dopunjen empirijskim i regresijskim jednadžbama za opis rubnih uvjeta, značajki pojedinih veza i značajki komponenti motora. Trajanje proračuna ovisi o broju kontrolnih volumena, broju aktivnih veza i složenosti modela komponenti motora.

Za početak proračuna kružnog procesa motora uzet je trenutak zatvaranja usisnog ventila i početak kompresije u prvome cilindru. Proračun stanja u ostalim cilindrima pomaknut je za odgovarajući fazni kut definiran redosljedom paljenja. U [33] je rabljen osnovni korak integracije od 4° okretaja koljenastog vratila, a po potrebi se skraćivao zbog postizanja veće točnosti računanja u pojedinim volumenima. Zbog brzine današnjih računala, u ovom je radu odabran osnovni korak od 1° , što omogućuje odabir integracije jednadžbi po Eulerovoj metodi. Karakteristične veličine motora, poput srednje snage, srednjega efektivnog tlaka, specifične potrošnje goriva, srednje brzine vrtnje motora i turbopuhala, srednjih temperatura i tlakova u kontrolnim volumenima itd., određuju se za nešto duži vremenski interval, odnosno za vrijeme između dvaju uzastopnih ubrizgavanja goriva u jednom redu cilindara motora.

Uz pomoć tog pristupa opisa sistema motora izvedena je implementacija modela na računalu. Indeksi u kontrolnim vektorima volumena i veza upravljaju tijekom izvođenja programa i pozivanjem potrebnih potprograma. U radu [33] navedeno je kako se proračun modela za četverotaktni motor tog stupnja složenosti izvodi oko 2 minute po radnom ciklusu ili da je omjer vremena obrade prema realnom vremenu oko 500:1. Danas je omjer tih vremena sveden na oko 1:1 pri uporabi računala s procesorom koji radi s taktom od 700 MHz. Ta činjenica govori u prilog tome da razvoj računalne opreme donosi veliku uštedu u vremenu i omogućuje proširenje i usložnjavanje postojećih modela uz prihvatljivo trajanje proračuna.

Cilj je ovog modela simulacija procesa u motoru pri dinamičkim uvjetima rada. Preduvjet za takvu simulaciju jest točnost dobivenih rezultata pri stacionarnom radu motora za veći broj radnih točaka. Pri proračunu stacionarne radne točke polazi se od pretpostavljenih početnih uvjeta za željenu radnu točku te se zadaju snaga motora i brzina vrtnje. Tijekom proračuna procesa, brzina vrtnje zadržava se konstantnom, a snaga koju razvija motor uspoređuje se stalno sa zadanom snagom. Ovisno o razlici dobivene i željene snage ispravlja se dobava goriva te se proces ponavlja sve dok se ne dobije dovoljno mala razlika između kontroliranih parametara u dvama uzastopnim procesima.

Pri proračunu stacionarne točke dizelskog motora koji pogoni brodski vijak ili generator električne energije, u simulaciju se uključuje regulator. Ako se promijeni brzina vrtnje zbog neravnoteže energija na koljenastom vratilu, regulator podešava potrebnu količinu goriva i vraća motor na prije definiranu radnu točku. Postizanje ili održavanje radne točke potvrđuje se kontrolom konvergencije brzine vrtnje motora i turbopuhala te tlaka, temperature, ukupne mase i pretička zraka za sve kontrolne volumene. Dostizanjem stacionarne radne točke dizelskog motora, može započeti simulacija rada u nestacionarnim uvjetima prema željenom scenariju. Tijekom proračuna, odabrani parametri motora i stanja u kontrolnim volumenima bilježe se u posebne datoteke radi naknadne obrade dobivenih rezultata.

3.10 OPIS RAČUNALNOG PROGRAMA ZA SIMULACIJU RADA DIZELSKOG MOTORA

Na Sl. 3.20 prikazan je dijagram toka programa za simulaciju rada dizelskog motora *ENGINE*. Program započinje učitavanjem prethodno pripremljenih osnovnih podataka o motoru i svima kontrolnim volumenima na koje je motor podijeljen. Uvjeti okoline opisani su također u ulaznim podacima te se pretpostavlja da u početku u svim kontrolnim volumenima vlada zadan stanje okoline.

Budući da su motori najčešće izvedeni s više cilindara, čiji su procesi pomaknuti za određeni fazni kut, svakom se od kontrolnih volumena (na koje se to odnosi) dodjeljuje odgovarajući fazni kut početka procesa. Kao početak procesa uzet je trenutak zatvaranja usisnog ventila. Podprogrami *AEFU* i *AEFI* proračunavaju efektivne protočne površine usisnih i ispušnih ventila tijekom jednoga radnog procesa, čije vrijednosti zapisuju u memoriju računala. Trenutni volumen cilindra te brzina promjene volumena proračunavaju se u podprogramu *VOLCIL* te se također spremaju u memoriju računala jer su potrebni tijekom svakog koraka proračuna.

Podprogram *SVPLINA* zadužen je za proračun kaloričnih veličina plina koje se dobivaju iz poznate temperature i pretička zraka u promatranome kontrolnom volumenu. Time su pribavljeni svi podaci i parametri za početak proračuna procesa.

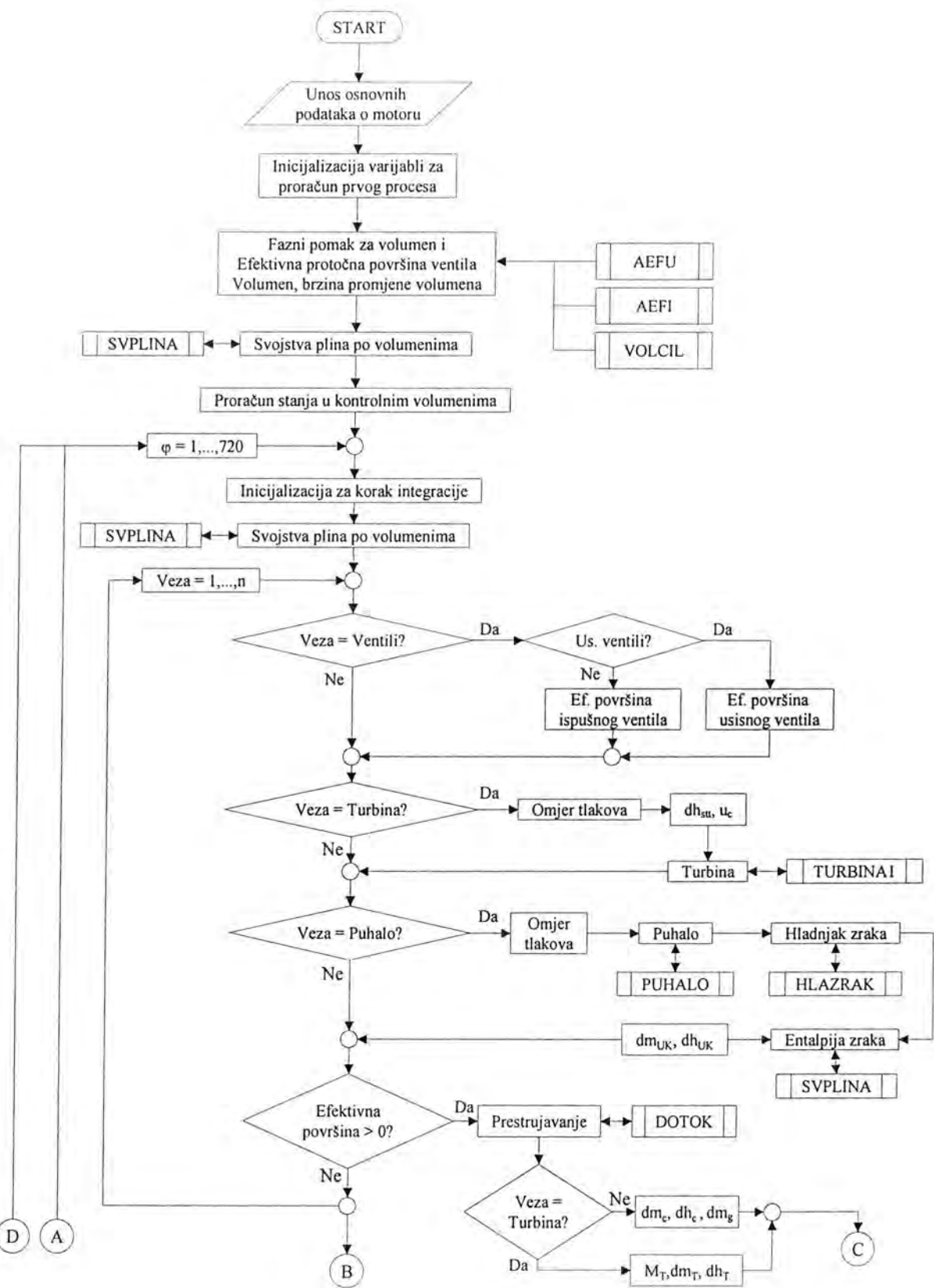
Tijekom proračuna procesa ispituju se vrste veza između pojedinih kontrolnih volumena. Ako je veza ventil, program ispituje radi li se o usisnom ili ispušnom ventilu te se, ovisno o faznom kutu, određuje efektivna protočna površina. Ako je veza turbina na ispušne plinove, podprogram *TURBINA1* određuje koeficijent kontrakcije mlaza i stupanj djelovanja turbine. Podprogram *DOTOK* proračunava masu radnog medija koja prestruji u vremenskom koraku uz poznatu razliku tlakova i poznatu protočnu površinu. Pri strujanju kroz turbinu proračunava se ujedno i razvijeni zakretni moment, što se kasnije koristi za proračun dinamike turbopuhala.

Pri prestrujavanju preko puhala podprogram *PUHALO* proračunava trenutne parametre puhala iz prethodno pripremljenog polja karakteristika. Također se proračunava i stupanj djelovanja te zakretni moment potreban za pogon puhala. Zrak zagrijan prolaskom kroz puhalo, provodi se kroz hladnjak zraka te se temperatura stlačenog zraka nakon prolaska kroz hladnjak izračunava podprogramom *HLAZRAC*.

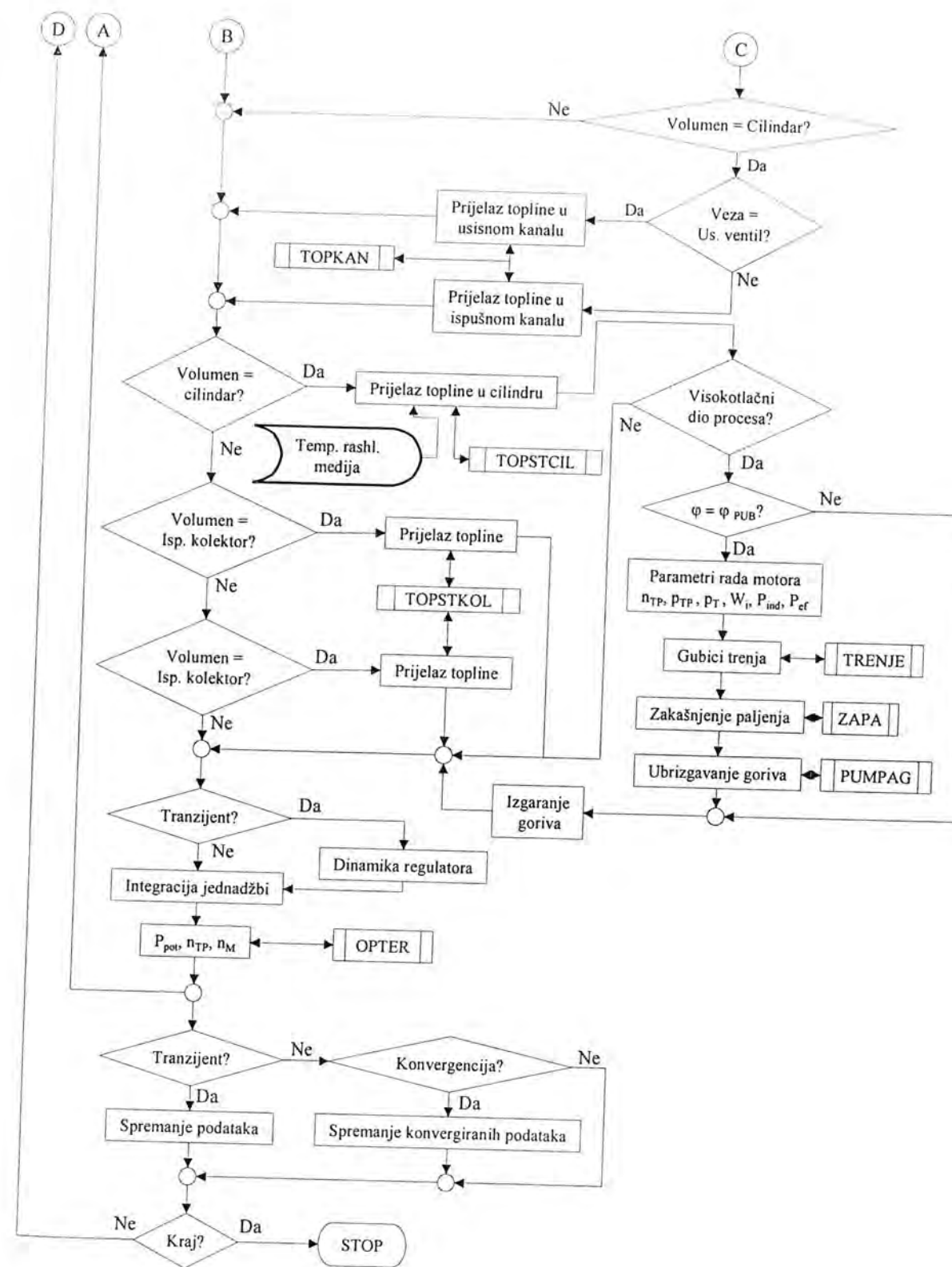
U obzir je uzet i prijelaz topline pri strujanju radnog medija u cilindar i iz cilindra motora koji se primjenom odgovarajućih korelacija proračunava u podprogramu *TOPKAN*.

Nakon proračuna, koji se odnose na veze između kontrolnih volumena, proračunavaju se stanja u kontrolnim volumenima. Najprije se s pomoću podprograma *TOPSTCIL* rješava prijelaz topline na stijenke cilindra. Pri tome se u obzir uzima i temperatura rashladnog medija dobivena programom za simulaciju rada rashladnog sistema. Ako je cilindar u fazi visokotlačnog dijela procesa, ispituje se odgovara li trenutni kut trenutku početka dobave goriva. U trenutku početka dobave goriva ujedno se izračunava količina goriva koje će se ubrizgati u cilindar, rad i snaga razvijena u kontrolnim volumenima motora te srednji indicirani i efektivni tlakovi procesa. Tijekom ostatka visokotlačnog procesa prati se proces izgaranja i potpunost izgaranja goriva u cilindru motora. Pri proračunu stanja u usisnom i ispušnom kolektoru, podprogramom *TOPSTKOL* izračunava se prijelaz topline na stijenke kolektora.

Konačno, razlika između efektivne snage motora i snage tereta (potrošača) definira promjenu brzine vrtnje motora, što je ulazni parametar za podprogram kojim se simulira rad regulatora dobave goriva. Na kraju proračuna provjerava se je li se stanje u kontrolnim volumenima promijenilo u odnosu prema prethodnome radnom procesu. Pritom se uspoređuju srednji tlakovi, temperature i pretičci zraka u kontrolnim volumenima te brzina vrtnje motora i turbopuhala. Tijekom simulacije mogu se spremati različiti podaci kako bi se kasnije izučavali tranzijenti i procesi u kontrolnim volumenima. Zbog velike količine podataka, u programu je predviđena mogućnost selekcije podataka koji će se tijekom simulacije spremati. Nakon što se postigne konvergencija, dobiveni se podaci spremaju odvojeno od podataka dobivenih do postizanja konvergencije.



Nastavak na str. 49



Sl. 3.20 Dijagram toka računalnog programa ENGINE

4. PRIMJENA MODELA DIZELSKOG MOTORA

Model simulacije primijenjen je za analizu dinamičkih uvjeta rada jednoga postojećeg dizelskog motora. Kao pogodan primjer pokazao se dizelski agregat snage 12 MW za proizvodnju električne energije, instaliran u petrokemijskom postrojenju "DINA" kraj Omišlja na otoku Krku. Validacija simulacijskog modela i dobivenih rezultata izvedena je za primjer pogona generatora električne energije pri konstantnoj brzini vrtnje usporedbom s podacima s ispitnog stola. Jednako tako, u radu je dana prognoza ponašanja istog motora koji bi bio ugrađen u brod kao glavni pogonski motor. U tom slučaju brzina vrtnje motora više nije konstantna, a opterećenje motora mijenja se ovisno o brzini vrtnje brodskog vijka i vanjskim utjecajima.

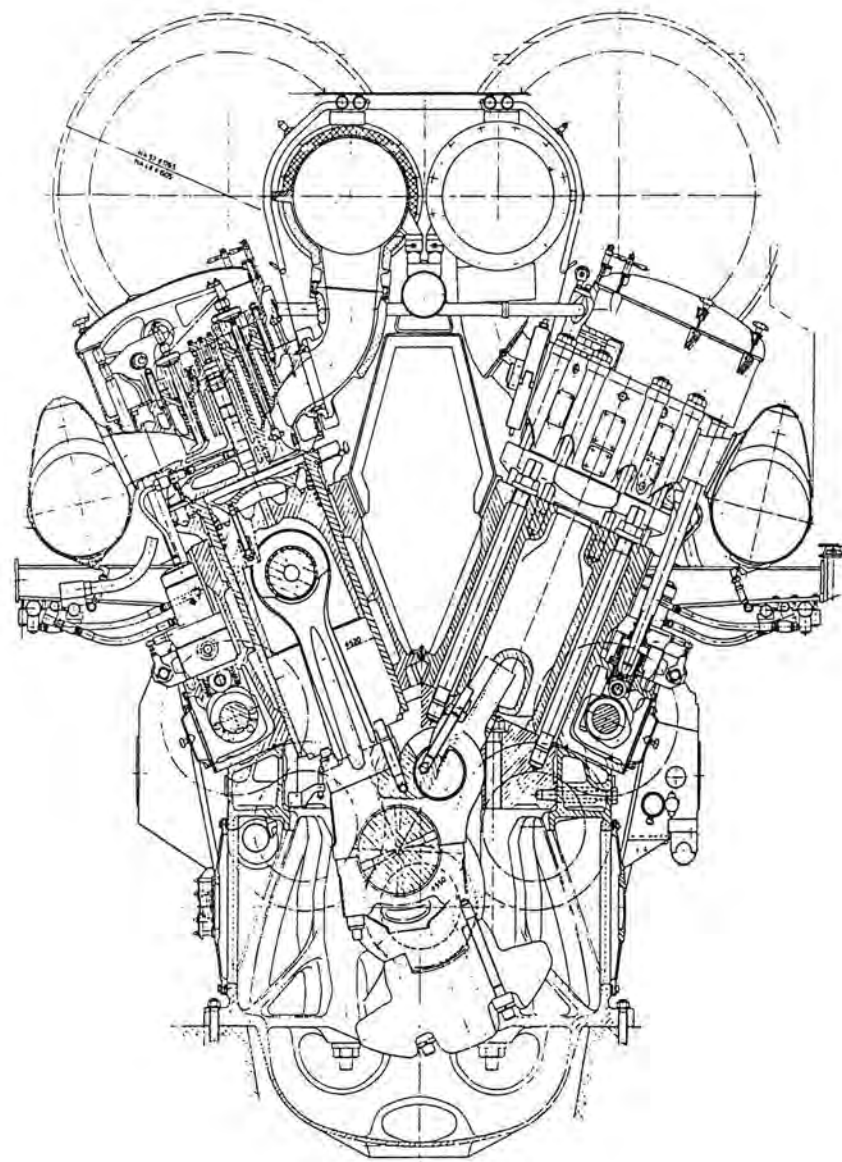
4.1 OPIS ODABRANOGA DIZELSKOG MOTORA

Za primjenu modela simulacije odabran je dizelski srednjekretni četverotaktni motor s prednabijanjem MAN 16 V 52/55, proizveden u tvornici dizelskih motora "BRODOSPLIT" po licenci MAN (Sl. 4.1). Motor je namijenjen kao pogonski stroj za dizelelektrične agregate ili za propulziju brodova. Ovisno o namjeni, motor je po potrebi opremljen odgovarajućim bregastim vratilima za izvođenje promjene smjera vrtnje (prekreta). Osnovni tehnički podaci tog motora jesu:

Tipska oznaka motora	16V 52/55 A
Proces	četverotaktni
Nazivna snaga motora	11840 kW (16080 KS)
Nazivna brzina vrtnje	428 min ⁻¹
Srednji efektivni tlak	17,75 bar
Maksimalni tlak izgaranja	125 bar
Srednja stapna brzina	7,85 m s ⁻¹
Specifična potrošnja goriva	198 g (kWh) ⁻¹
Broj cilindara	16
Raspored cilindara	V pod kutom od 45°
Promjer cilindra	520 mm
Stapaj	550 mm
Stapajni volumen jednog cilindra	116,8 dm ³
Stupanj kompresije	glavni cilindar 11,2
Omjer poluzja	0,215
Redosljed paljenja	A1-B1-A2-B2-A4-B4-A6-B6- -A8-B8-A7-B7-A5-B5-A3-B3-A1
Broj turbopuhala	2
Tipska oznaka turbopuhala	NA 57 L 268
Vrsta prednabijanja	s konstantnim tlakom
Promjer rotora puhala	380 mm
Srednji promjer rotora turbine	534 mm
Protočna površina turbine	518 cm ²
Moment tromosti rotora turbopuhala	3,5 kg m ²
Masa motora	181 000 kg

Ukupni moment tromosti motornog mehanizma i generatora električne energije iznosi 30622,3 kgm², a određen je prema podacima iz tehničke dokumentacije (Sl. 4.2). Konstrukcija koljenastog mehanizma tog motora izvedena je na način da se ojnice jednog reda cilindara vežu na ojnice drugog reda cilindara, te se takva izvedba često naziva koljenastim mehanizmom s privješenom ojnicom. Takva se

konstrukcija odražava na kinematiku mehanizma, iz čega proizlazi mala razlika stupnjeva kompresije dvaju nasuprotnih cilindara. Budući da su spomenute razlike vrlo male, pri simulaciji je uzeto kao da se radi o klasičnoj (simetričnoj) konstrukciji motora s cilindrima razmaknutima u obliku slova V pod kutom od 45° .



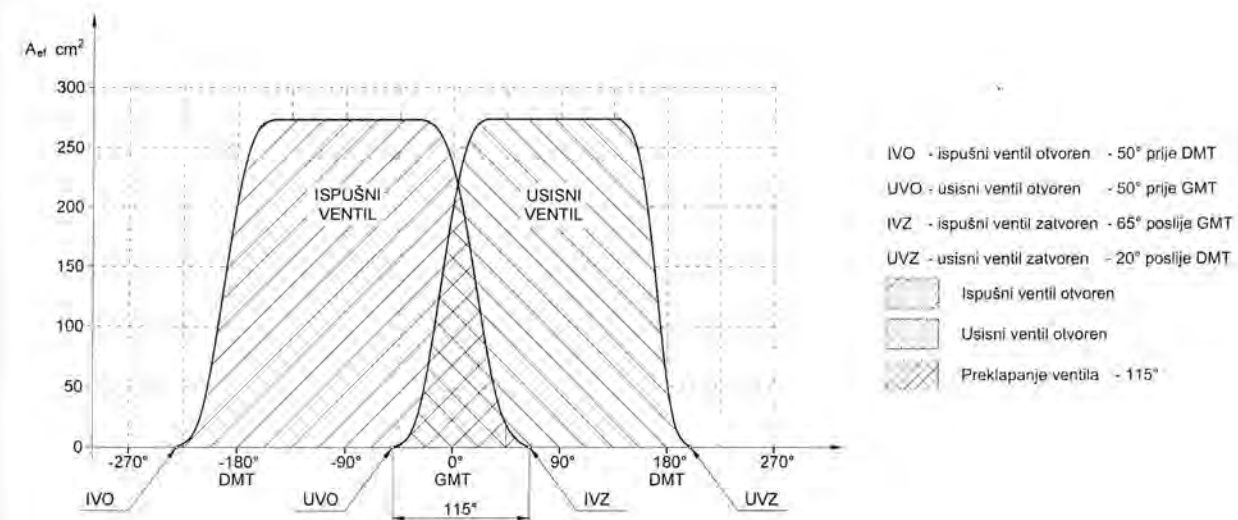
Sl. 4.1 MAN 16V 52/55

Svaki red cilindara ima svoje bregasto vratilo s brijegovima za otvaranje usisnih i ispušnih ventila te za pogon pumpe goriva. Cilindri motora sastoje se od rashladnog plašta i cilindarske košuljice, koji su cilindarskom glavom pritegnuti na kućište motora. U cilindarske glave smještena su po dva usisna i ispušna ventila, rasprskič goriva, ventil zraka za upućivanje motora te sigurnosni ventil.

Na slici Sl. 4.3 prikazane su ukupne efektivne protočne površine usisnih i ispušnih ventila jednog cilindra u funkciji kuta zakreta koljenastog vratila.

Br. mase	Opis	Moment tromosti kgm ²	d mm
1	Sekundarni prigušivac	1058,0	
2	Primarni prigušivac	84,5	
3	Cilindri A1 i B1	421,6	400
4	Cilindri A2 i B2	421,6	400
5	Cilindri A3 i B3	421,6	400
6	Cilindri A4 i B4	421,6	400
7	Cilindri A5 i B5	421,6	400
8	Cilindri A6 i B6	421,6	400
9	Cilindri A7 i B7	421,6	400
10	Cilindri A8 i B8	421,6	400
11	Razvod bregaste osovine	55,0	400
12	Zamašnjak	1392,0	400
13	Generator	25718,0	575

Sl. 4.2 Momenti tromosti motornog mehanizma motora MAN 16 V 52/55 A s generatorom

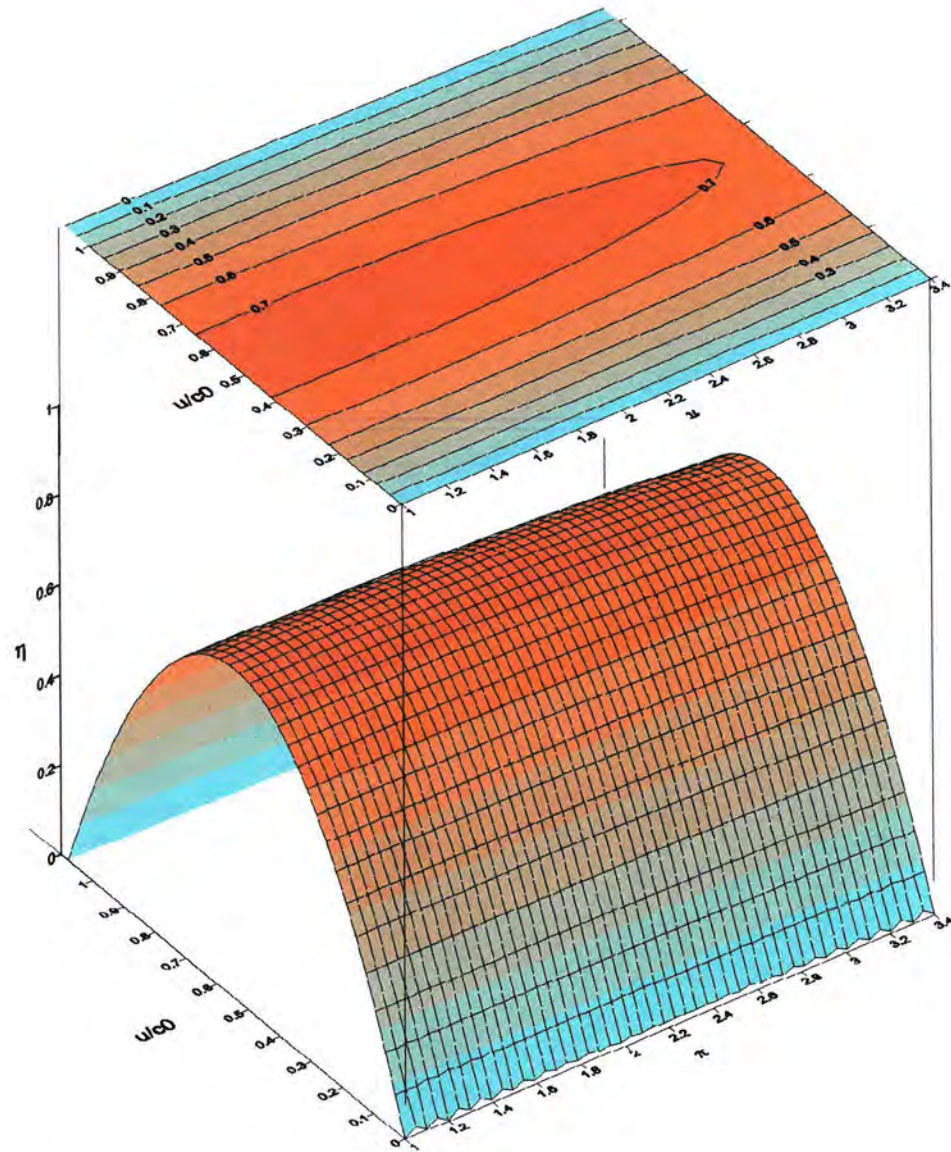
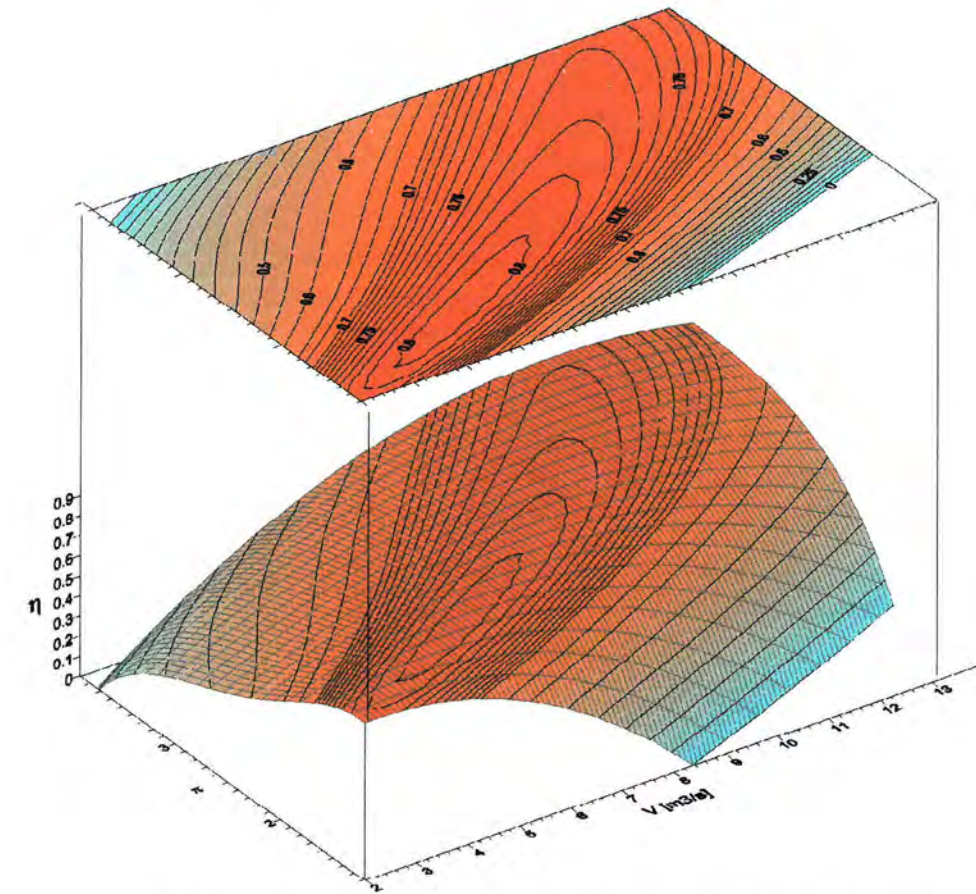
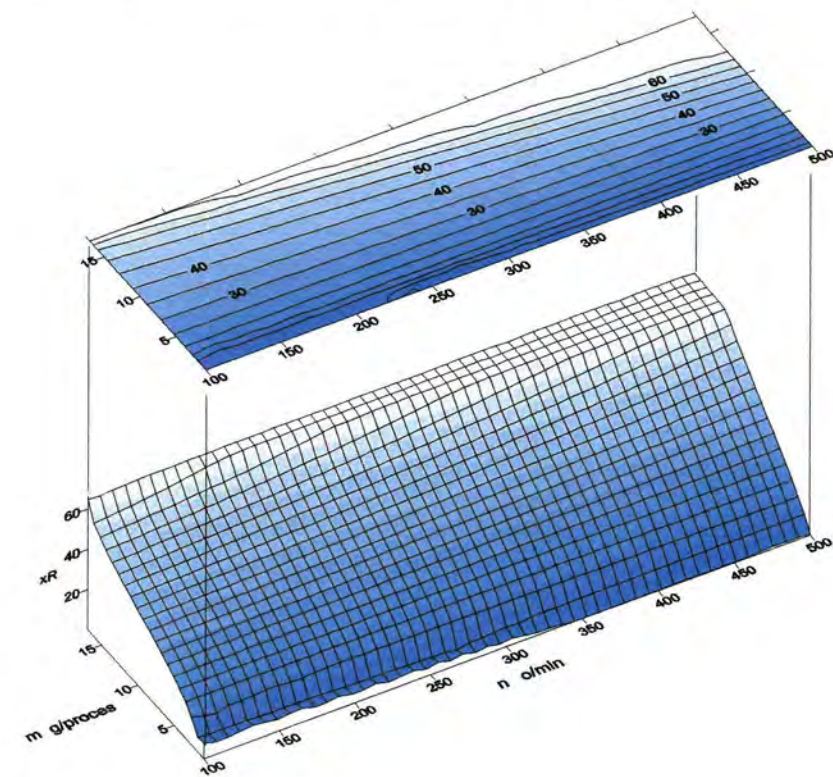


Sl. 4.3 Dijagram otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila

Svaki red cilindara opremljen je jednim turbopuhalom. Stlačeni zrak iz puhalo vodi se do hladnjaka, odakle ohlađen ulazi u usisni kolektor i iz njega u cilindre motora. Svi cilindri u istom redu spojeni su na zajednički ispušni kolektor, na koji se nadovezuje turbina na ispušne plinove. Veliki volumeni usisnog i ispušnog kolektora omogućuju prednabijanje s konstantnim tlakom.

Turbina na ispušne plinove jest jednostupanjska aksijalna turbina te je za opis njenih značajki korištena promjena izentropskog stupnja djelovanja turbine η_T i koeficijenta protoka α_T u funkciji omjera tlakova π i relativne brzine vrtnje u/c_0 . Na temelju vrijednosti očitanih iz dijagrama dobivenih od proizvođača, izrađena su odgovarajuća polja karakteristika turbine turbopuhala, te je dijagram promjene izentropskog stupnja djelovanja turbine η_T u funkciji omjera tlakova π i relativne brzine vrtnje u/c_0 prikazan na Sl. 4.4.

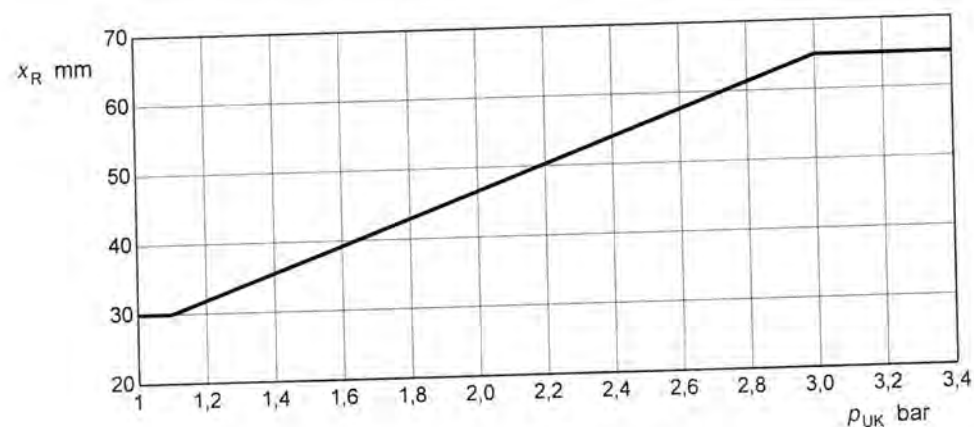
Isti je postupak proveden i pri izradi polja karakteristika radijalnog puhala. Promjena izentropskog stupnja djelovanja puhala η_P u funkciji protoka \dot{V} i omjera tlakova π prikazana je na Sl. 4.5.

Sl. 4.4 Izentropski stupanj djelovanja aksijalne turbine η_T (MAN NA 57)Sl. 4.5 Izentropski stupanj djelovanja puhala η_P (MAN NA 57)

Sl. 4.6 Polje karakteristika visokotlačne pumpe goriva

Polje karakteristika pumpe za ubrizgavanje goriva prikazano je na Sl. 4.6. Dijagram prikazuje količinu ubrizganoga goriva po procesu u ovisnosti o položaju ručice goriva i trenutnoj brzini vrtnje motora. Podaci o pumpi za ubrizgavanje goriva za odabrani motor nisu bili dostupni pa je u ovom radu korišteno polje karakteristika pumpe za ubrizgavanje iz [33]. Budući da snage promatranih motora i broj cilindara nisu jednaki, izvršena je odgovarajuća korekcija ubrizgane mase goriva po procesu.

Odabrani motor koristi PI regulator proizvođača "Woodward", tip UG8. Taj je regulator mehanički regulator s hidrauličkim pojačivačkim i postavnim dijelom. Može se koristiti za regulaciju glavnih ili pomoćnih motora. Po želji, može se ugraditi električno, pneumatsko, hidrauličko ili mehaničko daljinsko upravljanje ([104], [105]). Regulatoru je posebno dodan uređaj za ograničenje pomaka ručice goriva u funkciji tlaka zraka za prednabijanje u usisnom kolektoru. Ovisnost maksimalnog pomaka ručice goriva o tlaku u usisnom kolektoru prikazana je na Sl. 4.7.



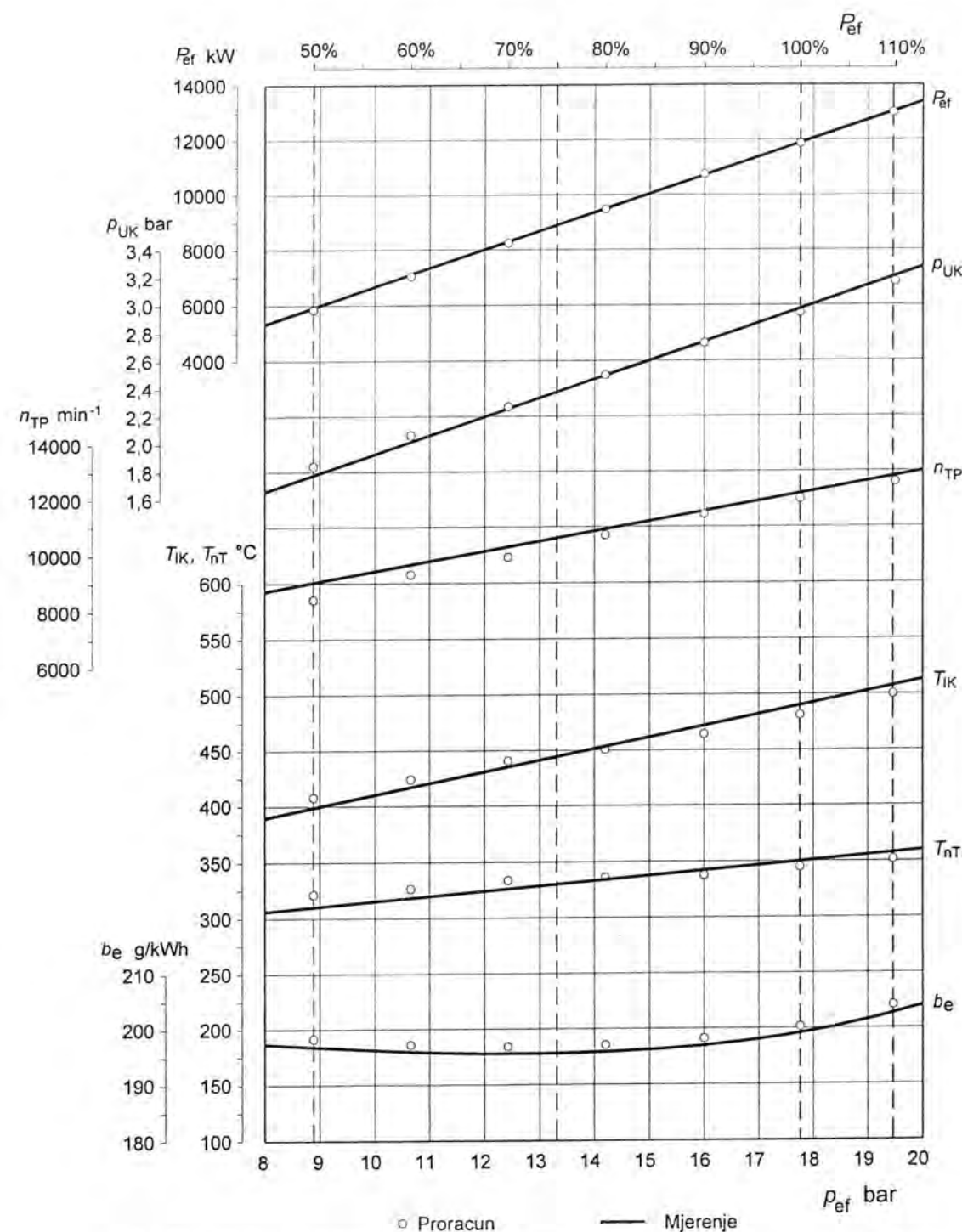
Sl. 4.7 Ograničenje dobave goriva u ovisnosti o tlaku prednabijanja

4.2 ISTRAŽIVANJE VALJANOSTI MODELA

Valjanost modela ispitana je usporedbom rezultata proračuna i vrijednosti dobivenih mjerenjem na probnom stolu pri primopredaji motora. Usporedba je izvršena za radne točke od 50% do 110% opterećenja motora u razmacima od 10%. Mjerenje je izvedeno terećenjem dizelskog motora pri nominalnom i konstantnom broju okretaja od 428 min^{-1} . Na Sl. 4.8 prikazana je usporedba rezultata dobivenih simulacijom i mjerenjem na probnom stolu te se uočava dobro poklapanje rezultata za različite radne točke pri stacionarnom radu motora.

Manja odstupanja zapažena su na krivulji specifične potrošnje goriva i to u području nižeg opterećenja (oko 50%) i u blizini nazivnog opterećenja, slično kao i u radu [36]. Razlog za dobivena odstupanja pripisuje se modelu za mehaničke gubitke koji ne odgovara u potpunosti za odabrani motor.

Pri istraživanju valjanosti modela uočena je velika osjetljivost modela na odstupanja brzine vrtnje turbopuhala te tlak u usisnom kolektoru. Objašnjenje za uočeno ponašanje modela potraženo je u nekim od sljedećih činjenica. Pri mjerenju značajki puhalo proizvođač izdaje mapu polja karakteristika puhalo s tolerancijom od $\pm 2.5\%$. Poznata je velika ovisnost značajki turbopuhala o veličini protočne površine turbine na ispušne plinove, pri čemu i vrlo mala promjena donosi značajne pomake radne točke cijelog turbopuhala. U prilog tome govore i dostupni rezultati mjerenja s ispitnog stola za dva identična motora (oba ugrađena u petrokemiji "Dina") koji se također razlikuju u izmjerenim brzinama vrtnje turbopuhala, a posljedica su različita prigušenja turbina na ispušne plinove.



Sl. 4.8 Usporedba izmjerenih vrijednosti i rezultata simulacije za stacionarni rad dizelskog motora pri nominalnoj brzini vrtnje

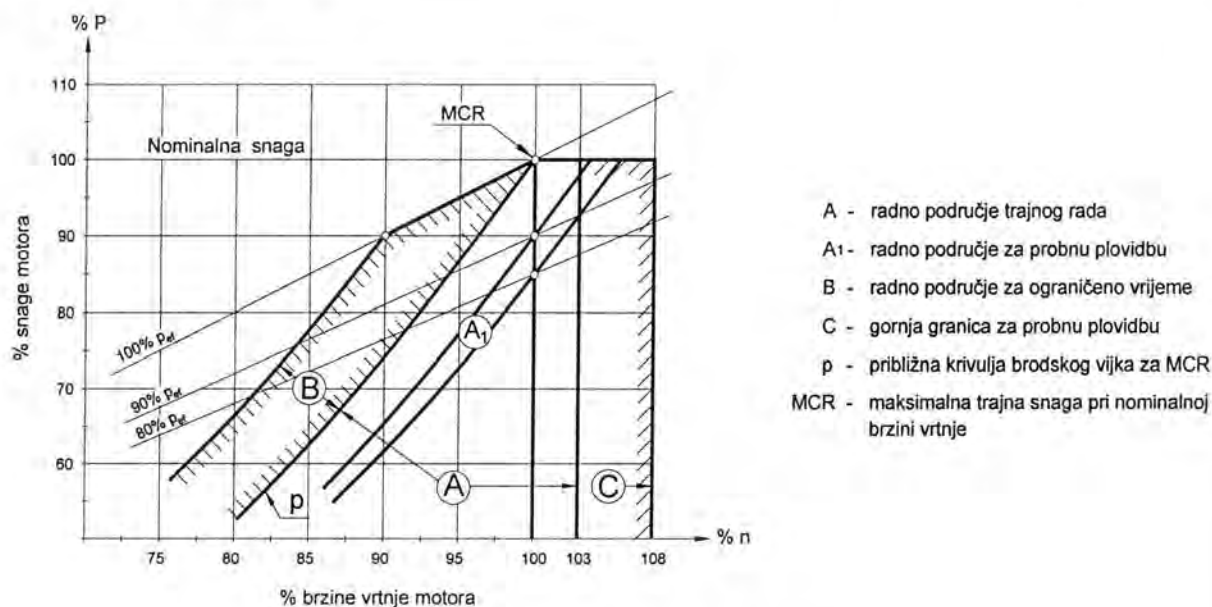
Vrlo mala odstupanja pojedinih značajki motora dobivenih simulacijskim modelom od vrijednosti dobivenih mjerenjem ukazuju na upotrebljivost modela za proračun stacionarnih radnih točaka. Ta osobina simulacijskog modela osnovni je preduvjet za predviđanje ponašanja dizelskog motora pri dinamičkim uvjetima rada.

4.3 SIMULACIJA PROMJENE OPTEREĆENJA

Motor koji je u ovom radu odabran za usporedbu rezultata simulacije i izmjerenih vrijednosti, instaliran je u funkciji stacionarnoga dizelelektričnog agregata. U takvim uvjetima dizelski motor radi cijelo vrijeme pri konstantnoj brzini vrtnje zbog potrebne frekvencije izmjenične struje. Takvi agregati često rade u paralelnom spoju s električnom mrežom, koja ih sinkronizira i pomaže u održavanju konstantne brzine vrtnje u slučaju većih ili naglih promjena opterećenja u lokalnoj električnoj mreži.

Osim takvog načina rada, motor je predviđen i za propulziju brodova. Budući da je ovaj rad posvećen numeričkom simuliranju brodskoga pogonskog postrojenja, izvedena je simulacija rada odabranog motora u situaciji kada bi pogonio brodski vijak. U usporedbi s pogonom električnoga generatora, pogon je brodskog vijka zahtjevniji jer se brzina plovidbe često mijenja ili pak vremenski uvjeti i stanje mora (vjetar, valovi, morske struje itd.) utječu na promjenu opterećenja. Moguće područje rada motora u sprezi s brodskim vijkom prikazano je na Sl. 4.9, a na dijagramu nisu označene granice minimalnog opterećenja i minimalne brzine vrtnje motora.

Pri pogonu brodskog vijka, umjesto momenta tromosti generatora električne energije, potrebno je uzeti u obzir tromost osovinskog voda s pripadajućom opremom te moment tromosti povučene mase mora. Podaci o navedenim momentima tromosti preuzeti su iz [36] te je odabran ukupni moment tromosti za cijeli sustav od 30 000 kgm².



Sl. 4.9 Područje rada motora

Nakon što je na simulacijskom modelu postignuta stacionarna radna točka željenih parametara, može se pristupiti promjeni radne točke motora. Na raspolaganju stoji mogućnost promjene željene brzine vrtnje motora, kao ulazni podatak za regulator motora, ili promjena vanjskog opterećenja. Jednako tako, može se zadati i brzina promjene veličine koja će se mijenjati, od skokovite promjene pa sve do neke funkcionalne zavisnosti o vremenu ili nekome drugom parametru.

Praćenjem promjena stanja tijekom prijelaznih pojava može se utvrditi kvaliteta rada pojedinih elemenata motornog sustava, njihovo ponašanje i mogućnost povoljnije eksploatacije. U primjerima koji slijede, ponašanje dizelskog motora tijekom promjene režima rada praćeno je kroz sljedeće značajke: brzina vrtnje motora, efektivna snaga motora, položaj poluge goriva, pretičak zraka u ispušnom kolektoru, brzina vrtnje turbopuhala, tlak u usisnom i ispušnom kolektoru te temperatura u ispušnom kolektoru. Posebno su dani dijagrami koji prikazuju promjene zapreminskog protoka i omjera tlakova ispred i iza puhalo, odnosno promjenu radne točke puhalo tijekom prijelaznih pojava u motoru.

4.4 PROMJENA OPTEREĆENJA MOTORA MIJENJANJEM BRZINE VRTNJE

Mijenjanjem brzine vrtnje motora mijenja se i snaga potrebna za pogon brodskog vijka, odnosno opterećenje koje motor mora svladati (Sl. 4.9). U primjeru koji slijedi, pretpostavljeno je da motor radi pri 100% opterećenja i nominalnoj brzini vrtnje od 428 min⁻¹. U određenom je trenutku regulatoru dan nalog da smanji brzinu na 340 min⁻¹ (79,4 % nominalne brzine vrtnje), pri čemu se opterećenje motora smanji na 50% nazivne snage. Nakon 10 sekundi brzina vrtnje postavlja se ponovno na 428 min⁻¹ te regulator pomicanjem poluge za dobavu goriva nastoji postići zadanu brzinu vrtnje. Radi lakšeg praćenja promjena značajki motora, vrijeme je postavljeno na nultu vrijednost u trenutku smanjenja brzine vrtnje motora.

Budući da je brzina vrtnje od 340 min⁻¹ znatno niža od nominalne brzine vrtnje motora, regulator pomiče polugu goriva prema manjoj dobavi, kao što se može vidjeti na Sl. 4.10. Smanjenjem količine goriva koja se ubrizgava u cilindar motora, smanjuju se efektivna snaga motora, brzina vrtnje i srednji efektivni tlak. Jednako tako, smanjuje se i brzina vrtnje turbopuhala te tlakovi u usisnom i ispušnom kolektoru. Čim se smanji količina ubrizganoga goriva u cilindar, uočava se nagli porast pretička zraka u ispušnom kolektoru zbog tlaka u usisnom kolektoru, koji se ne smanjuje jednakom brzinom kao dobava goriva. S vremenom se veličina pretička zraka smanjuje i stabilizira oko vrijednosti $\lambda = 2,1$.

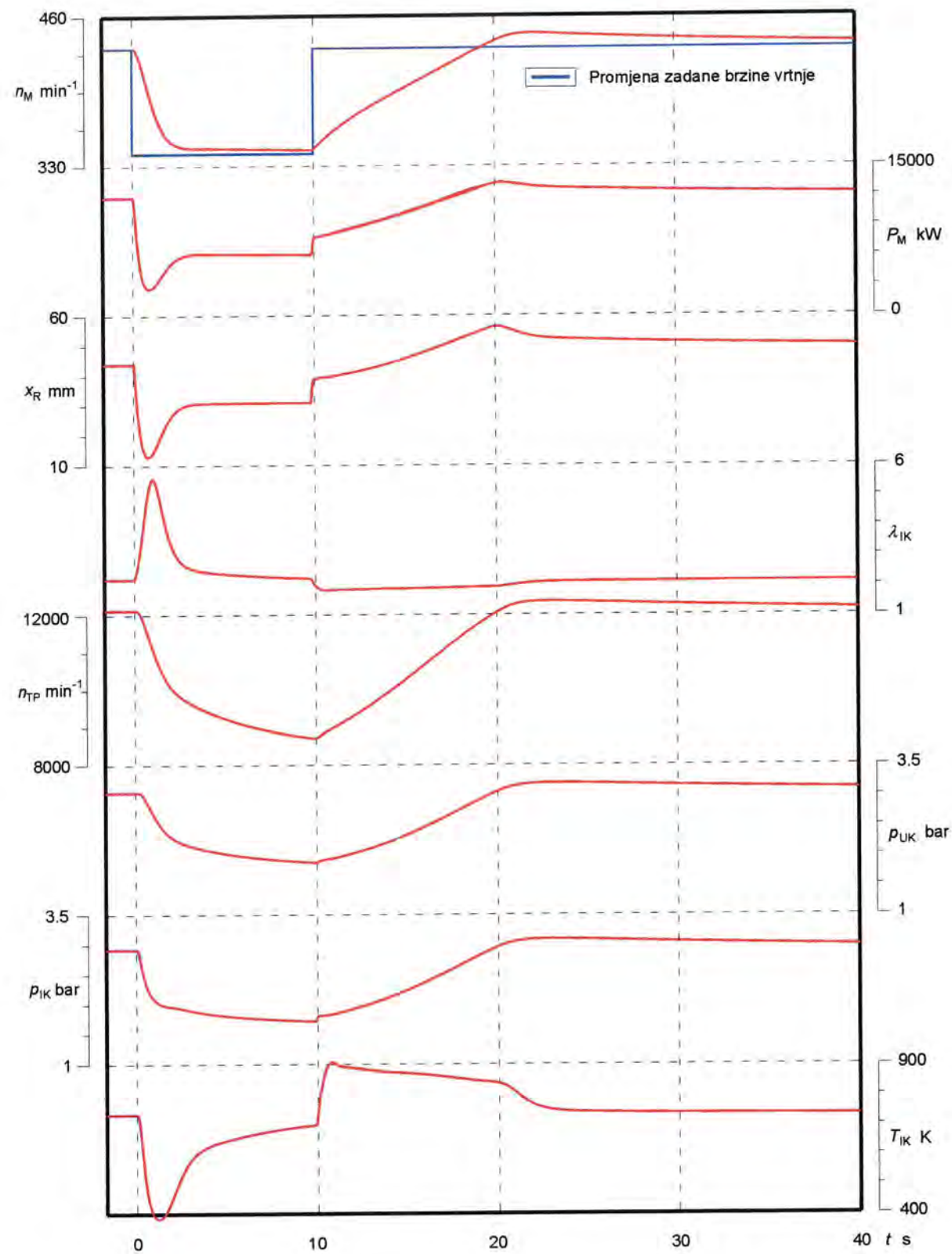
S novim zahtjevom za ponovno vraćanje na nominalnu brzinu vrtnje, smanjuje se pretičak zraka jer se u cilindar motora ubrizgava veća količina goriva. Tijekom pomicanja poluge goriva prema većoj dobavi, vrlo važnu ulogu ima uređaj za ograničenje dobave u funkciji tlaka zraka za prednabijanje u usisnom kolektoru. Prevelika količina goriva, odnosno pretičak zraka niži od 1, dovode do smanjenja stupnja djelovanja izgaranja i do "gušenja" motora. Konačno, u tom se slučaju smanjuje efektivna snaga motora i brzina vrtnje, a radna točka turbopuhala približava se granici pumpanja ili je prelazi te sve završava zaustavljanjem motora.

Na Sl. 4.10 može se uočiti da je pomak poluge goriva u prvim trenucima nakon željenog povećanja brzine gotovo skokovit, a potom se postupno pomiče prema većoj dobavi kako raste tlak zraka za prednabijanje u usisnom kolektoru. Budući da je regulator podešen da se što prije dostigne željeno stanje, dobava je goriva bila i veća od potrebne kako bi se nadomjestila kinetička energija u rotirajućim dijelovima motornog mehanizma. Približavanjem brzine vrtnje prema postavljenoj vrijednosti, poluga goriva vraća se u položaj nešto niže dobave te dostizanjem željene brzine vrtnje zadržava položaj.

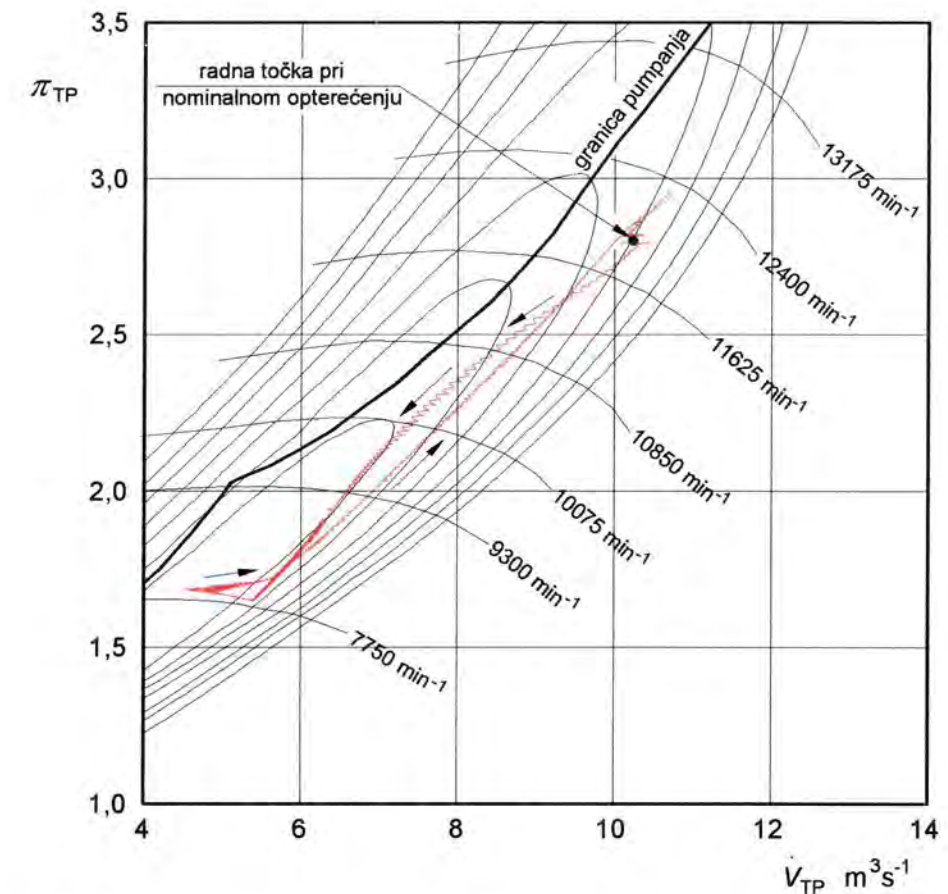
Na Sl. 4.11 prikazana je promjena volumnog protoka i tlaka zraka za prednabijanje nanosena u mapi polja karakteristika puhalo. Na dijagramu je naznačena radna točka pri nominalnom opterećenju, a strelice pokazuju smjer promjene radne točke turbopuhala tijekom smanjenja brzine vrtnje motora i povrat na prvobitnu radnu točku.

Ovisno o količini goriva dovedenog u cilindre motora te omjeru veličina ispušnog kolektora i stapajnog volumena cilindra, tijekom faze ispuha dolazi do odgovarajuće pulzacije tlaka u ispušnom kolektoru. Pulzacije tlaka posljedice su periodičnog istrujavanja plinova iz cilindra motora, što se ujedno odražava i na zakretni moment turbine na ispušne plinove. Spomenuta pojava može se uočiti na Sl. 4.11, a najizraženija je pri naglom ubrzanju i usporavanju rotora turbopuhala.

Zahtjevi za naglom promjenom brzine vrtnje motora u kratkom vremenu rijetko se susreću u uvjetima stvarne eksploatacije motora, ali su mogući u ekstremnim uvjetima (nagli manevri, crash-stop itd.). Tijekom normalne eksploatacije, radi zaštite dijelova motora i produljenja vijeka njihova trajanja, motor se prema unaprijed utvrđenom programu opterećuje do maksimalnog opterećenja na način koji propisuje proizvođač motora. Kod starijih postrojenja taj se postupak izvodi ručno, dok novija postrojenja imaju programirane module koji se brinu o opterećenju motora.



Sl. 4.10 Promjena značajki motora mijenjanjem brzine vrtnje



Sl. 4.11 Promjena volumnog protoka i tlaka prednabijanja puhala za slučaj promjene opterećenja mijenjanjem brzine vrtnje

4.5 PROMJENA OPTEREĆENJA MOTORA ZBOG VANJSKIH UTJECAJA

Osim slučajeva kada je promjena opterećenja i brzine vrtnje motora željena i kontrolirana, moguće su promjene vanjskog opterećenja. Ako motor pogoni generator električne energije, mogu nastati promjene opterećenja zbog uključivanja ili isključivanja potrošača. S druge strane, motor koji pogoni brodski vijak može raditi u uvjetima "teškog mora", kada zbog posrtanja broda ili izranjanja i uranjanja njegove krme dolazi do promjene opterećenja. U slučaju kada se mijenjaju vanjski utjecaji, motor nastoji svladati nametnuto opterećenje, koje u nekim slučajevima može biti toliko veliko da ga motor više nije u stanju svladati. Zbog toga su takve situacije interesantne za analizu kako bi se istražilo ponašanje motora u ekstremnim uvjetima rada.

Jedan od najtežih zahtjeva koji se u pogonu pojavljuju jest svladavanje naglih (skokovitih) promjena opterećenja. Kao primjer takve promjene opterećenja motora uzet je slučaj kada se motor koji radi pri nazivnim parametrima naglo rastereti na 50% nazivnog opterećenja te nakon određenog vremena opterećenje skokovito poraste ponovno na nazivnu vrijednost. Ispitivanjem je utvrđeno da odabrani slučaj promjene opterećenja može izazvati zaustavljanje motora ako je vrijeme rada pri smanjenom opterećenju dovoljno dugo. U nastavku su prikazani primjeri u kojima trajanje smanjenog opterećenja iznosi 3, 5 i 10 sekundi te je dan komentar na dobivene rezultate.

Trenutak smanjenja opterećenja postavljen je za sve primjere u vremenu $t = 0$ i njegova je daljnja promjena označena na Sl. 4.12 isprekidanom crtom. Smanjenjem opterećenja, brzina vrtnje motora

raste zahvaljujući kinetičkoj energiji akumuliranoj u motornom mehanizmu. Budući da regulator nastoji održati prethodno podešenu brzinu vrtnje motora, on smanjuje dobavu goriva. Brzina vrtnje počinje se smanjivati i približavati postavljenoj brzini vrtnje, no zbog tromosti cijeloga motornog mehanizma, uključujući i osovinski vod s brodskim vijkom, taj proces traje neko određeno vrijeme.

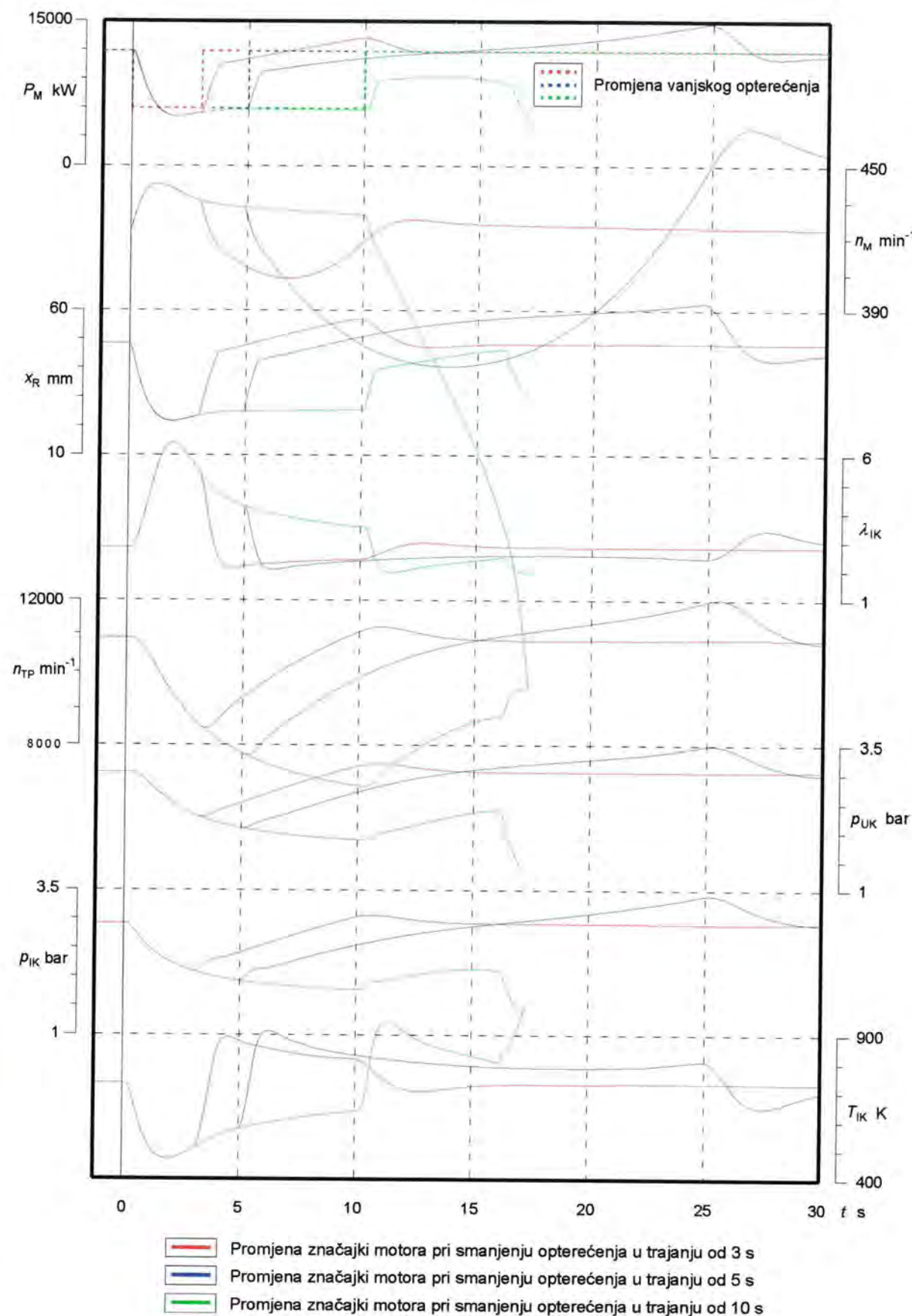
U prvom je slučaju pretpostavljeno da nakon 3 sekunde opterećenje naglo poraste s 50% na 100% nazivnog opterećenja. Zbog porasta opterećenja motor smanjuje brzinu vrtnje, a regulator povećava dobavu goriva. Pomak poluge za regulaciju dobave goriva ograničen je tlakom u usisnom kolektoru što se vrlo jasno uočava na Sl. 4.12. Sukladno dobavi goriva smanjuje se pretičak zraka u ispušnom kolektoru, a temperatura i tlak u njemu rastu. Zbog porasta tlaka i temperature plinova u ispušnom kolektoru, turbina ubrzava rotor turbopuhala te tlak u usisnom kolektoru počinje rasti čime se stvaraju uvjeti za mogućnost sagorijevanja još veće količine goriva te motor dostiže novu radnu točku nakon 15 sekundi. Turbopuhalo dostiže novu radnu točku relativno brzo zahvaljujući kratkom vremenskom intervalu između promjena opterećenja, a zbog kojeg nije značajno smanjilo brzinu vrtnje.

U drugom slučaju, opterećenje se poveća s 50% na 100% nazivnog opterećenja nakon 5 sekundi. Zbog porasta opterećenja i smanjenja brzine vrtnje motora regulator povećava dobavu goriva, te kao posljedica toga u ispušnom kolektoru rastu tlak i temperatura. Zbog duljeg trajanja smanjenog opterećenja, brzina vrtnje turbopuhala smanjila se više nego u prethodnom slučaju, pa zbog toga turbini treba više vremena da rotor turbopuhala ubrza do odgovarajuće radne točke, što se može uočiti iz dijagrama na Sl. 4.12. Sporije povećanje brzine vrtnje turbopuhala znači i sporiji rast tlaka u usisnom kolektoru te manju količinu ubrizganog goriva po procesu. Konačno, motor ipak uspijeva svladati zadano opterećenje, no potrebno mu je više od 30 sekundi, a smanjenje brzine vrtnje motora tijekom tog tranzijenta je značajno

Zadnji slučaj prikazuje situaciju u kojoj je smanjeno opterećenje trajalo 10 sekundi. S porastom opterećenja na nazivnu vrijednost regulator je počeo pomicati polugu goriva prema većoj dobavi, no u međuvremenu, turbopuhalo je previše smanjilo brzinu vrtnje. Zbog preniska tlaka u usisnom kolektoru, moguća je dobava goriva premala za snažnije ubrzanje motornog mehanizma. Turbopuhalo ipak uspijeva povećati brzinu vrtnje, no osim što to nije dovoljno, pri ubrzanju prelazi granicu pumpanja. U korištenom numeričkom modelu prelazak granice pumpanja manifestira se naglim porastom brzine vrtnje turbopuhala te smanjenjem dobave zraka i padom tlaka u usisnom kolektoru. Sukladno snižavanju tlaka u usisnom kolektoru, smanjuje se i maksimalno dopuštena količina ubrizganoga goriva te se motor konačno zaustavlja, kao što je prikazano na Sl. 4.12.

Dijagram na Sl. 4.13 prikazuje promjenu volumnog protoka i tlaka prednabijanja puhalo. U dijagramu je ucrtana radna točka puhalo pri nominalnom opterećenju, a tijekom promjene radne točke turbopuhala pri rasterećenju i ponovnom opterećenju prikazan je s pomoću strelica. Zbog rasterećenja motora koje je nastupilo u trenutku $t = 0$ i smanjene dobave goriva, radna se točka puhalo pomiče prema nižoj brzini vrtnje, odnosno nižem tlaku i protoku.

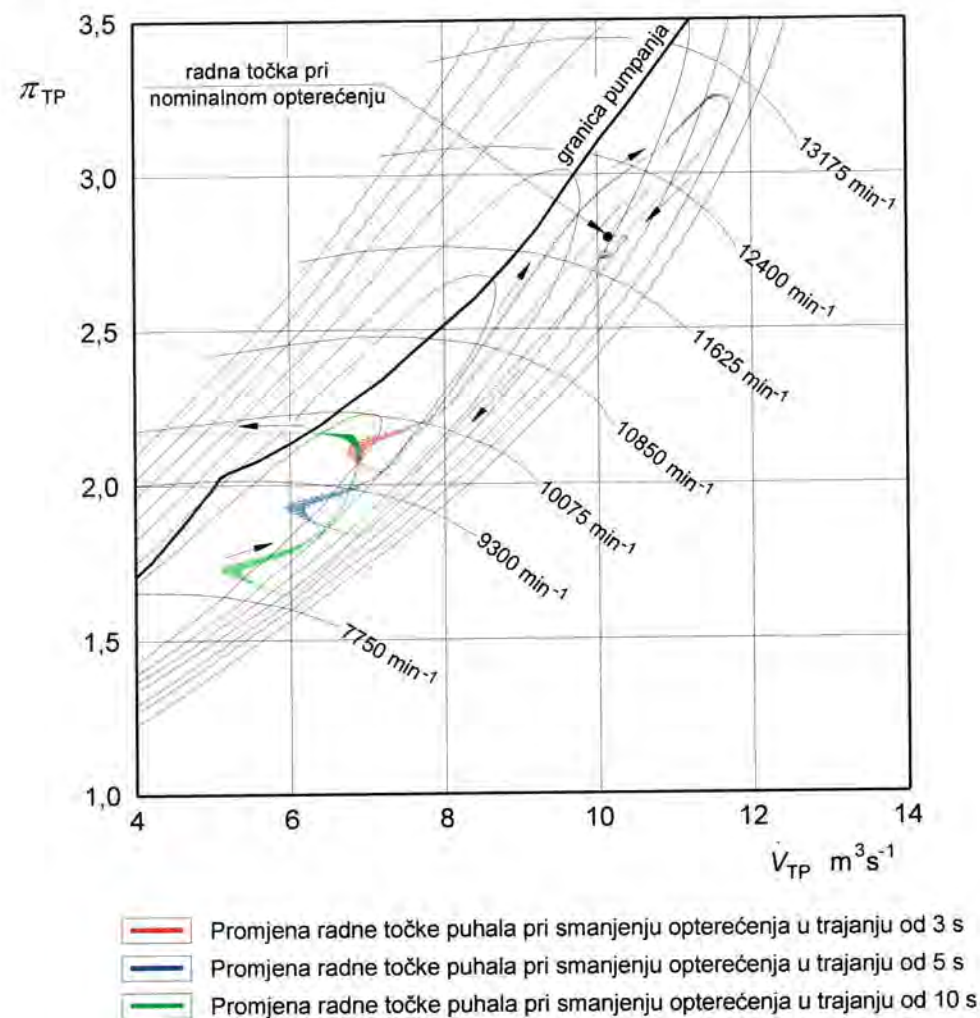
U prvom slučaju, smanjeno je opterećenje trajalo samo 3 sekunde tijekom čega se turbopuhalo usporilo do cca 9500 min^{-1} . Nakon 3 sekunde dolazi do ponovnog porasta opterećenja i regulator pomiče polugu goriva prema većoj dobavi zbog čega rastu tlak i temperatura u ispušnom kolektoru te turbina ubrzava rotor turbopuhala. Na Sl. 4.13 može se uočiti kako puhalo mijenja brzinu vrtnje te se vraća u prvobitnu radnu točku pri čemu prolazi bliže granici pumpanja. Jednako tako, mogu se uočiti i periodične pulzacije tlaka u ispušnom kolektoru koje utječu na zakretni moment turbine i najizraženije su tijekom ubrzanja turbopuhala. Analizirani motor koristi prednabijanje s konstantnim tlakom tako da spomenute pulzacije tlaka nisu jako izražene, a što je posljedica velikog volumena ispušnog kolektora.



Sl. 4.12 Promjena značajki motora zbog vanjskih utjecaja

U drugom slučaju, kada je smanjeno opterećenje trajalo 5 sekundi, na Sl. 4.13 može se uočiti veće usporenje turbopuhala u odnosu prema prethodnom primjeru. S porastom opterećenja regulator povećava dobavu goriva zbog čega turbopuhalo ubrzava prema višim radnim parametrima. Pritom turbopuhalo značajno prelazi brzinu vrtnje i dobavu zraka potrebnu za nominalnu snagu te se nakon određenog vremena vraća na odgovarajuću radnu točku.

U slučaju kada je smanjeno opterećenje trajalo 10 sekundi, motor i turbopuhalo su dostigli takvu radnu točku s koje više nije bilo moguće preuzeti nagli porast opterećenja s 50% na 100% nominalne snage. S povećanjem dobave goriva turbopuhalo je počelo ubrzavati, no pritom je prešlo granicu pumpanja i ušlo u zonu nestabilnoga rada. Zbog poremećene dobave zraka tlak u usisnom kolektor se sve više snizuje, a sukladno s time i moguća dobava goriva što konačno završava zaustavljanjem motora.



Sl. 4.13 Promjena radne točke puhalo zbog vanjskih utjecaja

Nakon tih primjera može se izvesti zaključak da taj motor u konfiguraciji u kojoj je instaliran i ispitan ne bi bio u stanju preuzeti skokovito opterećenje sa stacionarne radne točke pri 50% opterećenja na 100% opterećenja. S druge strane, to je izvedivo samo ako smanjeno opterećenje traje dovoljno kratko kako motor ne bi "stigao" smanjiti radne parametre koje je imao pri većem opterećenju. Ako motor služi za brodsku propulziju, može se očekivati da razdoblja smanjenja opterećenja neće trajati jako dugo ni da će imati tako skokovite promjene, što ide u prilog izdržljivosti motora i sposobnosti prihvaćanja opterećenja.

4.6 PRIMJER SKOKOVITE PROMJENE OPTEREĆENJA MOTORA

U prethodnom je primjeru prikazan slučaj skokovita smanjenja opterećenja i ponovnog povećanja opterećenja motora u ciklusima različitih trajanja. Tom je analizom pokazano da analizirani motor ne može preuzeti skokovito povećanje opterećenja s 50% na 100% nazivne snage.

Kao još jedan primjer primjene simulacijskog modela provedena je simulacija maksimalnoga skokovitog povećanja opterećenja koje motor u zadanoj konfiguraciji može prihvatiti. Pretpostavljen je slučaj stacionarnog rada motora pri 50% opterećenja i pri nazivnoj brzini vrtnje (428 min^{-1}). Opterećenje je motora skokovito povećavano na 80%, 90% ili 100% nazivne snage motora. Budući da su iz prethodnih primjera mehanizmi prijelaznih pojava u motoru tijekom preuzimanja opterećenja poznati, u nastavku je dan osvrt na sposobnost prihvaćanja opterećenja sa strane motora.

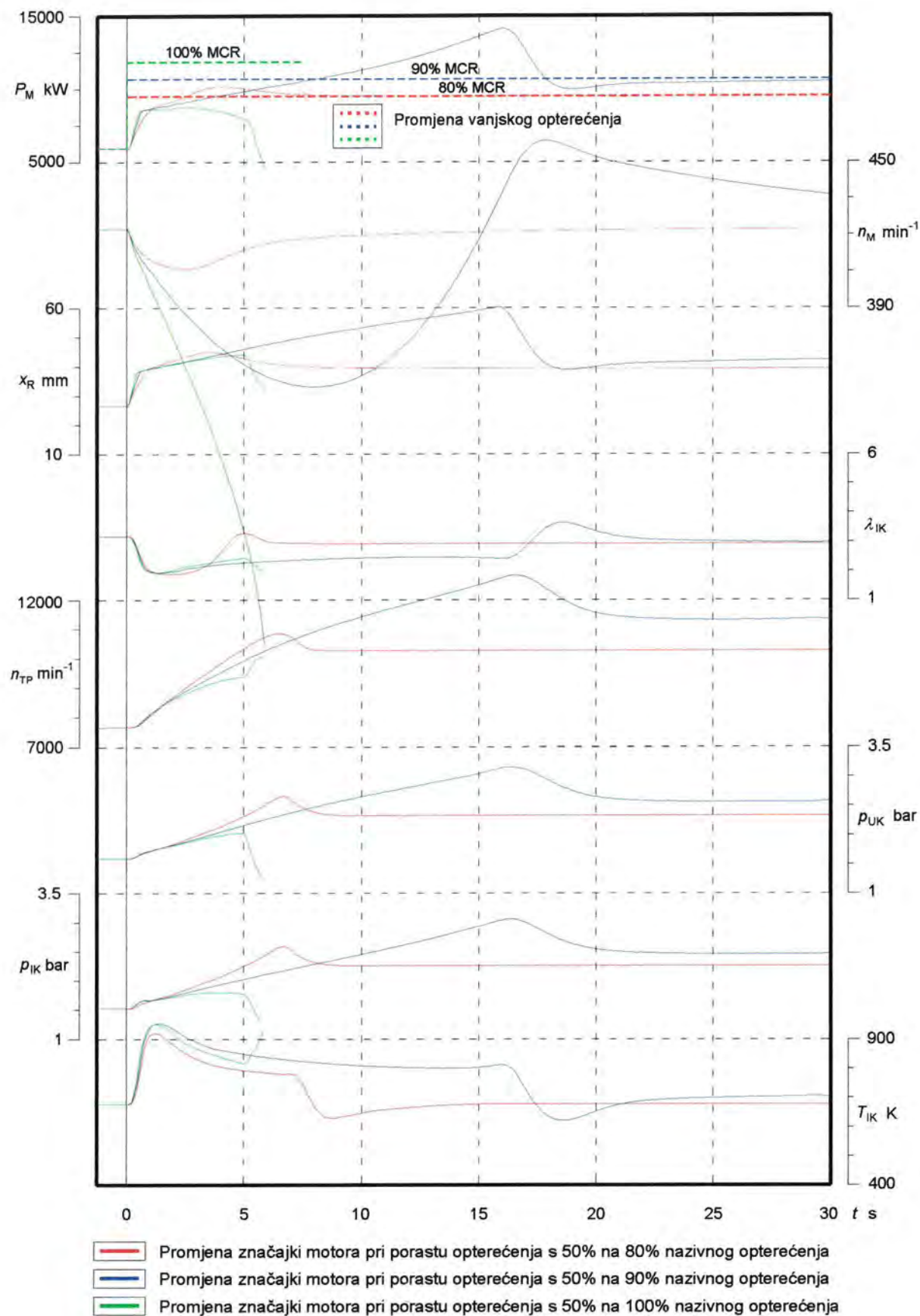
Naime, ispitivani motor koristi prednabijanje s konstantnim tlakom, što znači da su usisni i ispušni kolektor velike zapremine te da znatno ublažavaju oscilacije tlaka koje nastaju pri ulasku ili izlasku radnog medija iz kolektora. Pri naglom porastu opterećenja, motori s prednabijanjem moraju najprije povećati tlak u usisnom kolektoru. To se može postići tek kada turbina na ispušne plinove ubrza turbopuhalo. Velika zapremina ispušnog i usisnog kolektora doprinosi povećanoj tromosti sistema prednabijanja pa se lako može dogoditi da zbog naglog povećanja opterećenja turbopuhalo ne uspije ubrzati do potrebne radne točke zbog čega motor nije u stanju preuzeti zadano mu opterećenje. U takvim je situacijama od velika značaja moment tromosti rotora turbopuhala te je poželjno da je on čim je moguće manji. Jednako tako, motor bi mogao lakše podnositi nagla povećanja opterećenja korištenjem impulsnog prednabijanja, odnosno s ispušnim i usisnim kolektorima manje zapremine.

Rezultati numeričke analize prikazani na Sl. 4.14 pokazuju da promatrani motor može prihvatiti nagli porast opterećenja s 50% na 80% nazivne snage bez većih poteškoća. Pritom dolazi do manjeg usporenja motora što se nakon 10 sekundi stabilizira oko postavljene brzine vrtnje. Ostale značajke motora također ukazuju da takvo opterećenje motor relativno lako preuzima.

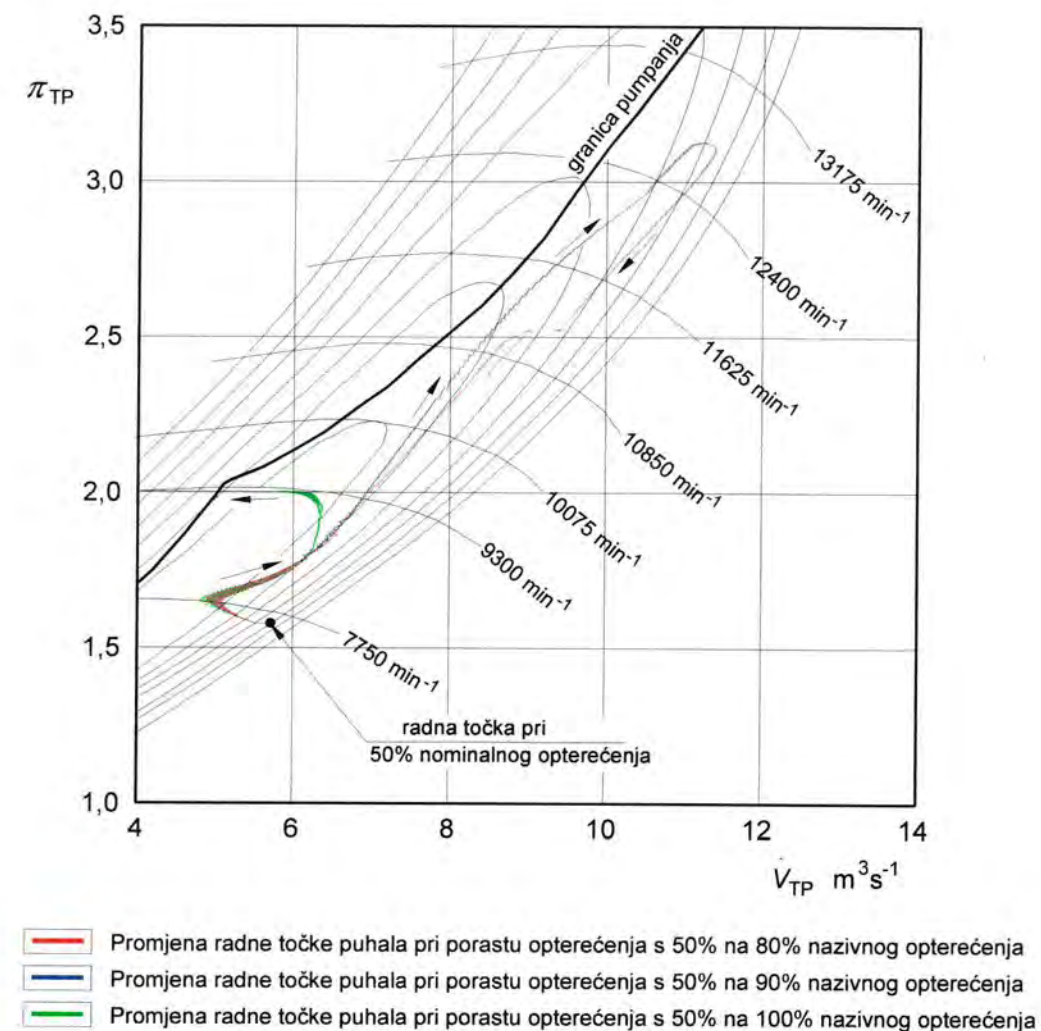
Pri naglom povećanju opterećenja s 50% na 90% nazivne snage motor značajno teže dostiže zadanu brzinu vrtnje što se može uočiti iz dijagrama na Sl. 4.14. S takvim povećanjem opterećenja dolazi do naglog smanjenja brzine vrtnje motora zbog čega regulator pomiče polugu prema većoj dobavi goriva. Zbog niskih radnih parametara motora prije porasta opterećenja i velikog gubitka kinetičke energije motornog mehanizma potrebno je približno 40 sekundi do ponovnog dostizanja stabilne radne točke. Budući da se osim na svladavanje opterećenja znatan dio energije troši i na povećanje kinetičke energije motornog mehanizma, može se zaključiti da veličina momenta tromosti motornog mehanizma u ovakvim slučajevima ima veliki značaj. Uvidom u rezultate prikazane na Sl. 4.14 proizlazi da je povećanje opterećenja s 50% na 90% nazivne snage vrlo blizu krajnjih granica i sposobnosti tog motora za preuzimanjem skokovitih opterećenja.

U poglavlju 4.5 i tamo prikazanom primjeru zaključeno je da ispitivani motor nije u stanju preuzeti naglo povećanje s 50% na 100% nazivnog opterećenja. U tom je slučaju zaliha kinetičke energije motornog mehanizma bila premala da bi turbopuhalo imalo vremena stvoriti preduvjete za nastavak rada motora te se on po preuzimanju opterećenja vrlo brzo zaustavlja, što se može uočiti iz dijagrama na Sl. 4.14.

Tijek promjene volumnog protoka i tlaka prednabijanja puhalo za navedene primjere prikazan je na Sl. 4.15. S povećanjem opterećenja radna točka puhalo pomiče se prema višoj brzini vrtnje te odgovarajućem tlaku i protoku zraka. Radi lakšeg praćenja tijekom promjene radne točke puhalo prikazan je strelicama. Iz priloženog se dijagrama lako uočava razlika u ponašanju turbopuhala pri povećanju s 50% na 80% ili 90% nazivnog opterećenja. U posljednjem slučaju, pri porastu opterećenja s 50% na 100% nazivnog opterećenja puhalo prelazi granicu pumpanja što dovodi do zaustavljanja motora.



Sl. 4.14 Skokovita promjena opterećenja motora



Sl. 4.15 Promjena radne točke puhalo za slučaj skokovite promjene opterećenja motora

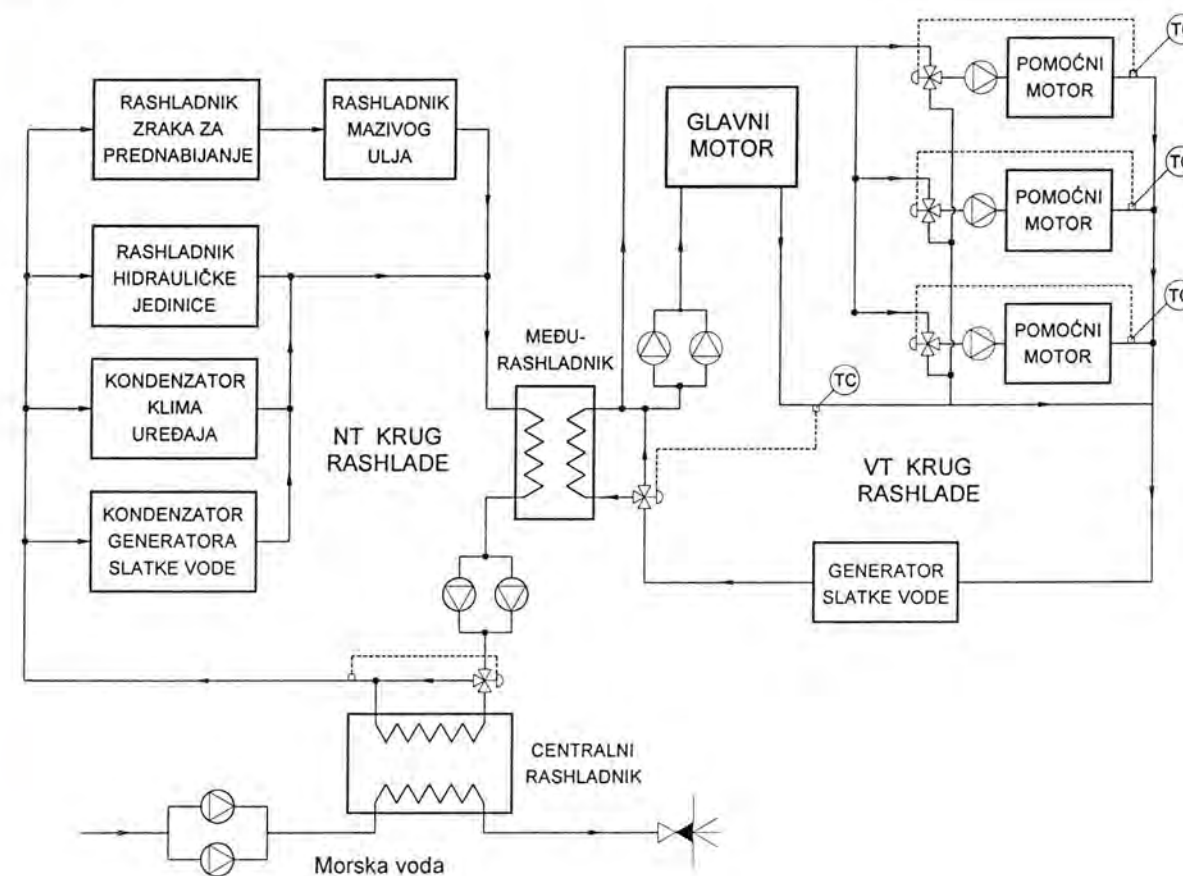
Premda turbopuhalo i izvedba sistema prednabijanja imaju vrlo značajan utjecaj na karakteristike motora, mnogi drugi parametri poput momenta tromosti motornog mehanizma, momenta tromosti rotora turbopuhala, podešenosti regulatora itd. također utječu na ponašanje motora pri preuzimanju opterećenja. U radu [33] prikazana je vrlo opsežna analiza utjecajnih parametara na tranzijente motora s prednabijanjem pri pogonu generatora električne energije iz koje se mogu izvesti vrijedne spoznaje o toj problematici.

5. MATEMATIČKI MODEL BRODSKOGA RASHLADNOG SISTEMA

Općenito, uloga je rashladnog sistema održavanje optimalne radne temperature svih uređaja u rashladnom krugu, bez obzira na vanjske temperaturne uvjete. Brodski rashladni sistem namijenjen je hlađenju glavnoga pogonskog stroja, pomoćnih motora i ostale opreme potrebne za normalnu i sigurnu plovidbu, manipulaciju teretom ili obavljanje nekih drugih poslova vezanih uz brodsku službu.

Razvoj brodskih sistema hlađenja uvjetovan je nizom različitih zahtjeva od kojih su neki: stalni porast snage dizelskih motora, što manji troškovi eksploatacije, što manja potrošnja energije, veća pouzdanost, veća fleksibilnost, potreba za automatizacijom i optimalnim vođenjem sistema itd.

S obzirom na put prolaza morske vode kao rashladnog medija, ti se sistemi dijele na izravne i neizravne sisteme hlađenja, pri čemu se neizravni još dijele na konvencionalne i centralne. Centralni su rashladni sistemi nasloženiji i prate ih viši investicijski troškovi u odnosu prema drugim tipovima tih sistema. S druge pak strane, pružaju najveću fleksibilnost pri eksploataciji uz najniže troškove održavanja i energije, te se zbog toga danas najčešće rabe. Shema centralnoga rashladnog sistema, na kojoj se mogu uočiti osnovne komponente i smjerovi cirkulacije rashladnog medija, prikazana je na Sl. 5.1.



Sl. 5.1 Shema centralnoga rashladnog sistema s međurashladnikom

Temperatura je medija za rashladu glavnoga pogonskog motora i pomoćnih motora previsoka za hlađenje ostalih uređaja pa se centralni rashladni sistem najčešće sastoji od kruga visoke temperature i kruga niske temperature. Rashladna voda visokotemperaturnog (VT) kruga s pomoću međurashladnika predaje toplinu niskotemperaturnom (NT) krugu rashladne vode. Konačno, prolaskom kroz centralni rashladnik, rashladna voda kruga niže temperature predaje toplinu morskoj vodi. U NT krug uključeni su rashladnici zraka za prednabijanje, rashladnici mazivog ulja, kondenzatori klimatizacijskih i rashladnih uređaja, hidraulička jedinica, ležaj osovinskog voda itd.

Protok je morske vode kroz centralni rashladnik konstantan, dok se temperatura u pojedinom krugu održava s pomoću termoregulacijskih ventila. Umjesto uporabe međurashladnika, često se susreću izvedbe sistema koje rabe ventil za miješanje rashladnog medija VT i NT kruga, čime se održava potrebna temperatura rashladnog medija u VT krugu.

Zbog složenosti cjevovoda i velikog broja komponenti rashladnog sistema, odabir pumpi i odgovarajućih cijevi često nije lagan zadatak. Pridodaju li se tome promjenljivi uvjeti rada tog sistema i veliki broj njegovih mogućih konfiguracija, ukazuje se potreba korištenja numeričkih modela i računala za brzo i kvalitetno rješavanje tih problema.

Matematički model brodskoga rashladnog sistema temelji se na jednadžbama očuvanja mase i energije unutar kontrolnih volumena cjevovoda i komponenti tog sistema. Po ugledu na prvi dio rada i matematički model dizelskog motora s prednabijanjem, u daljnjem će tekstu biti prikazani matematički modeli svih bitnih komponenti brodskoga rashladnog sistema. S obzirom na raznolikost mogućih izvedbi, osmišljen je algoritam koji omogućuje slaganje modela pojedinih komponenti na proizvoljan način.

5.1 JEDNADŽBA OČUVANJA MASE

Promjena mase u promatranome kontrolnom volumenu, čije se dimenzije ne mijenjaju, može se izraziti sljedećom jednadžbom:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Delta x \Delta y \Delta z) = \frac{\partial \rho}{\partial t} \Delta x \Delta y \Delta z. \quad (5.1)$$

Tome se još pribraja protok mase kroz plohe kontrolnog volumena, koji se prikazuje umnoškom gustoće, površine plohe i komponentom brzine koja je normalna na promatranu plohu. Prema Sl. 5.2 može se vidjeti da je konvektivni dotok mase u kontrolni volumen kroz njegove plohe:

$$\begin{aligned} & \rho v_x \Delta y \Delta z - \left(\rho v_x + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y \Delta z \\ & + \rho v_y \Delta x \Delta z - \left(\rho v_y + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \Delta z \\ & + \rho v_z \Delta x \Delta y - \left(\rho v_z + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} \Delta z \right) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (5.2)$$

Zbroj članova iz (5.1) i (5.2) nakon sređivanja i množenja s $\Delta x \Delta y \Delta z$ daje:

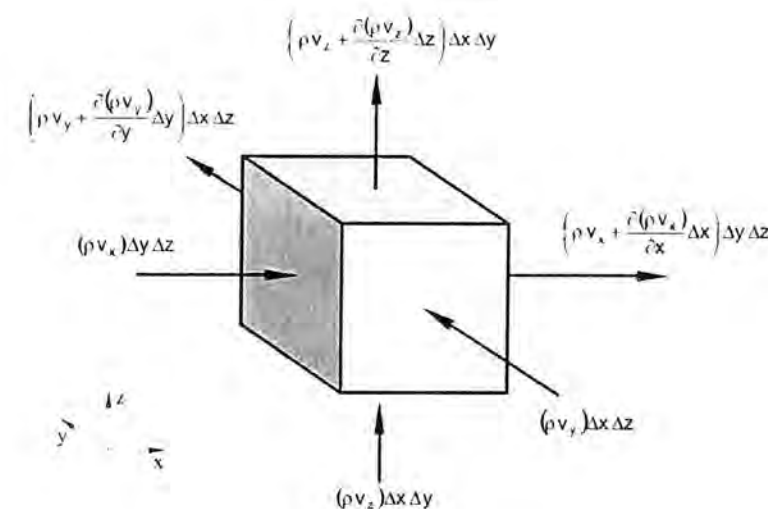
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0. \quad (5.3)$$

ili u sažetijem vektorskom zapisu:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{V}) = 0, \quad (5.4)$$

gdje je ρ gustoća fluida, t vrijeme, a \mathbf{V} vektor brzine strujanja fluida koji se sastoji od komponenti v_x , v_y i v_z u smjeru osi x , y i z pravokutnoga koordinatnog sustava. Prvi je član s lijeva u jednadžbi (5.4) promjena gustoće u vremenu. Drugi član prikazuje masu dopremljenu ili odvedenu strujanjem kroz površine kontrolnog volumena i naziva se konvekcijski član. Za nestlačivi fluid uzima se da je $\rho = \text{konst.}$ pa u tom slučaju izraz (5.4) poprima oblik:

$$\text{div} \mathbf{V} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \quad (5.5)$$



Sl. 5.2 Kontrolni volumen

5.2 JEDNADŽBA OČUVANJA ENERGIJE

Jednadžba očuvanja energije za kontrolni volumen fluida u općem obliku glasi:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\text{div} \mathbf{q} + \rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{g}) - \text{div}(p\mathbf{V}) + \text{div}(\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{V}) + q_i. \quad (5.6)$$

Član na lijevoj strani jednadžbe (5.6) predstavlja promjenu specifične energije fluida unutar kontrolnog volumena, koja se može pisati $E = u + \frac{1}{2}(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2) = u + \frac{1}{2} \mathbf{V}^2$. Prvi član s desne strane opisuje dotok topline provođenjem, dok su rad gravitacijskih sila i rad zbog djelovanja tlaka definirani drugim i trećim članom. Četvrti član predstavlja promjenu energije zbog djelovanja viskoznih sila, a petim su članom prikazani izvori topline u kontrolnom volumenu.

Prilikom primjene jednadžbe očuvanja energije na matematički model brodskoga rashladnog sistema, odnosno za strujanje fluida u cijevima i izmjenjivačima topline, usvojene su sljedeće pretpostavke:

- u jednadžbi očuvanja energije zanemaruju se potencijalna i kinetička energija u odnosu prema toplinskoj energiji,
- rad zbog promjene tlaka tijekom vremena zanemaruje se,
- efekt disipacije energije zbog viskoznih sila uzima se u obzir računanjem pada tlaka pri strujanju, što se provodi odvojeno od rješavanja jednadžbi očuvanja mase i energije.

Na temelju navedenoga slijedi da se jednadžba očuvanja energije koja, će se rabiti za matematički model cijevi i izmjenjivača topline, svodi na jednadžbu očuvanja topline, koja glasi:

$$\rho \frac{\mathbf{D}u}{\mathbf{D}t} = -\text{div} \mathbf{q} + q_i, \quad (5.7)$$

Jednadžba (5.7) može se pisati:

$$\rho \frac{\mathbf{D}u}{\mathbf{D}t} = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) + q_i, \quad (5.8)$$

$$\mathbf{D}u = c\mathbf{D}T \quad (5.9)$$

$$\rho c \frac{\mathbf{D}T}{\mathbf{D}t} = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}\right) + q_i, \quad (5.10)$$

Član $\mathbf{D}T/\mathbf{D}t$ predstavlja substancijalnu derivaciju temperature po vremenu, tj.

$$\frac{\mathbf{D}T}{\mathbf{D}t} = \frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{V} \cdot \text{grad} T = \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (5.11)$$

Uvrštavanjem izraza (5.11) u izraz (5.10), dobiva se:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -\left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) + q_i, \quad (5.12)$$

Fourierov zakon provođenja topline glasi:

$$\mathbf{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial \mathbf{n}}, \quad (5.13)$$

odnosno za pojedine smjerove koordinatnih osi

$$q_x = -\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y}, \quad q_z = -\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (5.14)$$

Uz pretpostavku da vrijedi $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$, uvrštenjem izraza (5.14) u (5.12), slijedi:

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_i, \quad (5.15)$$

Dijeljenjem izraza (5.15) s ρc , dobiva se:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_i}{\rho c}, \quad (5.16)$$

odnosno

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_i}{\rho c}, \quad (5.17)$$

gdje je a koeficijent temperaturne vodljivosti i jednak je:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (5.18)$$

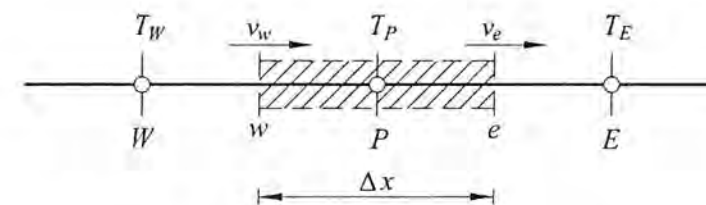
5.3 DISKRETIZACIJA JEDNADŽBI OČUVANJA MASE I ENERGIJE

Za rješavanje gore izvedenih jednadžbi očuvanja mase i energije primijenjena je metoda konačnih (kontrolnih) volumena. Ta metoda rabi diskretizaciju domene na kontrolne volumene konačnih dimenzija, pri čemu su jednadžbe očuvanja zadovoljene za svaki kontrolni volumen.

Strujanje je radnog medija u cijevima rashladnog sistema u smjeru jedne koordinatne osi pa je korišten jednodimenzionalni oblik jednadžbi očuvanja mase i energije te odgovarajući način diskretizacije domene (Sl. 5.3):

$$\rho \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (5.19)$$

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c v_x \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + q_i, \quad (5.20)$$



Sl. 5.3 Diskretizacija domene na kontrolne volumene

U sredini svakoga kontrolnog volumena smješten je čvor u kojemu su definirani gustoća, specifični toplinski kapacitet i temperatura unutar kontrolnog volumena. Kontrolni volumen omeđen je granicama za koje se definiraju brzina strujanja te toplinska vodljivost. Čvor središnjega, odnosno promatranoga kontrolnog volumena označen je s P , dok su čvorovi susjednih kontrolnih volumena s lijeva i s desna označeni s W , odnosno s E . Granice kontrolnog volumena s lijeve i desne strane

označene su oznakama w i e . Integracijom jednadžbe očuvanja energije (5.20) po kontrolnom volumenu i vremenskom intervalu od t do $t + \Delta t$ dobiva se:

$$\rho c \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T}{\partial t} dx dt + \rho c \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e v_x \frac{\partial T}{\partial x} dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e q_i dx dt. \quad (5.21)$$

Prvi član s lijeve strane jednadžbe (5.21) jednak je:

$$\rho c \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T}{\partial t} dx dt = \rho c \int_w^e (T_p - T_p^0) dx = \rho c \Delta x (T_p - T_p^0), \quad (5.22)$$

gdje je:

$$\begin{aligned} T_p & - \text{temperatura promatranog čvora u trenutku } t + \Delta t \\ T_p^0 & - \text{temperatura promatranog čvora u trenutku } t \end{aligned}$$

Drugi član s lijeve strane jednadžbe (5.21) jednak je:

$$\rho c \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e v_x \frac{\partial T}{\partial x} dx dt = \int_t^{t+\Delta t} [(\rho c v_x T)_e - (\rho c v_x T)_w] dt = [(\rho c v_x T)_e - (\rho c v_x T)_w] \Delta t. \quad (5.23)$$

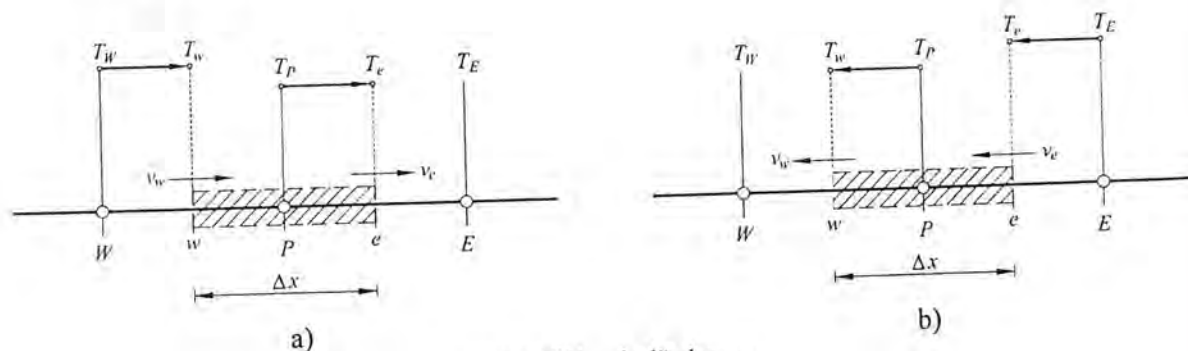
Kako bi se izraz (5.23) mogao riješiti, potrebno je odabrati postupak ili shemu prema kojoj će se odrediti protok mase, odnosno brzine kroz granice kontrolnih volumena. U tu svrhu razvijeno je nekoliko shema koje na različite načine pretpostavljaju profile brzina između čvorova susjednih kontrolnih volumena [106]. U ovom radu rabljena je tzv. "upwind" shema koja uzima u obzir utjecaj konvekcije u smjeru strujanja fluida. U slučaju strujanja kao na Sl. 5.4 (a), temperature na granicama kontrolnog volumena w i e poprimaju sljedeće vrijednosti:

$$T_w = T_w \quad \text{i} \quad T_e = T_p, \quad (5.24)$$

te bi se izraz (5.23) mogao dalje pisati:

$$\rho c \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e v_x \frac{\partial T}{\partial x} dx dt = [(\rho c v_x T)_e - (\rho c v_x T)_w] \Delta t = [(\rho c v_x)_e T_p - (\rho c v_x)_w T_w] \Delta t. \quad (5.25)$$

Kad bi smjer strujanja bio kao na Sl. 5.4 (b), temperature na granicama kontrolnog volumena w i e imale bi vrijednosti $T_w = T_p$ i $T_e = T_E$, što mijenja izraz (5.25) i unosi izmjene u krajnji oblik diskretizirane jednadžbe.



Sl. 5.4 "Upwind" shema

Dvostruki integral s desne strane jednadžbe (5.21) rješava se uz pretpostavljenu linearnu raspodjelu temperature između čvorova susjednih kontrolnih volumena, pa slijedi:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt = \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\lambda_e (T_E - T_p)}{(\Delta x)_e} - \frac{\lambda_w (T_p - T_w)}{(\Delta x)_w} \right] dt. \quad (5.26)$$

Za integraciju izraza (5.26) po vremenu potrebno je uvesti pretpostavku o načinu promjene temperatura čvorova kontrolnih volumena tijekom vremenskog intervala od trenutka t do trenutka $t + \Delta t$. Uvođenjem faktora ocjene f , integral temperature T po vremenu u određenom čvoru može se zapisati na sljedeći način:

$$\int_t^{t+\Delta t} T_p dt = [f T_p + (1-f) T_p^0] \Delta t. \quad (5.27)$$

Odabirom vrijednosti faktora ocjene utječe se na postupak rješavanja, koji može biti potpuno eksplicitan ($f=0$), potpuno implicitan ($f=1$) ili npr. Crank-Nicolsonov postupak ($f=1/2$). Koristeći se faktorom ocjene prema izrazu (5.27), desna strana jednadžbe (5.26) može se pisati:

$$\left\{ f \cdot \left[\frac{\lambda_e (T_E - T_p)}{(\Delta x)_e} - \frac{\lambda_w (T_p - T_w)}{(\Delta x)_w} \right] + (1-f) \cdot \left[\frac{\lambda_e (T_E^0 - T_p^0)}{(\Delta x)_e} - \frac{\lambda_w (T_p^0 - T_w^0)}{(\Delta x)_w} \right] \right\} \Delta t. \quad (5.28)$$

U ovom radu rabljen je implicitni postupak ($f=1$) zbog bezuvjetne stabilnosti numeričke metode, pa se izraz (5.26) može napisati u sljedećem obliku:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dt = \left[\frac{\lambda_e}{(\Delta x)_e} T_E - \frac{\lambda_e}{(\Delta x)_e} T_p - \frac{\lambda_w}{(\Delta x)_w} T_p + \frac{\lambda_w}{(\Delta x)_w} T_w \right] \Delta t. \quad (5.29)$$

Drugi član s desne strane predstavlja unutarnje izvore topline i jednak je:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_w^e q_i dx dt = q_i \Delta x \Delta t. \quad (5.30)$$

Zbog kraćeg i preglednijeg zapisa prikladno je uvesti oznake F i D koje predstavljaju protok mase (konvekciju) i provođenje kroz granice kontrolnog volumena, te će vrijediti substitucije

$$F = \rho c v_x \quad \text{i} \quad D = \frac{\lambda}{\Delta x}. \quad (5.31)$$

Uvrste li se izrazi (5.22), (5.25), (5.29) i (5.30) u izraz (5.21) uzimajući u obzir pritom substituciju (5.31), može se pisati:

$$\rho c \Delta x (T_p - T_p^0) + (F_e T_p - F_w T_w) \Delta t = [D_e (T_E - T_p) - D_w (T_p - T_w)] \Delta t. \quad (5.32)$$

Sređivanjem članova jednadžbe (5.32), dobiva se:

$$\left(\frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} + D_w + D_e + F_e \right) T_p = \frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} T_p^0 + (D_w + F_w) T_w + D_e T_E, \quad (5.33)$$

odnosno:

$$\left(\frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} + (D_w + F_w) + D_e + (F_e - F_w) \right) T_p = \frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} T_p^0 + (D_w + F_w) T_w + D_e T_e \quad (5.34)$$

Uvođenjem odgovarajućih koeficijenata uz temperature pojedinih čvorova kontrolnih volumena, jednačba diskretizacije može se napisati u sljedećem obliku:

$$a_p T_p = a_p^0 T_p^0 + a_w T_w + a_e T_e + S_u \quad (5.35)$$

gdje su a_p i a_p^0 koeficijenti uz temperaturu čvora promatranoga kontrolnog volumena u trenucima $t + \Delta t$ i t . Koeficijenti uz čvorove susjednih kontrolnih volumena označeni su sa a_w i a_e , a član koji predstavlja unutarnje izvore topline označen je sa S_u . Usporedbom izraza (5.34) i (5.35), dobivaju se vrijednosti pojedinih koeficijenata kako slijedi:

$$a_w = D_w + \max(F_w, 0) \quad (5.36)$$

$$a_e = D_e + \max(0, -F_e) \quad (5.37)$$

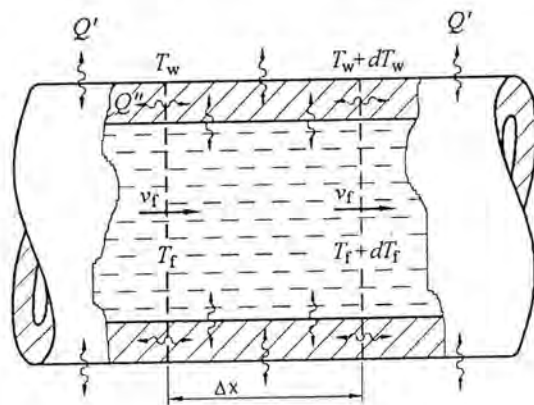
$$a_p^0 = \frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} \quad (5.38)$$

$$a_p = a_p^0 + a_w + a_e + (F_e - F_w) \quad (5.39)$$

$$S_u = q_i \Delta x \Delta t \quad (5.40)$$

5.4 MATEMATIČKI MODEL CIJEVI RASHLADNOG SISTEMA

Brodski rashladni sistem sastoji se od većeg broja međusobno povezanih cijevi kroz koje struji rashladni medij, odnosno slatka ili morska voda. U matematički model uključene su jednačbe očuvanja za fluid i stijenku cijevi uz pretpostavku da cijevi nisu toplinski izolirane s vanjske strane. To znači da će u jednačbama očuvanja energije biti uključen član koji uzima u obzir prijelaz topline s rashladnog medija na stijenku cijevi, odnosno sa stijenke cijevi na okolni zrak u strojarnici broda.



Sl. 5.5 Kontrolni volumen cijevi

Pri jednodimenzionalnom strujanju fluida u cijevima kod kojega je Pecletov broj dovoljno velik, tj.

$$Pe = Re Pr = \frac{\rho c_p u L}{\lambda} > 5, \text{ obično se uzima da je } \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) = 0 \text{ ([107])}, \text{ što znači da je utjecaj}$$

provođenja topline zanemariv u odnosu prema utjecaju konvekcije. Zbog činjenice da je za modeliranje izmjene topline u cijevima rashladnog sistema i izmjenjivaču topline rabljen isti postupak, u obzir je ipak uzet utjecaj provođenja topline kako bi se uračunao utjecaj eventualne toplinske tromosti materijala od kojega je napravljen izmjenjivač topline.

Na temelju navedenih pretpostavki mogu se napisati jednačbe očuvanja mase (5.41) i energije (5.42) za rashladni medij u sljedećem obliku:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_w v_w) = 0 \quad (5.41)$$

$$\rho_w c_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial t} + \rho_w c_w v_w A_w \frac{\partial T_w}{\partial x} = \lambda_w A_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + \alpha_w O_w (T_{st} - T_w), \quad (5.42)$$

gdje je A_w površina poprečnog presjeka kroz koji struji rashladni medij, c_w specifični toplinski kapacitet rashladnog medija, T_w temperatura rashladnog medija, T_{st} srednja temperatura stijenke cijevi, α_w koeficijent prijelaza topline na strani rashladnog medija, a O_w opseg cijevi na mjestu dodira s rashladnim medijem (unutrašnji opseg).

Jednačba očuvanja energije stijenke cijevi glasi:

$$\rho_{st} A_{st} c_{st} \frac{\partial T_{st}}{\partial t} = \lambda_{st} A_{st} \frac{\partial^2 T_{st}}{\partial x^2} + \alpha_{ok} O_{ok} (T_{ok} - T_{ok}) - \alpha_w O_w (T_{st} - T_w), \quad (5.43)$$

gdje je $A_{st} = \frac{(d_v^2 - d_u^2)\pi}{4}$ površina poprečnog presjeka stijenke cijevi, c_{st} specifični toplinski kapacitet materijala cijevi, α_{st} koeficijent prijelaza topline na strani okolnog zraka, O_{ok} opseg vanjske strane cijevi, a T_{ok} temperatura okolnog zraka. Jednačbe očuvanja (5.41), (5.42) i (5.43) diskretiziraju se na način opisan u poglavlju 5.3.

5.4.1 Koeficijent prijelaza topline pri strujanju jednofaznog fluida

Za turbulentno strujanje kapljevine u cijevi rabljen je izraz Gnielinskog [108] za izračunavanje Nusseltove značajke Nu . Smjer toplinskog toka uzet je u obzir množenjem Nu_m s omjerom $(Pr/Pr_{st})^{0,11}$, gdje je Pr Prandtlova značajka za rashladni medij temperature T_w , a Pr_{st} za rashladni medij temperature stijenke T_{st} , te konačni izraz glasi:

$$Nu = Nu_m \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11} = \frac{\xi}{8} (Re - 1000) Pr \left[1 + \left(\frac{d_u}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_{st}} \right)^{0,11} \quad (5.44)$$

Faktor ξ definiran je izrazom:

$$\xi = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2} \quad (5.45)$$

Izraz (5.44) vrijedi za strujanje koje zadovoljava $2300 < Re < 10^6$ te za cijevi kod kojih je $d/L < 1$. Uz poznatu Nusseltovu značajku, koeficijent prijelaza topline računa se prema:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_u} \quad (5.46)$$

5.4.2 Koeficijent prijelaza topline s cijevi na okolinu

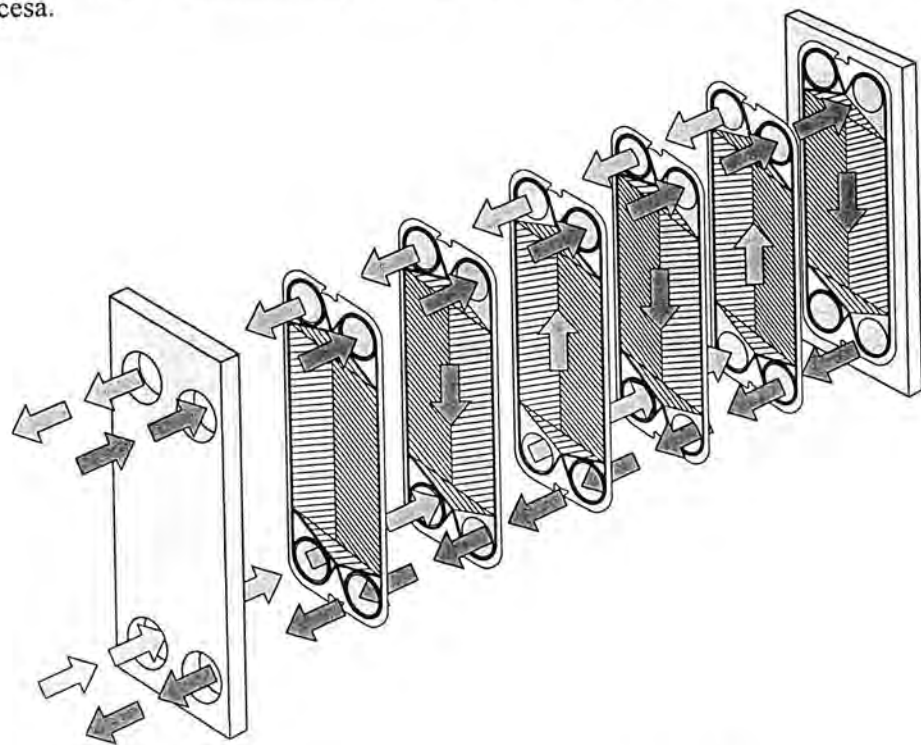
Pri prijelazu topline s cijevi na okolinu, odnosno zrak u strojarnici, pretpostavljena je slobodna konvekcija. Koeficijent prijelaza topline pri slobodnoj kovekciji za vodoravnu cijev vanjskog promjera d , prema Jodlbaueru i Hermannu izračunava se prema sljedećoj relaciji [89]:

$$Nu = 0,38 \sqrt{Gr} = 0,38 \sqrt{\frac{g d_v^3 (T_{st} - T_{ok})}{\nu^2 T_{ok}}} \quad (5.47)$$

5.5 MATEMATIČKI MODEL RASHLADNIKA

U brodskome rashladnom sistemu ugrađeno je više izmjenjivača topline, ovisno o broju, veličini i vrsti uređaja koje treba hladiti te zahtjevima koje taj sistem mora ispunjavati. Trajno nastojanje za što nižim troškovima i boljim stupnjem iskoristivosti dovelo je do razvoja niza različitih tipova izmjenjivača topline, od kojih su se neki pokazali vrlo uspješnim u pojedinim područjima primjene.

Zahvaljujući svojim osobinama, danas se u brodskim rashladnim sistemima najčešće koriste pločasti izmjenjivači topline (PIT). Prvi PIT-ovi upotrijebljeni su 1923. godine u mljekarskoj industriji, a potom su se počeli rabiti u prehrambenoj i kemijskoj industriji, gdje su postavljeni strogi zahtjevi na higijenu procesa.



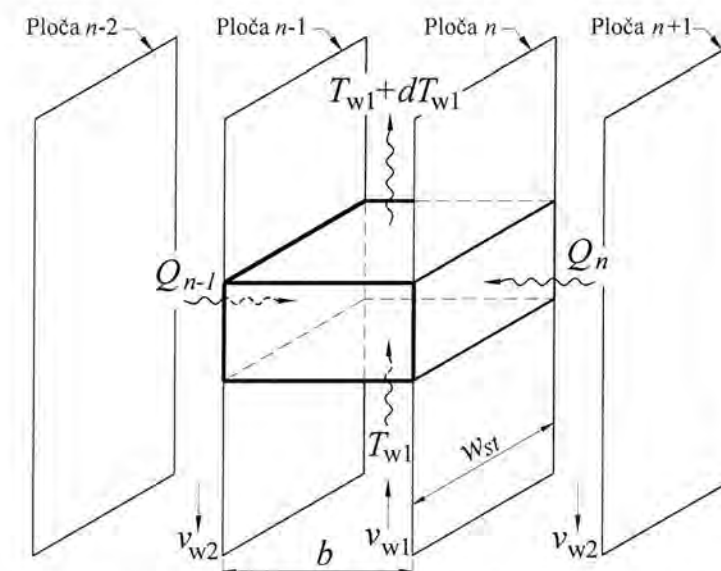
Sl. 5.6 Načelo rada pločastog izmjenjivača topline

PIT-ovi se sastoje od niza valovitih metalnih ploča, a brtve između ploča osiguravaju nepropusnost i omogućuju da fluidi koji izmjenjuju toplinu struje kroz naizmjenične prolaze (Sl. 5.6). Valoviti profil ploča daje veću površinu izmjene topline u odnosu prema glatkim pločama, povećava krutost i održava razmak među pločama. Ploče se slažu na način da su valoviti profili usmjereni u suprotnim smjerovima, što stvara složene trodimenzionalne prolaze kroz koje struji fluid (Sl. 5.9).

Valoviti profil ploča uzrokuje jaku turbulenciju pri strujanju, a posljedica je toga iznimno visok koeficijent prijelaza topline. Takvi režimi strujanja, uz svojstva materijala od kojih su ploče izrađene otežavaju nastajanje naslaga koje ometaju i smanjuju prijelaz topline. Nažalost, neizbježna su posljedica nešto veći otpori strujanja, koji se ipak uspijevaju zadržati u prihvatljivim granicama. Gornja temperaturna granica za uporabu PIT-ova određena je materijalom od kojega su izrađene brtve i može dostići najviše 260°C , dok radni tlakovi ne prelaze 15 bar.

Matematički model PIT-a temelji se na jednadžbama očuvanja mase i energije za kontrolni volumen fluida u kanalu između dviju ploča, Sl. 5.7. Fluid u jednom kanalu PIT-a istovremeno izmjenjuje toplinu s dvjema susjednim pločama, odnosno dvjema susjednim strujama fluida. Pri izradi matematičkog modela PIT-a usvojene su sljedeće pretpostavke:

- maseni protoci, odnosno površine poprečnih presjeka strujanja u svim kanalima istog fluida, jednaki su;
- strujanje unutar kanala smatra se jednolikim po cijeloj širini ploče;
- prijelaz topline odvija se samo između kanala, a zanemaren je prema priključcima ili kroz brtve;
- izmjenjivač topline se smatra izoliranim prema okolini;
- koeficijent prijelaza topline smatra se funkcijom protoka fluida.



Sl. 5.7 Prikaz kontrolnog volumena fluida između dviju ploča

Diskretizacija jednadžbi izvodi se za oba fluida i stijenku PIT-a te se uz gore navedene pretpostavke dobivaju jednadžbe očuvanja mase i energije za kontrolne volumene obaju fluida i stijenke (ploče). Jednadžbe očuvanja mase i energije za fluid 1 jesu:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_{w1} v_{w1}) = 0 \quad (5.48)$$

$$\rho_{W1} c_{W1} A_{W1} \frac{\partial T_{W1}}{\partial t} + \rho_{W1} c_{W1} v_{W1} A_{W1} \frac{\partial T_{W1}}{\partial x} = \lambda_{W1} A_{W1} \frac{\partial^2 T_{W1}}{\partial x^2} + \alpha_{W1} A_{st} (T_{st} - T_{W1}). \quad (5.49)$$

U izrazima (5.48) i (5.49), varijable s indeksom $W1$ odnose se na fluid 1, a varijable s indeksom st odnose se na stijenku, odnosno ploču izmjenjivača topline. A_{W1} predstavlja površinu poprečnog presjeka kanala i definirana je s $A_{W1} = b \cdot w_{st}$, α_{W1} je koeficijent prijelaza topline između fluida i ploče, a A_{st} površina ploče izmjenjivača topline.

Jednadžba očuvanja energije za ploču izmjenjivača topline glasi:

$$\rho_{st} A_{st1} c_{st} \frac{\partial T_{st}}{\partial t} = \lambda_{st} A_{st1} \frac{\partial^2 T_{st}}{\partial x^2} + \alpha_{W1} A_{st} (T_{W1} - T_{st}) - \alpha_{W2} A_{st} (T_{st} - T_{W2}), \quad (5.50)$$

gdje je A_{st1} površina poprečnog presjeka ploče izmjenjivača topline definirana s $A_{st1} = w_{st} \cdot \delta_{st}$, a α_{W2} koeficijent prijelaza topline između fluida 2 i ploče izmjenjivača topline.

Jednadžbe očuvanja mase i energije za fluid 2 glase:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_{W2} v_{W2}) = 0 \quad (5.51)$$

$$\rho_{W2} c_{W2} A_{W2} \frac{\partial T_{W2}}{\partial t} + \rho_{W2} c_{W2} v_{W2} A_{W2} \frac{\partial T_{W2}}{\partial x} = \lambda_{W2} A_{W2} \frac{\partial^2 T_{W2}}{\partial x^2} + \alpha_{W2} A_{st} (T_{st} - T_{W2}), \quad (5.52)$$

U izrazima (5.51) i (5.52), varijable s indeksom $W2$ odnose se na fluid 2, a varijable s indeksom st odnose se na stijenku odnosno ploču izmjenjivača topline. Sve varijable imaju identično značenje kao u jednadžbama očuvanja za fluid 1.

5.5.1 Koeficijenti prijelaza topline

Osim o režimu strujanja fluida kroz PIT, koeficijent prijelaza topline ovisi o nizu geometrijskih parametara ploča između kojih struji fluid. Svaki tip ploče ima specifične značajke, koje proizvođači smatraju vlasništvom i teško su dostupne u literaturi. Proizvođači PIT-ova najčešće razvijaju vlastite računalne postupke, koji se mogu primijeniti samo na one vrste ploča koje sami proizvode.

Tijekom vremena uloženi su trud u pronalaženje korelacija koje bi definirale koeficijente prijelaza topline i padove tlakova, no većina se korelacija odnosi na pojedinačne tipove ploča i ne mogu se rabiti kao opći izrazi ako se želi postići viša razina točnosti.

Određivanje koeficijenta prijelaza topline u PIT-u temelji se na poznatim korelacijama koje opisuju prijelaz topline između dviju ravnih ploča. Uobičajeni pristup rješavanju takvih problema jest uporaba korelacija za strujanje u cijevima uz definiranje ekvivalentnog promjera za presjeke koji nisu kružna oblika. Korelacije za prijelaz topline imaju ovaj oblik:

$$\frac{\alpha D_E}{\lambda} = C \left(\frac{D_E v}{\nu} \right)^n \left(\frac{c_p v}{\lambda} \right)^m \left(\frac{\nu}{\nu_{st}} \right)^x, \quad (5.53)$$

$$\text{odnosno } Nu = C Re^n Pr^m \left(\frac{\nu}{\nu_{st}} \right)^x, \quad (5.54)$$

gdje je D_E ekvivalentni promjer definiran kao četverostruka površina poprečnog presjeka podijeljena s oplakanim opsegom kanala, ili:

$$D_E = 4wb / (2w + 2b). \quad (5.55)$$

Budući da je razmak ploča b zanemarivo malen u usporedbi sa širinom ploča w ($b \ll w$), slijedi:

$$D_E = 2b. \quad (5.56)$$

Vrijednosti konstanti i eksponenata u izrazu (5.54) ovisne su o značajkama strujanja i geometriji ploča. Primjena te jednadžbe za određivanje koeficijenta prijelaza topline zahtijeva eksperimentalno određivanje potrebnih konstanti i eksponenata čije vrijednosti od slučaja do slučaja variraju u širokom rasponu, kao što se i značajke strujanja pri uporabi različitih ploča znatno razlikuju. Univerzalna se korelacija ne može ostvariti jer je za svaki tip ploče potrebna posebna korelacija. U nastavku je dan kratak pregled korelacija iz literature.

Mariott je prikupio objavljene najčešće izmjerene vrijednosti konstanti i eksponenata u izrazu (5.54) za turbulentno strujanje [49]:

$$\begin{aligned} C &= 0,15 - 0,40 \\ n &= 0,65 - 0,85 \\ m &= 0,30 - 0,45 \text{ (najčešće } 0,333) \\ x &= 0,05 - 0,20, \end{aligned}$$

te je dao korelaciju za neke od ploča koje se najčešće rabe:

$$Nu = 0,374 Re^{0,668} Pr^{0,333} \left(\frac{\nu}{\nu_{st}} \right)^{0,15}. \quad (5.57)$$

Clark [109] je dao sljedeću jednadžbu za ravne pravocrtne prolaze:

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{0,33} \left(\frac{\nu}{\nu_{st}} \right)^{0,14} \left(\frac{D_E}{L} \right)^{0,054}, \quad (5.58)$$

gdje L , duljina ploče, mora biti barem 60 puta veća od D_E .

Cooper [110] je preporučio općenitu korelaciju za PIT-ove kako slijedi:

$$Nu = 0,28 Re^{0,65} Pr^{0,4}. \quad (5.59)$$

U svom radu [111], Troupe, Morgan i Prifti predložili su sljedeću jednadžbu, koja se odnosi na ploče s jednostrukim valovitim profilom kod kojih se odnos L/s kreće u rasponu od 1,5 do 10, a gdje je s normalna udaljenost između dvaju susjednih kanala na ploči:

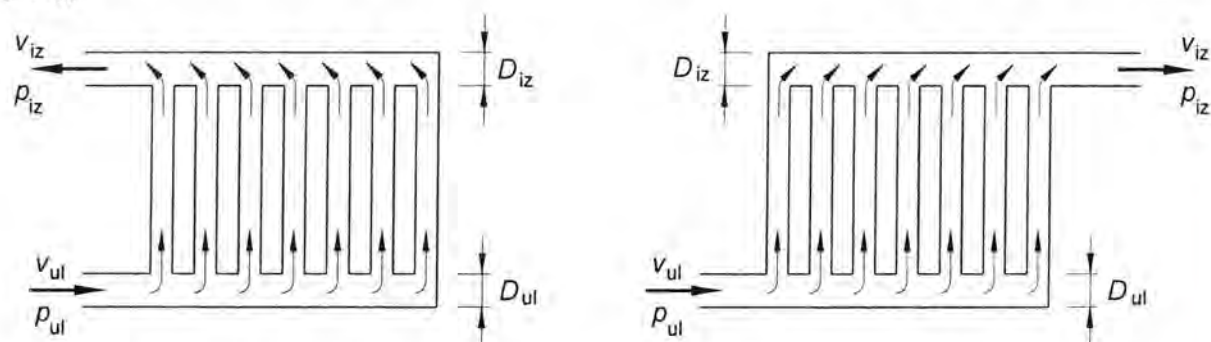
$$Nu = (0,383 - 0,0505 L/s) Re^{0,65} Pr^{0,4}. \quad (5.60)$$

Buonopane, Troupe i Morgan koristili su u [112] korelaciju za koju tvrde da daje rezultate s odstupanjem od $\pm 5\%$. Usher [51] također preporučuje uporabu izraza (5.61).

$$Nu = 0,2536 Re^{0,65} Pr^{0,4} \quad (5.61)$$

Brzine strujanja fluida niskih viskoznosti između ploča PIT-a kreću se u granicama od 0,3 do 1 ms⁻¹. Lokalno, brzine mogu biti i četiri puta više od srednje brine strujanja. Sve gore navedene korelacije vrijede za turbulentno strujanje i srednje brzine strujanja fluida.

Pri viskoznosti fluida između 0,05 i 0,1 Pa·s, strujanje između ploča postaje laminarno. Pri visokim vrijednostima viskoznosti fluida (oko 5 Pa·s), problem distribucije struje fluida u izmjenjivaču topline postaje dominantan i korelacije za izračun koeficijenta prijelaza topline postaju nepouzdanе. Osim viskoznosti, na distribuciju struje fluida unutar PIT-a znatan utjecaj ima aranžman strujanja kroz dovodni i odvodni kolektor (Sl. 5.8) te omjeri površina poprečnih presjeka tih kolektora ([113] i [114]).



Sl. 5.8 Mogući načini priključivanja pločastih izmjenjivača topline

Različite brzine strujanja zbog nejednolike distribucije struje fluida unutar PIT-a rezultiraju i različitim koeficijentima prijelaza topline na pojedinim pločama. Pri istraživanju prijelaza topline u PIT-u, obično se pretpostavlja jednak koeficijent prijelaza topline za sve ploče. U radu [115] analizirane su karakteristike PIT-a tako da je u obzir uzeta i nejednolika distribucija strujanja fluida unutar PIT-a.

Sve do sada navedene korelacije dane su za pojedini tip ploča ili su pokušaj pronalazjenja općeg izraza. Najčešći tip ploča koji danas proizvođači nude ima valovitu površinu, čiji je presjek sinusoida. Parametar koji se kroz brojna istraživanja pokazao kao najutjecajniji na prijelaz topline je nagib žljebova u ploči mjeren u odnosu prema okomici (Sl. 5.9). Zato je u ovom radu primijenjen postupak izračunavanja koeficijenta prijelaza topline prikazan u [64]. Za izračun su rabljeni rezultati detaljnih eksperimentalnih mjerenja koja su proveli Focke [66] i Gaiser [116]. Za opis pada tlaka pri strujanju rabljen je matematički model koji opisuje utjecaj kuta nagiba žljebova i Reynoldsova broja. Konačno, prijelaz topline izračunat je iz teoretske jednadžbe za razvijeno turbulentno i laminarno strujanje.

Faktor trenja definiran je s:

$$\xi = \frac{2 \Delta p D_h}{\rho v^2 L_{st}}, \quad (5.62)$$

gdje je D_h hidraulički promjer određen s $D_h = 4\hat{a}/\Phi$. Varijabla \hat{a} predstavlja amplitudu sinusoidalnog vala, $2\hat{a}$ je srednja širina kanala između ploča, a pretpostavlja se da je širina ploča između brtvi ($w_{st} = 4B$ na Sl. 5.9) puno veća od $2\hat{a}$. Faktor povećanja površine Φ jest omjer razvijene i projicirane površine, koji ovisi o omjeru amplitude vala \hat{a} i valne duljine Λ . Uporabom bezdimenzionalnog parametra valovitosti $X = 2\pi\hat{a}/\Lambda$ razvijena površina Φ može se približno izračunati s pomoću sljedećeg izraza:

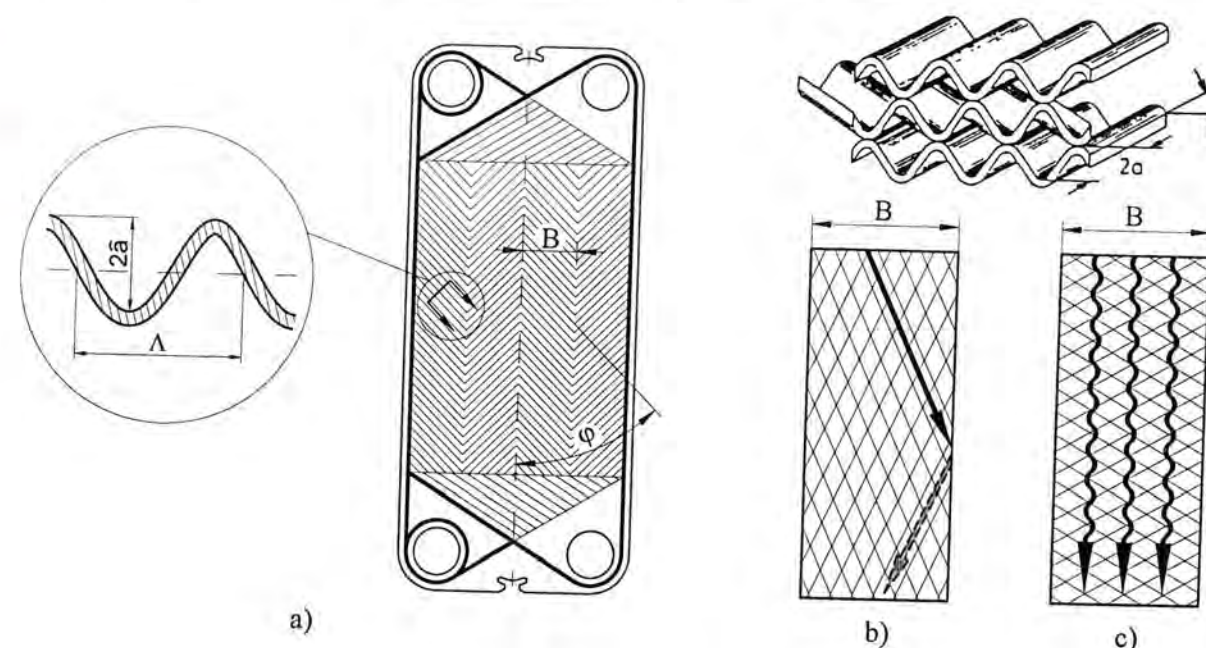
$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2} \right). \quad (5.63)$$

Neki se autori radije koriste prije spomenutim ekvivalentnim promjerom strujanja D_E (5.55), koji se dobiva iz projicirane površine strujanja. Veza između ekvivalentnog D_E i hidrauličkog promjera D_h može se prikazati izrazom:

$$D_E = \Phi D_h, \quad (5.64)$$

gdje je $D_E = 4\hat{a}$.

Zahvaljujući eksperimentalnom promatranju ([66], [116]) uočeno je da se pri strujanju kroz kanale koje formiraju dvije valovite ploče pojavljuju dva tipa strujanja: poprečna strujanja fluida koja prate žljebove s prednje i stražnje strane ploče po cijeloj širini valovitog uzorka i dominiraju pri manjim kutovima nagiba žljebova (Sl. 5.9 b) te uzdužno valičasto strujanje između dvaju redova dodirnih točaka koje se pojavljuje pri većim kutovima nagiba žljebova (Sl. 5.9 c).



Sl. 5.9 Geometrijske značajke orebrenja ploča a) i vrste strujanja fluida između ploča b) i c)

Duljina kanala u ploči kroz koji struji fluid raste proporcionalno s $1/\cos\varphi$, pa je faktor trenja ξ_0 ovisan o Reynoldsovu broju, potrebno zamijeniti s $\xi_0/\cos\varphi$. Za izračunavanje faktora trenja ξ_0 pri laminarnom strujanju ($Re < 2300$) u ravnom kanalu rabi se sljedeća Poiseuilleova jednadžba:

$$\xi_0 = \frac{B_0}{Re}, \quad (5.65)$$

gdje je konstanta B_0 eksperimentalno određena za presjek sinusoidalnog oblika [66] i iznosi $B_0 = 53,39$. Za kružni poprečni presjek uzima se da je $B_0 = 64$, a za dugi pravokutni presjek $B_0 = 96$. Ako je strujanje turbulentno ($Re > 2300$), faktor trenja ξ_0 izračunava se prema jednadžbi Konakova:

$$\xi_0 = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2} \quad (5.66)$$

ili jednadžbi Filonenka [108]:

$$\xi_0 = (1,82 \lg Re - 1,64)^{-2}. \quad (5.67)$$

Dodatni otpori strujanju nastaju zbog promjene smjera strujanja na krajevima kanala uz rub ploče te zbog križanja podstruja. Te se pojave mogu opisati umnoškom konstantnog faktora trenja i broja promjena smjera strujanja te brojem točaka u kojima se križaju podstruje. Broj promjena smjera strujanja jest:

$$n_b = \frac{L}{D_h} \cdot \frac{D_h}{B} \cdot \tan \varphi \quad (5.68)$$

Faktor trenja zbog promjene smjera strujanja izračunava se prema sljedećem izrazu:

$$\xi_b = b \tan \varphi \quad (5.69)$$

Broj točaka u kojima se križaju struje fluida jest:

$$n_c = \frac{L}{D_h} \cdot \frac{2D_h}{\Lambda} \cdot \sin \varphi \quad (5.70)$$

Faktor trenja zbog križanja struja fluida definiran je s:

$$\xi_c = c \sin \varphi \quad (5.71)$$

Zbrajanjem pojedinačno izvedenih komponenti faktora trenja dolazi se do izraza za ukupni faktor trenja pri poprečnom strujanju:

$$\xi_{pop} = b \tan \varphi + c \sin \varphi + \xi_0(Re)/\cos \varphi \quad (5.72)$$

Odgovarajući faktor trenja za uzdužno strujanje određuje se prema izrazu:

$$\xi_{uzd} = a \xi_{1,0}(Re), \quad (5.73)$$

gdje je $\xi_{1,0} = \frac{K_1}{Re^n}$ faktor trenja za strujanje između ploča čiji su žljebovi pod kutom $\varphi = 0$, a konstante K_1 i n određene su eksperimentalnim ispitivanjem te iznose $K_1 = 39$ i $n = 0,289$.

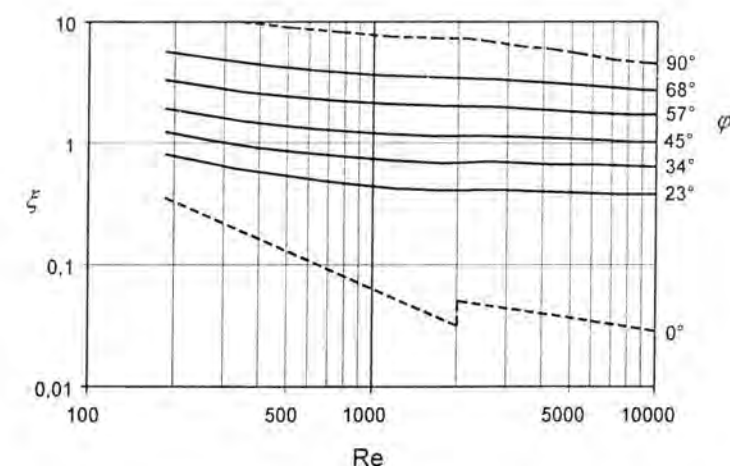
Utjecaji svakog od dvaju navedenih tipova strujanja zastupljeni su proporcionalno odgovarajućem udjelu poprečnog presjeka strujanja: s $\cos \varphi$ za poprečno strujanje, a s $(1 - \cos \varphi)$ za uzdužno strujanje. Navedeni su udjeli obrnuto proporcionalni drugom korijenu odgovarajućih faktora trenja, što dovodi do sljedećeg izraza za ukupni faktor trenja:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\xi_{pop}}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_{uzd}}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{b \tan \varphi + c \sin \varphi + \xi_0(Re)/\cos \varphi}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{a \xi_0(Re)}} \quad (5.74)$$

Konstante rabljene u izrazu (5.74) određene su na temelju eksperimentalnih mjerenja [64] i iznose:

$$a = 3,18; \quad b = 0,18; \quad c = 0,36.$$

Dijagram na Sl. 5.10 prikazuje ovisnost promjene faktora trenja ξ o Reynoldsovu broju uz promjenljivi parametar nagiba žljebova u ploči φ , te se lako uočava da veći otpor pružaju ploče s većim nagibom kanala.



Sl. 5.10 Ovisnost promjene faktora trenja ξ o Reynoldsovu broju i nagibu žljebova u ploči φ

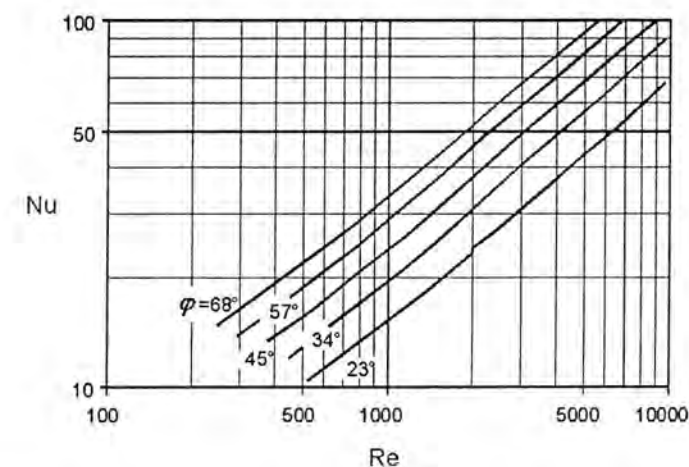
Poznavanje je faktora trenja ξ preduvjet za korištenje jednadžbe za izračunavanje Nusseltove značajke, a koja glasi:

$$Nu = 0,122 Pr^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_{st}} \right)^{1/6} \left[\xi Re^2 \sin(2\varphi) \right]^{0,374} \quad (5.75)$$

Iz izraza (5.75) vidi se da Nusseltov broj Nu ovisi o umnošku $\xi \cdot Re^2$ i nagibu žljebova u ploči φ , pa se iz dijagrama na Sl. 5.11 može zaključiti da veća turbulencija pri strujanju fluida kroz izmjenjivač topline te veći nagib žljebova u ploči poboljšavaju prijelaz topline. Osim tih zaključaka nameće se još jedan zaključak koji proizlazi iz praktične primjene PIT-ova i može se koristiti kao posredni pokazatelj intenziteta prijelaza topline. Naime, umnožak $\xi \cdot Re^2$ upravo je proporcionalan padu tlaka Δp , što se može pokazati sljedećim izrazom:

$$\xi \cdot Re^2 = \frac{2 \Delta p D_h^3 \rho}{L \eta^2} \quad (5.76)$$

tako da se izraz (5.75), s pomoću izraza (5.76), lako može napisati kao $Nu = f(\Delta p, \sin(2\varphi))$. Drugim riječima, prijelaz topline u PIT-u ovisi o padu tlaka Δp u njemu, odnosno o umnošku $\xi \cdot Re^2$, a ne o faktoru trenja $\xi(\varphi, Re)$ i veličini protoka (Re) kao odvojenim parametrima ([64], [117]).

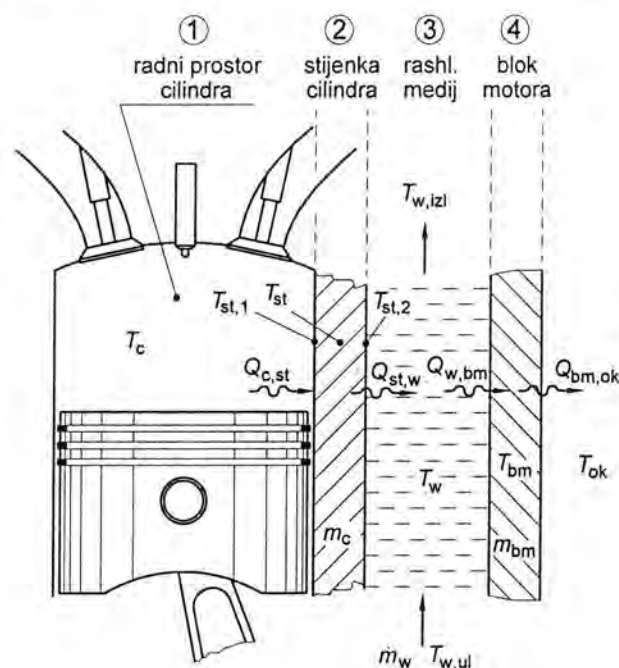


Sl. 5.11 Ovisnost promjene Nusseltova broja Nu o Reynoldsovu broju Re i nagibu žljebova u ploči φ

5.6 MOTOR KAO IZVOR TOPLINE U RASHLADNOM SISTEMU

Izgaranjem goriva u cilindru motora razvija se toplina zbog koje dolazi do povećanja tlaka i ekspanzije radnog medija u cilindru. Tijekom faze izgaranja i ekspanzije temperatura je medija u cilindru znatno viša od temperature stijenke cilindra, te dolazi do prijelaza topline s radnog medija na stijenku. Za optimalni i dugotrajni rad motora potrebno je stijenku cilindra motora održavati na određenoj temperaturnoj razini, tj. hladiti je, pri čemu rashladni medij preuzima toplinu od stijenke cilindra. Osim topline koja se rashladnom mediju predaje kroz stijenku cilindra, značajan udio topline odaje se ispušnim plinovima i mazivim uljem.

Matematički model motora, kao komponente rashladnog sistema, opisuje prijelaz topline od radnog medija na stijenku cilindra motora, odnosno sa stijenke na rashladni medij. Pritom je motor podijeljen na četiri zone kao što je prikazano na Sl. 5.12. Prva zona predstavlja radni prostor unutar cilindra motora, druga zona stijenku cilindra, treća zona predstavlja rashladni medij, a četvrta blok motora. Za navedene zone postavljaju se jednadžbe očuvanja energije, te se simultanim rješavanjem sustava jednadžbi dobivaju promjene temperatura i izmijenjene topline između svake pretpostavljene zone.



Sl. 5.12 Prijelaz topline od cilindra motora na rashladni medij

Općenito, promjena temperature radnog medija u cilindru opisana je jednadžbom (3.16):

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c dV_c}{d\varphi} + \sum_i \frac{dQ_{c,i}}{d\varphi} + \sum_j h_j dm_{c,j} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{du}{d\lambda} \right)_c \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right]$$

Toplina $Q_{c,st}$, koja prelazi na stijenku cilindra motora, izračunava se s pomoću koeficijenta prijelaza topline α_c (3.24), površine prijelaza topline A_c (3.25) te razlike temperatura radnog medija T_c i temperature unutrašnje strane stijenke cilindra $T_{st,c}$:

$$Q_{c,st} = \alpha_c A_c (T_c - T_{st,c}) \Delta t. \quad (5.77)$$

Jednako tako, toplina provedena od radnog prostora cilindra prema njegovoj stijenci može se prikazati kao:

$$Q_{c,st} = \frac{\lambda_{st}}{\delta_{st}/2} A_{st} (T_{st,1} - T_{st}) \Delta t. \quad (5.78)$$

Sređivanjem izraza (5.77) i (5.78), dobiva se jednadžba u kojoj je toplina $Q_{c,st}$ izražena preko srednje temperature radnog prostora cilindra T_c i stijenke cilindra T_{st} :

$$Q_{c,st} = \frac{2 \alpha_c \lambda_{st} A_c}{2 \lambda_{st} + \alpha_c \delta_{st}} (T_c - T_{st}) \Delta t. \quad (5.79)$$

Prirast temperature stijenke cilindra može se opisati sljedećim izrazom:

$$\frac{dT_{st}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{st} c_{p,st}} \frac{dQ_{c,st} - dQ_{st,w}}{d\varphi}, \quad (5.80)$$

gdje je:

- $Q_{st,w}$ - toplina koju stijenka cilindra predaje rashladnom mediju
- m_{st} - masa cilindarske košuljice
- $c_{p,st}$ - toplinski kapacitet materijala cilindarske košuljice

Toplina $Q_{st,w}$, koju stijenka cilindra predaje rashladnom mediju, izračunava se s pomoću sljedećeg izraza:

$$Q_{st,w} = \alpha_w A_w (T_{st,w} - T_w) \Delta t, \quad (5.81)$$

gdje je:

- α_w - koeficijent prijelaza topline između stijenke cilindra i rashladnog medija
- A_w - površina stijenke cilindra izložena rashladnom mediju
- $T_{st,w}$ - temperatura vanjske strane cilindarske košuljice (na strani rashladnog medija)
- T_w - srednja temperatura rashladnog medija

Srednja temperatura rashladnog medija definira se kao aritmetička sredina temperatura rashladnog medija na ulazu i izlazu iz prostora u kojemu se odvija izmjena topline:

$$T_w = \frac{T_{w,ul} - T_{w,izl}}{2}. \quad (5.82)$$

Pri korištenju izraza (5.81) pretpostavlja se da koeficijent prijelaza topline α_w između stijenke cilindra i rashladnog medija vrijedi za cijelu površinu A_w . Neki autori [118] predlažu određivanje lokalnih koeficijenata za prijelaz topline, no nultodimenzionalni je opis prolaza topline iz cilindra na rashladni medij dovoljno precizan za proučavanje toplinskog odziva takvog sistema [119].

Koeficijent prijelaza topline α_w između stijenke cilindra i rashladnog medija izračunava se s pomoću sljedećeg izraza ([119], [120]):

$$Nu = \left(0,3 \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right), \quad (5.83)$$

gdje je:

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (5.84)$$

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.85)$$

Prema Sl. 5.12 i izrazu (5.81), temperatura stijenke koja se rabi pri proračunu izmjene toplina između vanjske strane cilindarske košuljice i rashladnog medija jest vanjska temperatura cilindarske košuljice $T_{\text{st,w}}$. Nasuprot tome, temperatura koja se koristi pri ostalim proračunima jest srednja temperatura stijenke cilindra motora T_{st} . Osim na način opisan izrazom (5.81), toplina provedena kroz cilindarsku košuljicu prema rashladnom mediju može se prikazati i sljedećom jednačbom:

$$Q_{\text{st,w}} = \frac{\lambda_{\text{st}} A_{\text{st}}}{\delta_{\text{st}}/2} (T_{\text{st}} - T_{\text{st,w}}) \Delta t, \quad (5.86)$$

gdje je δ_{st} debljina cilindarske košuljice.

Koristeći izraze (5.81) i (5.86), toplina koju cilindarska košuljica predaje rashladnom mediju može biti izražena s pomoću srednje temperature cilindarske košuljice T_{st} i srednje temperature rashladnog medija T_{w} :

$$Q_{\text{st,w}} = \frac{2\alpha_{\text{w}} \lambda_{\text{st}} A_{\text{st}}}{2\lambda_{\text{st}} + \alpha_{\text{w}} \delta_{\text{st}}} (T_{\text{st}} - T_{\text{w}}) \Delta t. \quad (5.87)$$

Treća zona predstavlja rashladni medij. Prirast temperature rashladnog medija može se prikazati sljedećom jednačbom:

$$\frac{dT_{\text{w}}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{\text{w}} c_{\text{p,w}}} \frac{dQ_{\text{st,w}} - dQ_{\text{w,bm}}}{d\varphi}, \quad (5.88)$$

gdje je:

- $Q_{\text{w,bm}}$ - toplina koju rashladni medij predaje bloku motora
- m_{w} - masa rashladnog medija
- $c_{\text{p,w}}$ - toplinski kapacitet rashladnog medija

Toplina koju rashladni medij izmjenjuje s blokom motora opisana je sljedećom jednačbom:

$$Q_{\text{w,bm}} = \alpha_{\text{w}} A_{\text{bm}} (T_{\text{w}} - T_{\text{bm}}) \Delta t, \quad (5.89)$$

gdje je A_{bm} površina bloka motora u dodiru s rashladnim medijem, a T_{bm} temperatura bloka motora. Sljedeći izraz omogućuje proračun promjene temperature bloka motora, čime je obuhvaćeno praćenje interakcije stijenke cilindra motora i rashladnog medija:

$$\frac{dT_{\text{bm}}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{\text{bm}} c_{\text{p,bm}}} \frac{dQ_{\text{w,bm}} - dQ_{\text{zr}}}{d\varphi}, \quad (5.90)$$

gdje je:

- Q_{zr} - toplina koja se okolini predaje zračenjem i konvekcijom
- m_{bm} - pripadajuća masa bloka motora
- $c_{\text{p,w}}$ - specifični toplinski kapacitet materijala bloka motora

Toplina koja se okolini predaje zračenjem i konvekcijom izračunava se prema sljedećem izrazu ([89]):

$$Q_{\text{zr}} = [\sigma \varepsilon (T_{\text{bm}}^4 - T_{\text{ok}}^4) + \alpha_{\text{bm}} (T_{\text{bm}} - T_{\text{ok}})] A_{\text{bm,ok}} \Delta t, \quad (5.91)$$

gdje je:

- σ - Stefan-Boltzmannova konstanta
- ε - faktor emisije
- T_{ok} - temperatura okoline
- α_{bm} - koeficijent prijelaza topline s bloka motora na okolinu
- $A_{\text{bm,ok}}$ - površina bloka motora u dodiru s okolnim zrakom

Koeficijent prijelaza topline s bloka motora na okolinu α_{bm} izračunat je uz pomoć izraza za koeficijent prijelaza topline pri slobodnoj konvekciji za okomitu stijenku prema [89]:

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{bm,ok}} H_{\text{bm}}}{\lambda_{\text{ok}}} = 0,48 \sqrt[4]{\frac{g H_{\text{bm}}^3 (T_{\text{bm}} - T_{\text{ok}})}{\nu_{\text{ok}}^2 T_{\text{ok}}}} \quad (5.92)$$

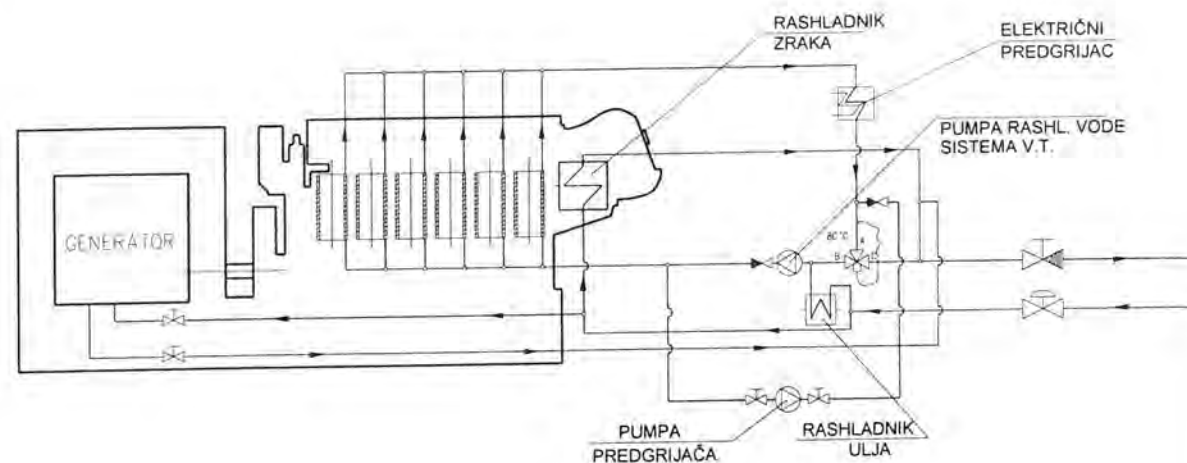
Toplinu koja nastaje trenjem u mehanizmu motora najvećim dijelom preuzima ulje za podmazivanje, za koje brodski motori imaju posebne hladnjake koji odvođe spomenutu toplinu, pa ona nije uzeta u obzir pri prijenosu topline na rashladni medij. Motori male snage obično nemaju hladnjaka ulja za podmazivanje, pa se toplina ulja sakupljenog u koritu motora dijelom predaje okolini konvekcijom preko stijenke korita motora, a dijelom provođenjem kroz blok motora. Gubici u motoru izražavaju se srednjim tlakom gubitaka, koji se oduzima od srednjeg indiciranog tlaka procesa kao što je opisano u poglavlju 3.6. U radu [121], opisan je slučaj manjeg motora pri čemu se toplina, nastala zbog trenja u motornom mehanizmu, također izračunava preko srednjeg tlaka gubitaka i pridodaje u bilancu toplina bloka motora.

5.7 POMOĆNI MOTORI

Pomoćni motori rabe se za pogon generatora električne energije. Radi sigurnosti opskrbe električnom energijom, na brodu su najčešće instalirana tri dizel-električna agregata. Broj i snaga dizel-električnih agregata varira ovisno o vrsti i namjeni broda, osobito ako se radi o brodu s električnom propulzijom.

Rashladni sistem pomoćnih motora sastoji se od VT kruga rashlade cilindarskih košuljica i glava motora te NT kruga rashlade s rashladnicima zraka za prednabijanje i ulja za podmazivanje. Pomoćni su motori opremljeni termoregulacijskim ventilima, koji reguliraju temperaturu rashladnog medija u pojedinim dijelovima motora, a po potrebi uzimaju rashladni medij iz centralnog rashladnog sistema za održavanje radne temperature internih rashladnih krugova (Sl. 5.13). Potpuno samostalno održavaju radnu temperaturu i predstavljaju zatvoreni sistem koji samostalno funkcionira.

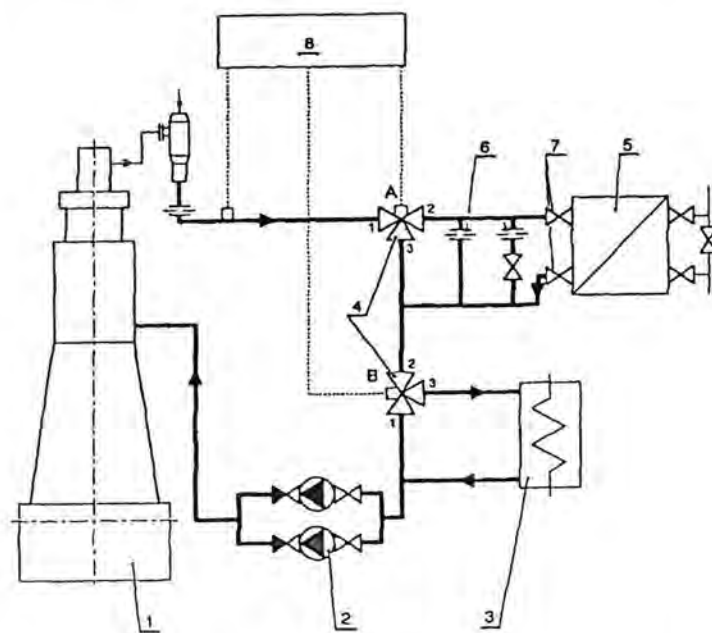
Pri povezivanju modela pomoćnih motora u model centralnoga rashladnog sistema u obzir su uzeti podaci o rashladnom učinku te potrebnoj količini i temperaturi rashladnog medija dobiveni od proizvođača motora. Prijelazne pojave pri promjenljivim uvjetima rada nisu uzete u obzir, a prirast temperature rashladnog medija izračunat je u ovisnosti o disipiranoj toplini i trenutnom protoku rashladnog medija.



Sl. 5.13 Rashladni sistem pomoćnog motora MAN L23/30

5.8 GENERATOR SLATKE VODE

Generator slatke vode, upotrijebljen za proizvodnju pitke vode ili vode za pranje, iskorištava toplinu VT kruga rashlade. Kapacitet generatora slatke vode ograničen je količinom raspoložive topline, odnosno o trenutnom opterećenju motora. Pri uključivanju i pokretanju generatora slatke vode, potrebno je obratiti posebnu pozornost kako bi se motor zaštitio od termičkog šoka. Stoga proizvođač motora preporučuje postepeno upuštanje generatora slatke vode u pogon. Osim toga, proizvođač propisuje da isparivač generatora slatke vode ne smije apsorbirati više od 85% topline koju razvija motor te se u sistem rashlade mora ugraditi prema shemi prikazanoj na Sl. 5.14. Takav aranžman zahtijeva ugradnju dodatnoga termoregulacijskog ventila (4A).



Sl. 5.14 Generator slatke vode u VT krugu rashladnog sistema

Legenda:

- 1 Glavni motor
- 2 Pumpa VT kruga rashlade
- 3 Rashladnik VT kruga
- 4 Termoregulacijski ventili
- 5 Generator slatke vode
- 6 Prigušnica
- 7 Ventili
- 8 Upravljačka jedinica

Ako se temperatura rashladne vode na izlazu iz motora spusti ispod postavljene vrijednosti, ventil 4A smanjuje protok rashladnog medija kroz generator slatke vode, a ventil 4B propušta vodu samo u smjeru 2-1. Ako generator slatke vode ne može apsorbirati svu toplinu VT kruga, ventil 4A potpuno je otvoren, te se regulacija odvija preko ventila 4B, koji s pomoću rashladnika 3 održava potrebnu temperaturu. Kao alternativa zajedničkoj upravljačkoj jedinici (8), mogu biti instalirane dvije odvojene upravljačke jedinice, po jedna za svaki ventil. U tom slučaju treba obratiti pozornost da se postavljene temperature na ventilima 4A i 4B razlikuju za barem 3°C kako bi se izbjeglo istovremeno djelovanje obiju upravljačkih jedinica.

U normalnim uvjetima eksploatacije generator slatke vode pušta se u rad tek kada radni parametri rashladnog sistema dosegnu stabilne vrijednosti. Tijekom rada, generator koristi toplinu VT kruga rashlade i time rasteređuje centralne rashladnike. Za simulaciju rada generatora slatke vode potrebno je izraditi detaljan matematički model tog uređaja [122], kojim bi se dobile vrijednosti temperature rashladnog medija na izlazu iz uređaja, a u ovisnosti o trenutnom protoku. Budući da su, mirovanjem generatora slatke vode, uvjeti rada rashladnog sistema otežani i kao takvi zanimljivi za analizu, smatrat će se kao da je generator slatke vode isključen.

5.9 RASHLADNIK ZRAKA

Toplina koja se u rashladniku zraka preuzima pri hlađenju zraka za prednabijanje motora predstavlja značajan udio u toplinskoj bilanci rashladnog sistema. Matematički model rashladnika zraka prikazan je u simulacijskome modelu motora (pog. 3.3.2), te je pritom bio pretpostavljen konstantni protok rashladnog medija stalne temperature. U slučaju simulacijskog modela rashladnog sistema, korišten je isti matematički model, pri čemu su vrijednosti protoka zraka i tlaka u usisnom kolektoru motora dobivene s pomoću simulacijskog modela motora za određenu radnu točku. Uz poznati stupanj djelovanja puhalo, izračunati tlak prednabijanja omogućuje određivanje temperature zraka prije hladnjaka. Budući da motor i turbopuhalo pri promjenljivim uvjetima rada vrlo brzo dolaze do nove radne točke, zanemarene su kratke prijelazne pojave tijekom promjene opterećenja motora. Protok rashladne vode kroz rashladnik i njena temperatura na ulazu u rashladnik zraka korigiraju se kontinuirano te se izračunava prirast temperature rashladnog medija prema izrazu (3.105).

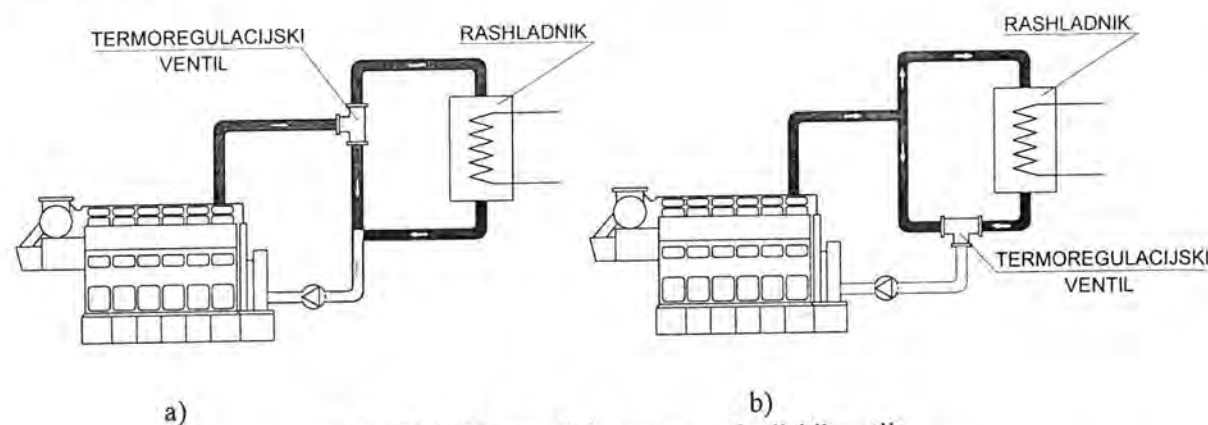
Strujanje kroz rashladnik popraćeno je i odgovarajućim padom tlaka, koji ima utjecaj na radnu točku pumpe, odnosno protok rashladnog medija u sistemu rashlade. Za izračun pada tlaka pri strujanju medija kroz rashladnik nije razvijen poseban matematički model, već su rabljeni podaci proizvođača opreme.

5.10 TERMOREGULACIJSKI VENTIL

Regulacija i održavanje temperature u brodskome rashladnom sistemu izvodi se s pomoću termoregulacijskih ventila. Glavni je pogonski motor svakako najvažnija komponenta koju treba hladiti, te za optimalan i pouzdan rad rashladni medij mora biti odgovarajuće temperature. Ovisno o tome izvodi li se regulacija dijeljenjem ili miješanjem struja rashladnog medija, razlikuje se i način na koji se termoregulacijski ventil ugrađuje u sistem. Na Sl. 5.15 a) prikazan je termoregulacijski ventil koji dio rashladnog medija usmjerava u rashladnik, a dio natrag u motor, ovisno o trenutnoj i potrebnoj temperaturi rashladnog medija. Sl. 5.15 b) prikazuje regulaciju temperature, pri čemu termoregulacijski ventil miješa odgovarajuće udjele zagrijanog i ohlađenoga radnog medija, te se na taj način ostvaruje potrebna temperatura rashladnog medija.

Na temelju razlike trenutno izmjerene i postavljene temperature te algoritma regulacije, regulator određuje položaj pladnja termoregulacijskog ventila. U ovome matematičkom modelu u regulaciju

rashladnog sistema uključen je regulator s proporcionalnim i integrirajućim djelovanjem ili, kraće, PI regulator. U poglavlju 3.7 dana je jednadžba PI regulatora (3.144) i detaljnije je opisano ponašanje takvog regulatora.



Sl. 5.15 Načini ugradnje termoregulacijskih ventila

Pad tlaka koji proizvodi termoregulacijski ventil ovisi o položaju pladnja ventila. Svaki položaj pladnja ventila daje pripadajuću k_v vrijednost ventila, koja se može prikazati u relaciji s faktorom otpora ξ :

$$k_v = \frac{40000 d^2}{\sqrt{\xi}}, \quad (5.93)$$

gdje je d promjer u m, a k_v vrijednost izražena u m^3/h .

Uz poznatu k_v vrijednost, pad tlaka na ventilu izračunava se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{k_v} \right)^2, \quad \text{odnosno} \quad (5.94)$$

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{k_v} \right)^2 \left(\frac{\rho}{1000} \right)^2 \quad (5.95)$$

ako je temperatura tekućine viša od 30°C . U izrazima (5.94) i (5.95) protok fluida Q izražen je u m^3/h , a gustoća fluida ρ u kg/m^3 .

Budući da k_v vrijednost ovisi o geometriji ventila, a za matematički model rashladnog sistema važan je samo iznos pada tlaka, prigušenje na termoregulacijskom ventilu simulirano je prigušnicom s kružnim otvorom. Prema [123], pad tlaka na prigušnici određuje se prema sljedećem izrazu:

$$\Delta p = \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \rho \left(\frac{Q}{\beta A} \right)^2, \quad (5.96)$$

gdje je:

- d - promjer otvora u prigušnici,
- D - promjer cijevi,
- Q - volumni protok kroz cijev u m^3/s ,
- A - površina poprečnog presjeka otvora,
- β - koeficijent protoka.

Koeficijent protoka β razlikuje se za različite omjere promjera prigušnice i cijevi, te su ti podaci navedeni također u [123]. Promjer prigušnice, kojom se simulira rad termoregulacijskog ventila, kontinuirano se mijenja, pa je funkcijska ovisnost koeficijenta protoka β i omjera promjera d/D aproksimirana polinomom radi lakše primjene u matematičkome modelu. Veličina pada tlaka koju određuje regulator može poslužiti za odabir odgovarajućega termoregulacijskog ventila, pri čemu se moraju korigirati konstante koje se odnose na proporcionalno i integrirajuće djelovanje regulatora.

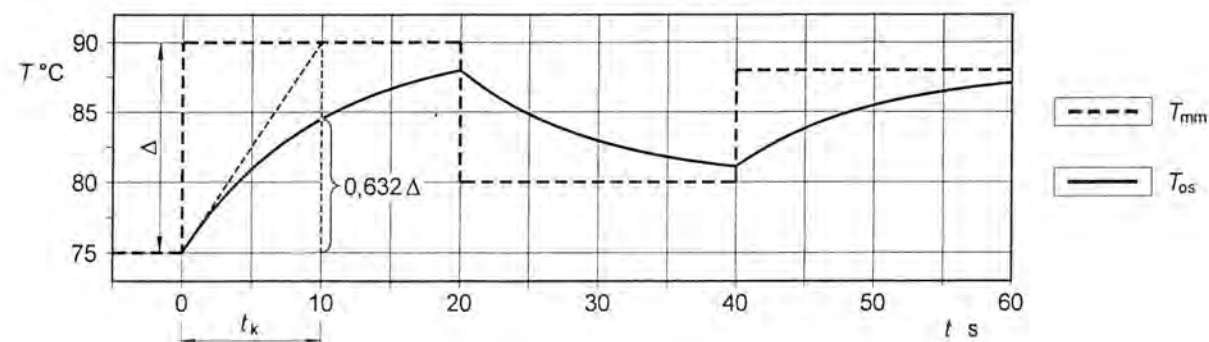
5.10.1 Dinamička karakteristika osjetnika temperature

Na brzinu reakcije termoregulacijskog ventila utječu uvjeti prijelaza topline između rashladnog medija i medija u osjetniku temperature, sastav i količina medija kojom je ispunjen osjetnik te dinamičke značajke termoregulacijskog ventila. U matematičkome modelu regulacije temperature rashladnog sistema nisu uzete u obzir mase i prigušenja pladnja i mehanizma za pokretanje termoregulacijskog ventila jer je odziv tog ventila vrlo brz u odnosu prema vremenu trajanja prijelaznih stanja u rashladnom sistemu tako da brzina njegova odziva ovisi o tromosti osjetnika temperature.

Ponašanje osjetnika temperature može se opisati modelom koji definira promjenu temperature na temelju bilance topline koju tijelo osjetnika izmjenjuje s okolinom. Pritom je potrebno poznavati toplinski kapacitet medija u tijelu osjetnika, površinu za izmjenu topline te koeficijente prijelaza topline. Navedene je vrijednosti teško točno odrediti, pa se ti parametri mogu prikazati vremenskom konstantom osjetnika t_k . Prema [124], vremenska promjena temperature osjetnika T_{os} slijedi promjenu temperature na mjernome mjestu T_{mm} po eksponencijalnoj funkciji definiranoj izrazom:

$$T_{os}^1 = T_{os}^0 + (T_{mm} - T_{os}^0) \left[1 - e^{-\left(\frac{\Delta t}{t_k}\right)} \right], \quad (5.97)$$

gdje je Δt vrijeme proteklo od nastanka promjene temperature T_{mm} , odnosno T_{os}^0 . Indeksi 1 i 0 uz temperaturu osjetnika T_{os} predstavljaju trenutnu temperaturu osjetnika i temperaturu osjetnika prije promjene. Na Sl. 5.16 prikazana je promjena temperature osjetnika u ovisnosti o skokovitoj promjeni temperature radnog medija na mjernome mjestu. Vremenska je konstanta osjetnika temperature u prikazanom primjeru 10 sekundi, a temperatura se skokovito mijenja u razmacima od 20 sekundi. Pri odzivu na skokovitu promjenu mjerene temperature, vremenska konstanta t_k ima značaj koji je grafički prikazan na istom dijagramu.



Sl. 5.16 Odziv osjetnika temperature u ovisnosti o temperaturi radnog medija

5.11 ODREĐIVANJE PROTOKA U CJEVODU BRODSKOGA RASHLADNOG SISTEMA

Svi do sada prikazani matematički modeli komponenti brodskoga rashladnog sistema uzimaju brzinu strujanja fluida kao poznati ulazni podatak. Strujanje rashladnog medija kroz njegove cijevi omogućuju pumpe koje pri tome moraju ostvarivati potrebne protoke u pojedinim dijelovima cjevovoda i osiguravati potrebni tlak rashladnog medija, što je osobito važno npr. pri hlađenju cilindarskih košuljica i glavnih i pomoćnih motora.

Projektiranje cjevovoda sastoji se u osnovi od odabira cijevi čije karakteristike združene s odabranom pumpom mogu zadovoljiti zahtijevane protoke i tlakove. Tradicionalno, metode projektiranja cjevovoda temelje se na iterativnim postupcima. Na osnovi prethodno izrađene sheme cjevovoda, projektiranje se sastoji u određivanju poprečnih presjeka cijevi uzimajući u obzir preporučene brzine strujanja, iz čega se izračunavaju ostvareni protoci. Postupak se ponavlja sve dok rezultat ne zadovolji projektne zahtjeve. Taj pristup metodom pokušaja i pogreške može biti učinkovit za jednostavnije cjevovode, ali je njegova primjena na složenije sisteme nepraktična.

U prethodnim desetljećima provedeno je mnogo istraživanja usmjerenih na optimalno projektiranje cjevovoda kako bi se pronašla kombinacija pumpi i karakteristika cjevovoda s najnižim troškovima. Većina pristupa rješava problem pronalaganjem protoka koji zadovoljavaju jednadžbu kontinuiteta na svakom spoju cijevi i jednadžbu očuvanja energije unutar zatvorene petlje cijevi. Jednadžbe očuvanja mase jesu linearne algebarske jednadžbe, dok su jednadžbe očuvanja energije nelinearne algebarske jednadžbe, te za rješavanje sustava jednadžbi treba primijeniti iterativni postupak.

Prve metode za rješavanje problema cjevovoda objavio je Hardy Cross 1936. godine. U njegovu originalnom radu, Cross predlaže dvije različite metode za rješavanje cjevovoda. U prvoj metodi, jednadžbe očuvanja izvedene su preko nepoznatih protoka u cijevima i nazvane su jednadžbama petlji. U drugom su pristupu jednadžbe izražene preko nepoznatih tlakova u čvorištima te se često nazivaju jednadžbama čvorova. Hardy Crossova metoda jednadžbi očuvanja unutar petlji cjevovoda najčešće se koristi, no pri rješavanju su uočeni problemi s konvergencijom rješenja. Ta činjenica, zajedno s razvojem računala i programskih mogućnosti, potaknula je potragu za djelotvornijim metodama rješavanja. Martin i Peters [39] te Epp i Fowler [40] unaprijedili su Crossov pristup uporabom Newton-Raphsonove metode, koja ima znatno bolju i bržu konvergenciju i koja je postala osnovna metoda rješavanja za mnoge druge primjene.

Kasnije su Wood i Charles [41] razvili tzv. linearnu metodu, koja se temelji na linearizaciji nelinearnog dijela matrice sustava jednadžbi. Pri uporabi te metode primijećene su oscilacije prilikom traženja rješenja te se taj nedostatak ispravljao uzimanjem srednje vrijednosti prethodnih dvaju koraka kao nove vrijednosti za iterativni proces. Wood i Rayes [42] proveli su opsežnu validaciju pouzdanosti metoda jednadžbi čvorova i jednadžbi petlji u usporedbi s linearnom metodom, te došli do zaključka da je linearna metoda jednako pouzdana kao metoda jednadžbi petlji. Nielsen [43] je također analizirao sve do tada razvijene metode i pokazao da jednadžbe strujanja imaju velik utjecaj na ponašanje iterativnog procesa. U svom je radu objasnio oscilatorno ponašanje linearne metode, te je pokazao da ta metoda daje dobre početne vrijednosti za Newton-Raphsonovu metodu.

5.11.1 Postavljanje sustava jednadžbi

Analiza mreže cijevi temelji se na primjeni zakona o očuvanju mase i zakona o očuvanju energije. Cjevovod je diskretiziran na način da se pojedine dionice cjevovoda pretvore u elemente, a njihovi krajevi u čvorove. Za zadanu konfiguraciju cjevovoda zakon o očuvanju mase pretpostavlja da algebarska suma svih dotoka i istjecanja svakog čvora mora biti jednaka nuli:

$$\sum_{k=1}^n \lambda_{j,k} Q_k = \sum_{k=1}^n \lambda_{j,k} A_k v_k = 0, \quad (5.98)$$

gdje je:

- $\lambda_{j,k}$ - indikator načina povezanosti elementa (cijevi) k s čvorom j
- Q_k - protok kroz element k
- A_k - površina poprečnog presjeka elementa k
- v_k - brzina strujanja kroz element k .

Pretpostavljajući stacionarno strujanje nekompresibilnog fluida, zakon o očuvanju energije za element (cijev) k glasi:

$$(\Delta E)_k = (\Delta p)_k + \rho g (\Delta z)_k + \frac{1}{2} \rho [\Delta(v^2)]_k + (\Delta p_{tr})_k - (\Delta p_p)_k = 0, \quad (5.99)$$

gdje je:

- p - statički tlak u čvoru
- z - visina na kojoj se nalazi čvor
- v - brzina strujanja u cjevovodu
- p_{tr} - pad tlaka zbog otpora strujanju
- p_p - prirast tlaka koji stvara priključena pumpa u elementu k .

U izrazu (5.99), vrijednosti statičkog tlaka p i brzine strujanja v nisu poznate, te se moraju pretpostaviti. Visine čvorova z zadane su konfiguracijom cjevovoda, dok se pad tlaka p_{tr} zbog strujanja jednofaznog fluida izračunava prema sljedećem izrazu [123]:

$$p_{tr} = \lambda \frac{L}{d_u} \frac{\rho v^2}{2} + \sum_{i=1}^m \xi \frac{\rho v^2}{2}. \quad (5.100)$$

Prvi član s desne strane jednadžbe predstavlja pad tlaka pri strujanju u ravnim cijevima, dok drugi član predstavlja zbroj lokalnih padova tlaka na koljenima, suženjima, ventilima i sl. duž cijevi, odnosno između dvaju čvorova. Ovisno o veličini Reynoldsova broja, odnosno režimu strujanja i visini hrapavosti cijevi R_a , primjenjuju se različiti izrazi za izračunavanje faktora trenja λ [123], prikazani u Tab. 5.1. U literaturi su navedene približne vrijednosti lokalnih faktora trenja ξ ([123], [125], [126]), jer jako ovise o geometriji presjeka strujanja i Reynoldsovu broju, a idealan je slučaj ako su na raspolaganju točni podaci koje deklarira proizvođač tih elemenata.

Tab 5.1 Izrazi za izračunavanje faktora trenja λ za strujanje jednofaznog fluida u ravnim cijevima

Vrsta strujanja	Područje valjanosti	Faktor trenja
Laminarno $Re < 2300$	$0 < Re < 2300$	$\lambda = \frac{64}{Re}$
Turbulentno $Re > 2300$	$Re \leq \frac{d}{R_a} \log\left(0,1 \frac{d}{R_a}\right)$	$\lambda = \frac{0,31}{[\log(0,143 Re)]^2}$
	$\frac{d}{R_a} \log\left(0,1 \frac{d}{R_a}\right) < Re \leq 400 \frac{d}{R_a} \log\left(0,1 \frac{d}{R_a}\right)$	$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log\left(\frac{15}{Re} + 0,269 Re\right)\right]^2}$
	$Re > 400 \frac{d}{R_a} \log\left(0,1 \frac{d}{R_a}\right)$	$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log\left(3,715 \frac{d}{R_a}\right)\right]^2}$

Prirast tlaka p_p koji stvara pumpa određuje se za pretpostavljeni, odnosno iteracijama izračunati protok. Prethodno je krivulja karakteristike pumpe iz dijagrama dobivenog od proizvođača prevedena u polinom oblika $p = f(Q) = a_0 + a_1Q + a_2Q^2$ ili $p = f(v) = a_0 + a_1v + a_2v^2$, ovisno o tome je li sustav jednadžbi postavljen s nepoznatim protocima ili brzinama strujanja kroz cijevi.

Konačno, formirani sustav jednadžbi rješava se primjenom Newton-Raphsonove metode, koja je opširno prikazana u više izvora ([124], [127]), te se u ovom radu neće posvetiti posebna pozornost na teorijske izvode i tijek izvođenja metode.

Budući da u brodskim rashladnim sistemima može biti ugrađeno i više od stotinjak cijevi, razvijen je program za osobno računalo čija je namjena automatizirano kreiranje sustava jednadžbi te njihovo rješavanje. Ovisno o režimu plovidbe, mijenja se potreba za rashladom pojedinih uređaja, pri čemu se u nekim cijevima protok mijenja ili pak potpuno prekida. Kvar na pumpama NT ili VT kruga rashlade nije nemoguć, a nije ni na centralnim rashladnicima ili bilo kojem drugom segmentu rashladnog sistema. Ako se želi ispitati različite situacije i uvjete pod kojima takav cjevovod može raditi i kako će se ponašati, potreban je fleksibilni opis cijelog sistema cijevi koji omogućuje jednostavno dodavanje ili isključivanje cijevi, pumpi, rashladnika, ventila i sl. iz mreže.

Pri opisu međusobne povezanosti elemenata korišteni su vektori u kojima su sadržane informacije o početnom i krajnjem čvoru te o ostalim karakteristikama poput unutarnjeg promjera, duljine cijevi, vrste ili hrapavosti cijevi, dodatnim lokalnim otporima itd. Isto je načelo primijenjeno i pri opisu čvorova, pri čemu su u vektorima čvorova sadržane informacije o geodetskoj visini čvora, vrsti čvora (nastavak cijevi, račvanje, pumpa, termoregulacijski ventil ili neki drugi uređaj), broj cijevi u čvoru, ulazne cijevi u čvor te izlazne cijevi iz čvora.

Ovaj opis elemenata i čvorova koristi se i pri proračunu prijenosa topline u cjevovodu jer se postignute temperature na kraju jedne cijevi prenose u početak odgovarajuće cijevi koja slijedi ili više cijevi ako se radi o račvanju. Jednako tako, ako se više cijevi spaja u jednom čvoru, izračunava se srednja temperatura rashladnog medija, pri čemu se u obzir uzimaju temperature i protoci svih dolaznih struja u promatrano čvorište.

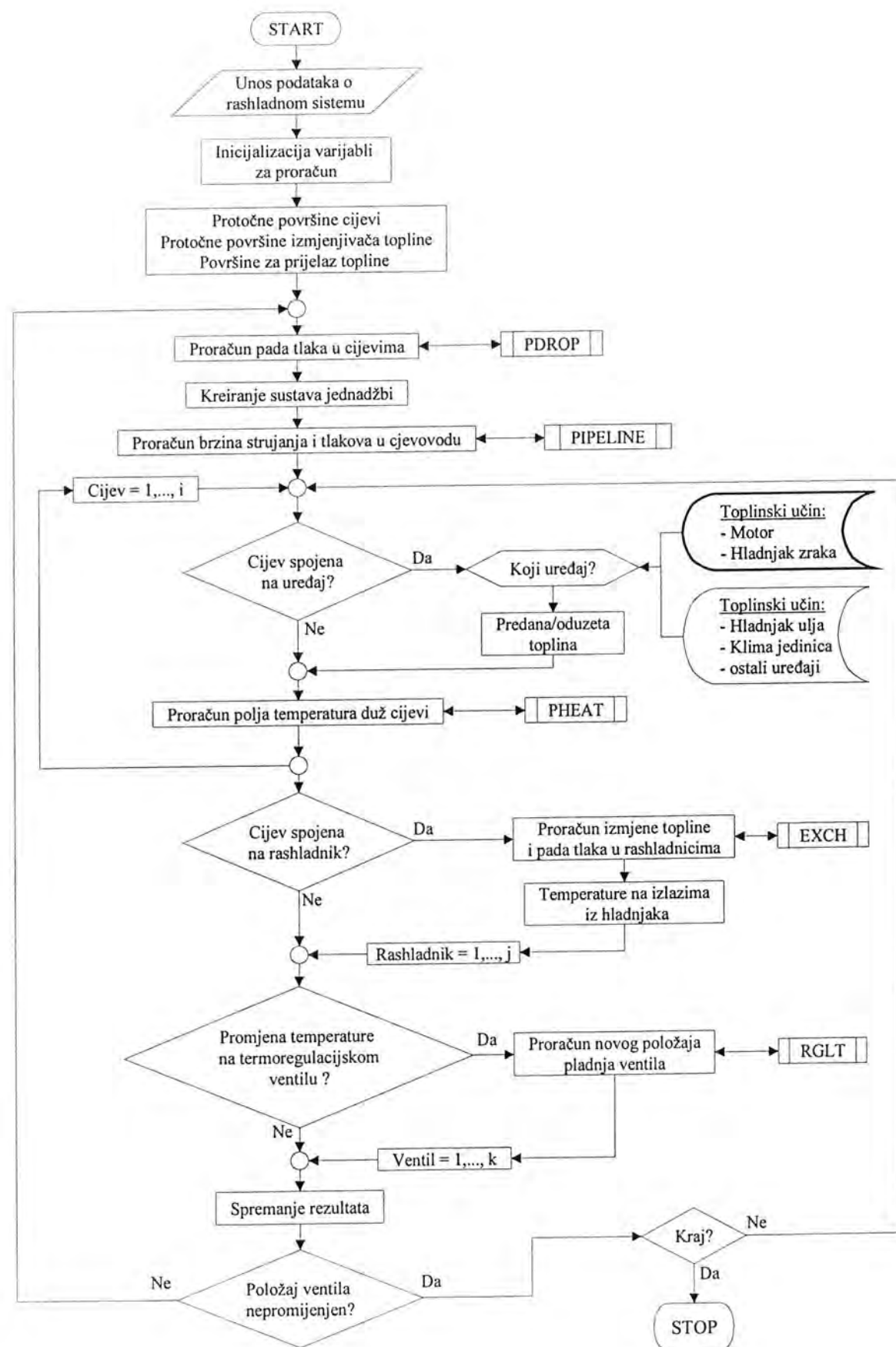
5.12 OPIS RAČUNALNOG PROGRAMA ZA SIMULACIJU RADA RASHLADNOGA SISTEMA

Na Sl. 5.17 prikazan je dijagram toka programa za simulaciju sistema rashlade *COOLSYS*. Program započinje učitavanjem prethodno pripremljenih osnovnih podataka o rashladnom sistemu u kojima su sadržani podaci o cjevovodima, pumpama, centralnim rashladnicima, termoregulacijskim ventilima itd. Ulaznim podacima opisani su i uvjeti okoline, a u elementima rashladnog sistema mogu se postaviti proizvoljni početni uvjeti.

Simulacija sistema rashlade započinje proračunom protočnih površina cijevi i centralnih rashladnika te proračunom površina za izmjenu topline. Padovi tlaka u cijevima izračunavaju se na temelju pretpostavljenih brzina strujanja s pomoću podprograma *PDROP* te se pristupa kreiranju i rješavanju sustava jednadžbi za dobivanje brzine i tlakova u unaprijed definiranim točkama rashladnog sistema. Prije nego što se pristupi proračunu temperaturnog polja u cijevima rashladnog sistema, potrebno je ispitati na kojim se mjestima dovodi ili odvodi toplina te koliki je trenutni prijenos topline. Podaci o toplini dovedenoj od motora, hladnjaka zraka i ostalih uređaja spremljeni su u datoteci, što je posebno istaknuto na dijagramu toka na Sl. 5.17.

Polje temperatura u centralnom rashladniku posebno se rješava u podprogramu *EXCH* koji na temelju ulaznih temperatura slatke i morske vode te brzine strujanja proračunava temperature na izlazu i

predanu toplinu. Na određenim mjestima u cjevovodu rashladnog sistema postavljeni su osjetnici temperature radi regulacije temperature rashladnog medija. Osjetnici daju informaciju upravljačkoj jedinici koja na temelju posebnog algoritma (podprogram *RGLT*) upravlja pokretanjem pladnja termoregulacijskog ventila. Svakom promjenom položaja pladnja ventila mijenja se karakteristika cijelog sistema rashlade te je potrebno ponovno proračunati brzine i tlakove u cijevima. Ako se ustanovi da je temperatura dostigla stalnu vrijednost te se nijedan od ventila ne pomiče, izvođenje programa usmjerava se izravno na proračun temperaturnog polja u cijevima i centralnim rashladnicima. Jednako kao i u programu za simulaciju rada dizelskog motora i ovdje je na raspolaganju mogućnost odabira podataka koji će se spremati za kasniju obradu.



Sl. 5.17 Dijagram toka računalnog programa COOLSYS

6. PRIMJENA SIMULACIJSKOG MODELA BRODSKOGA RASHLADNOG SISTEMA

Kako bi se potvrdila ispravnost razvijenoga simulacijskog modela broskog rashladnog sistema, on je provjeren na primjeru konkretnoga sistema u eksploataciji. Logičan izbor pri odabiru primjera bio bi rashladni sistem dizelskog agregata koji je odabran za validaciju simulacijskog modela dizelskog motora. Činjenica da se dizelski motor MAN 16V 52/55 može primijeniti i u svrhu brodske propulzije također ide u prilog takvom izboru. Spomenuti motor instaliran je u energani pogona petrokemijske industrije DIOKI kraj Omišlja i namijenjen je za podmirivanje potreba tog postrojenja za električnom energijom. Rashlada dizelskog motora izvedena je s pomoću centralnoga rashladnog sistema petrokemije. Utjecaj dizelskog agregata na rad centralnoga rashladnog sistema nije zanemariv, ali nije ni dovoljno velik za značajnije promjene parametara pri radu. Jednako tako, procesi u pojedinim postrojenjima petrokemije zahtijevaju stalne radne parametre te su se zbog svega navedenoga mjerenje, ispitivanje i simulacija izvanrednih situacija na tome rashladnom sistemu pokazali teško izvedivima i nedostupnima.

Zbog toga je odabran broski rashladni sistem instaliran na jednome trgovačkom brodu sa sporokretnim dvotaktnim motorom kao glavnim pogonskim motorom. Zahvaljujući susretljivosti osoblja Tehničkog ureda "Brodogradilišta 3. maj", pribavljena je tehnička dokumentacija rashladnog sistema ugrađenoga na brod "MARITEA", gradnja 682, namijenjenoga za prijevoz kemikalija, nafte i naftnih preradevina. Brod je izgrađen u "Brodogradilištu 3. maj" i porinut 2002. godine. U nastavku su navedeni osnovni tehnički podaci o brodu.

OSNOVNI TEHNIČKI PODACI O BRODU	
Duljina preko svega	175,87 m
Duljina između okomica	169,00 m
Širina broda	29,787 m
Visina broda do gornje palube	16,805 m
Gaz	11,018 m
Nosivost pri gasu od 11,018 m	34659 DWT
Brzina pri snazi od 7620 kW (85% MCR)	15,30 čv

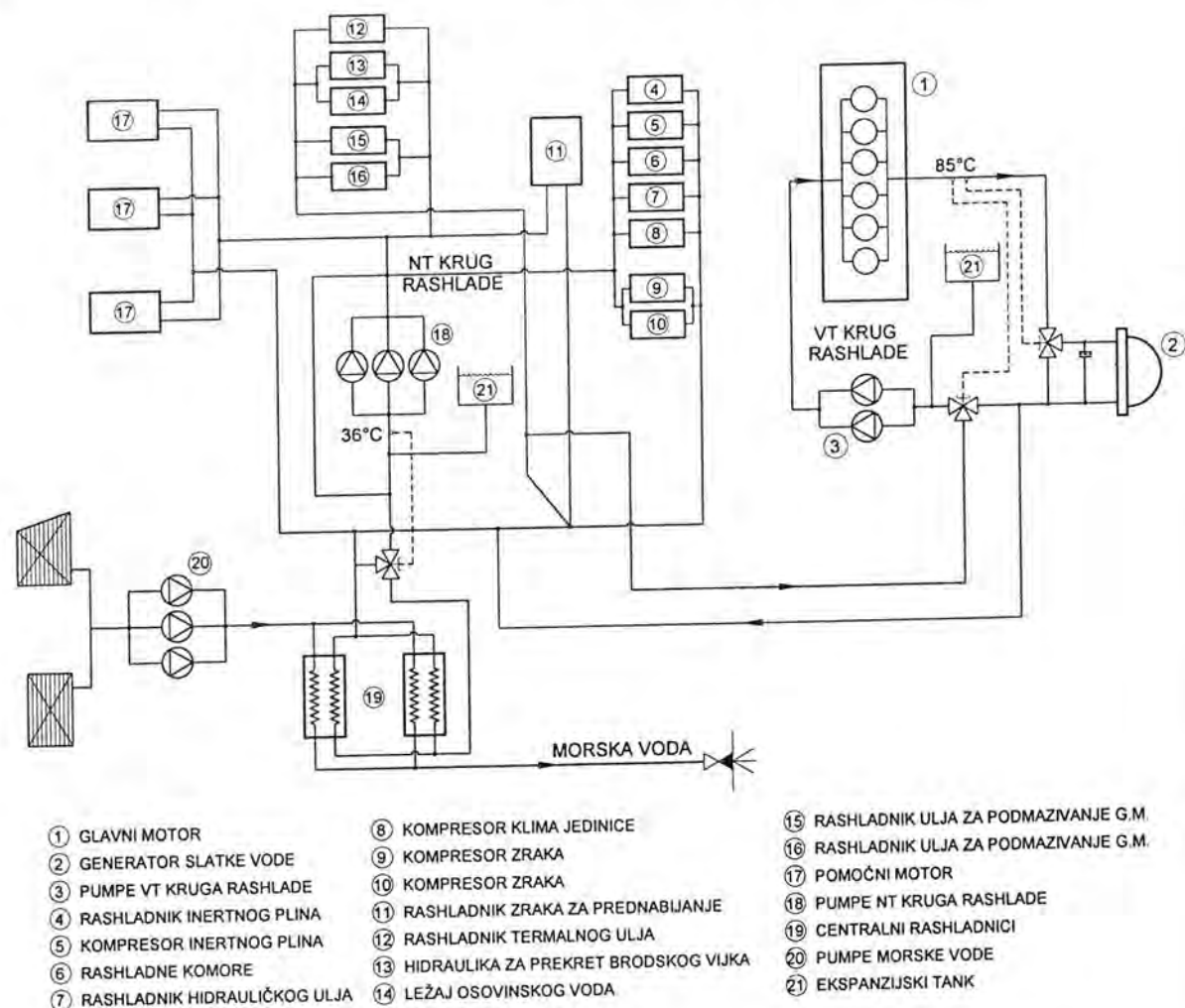
GLAVNI POGONSKI MOTOR - "3. MAJ - WARTSILA NSD" 6 RTA 52 U	
Nominalna snaga	9000 kW pri 130 min ⁻¹
Specifična potrošnja goriva	173,8 g/kWh
Gorivo	max. 700 cSt pri 50 °C

BRODSKI VIJAK	
KAMEWA propeler s prekretnim krilima, 4 krila, lijevokretni, promjera 5400 mm	

DIZELELEKTRIČNI AGREGAT (3x)	
Dizelski motor	Adriadiesel / MAN B&W tip 8L 23/30 H, 1280 kW pri 900 min ⁻¹
Generator	Uljanik-TESU, 1400 kVA, 3x450 V, 60 Hz
Gorivo	max. 700 cSt pri 50 °C

6.1 OPIS ODABRANOGA RASHLADNOG SISTEMA

Rashladni sistem odabran za validaciju simulacijskog modela jest centralni rashladni sistem koji se sastoji od VT kruga rashlade za hlađenje glavnoga pogonskog motora i NT kruga rashlade, koji hladi pomoćne motore i ostalu opremu. Shema toga rashladnog sistema prikazana je na Sl. 6.1.



Sl. 6.1 Shema odabranoga brodskog rashladnog sistema (gradnja 682)

Iz priložene sheme može se uočiti da su za cirkulaciju morske vode za hlađenje centralnih rashladnika zadužene tri pumpe, od kojih dvije rade, a treća je u stanju pripravnosti. Cirkulaciju slatke vode u krugu niske temperature osiguravaju također tri pumpe u jednakom aranžmanu kao i pumpe za morsku vodu, dok su u VT krugu ugrađene dvije pumpe, od kojih je jedna u pogonu, a druga u pričuvi. Regulacija temperature VT kruga izvodi se miješanjem s rashladnom vodom NT kruga s pomoću termoregulacijskog ventila. Temperatura NT kruga održava se također s pomoću termoregulacijskog ventila koji regulira udio rashladne vode koji prolazi kroz rashladnik, odnosno mimo njega. U poglavlju 5.8 opisan je način spajanja generatora slatke vode te načelo regulacije protoka rashladne vode kroz njega. Jednako tako, zbog simulacije težih uvjeta rada pretpostavit će se da je generator slatke vode isključen iz pogona, čime su centralni rashladnici više opterećeni.

Osnovne značajke uređaja i opreme ugrađene u rashladni sistem prikazan na Sl. 6.1 navedene su u Tab. 6.1. Pozicije na Sl. 6.1 odgovaraju pozicijama u prvom stupcu u tablici. Vrijednosti u stupcu značajki uređaja predstavljaju rashladni učin, odnosno toplinu koju treba odvesti pri nominalnim

radnim parametrima uređaja te potrebne protoke rashladne vode. Iznimka su pumpe gdje navedene vrijednosti predstavljaju snagu pogonskog stroja i osnovne karakteristike pumpe.

Tab. 6.1 Osnovni tehnički podaci uređaja ugrađenih u rashladni sistem gradnje 682

POZICIJA	OPIS	ZNAČAJKE	PROIZVOĐAČ
1	GLAVNI MOTOR "3. MAJ - SULZER" 6 RTA 52 U	1746 kW 103 m ³ /h	"3. MAJ - WARTSILA NSD"
2	GENERATOR SLATKE VODE	25 m ³ /dan $\Delta p = 0,4$ bar	"ALFA LAVAL"
3	PUMPA VT KRUGA RASHLADE Tip CGB 100 V48	103 m ³ /h, 3,5 bar, 16 kW, 1750 min ⁻¹	"CROATIA PUMPE"
4	RASHLADNIK INERTNOG PLINA	64 kW 14 m ³ /h	"SMIT"
5	KOMPRESOR INERTNOG PLINA	10 kW 2 m ³ /h	"SMIT"
6	RASHLADNE KOMORE	50 kW 9 m ³ /h	"CARRIER"
7	RASHLADNIK HIDRAULIČKOG ULJA	658 kW 150 m ³ /h	"FRAMO"
8	KLIMA JEDINICE	600 kW 147 m ³ /h	"CARRIER"
9	KOMPRESOR ZRAKA	25 kW 2,5 m ³ /h	"BRODOSPLIT KOMPRESORI"
10	KOMPRESOR ZRAKA	25 kW 2,5 m ³ /h	"BRODOSPLIT KOMPRESORI"
11	RASHLADNIK ZRAKA ZA PREDNABIJANJE	3115 kW 157 m ³ /h	"ASTRA"
12	RASHLADNIK TERMALNOG ULJA	850 kW 49 m ³ /h	"AALBORG"
13	HIDRAULIKA ZA PREKRET BRODSKOG VIJKA	11 kW 1,3 m ³ /h	"KAMEWA"
14	LEŽAJ OSOVINSKOG VODA	10 kW 3 m ³ /h	"3. MAJ"
15	RASHLADNIK ULJA ZA PODMAZIVANJE G. M.	510 kW 63 m ³ /h	"GEA"
16	RASHLADNIK ULJA ZA PODMAZIVANJE G. M.	510 kW 63 m ³ /h	"GEA"
17	POMOĆNI MOTOR 8L 23/30 H	1035 kW 82 m ³ /h	"ADRIADIESEL" "MAN -B&W"
18	PUMPE NT KRUGA RASHLADE Tip CGD 200 V48	410 m ³ /h, 2,5 bar 43 kW, 1780 min ⁻¹	"CROATIA PUMPE"
19	CENTRALNI RASHLADNICI	4956 kW 410 m ³ /h	"GEA"
20	PUMPE MORSKE VODE Tip CGD 200 V48	410 m ³ /h, 2,5 bar 43 kW, 1780 min ⁻¹	"CROATIA PUMPE"
21	EKSPANZIJSKI TANK	1 m ³	"3. MAJ"

Pri projektiranju rashladnog sistema i izradi toplinske bilance pretpostavljaju se najteži uvjeti u kojima rashladni sistem mora besprijekorno funkcionirati. Pri izradi toplinske bilance pretpostavljeni su tropski uvjeti rada, pri čemu se usvaja temperatura morske vode od 32°C i temperatura okolnog zraka od 45°C. Temperatura rashladne vode NT kruga na izlazu iz centralnog rashladnika postavlja se na 36°C, a temperaturu rashladne vode na izlazu iz glavnog motora definira proizvođač, te ona u ovom slučaju mora biti 85°C, bez obzira na trenutno opterećenje glavnog motora. Količinu rashladnog

medija potrebnu za hlađenje pojedinog uređaja i njegov besprijekoran rad propisuje proizvođač, što čini osnovu za izradu toplinske bilance rashladnog sistema.

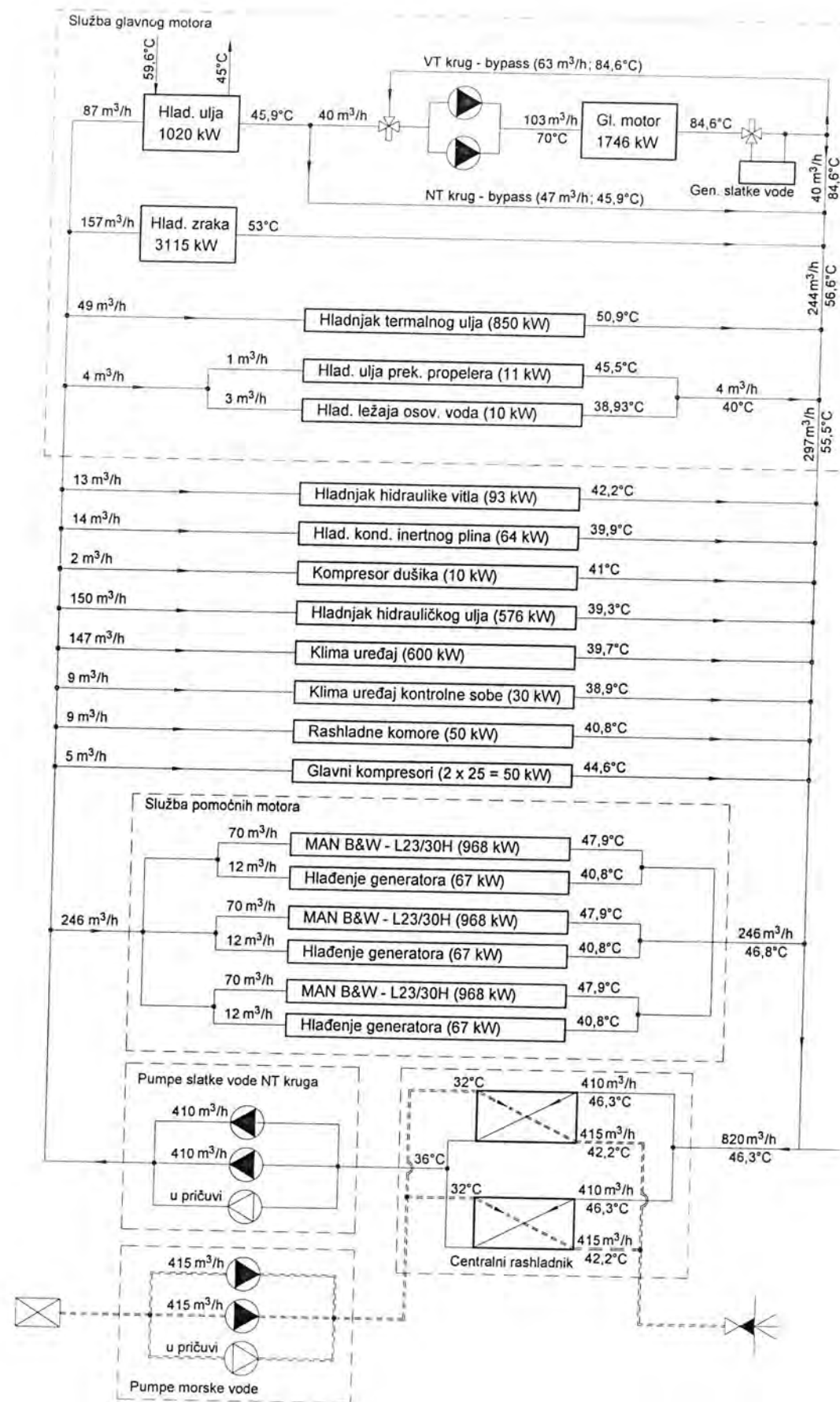
Potrebe za energijom na brodu nisu jednake tijekom plovidbe ili tijekom manipulacije teretom u luci. Usporedo s potrebom za energijom, mijenja se i potreba za rashladom određenih strojeva i uređaja. Tab. 6.2 prikazuje nekoliko režima plovidbe te predviđenu potrebu za kapacitetom rashladnog sistema. Na temelju podataka iz Tab. 6.1 i Tab. 6.2, sastavljena je toplinska bilanca rashladnog sistema gradnje 682 prikazana na Sl. 6.2. Iz toplinske bilance proizlaze potrebni protoci rashladnog medija i rashladni učin centralnih rashladnika, pa se mogu odabrati cijevi i pumpe, koje osim zahtijevanog protoka moraju osigurati odgovarajući tlak u pojedinim dijelovima rashladnog sistema.

Tab. 6.2 Potrebni rashladni učini za različite režime eksploatacije

Režim eksploatacije	Plovidba (2 pom. motora u pogonu)		Plovidba (1 pom. motor u pogonu)	
	Protok rashl. vode m ³ /h	Disipirana toplina kW	Protok rashl. vode m ³ /h	Disipirana toplina kW
Služba glavnog motora	297	6752	297	6752
Služba pomoćnih motora	164	2070	82	1035
Kompresor dušika	2	10	2	10
Hladnjak kondenzatora inertnog plina	14	64	14	64
Hladnjak hidrauličkog ulja	150	200	-	-
Klima uređaj	147	600	147	600
Klima uređaj kontrolne sobe	9	30	9	30
Rashladne komore	9	50	9	50
Kompresori zraka	5	50	5	50
Ukupno:	797	9826	565	8591

Režim eksploatacije	Iskrcaj tereta (3 pom. motora u pogonu)		Mirovanje u luci (1 pom. motor u pogonu)	
	Protok rashl. vode m ³ /h	Disipirana toplina kW	Protok rashl. vode m ³ /h	Disipirana toplina kW
Služba pomoćnih motora	246	3105	82	1035
Kompresor dušika	2	10	-	-
Hladnjak kondenzatora inertnog plina	14	64	-	-
Hladnjak hidrauličkog ulja	150	200	-	-
Klima uređaj	147	600	147	600
Klima uređaj kontrolne sobe	9	30	9	30
Rashladne komore	9	50	9	50
Kompresori zraka	5	50	5	50
Hladnjak hidraulike vitla	13	93	13	93
Ukupno:	595	4578	265	1858

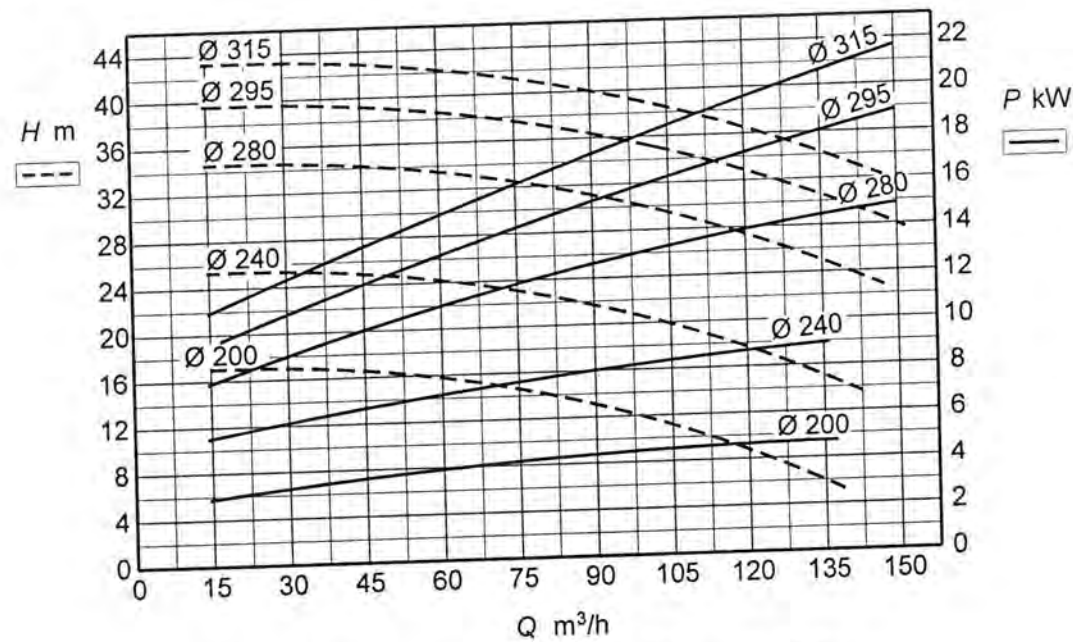
Kapacitet pumpi za cirkulaciju rashladnog medija u NT krugu rashlade i rashladni učin centralnih rashladnika odabran je prema energetski najzahtjevnijim uvjetima eksploatacije broda, odnosno za plovidbu s dvama pomoćnim motorima u pogonu. Pritom su odabrane pumpe kapaciteta 2×410 m³/h te centralni rashladnici učina 2×4913 kW, koji ostvaruju pri zadanim uvjetima rada.



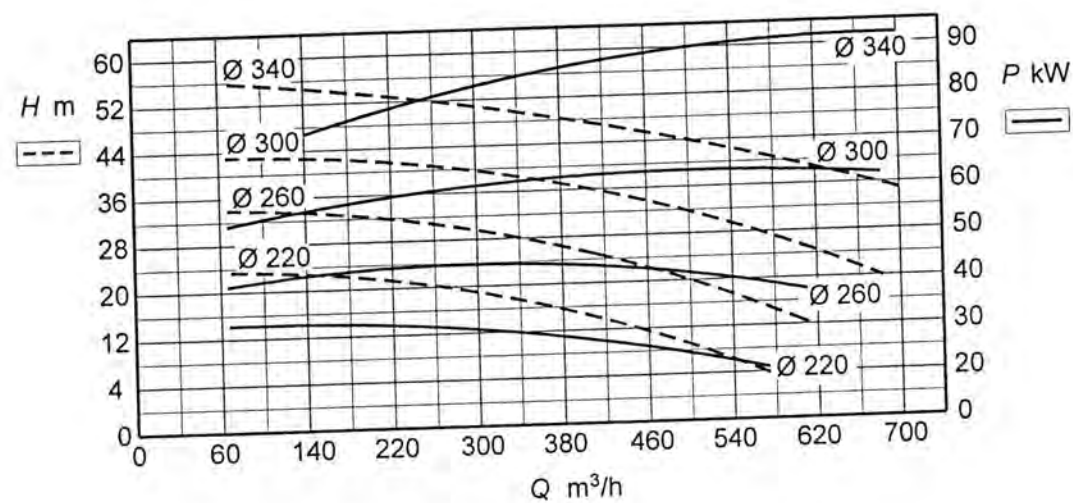
Sl. 6.2 Shema toplinske bilance rashladnog sistema gradnje 682

Promjeri cjevovoda utvrđuju se na temelju zahtijevanih protoka i preporučenih brzina strujanja rashladnog medija. Osim brzine strujanja, veliki utjecaj na pad tlaka ima i smještaj cijevi, koji pak ovisi o broskoj strukturi te razmještaju opreme po palubama. Pri simulaciji konkretnog rashladnog sistema, smještaj cijevi te njihove duljine i promjeri određeni su s pomoću trodimenzionalnog računalnog modela tog sistema, izrađenog u Tehničkom uredu brodogradilišta "3. maj".

Pri određivanju zajedničke radne točke pumpe i cjevovoda potrebno je poznavati karakteristike pumpe, koje su u ovom slučaju dobivene od proizvođača. Na Sl. 6.3 i Sl. 6.4 prikazani su dijagrami karakteristika pumpe VT i NT kruga rashlade, iz kojih se određuju visina dobave, protok i snaga za pogon pumpe.



Sl. 6.3 Karakteristika pumpe VT kruga rashlade



Sl. 6.4 Karakteristika pumpe NT kruga rashlade

6.2 ISTRAŽIVANJE VALJANOSTI MODELA

Istraživanje valjanosti modela rashladnog sistema provedeno je usporedbom izmjerenih vrijednosti tlakova i protoka u rashladnom sistemu s vrijednostima dobivenima simulacijskim modelom. Tijekom probne vožnje broda obavljaju se mjerenja tlakova, protoka i temperatura u rashladnom sistemu kako bi se utvrdila ispravnost njegova funkcioniranja. Na temelju izmjerenih vrijednosti donose se odluke o eventualnim korekcijama u rashladnom sistemu. Mjerenja tlakova i temperatura najvećim se dijelom obavljaju instaliranim mjernim uređajima, koji služe za nadzor postrojenja tijekom plovidbe. Na brodu je instaliran centralni sustav za nadzor pod nazivom CSC (Computer Ship Control), koji tijekom plovidbe omogućuje uvid u sve najvažnije parametre vitalnih uređaja u strojarnici broda. Osim nadzora radnih parametara, CSC sustav omogućuje i upravljanje raznim uređajima, što u normalnim uvjetima plovidbe otklanja potrebu za prisutstvom članova posade u strojarnici broda.

Kontrola tlakova i temperatura u pojedinim dijelovima rashladnog sistema pruža uvid u trenutno stanje u pogonskom postrojenju i dovoljna je za nadzor pri radu. No, kako bi se pouzdano utvrdilo jesu li u potpunosti postignuti projektom zadani parametri, tijekom probne vožnje mjereni su protoci u pojedinim dijelovima cjevovoda.

Za potrebe računalne simulacije odabrani rashladni sistem podijeljen je na nešto manje od 50 čvorova i 100 elemenata, u kojima se prate tlakovi i protoci. Valjanost modela rashladnog sistema istražena je usporedbom numerički dobivenih rezultata s vrijednostima očitanim tijekom probne vožnje. Mjerenje je provedeno tijekom stacionarnog rada pri 85% nominalne snage glavnog motora, na teretnoj liniji broda, uz uključen jedan pomoćni motor i isključene kompresore zraka. Pri mjerenju, termoregulacijski ventili podešeni su na način da se na izlazu iz centralnog rashladnika održava temperatura vode od 30°C, a temperatura na izlazu iz glavnog motora od 85°C. Vrijednosti izmjerenih tlakova i protoka u pojedinim dijelovima sistema navedene su u Tab. 6.3 te su uspoređene s rezultatima dobivenima simulacijskim modelom rashladnog sistema.

Tab. 6.3 Usporedba vrijednosti tlakova i protoka izmjerenih tijekom probne vožnje s rezultatima dobivenima s pomoću simulacijskog modela

TLAKOVI U RASHLADNOM SISTEMU				
	TLAK NA ULAZU	TLAK NA IZLAZU	TLAK NA ULAZU	TLAK NA IZLAZU
	p_{ul} bar	p_{izl} bar	p_{ul} bar	p_{izl} bar
	IZMJERENO		SIMULACIJA	
PUMPE NT KRUGA RASHLADE				
PUMPA BR. 1	+0,8	+3,3	+0,82	+3,24
PUMPA BR. 2	+0,8	+3,3	+0,82	+3,24
PUMPA VT KRUGA RASHLADE				
PUMPA BR. 1	+0,75	+4,2	+0,77	+4,15
RASHLADNICI				
CENTRALNI RASHLADNIK	+1,9	+1,8	+1,97	+1,81
RASHLADNIK ULJA ZA PODMAZIVANJE G. M.	+2,55	+2,45	+2,63	+2,40

PROTOCI U RASHLADNOM SISTEMU		
	PROTOK	PROTOK
	Q m³/h	Q m³/h
	IZMJERENO	SIMULACIJA
CJEVOVODI SLUŽBE GLAVNOG MOTORA		
RASHLADNIK ZRAKA ZA PREDNABIJANJE G. M.	196	200,7
RASHLADNIK ULJA ZA PODMAZIVANJE G. M.	94	97,3
LEŽAJ OSOVINSKOG VODA	3	3,3
HIDRAULIKA ZA PREKRET BRODSKOG VIJKA	1	1,4
RASHLADNIK TERMALNOG ULJA	54	57,1
UKUPNI PROTOK	348	359,8

PROTOCI U RASHLADNOM SISTEMU		
	PROTOK	PROTOK
	Q m ³ /h	Q m ³ /h
	IZMJERENO	SIMULACIJA
CJEVOVOD PREMA POMOĆNIM MOTORIMA (1 motor u radu)	104	109,3
CJEVOVODI PREMA OSTALIM POTROŠAČIMA		
GLAVNI KOMPRESORI ZRAKA	-	-
GL. KLIMA JEDINICA + KLIMA JEDINICA KONTROLNE SOBE	156	151,5
RASHLADNIK HIDRAULIČKOG ULJA	125	121,7
RASHLADNE KOMORE	8	7,7
RASHLADNIK INERTNOG PLINA	14	13,2
KOMPRESOR INERTNOG PLINA	2	2,3
UKUPNI PROTOK	305	296,4
RECIRKULACIJA PREMA GLAVNOM MOTORU	35	32,8
UKUPNI PROTOK U NT KRUGU RASHLADNOG SISTEMA	792	797,3

6.3 NUMERIČKA SIMULACIJA UHODAVANJA GLAVNOG MOTORA

Zadovoljavajuće podudaranje vrijednosti izmjerenih tlakova i protoka tijekom probne vožnje i rezultata računalne simulacije, preduvjet je za simulaciju ponašanja rashladnog sistema pri dinamičkim uvjetima rada. Pritom točne vrijednosti tlakova i protoka u pojedinim dijelovima cjevovoda imaju vrlo važnu ulogu jer o tim parametrima ovisi prijenos mase i topline kroz rashladni sistem.

Zagrijavanje glavnoga pogonskog motora i postizanje radne temperature rashladnog medija odabrani su kao prvi primjer koji će se ispitati simulacijskim modelom rashladnog sistema. Poznato je da se prije upućivanja i opterećivanja glavni brodski motor mora predgrijati na temperaturu od 60-65°C. U tu se svrhu najčešće rabi električni ili parni grijač, koji zagrijava rashladni medij na potrebnu temperaturu u razdoblju od oko 8 sati te posebna pumpa manjeg kapaciteta koja omogućuje cirkulaciju u VT krugu rashlade.

Prije nego što se uputi glavni motor, cirkulaciju rashladnog medija preuzima pumpa VT kruga rashlade te se polaganim terećenjem motor zagrijava do radne temperature. U tom je primjeru pretpostavljeno da je rashladni medij VT kruga prije upućivanja motora zagrijan na 65°C, a da je u ostalim dijelovima sistema rashladni medij temperature 20°C. Temperatura morske vode postavljena je na 20°C, a motor je opterećen s 10% nazivne snage.

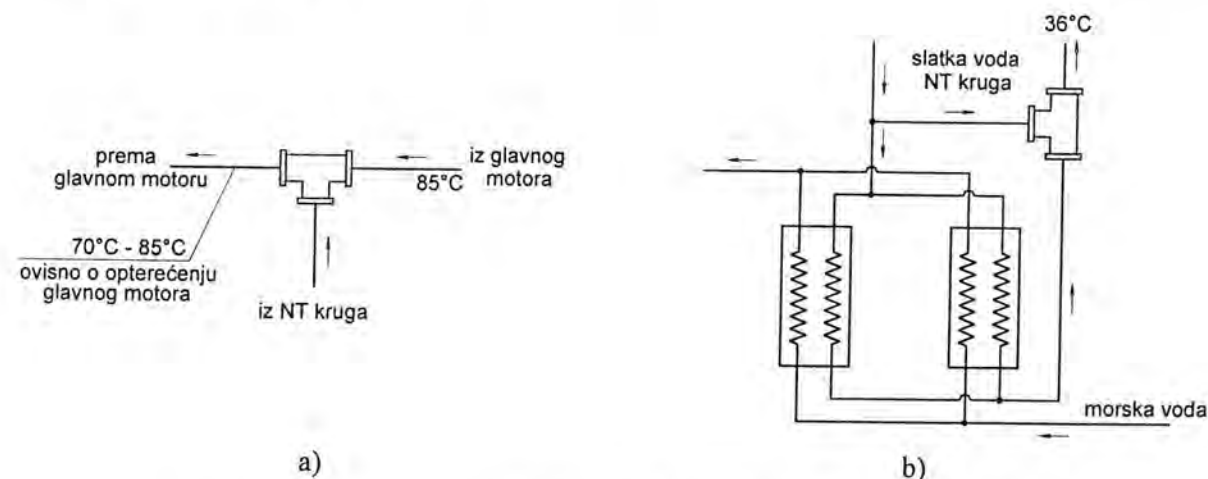
Simulacijskim modelom dizelskog motora dobivena je toplina koja s cilindarskih košuljica prelazi na rashladni medij, a toplinska ravnoteža cilindarske košuljice i rashladnog medija za zadano opterećenje motora postignuta je nakon cca 25 min. Pri tako malom opterećenju motora, turbopuhalo ostvaruje vrlo slabo prednabijanje te se može smatrati da motor radi poput motora s atmosferskim usisom. Toplina koja se pri takvom režimu rada glavnog motora odvodi u hladnjaku zraka gotovo je zanemariva.

Radi jednostavnosti pretpostavljeno je da ulje za podmazivanje iz motora izlazi zagrijano na 60°C te se u rashladniku ulja hladi na 45°C. Ta temperatura ulja odgovara nominalnom opterećenju glavnog motora, pri čemu se ulju za podmazivanje dovodi 1020 kW topline. Kako se pri manjim opterećenjima ono ne bi ohladilo na temperaturu nižu od 45°C, u krug cirkulacije ulja postavljen je termoregulacijski ventil za održavanje potrebne temperature. Protok ulja za podmazivanje definiran je od strane proizvođača te za odabrani motor iznosi 126 m³/h.

Osim glavnog motora i njegovih službi, pretpostavljeno je da je u pogonu jedan pomoćni motor s opterećenjem od cca 75% nominalne snage. Pritom, kako je prije navedeno, u obzir nisu uzeti termički tranzijenti pomoćnog motora, već je promatran kao izvor topline stalna intenziteta, koju preuzima rashladni medij centralnoga rashladnog sistema. U tom primjeru simulacije pretpostavljeno je da su svi ostali uređaji isključeni, odnosno da ne predaju toplinu rashladnom mediju. Time se pokušalo doći do saznanja kako rad glavnog motora utječe na odziv rashladnog sistema i postizanje postavljenih radnih parametara.

Rezultati dobiveni simulacijskim modelom za opisani slučaj opterećenja glavnoga pogonskog i pomoćnog motora prikazani su posebno za VT i NT krug rashlade s pomoću triju dijagrama. Prvi dijagram na Sl. 6.6 prikazuje opterećenje glavnog motora u % nominalne snage motora i unos topline u VT krug rashlade u kW. Motor je u trenutku $t = 0$ opterećen konstantnim opterećenjem od 10% nominalne snage, te je utjecaj termičke tromosti dijelova motora posebno izražen zbog malog unosa topline izgaranjem goriva u cilindru motora.

Drugi dijagram na Sl. 6.6 prikazuje temperature rashladnog medija na ulazima i izlazu iz termoregulacijskog ventila VT kruga rashlade. Rashladni medij koji izlazi iz motora miješa se s hladnijim medijem iz NT kruga rashlade na način prikazan na Sl. 6.5 a). Za miješanje potrebnih udjela toplijeg i hladnijeg rashladnog medija brine se termoregulacijski ventil iz kojeg izlazi rashladni medij odgovarajuće temperature.



Sl. 6.5 Termoregulacijski ventili a) VT kruga i b) NT kruga rashlade

Treći dijagram na Sl. 6.6 prikazuje ponašanje termoregulacijskog ventila i njegov utjecaj na veličine protoka rashladnog medija u VT krugu rashlade. Na dijagramu su naznačene vrijednosti protočnih površina otvora koji uvode rashladni medij u tijelo termoregulacijskog ventila, kao i vrijednosti protoka rashladnih medija kroz te otvore.

Termoregulacijski ventil upravljan je PI regulatorom, koji na temelju izmjerene temperature rashladnog medija na izlazu iz motora određuje odgovarajući položaj pladnja ventila. Nakon početnog zagrijavanja motora može se uočiti da temperatura rashladnog medija malo prelazi postavljenu vrijednost od 85°C, što je posljedica integracijskog djelovanja PI regulatora. Nakon toga, regulator stabilno održava postavljenu temperaturu rashladnog medija.

Dijagrami prikazani na Sl. 6.7 odnose se na NT krug rashlade. Prvi dijagram prikazuje toplinu koju pojedini uređaji predaju rashladnom mediju te se pretpostavlja da svi uređaji rade s konstantnim opterećenjem.

Drugi dijagram prikazuje promjene temperatura na ulazima i izlazu termoregulacijskog ventila zaduženoga za održavanje temperature u NT krugu rashlade. Temperatura rashladnog medija postavljena je na 36°C. Uočava se mala temperaturna razlika između rashladnog medija prije i nakon prolaza kroz rashladnike i termoregulacijski ventil, a što je posljedica maloga toplinskog opterećenja rashladnog sistema.

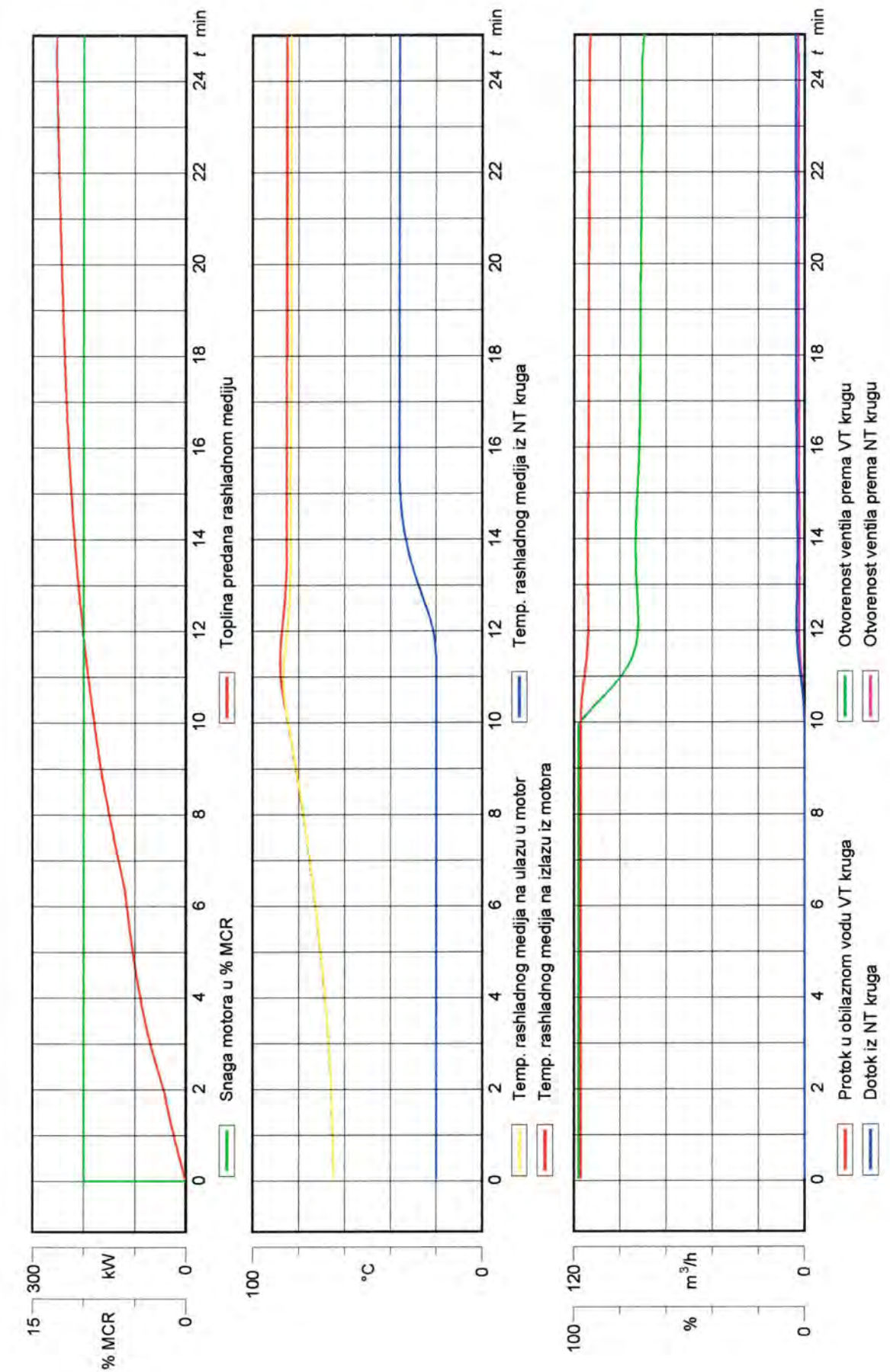
Treći dijagram na Sl. 6.7 prikazuje postotne vrijednosti protočnih površina otvora koji uvode rashladni medij u tijelo termoregulacijskog ventila te vrijednosti protoka rashladnog medija koji prolazi kroz centralne rashladnike, odnosno koji se obilaznim vodom vraća u rashladni sistem (Sl. 6.5 b).

Od posebnog je značaja temperatura morske vode koja, u centralnim rashladnicima preuzima toplinu od rashladnog medija. U tom je slučaju pretpostavljena temperatura morske vode od 20°C, uz koju rashladni sistem s lakoćom preuzima tako malo toplinsko opterećenje. Na trećem dijagramu na Sl. 6.7 može se uočiti da rashladni medij na izlazu iz centralnih rashladnika ima temperaturu gotovo identičnu morskoj vodi, što je posljedica vrlo malog protoka rashladnog medija kroz rashladnike.

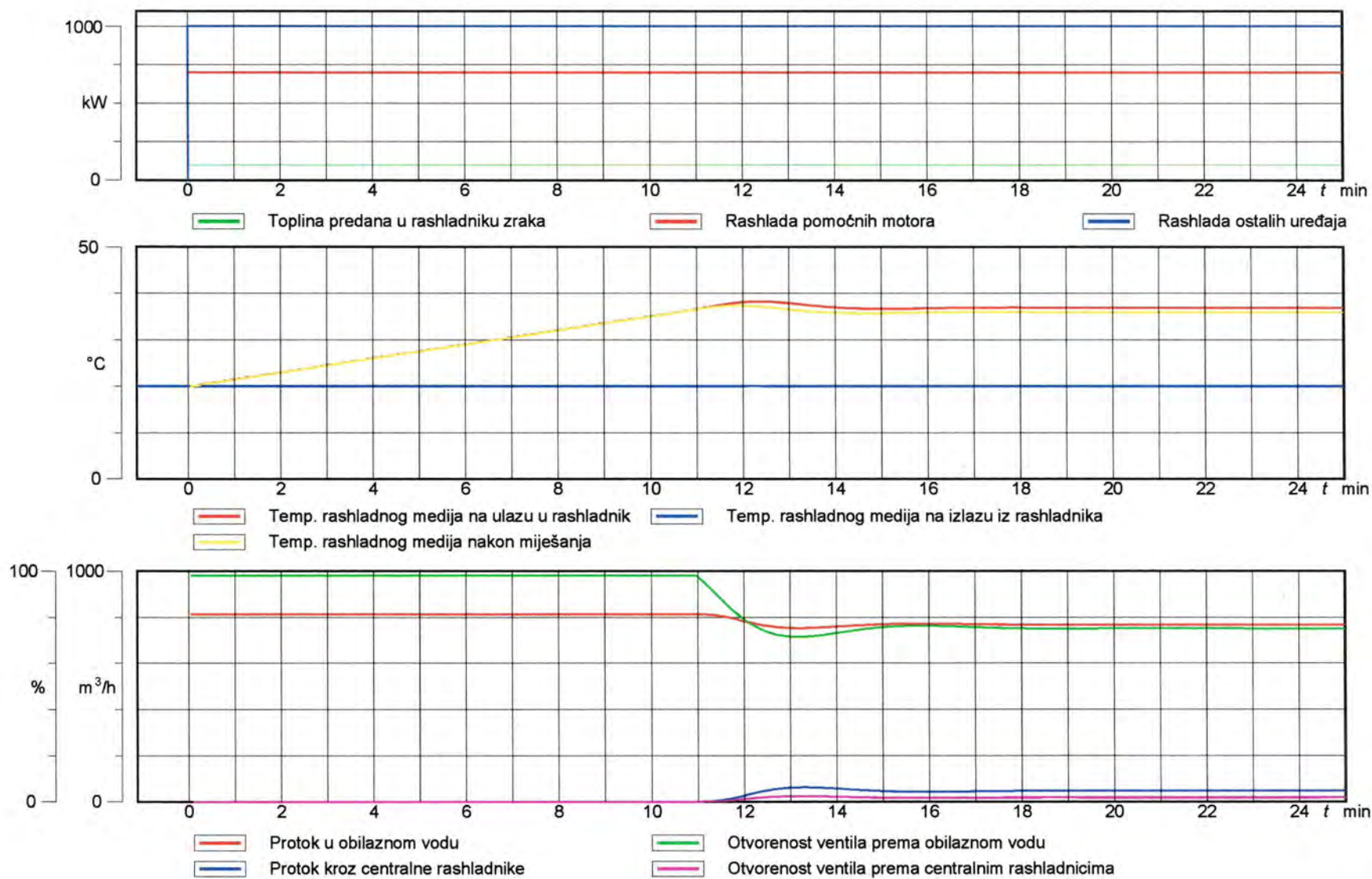
Kako bi se proučio utjecaj temperature morske vode na ponašanje rashladnog sistema, u nastavku je prikazan primjer simulacije s jednakim toplinskim opterećenjem, ali uz temperaturu morske vode od 32°C. Rezultati simulacije pokazali su da je ponašanje VT kruga rashlade identično prethodnom slučaju, a što je opet posljedica niskog opterećenja glavnog motora.

U tom slučaju utjecaj temperature morske vode značajniji je na NT krug rashlade, a to se može vidjeti iz dijagrama na Sl. 6.8. Zbog više temperature morske vode, termoregulacijski ventil preusmjerava veću količinu rashladnog medija kroz centralne rashladnike, što se može uočiti iz omjera protočnih površina na ulazu u ventil (treći dijagram na Sl. 6.8). Ta je količina rashladnog medija još uvijek toliko mala, tako da rashladni medij na izlazu iz centralnog rashladnika ima temperaturu neznatno višu od temperature morske vode.

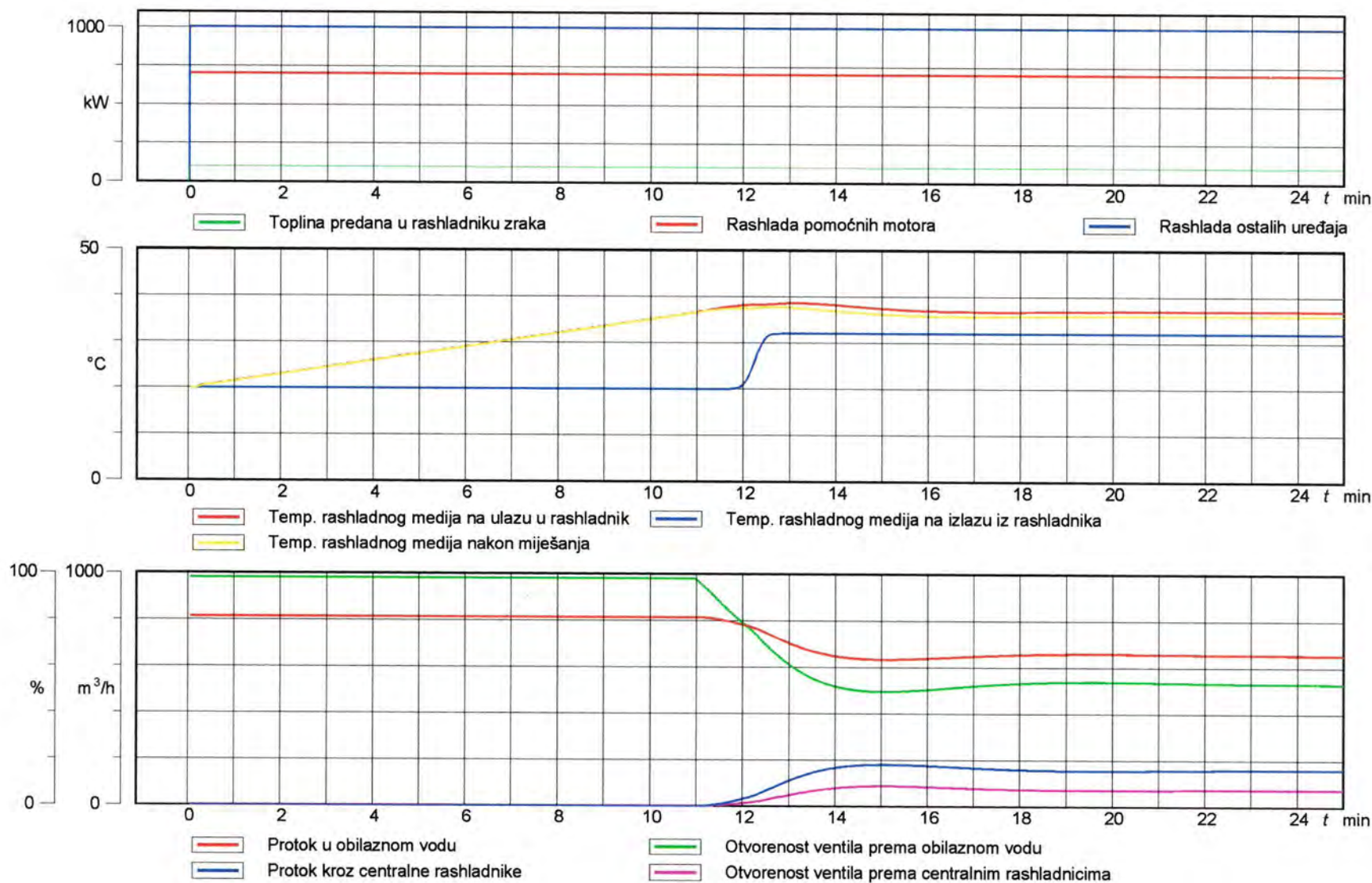
Iz dijagrama na Sl. 6.6 - Sl. 6.8 može se očitati i vrijeme potrebno za zagrijavanje VT i NT kruga rashlade na radnu temperaturu. Jednako tako, vidljivo je da termoregulacijski ventili u obama slučajevima preusmjeravaju rashladni medij tako da se što prije postignu postavljene temperature (u tom slučaju 36°C, odnosno 85°C).



Sl. 6.6 Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (VT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.7 Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.8 Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

6.4 NUMERIČKA SIMULACIJA RADA RASHLADNOG SISTEMA UZ OPTEREĆENJE GLAVNOG MOTORA OD 25% NAZIVNE SNAGE

U daljnjem tekstu prikazan je primjer simulacije rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage. Glavni je motor najprije opterećen s 10% nazivne snage, a nakon 25 minuta rada povećano je opterećenje na 25% nazivne snage, kao što je prikazano na prvome dijagramu na Sl. 6.9. Na istome dijagramu prikazano je i povećanje predane topline s cilindarskih košuljica na rashladni medij.

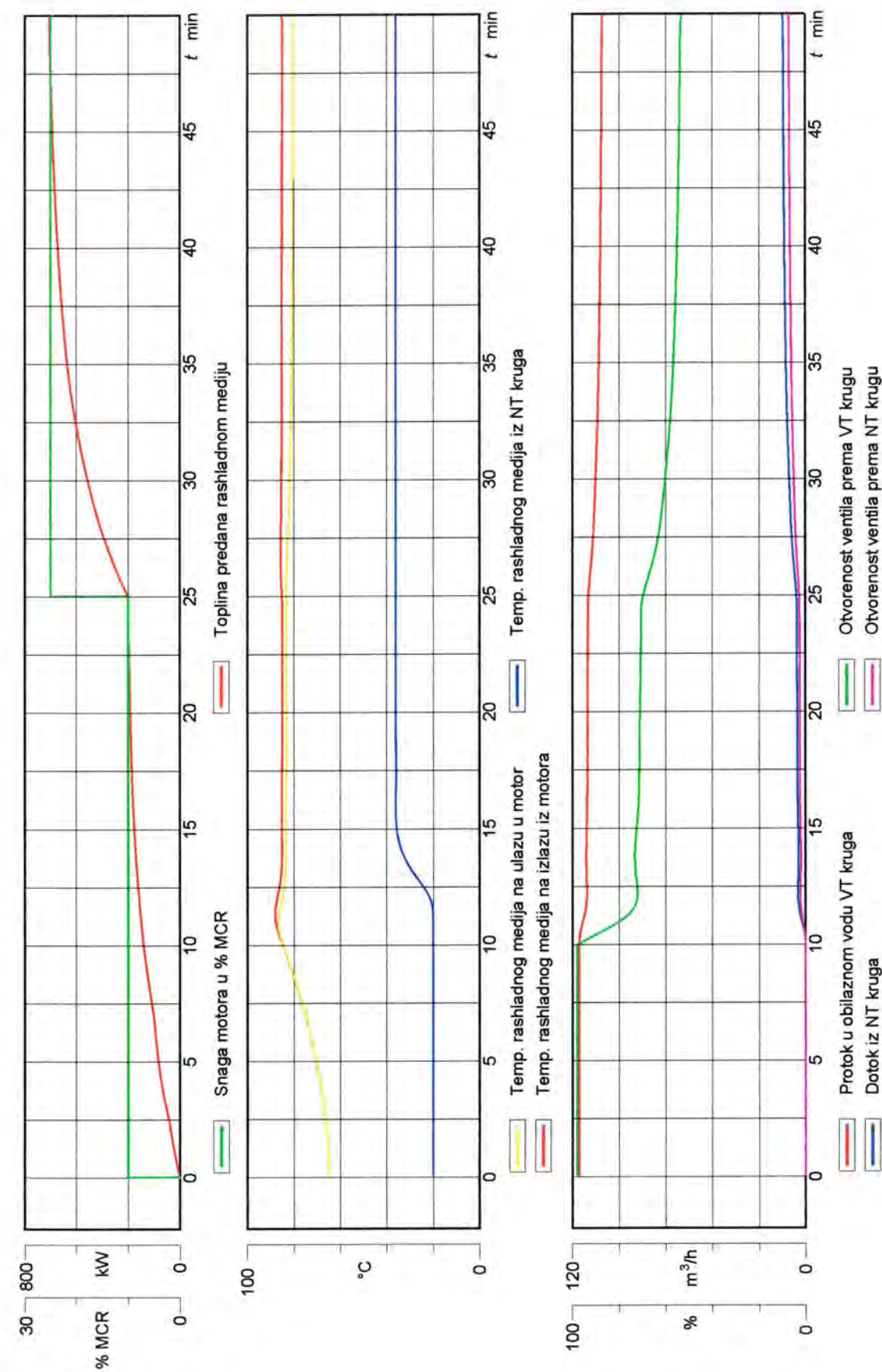
Osim topline koju rashladnom sistemu predaju cilindarske košuljice, potrebno je odvoditi i toplinu u hladnjaku zraka za prednabijanje, hladnjaku ulja za podmazivanje te pomoćnome motoru. Hladnjak ulja i pomoćni motor rade pri jednakim uvjetima kao u prethodnom primjeru. Budući da glavni motor radi s većim opterećenjem u odnosu prema prethodnom primjeru, turbopuhalo dobavlja veću količinu zraka pod nešto višim tlakom zbog čega hladnjak zraka za prednabijanje preuzima veću količinu topline.

Nakon povećanja opterećenja glavnog motora s 10% na 25% nazivne snage, primjećuje se promjena u položajima termoregulacijskih ventila i protocima rashladnog medija kroz rashladnike i obilazne vodove. Na izlazima iz motora i centralnih rashladnika temperatura rashladnog medija se održava stabilnom, bez oscilacija oko postavljene temperature.

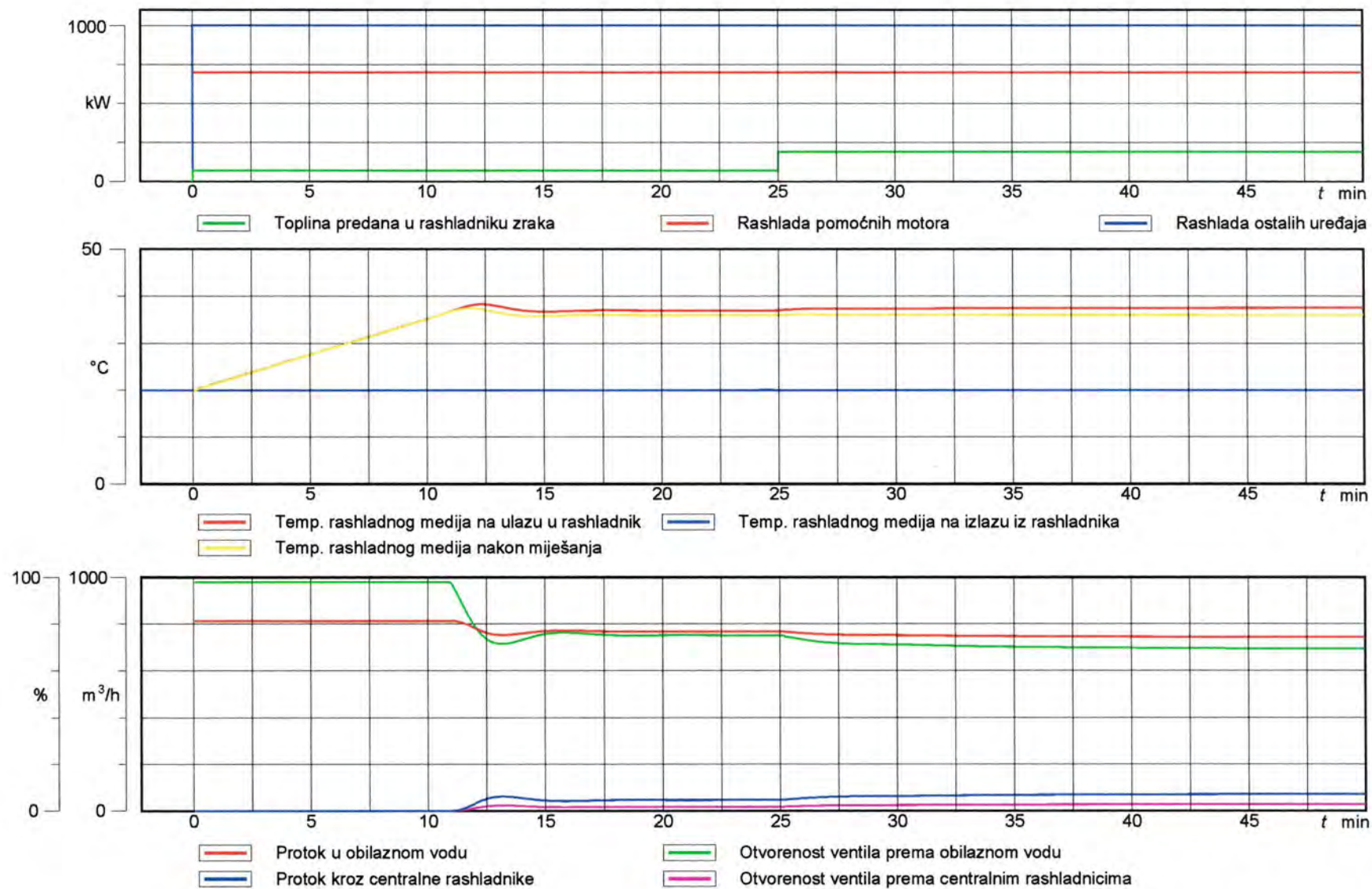
Veličina protoka kroz centralne rashladnike i mala razlika temperatura rashladnog medija na ulazu i izlazu iz glavnog motora rashlade ukazuju da zadano toplinsko opterećenje još uvijek nije veliko, te da ga rashladni sustav bez problema podnosi. Tu je potrebno napomenuti da se u praksi rijetko susreće situacija kada rade samo glavni i jedan pomoćni motor jer je osim njih u pogonu čitav niz drugih uređaja koje treba hladiti i koji su povezani na rashladni sistem. Cilj te i prethodne simulacije bio je analiza utjecaja rada i zagrijavanja glavnog motora na ponašanje rashladnog sistema.

Rezultati simulacije rada rashladnog sistema prikazani na Sl. 6.9 i Sl. 6.10 odnose se na slučaj kada je temperatura morske vode 20°C. Najviša je predviđena temperatura morske vode na ulazu u rashladnike 32°C, te je provedena simulacija rada rashladnog sistema i za te uvjete. Kao što je to bio slučaj u prethodnom primjeru, zbog relativno maloga toplinskog opterećenja je ponašanje VT kruga rashlade gotovo identično pri temperaturi morske vode od 20°C i 32°C.

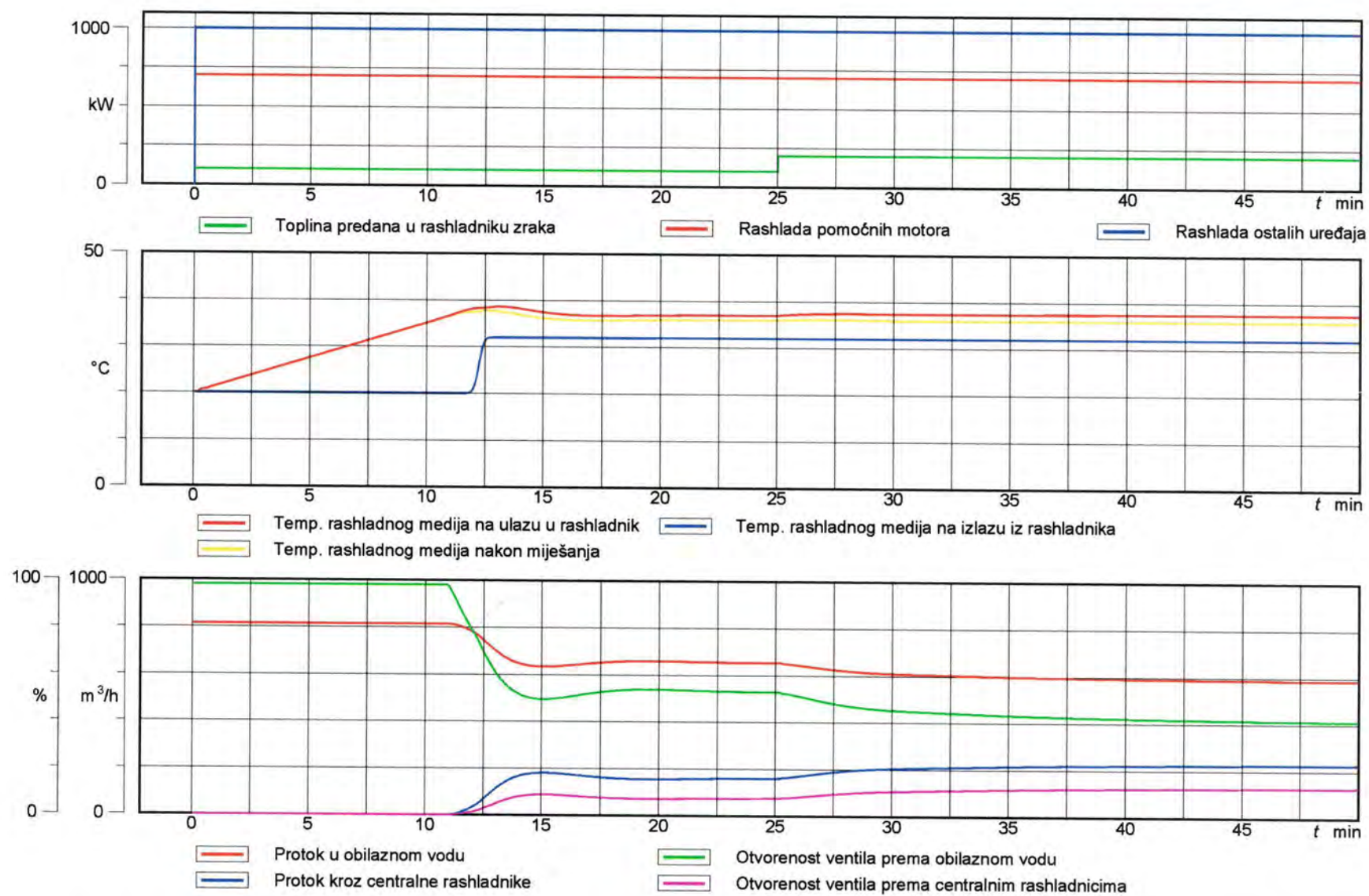
Povišena temperatura morske vode ima veći utjecaj na NT krug rashlade, te su dobiveni rezultati prikazani na Sl. 6.11. Termoregulacijski ventil usmjerava rashladni medij mimo centralnih rashladnika sve do postizanja postavljene temperature od 36°C. Nakon cca 12 minuta, dio rashladnog medija se započinje usmjeravati prema rashladnicima kako bi se održala zadana temperatura. Također, uočava se da su vrijednosti protoka kroz centralne rashladnike veće u usporedbi s rezultatima dobivenima za temperaturu morske vode od 20°C.



Sl. 6.9 Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (VT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.10 Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.11 Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

6.5 NUMERIČKA SIMULACIJA NAJVEĆEGA TOPLINSKOG OPTEREĆENJA RASHLADNOG SISTEMA PREDVIĐENOGA PROJEKTOM

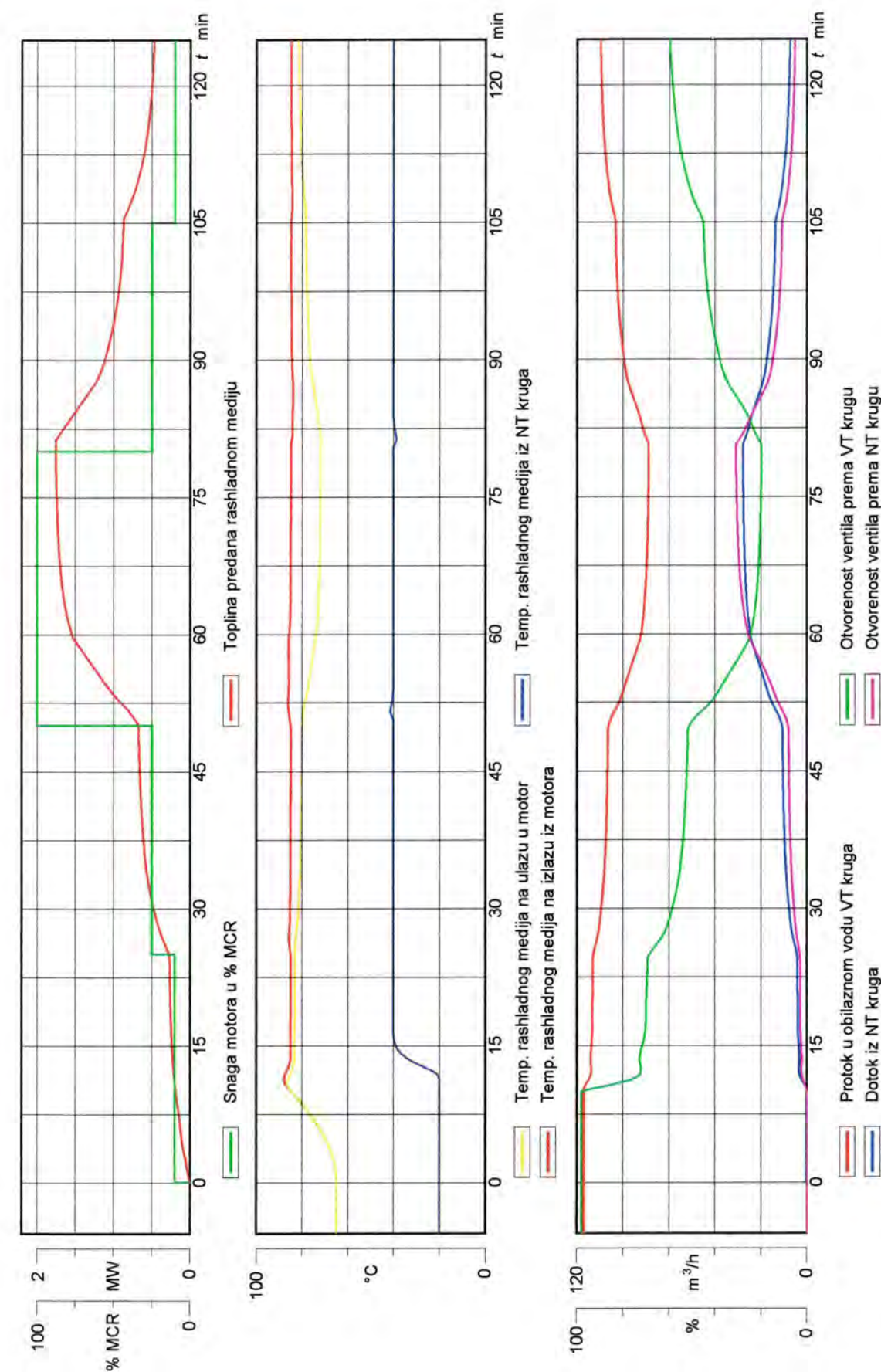
Najveće toplinsko opterećenje rashladnog sistema predviđeno projektom javlja se tijekom plovidbe s dvama pomoćnim motorima u pogonu. Pri tom režimu eksploatacije broda, u radu su i ostali uređaji navedeni u Tab. 6.2 te je pretpostavljeno da rade s maksimalnim kapacitetom. Simulacija je provedena na način da svi uređaji osim glavnog motora cijelo vrijeme rade konstantnim kapacitetom, dok je glavni motor opterećivan s 10%, 25% i 100% nazivne snage, kao što je prikazano na Sl. 6.12. Toplina koja se predaje u rashladniku zraka za prednabijanje ovisi o opterećenju motora i njena je promjena prikazana dijagramom na Sl. 6.13.

Drugi dijagram na Sl. 6.12 prikazuje promjenu temperature rashladnog medija na ulazu u motor. Može se uočiti sniženje temperature pri većem opterećenju, kako bi se na izlazu iz motora održala temperatura od 85°C. Sniženje temperature rashladnog medija ostvaruje se miješanjem s većim udjelom hladnijega rashladnog medija iz NT kruga rashlade. Dotok rashladnog medija iz NT kruga rashlade te protok kroz obilazni vod VT kruga prikazani su na trećem dijagramu na Sl. 6.12. Na istom dijagramu naznačena je promjena položaja pladnja ventila, odnosno promjene protočnih površina kroz koje struje rashladni mediji koji se miješaju. Iz prikaza položaja pladnja termoregulacijskog ventila može se zaključiti da ventil nije u krajnje otvorenom položaju pri maksimalnoj snazi glavnog motora. To znači da je cjevovod koji služi za dotok hladnijega rashladnog medija u VT krug dobro smješten i dobro dimenzioniran jer, uz razliku tlakova na svojim krajevima, ima dovoljnu propusnost i u najtežim uvjetima rada. Premda korozije i nakupljanja nečistoća u cjevovodu rashladnog sistema tijekom dužeg razdoblja eksploatacije ne bi smjelo biti, čak i uz eventualni porast otpora strujanju u cijevima, postoji rezerva u kapacitetu cjevovoda koji spaja VT i NT krug rashlade.

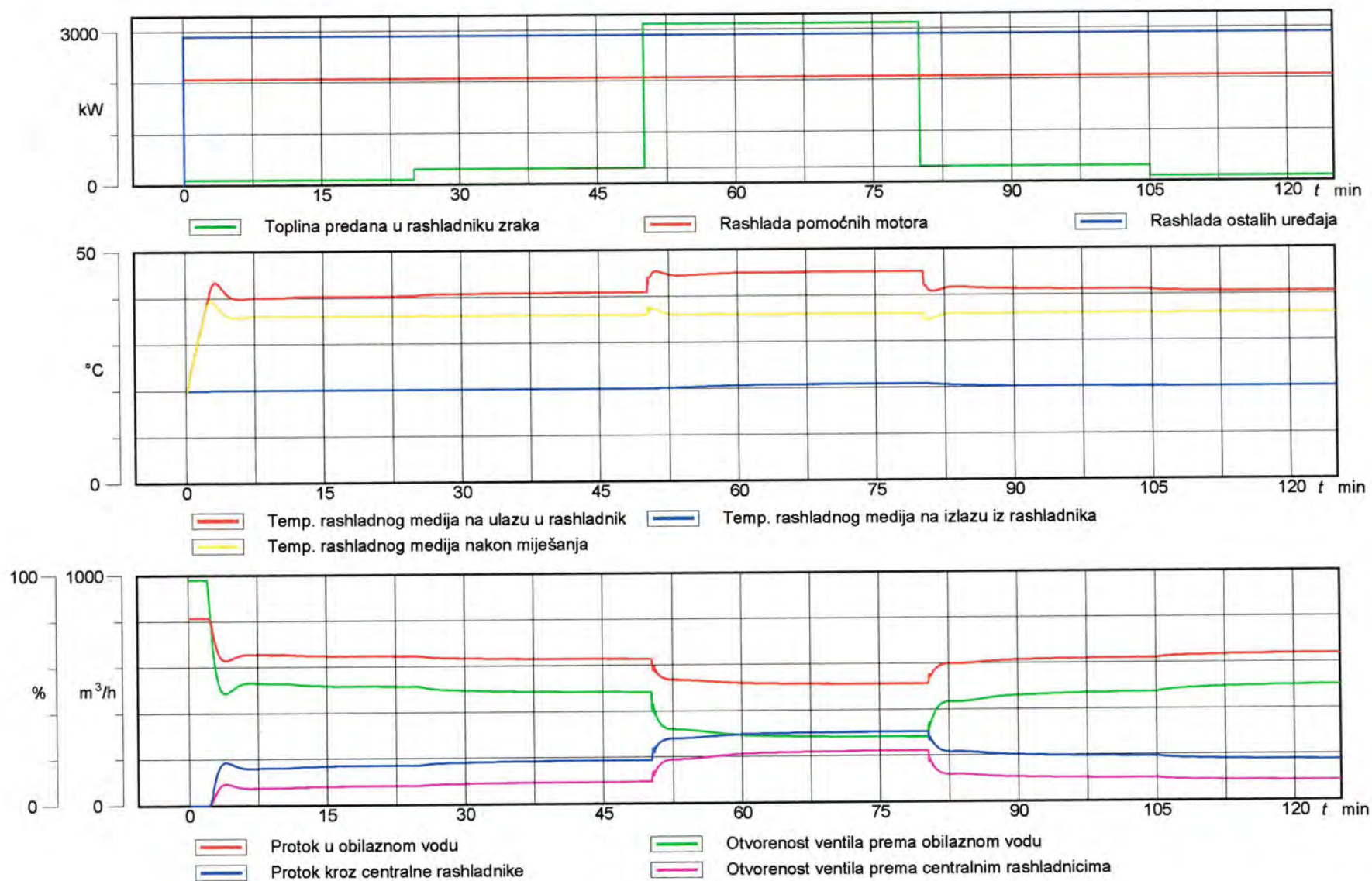
U slučaju kada temperatura morske vode dostigne 32°C, pri najvećem toplinskom opterećenju kapaciteti centralnih rashladnika potpuno su iskorišteni. Pri maksimalnom opterećenju motora i hladnjaka zraka za prednabijanje, termoregulacijski ventil NT kruga rashlade usmjerava sav rashladni medij prema centralnim rashladnicima (Sl. 6.14). Temperatura rashladnog medija na izlazu iz centralnih rashladnika iznosi 36°C, što znači da su rashladnici ispravno dimenzionirani. Budući da je pretpostavljeno da glavni pogonski motor, dva pomoćna motora i ostala oprema rade s maksimalnim kapacitetima, mala je vjerojatnost da će se takva toplinska opterećenja rashladnog sistema često pojavljivati u realnim uvjetima eksploatacije. Obraštanje ploča centralnih rashladnika smanjuje učinkovitost rashladnika, pa se projektom često predviđa povećanje površine ploča rashladnika u iznosu od dodatnih 10-15% od potrebne površine. To povećanje površine nije uračunato u simulacijskome modelu, ali u realnim uvjetima svakako predstavlja dodatnu sigurnost pri eksploataciji brodskog pogonskog postrojenja.

Simulacijom je pretpostavljeno da nakon 80 minuta rada dolazi do rasterećenja glavnoga pogonskog motora sa 100% na 25% nazivne snage, a ostali uređaji nastavljaju raditi maksimalnim kapacitetom. Pritom se uočava pomicanje termoregulacijskih ventila koji nastoje održati temperaturu rashladnog medija oko postavljene vrijednosti.

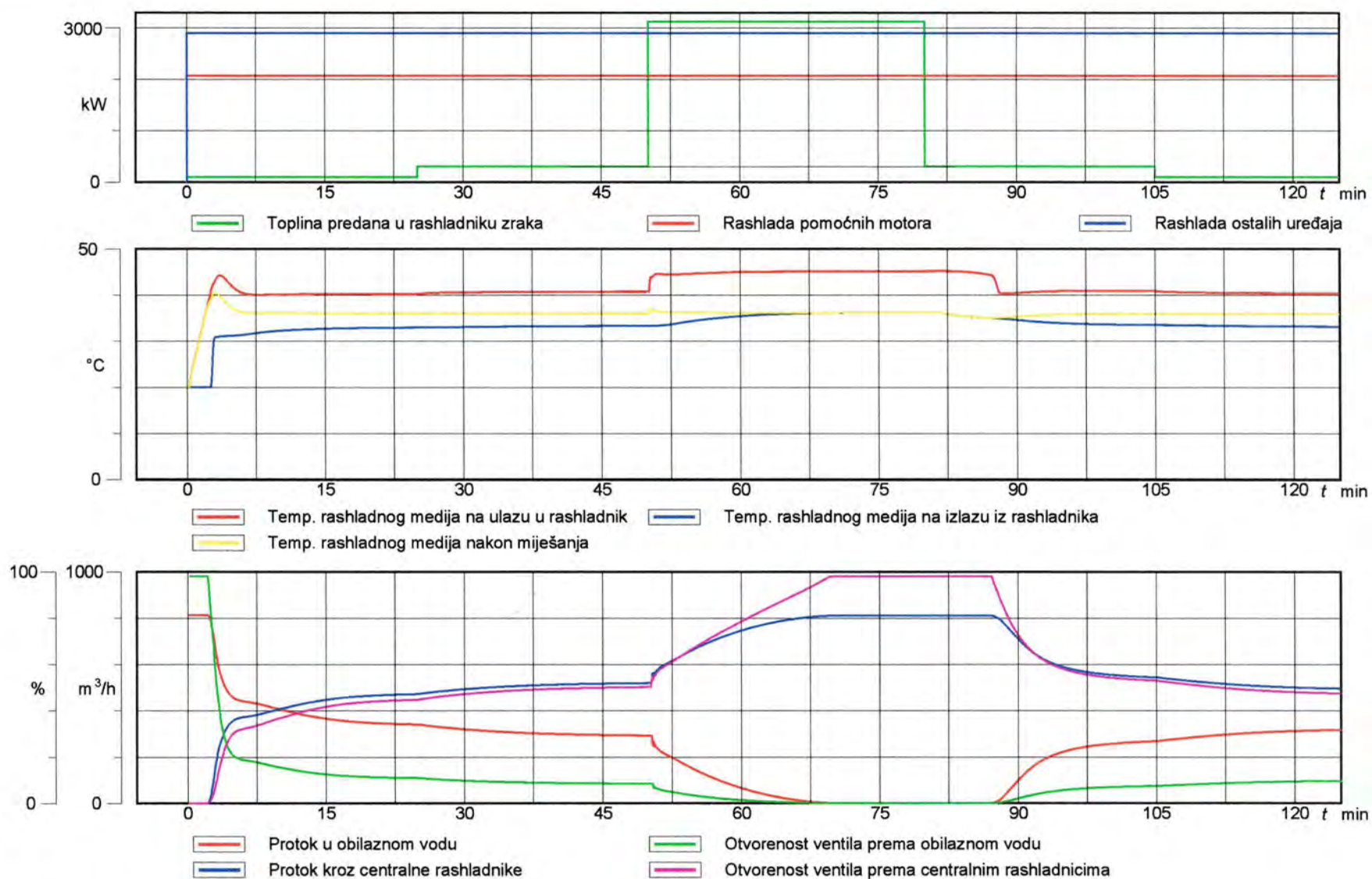
Ponašanje je VT kruga rashlade gotovo identično kada je temperatura morske vode 32°C i 20°C tako da rezultati koji se odnose na VT krug rashlade nisu posebno prikazani za rad pri temperaturi morske vode od 32°C.



Sl. 6.12 Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (VT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.13 Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (NT krug rashlade, morska voda 20°C)



Sl. 6.14 Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

6.6 NUMERIČKA SIMULACIJA RADA RASHLADNOG SISTEMA PRI SMANJENOM KAPACITETU CENTRALNIH RASHLADNIKA

Brodski rashladni sistem, uzet kao primjer u ovom radu, ima dva centralna rashladnika povezana u paralelnom spoju (Sl. 6.1). Oni su dimenzionirani tako da mogu odvoditi svu suvišnu toplinu pri najvećem opterećenju u tropskim uvjetima rada. Uz poštivanje propisanog načina eksploatacije i redovito održavanje, kvar na centralnim rashladnicima nije česta pojava, ali nije ni posve isključena mogućnost da se dogodi. Ovisno o težini kvara i broju neispravnih rashladnika, mogućnost nastavka plovidbe može biti dovedena u pitanje.

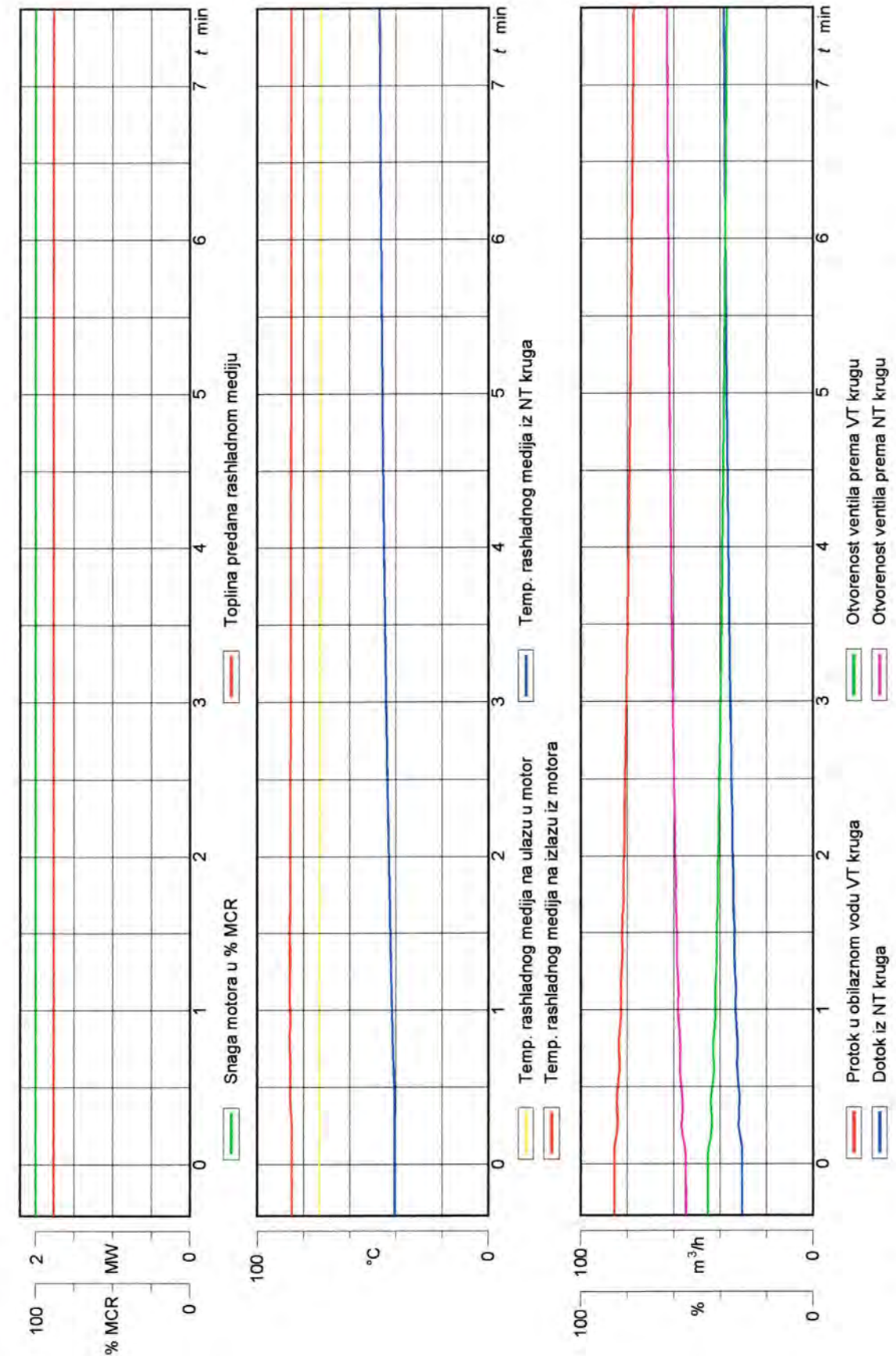
Smanjenje protoka rashladnog medija kroz rashladnik može nastati zbog nakupina nečistoća u dovodnim cijevima ili između ploča, obraštanja ploča ili zbog zatvaranja ventila na ulazu ili izlazu iz hladnjaka. Moguće je i propuštanje brtvi između ploča rashladnika, što zahtijeva sanaciju, odnosno prekidanje protoka rashladnog medija kroz rashladnik. Ovisno o intenzitetu propuštanja, postavlja se pitanje može li brod nastaviti plovidbu sa smanjenim kapacitetom rashladnika i s kolikom snagom glavnoga pogonskog motora i ostale opreme.

U ovom poglavlju provedena je simulacija ponašanja brodskoga rashladnog sistema pri najvećem toplinskom opterećenju u tropskim uvjetima uz smanjeni kapacitet jednog od dvaju rashladnika. Simulacija je provedena za tri slučaja, pri čemu je protok kroz rashladnik smanjen na 50% i 25% nazivnog protoka te, konačno, za potpuno prekinut protok rashladnog medija kroz jedan od rashladnika. U primjerima su simulirane nagle promjene protoka kroz rashladnik, a dobiveni rezultati prikazani su na dijagramima na Sl. 6.15 - Sl. 6.17.

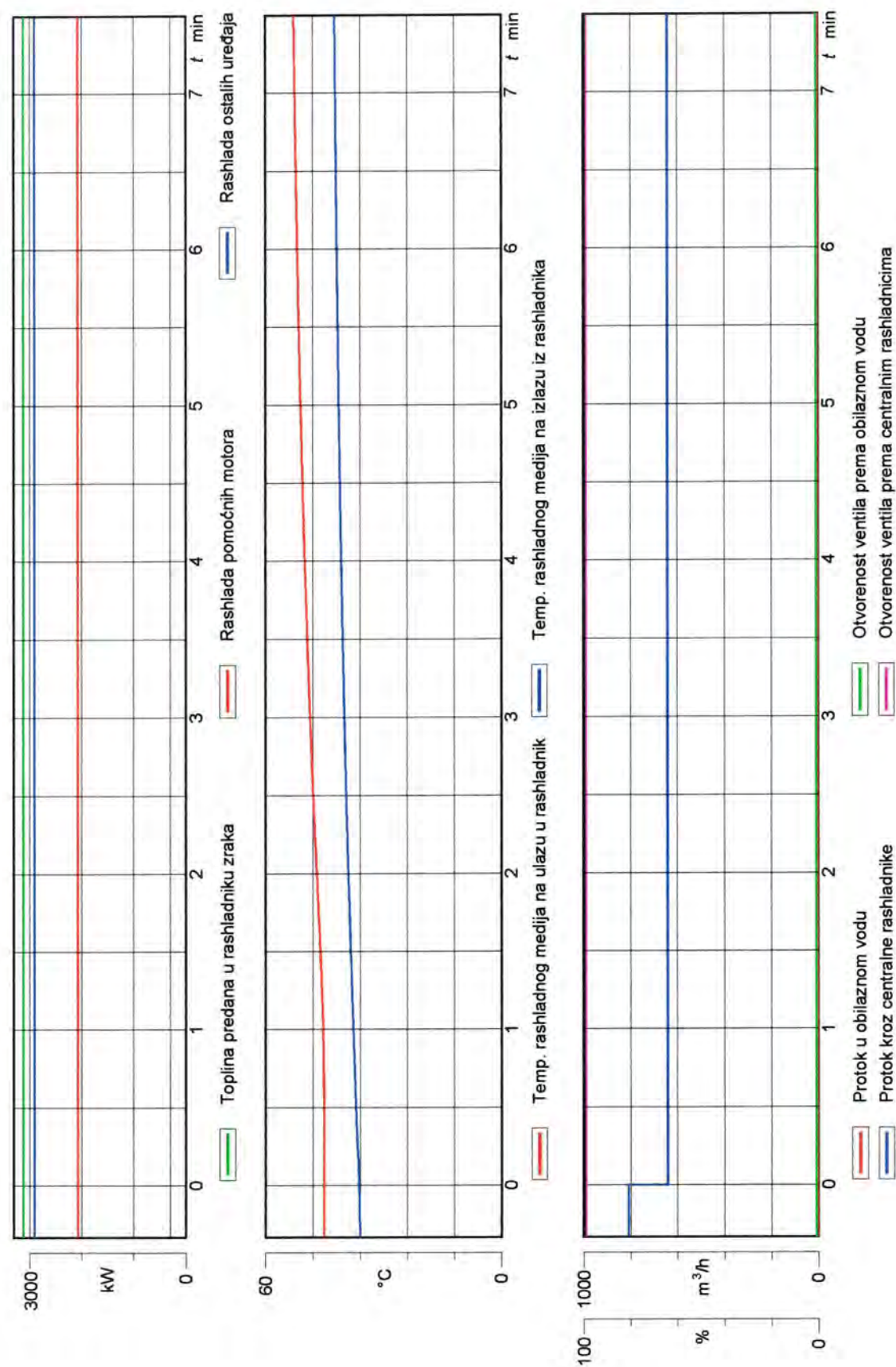
Na Sl. 6.15 prikazana je simulacija VT kruga rashlade uz najveće opterećenje glavnog motora, a temperatura je morske vode 32°C. U trenutku $t = 0$ potpuno je prekinut protok kroz jedan rashladnik. U tom se trenutku uočava lagani porast temperature rashladnog medija u NT krugu rashlade (drugi dijagram). Zbog tog povećanja temperature, termoregulacijski ventil VT kruga povećava udio rashladnog medija iz NT kruga, kojim se hladi glavni pogonski motor. Na trećem dijagramu na Sl. 6.15 prikazana je promjena položaja pladnja termo-regulacijskog ventila i protoka rashladnog medija u obilaznom vodu VT kruga ili prema NT krugu rashlade.

Iz prikazanih se dijagrama može uočiti da, bez obzira što je jedan od centralnih rashladnika isključen, u VT krugu rashlade uspijeva se održavati potrebna temperatura rashladnog medija od 85°C, što znači da se glavni motor neće pregrijati čak ni ako radi pri nominalnom opterećenju. Ovdje do izražaja dolazi odabir smještaja i dimenzija cjevovoda kojim su spojeni NT i VT krugovi rashlade. Premda je rashladni medij NT kruga topliji od projektne temperature, njegova je količina dovoljna za stabilno održavanje radne temperature VT kruga rashlade.

Situacija je nepovoljnija u NT krugu rashlade (Sl. 6.16) jer temperatura rashladnog medija na izlazu iz centralnih rashladnika nije potrebnih 36°C, već dostiže 43,8°C. Ta je temperatura previsoka za djelotvoran rad rashladnika zraka za prednabijanje i ulja za podmazivanje te ostale opreme. U tom bi se slučaju moralo pribjeći smanjenju toplinskog opterećenja NT kruga rashlade isključivanjem pojedinih uređaja ili smanjenjem toplinskog učina rashladnika zraka, odnosno snage glavnoga pogonskog motora. Treći dijagram na Sl. 6.16 prikazuje položaj pladnja termoregulacijskog ventila i protoke kroz centralni rashladnik. Pladanje je termoregulacijskog ventila u krajnjem položaju od samog početka simulacije jer je rashladni sistem bio pod najvećim opterećenjem. Pri isključenju jednoga centralnog rashladnika smanjio se ukupni protok kroz NT krug rashlade jer je zbog povećanog protoka kroz drugi rashladnik, povećan i pad tlaka u tom dijelu cjevovoda.



Sl. 6.15 Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (VT krug rashlade, morska voda 32°C)



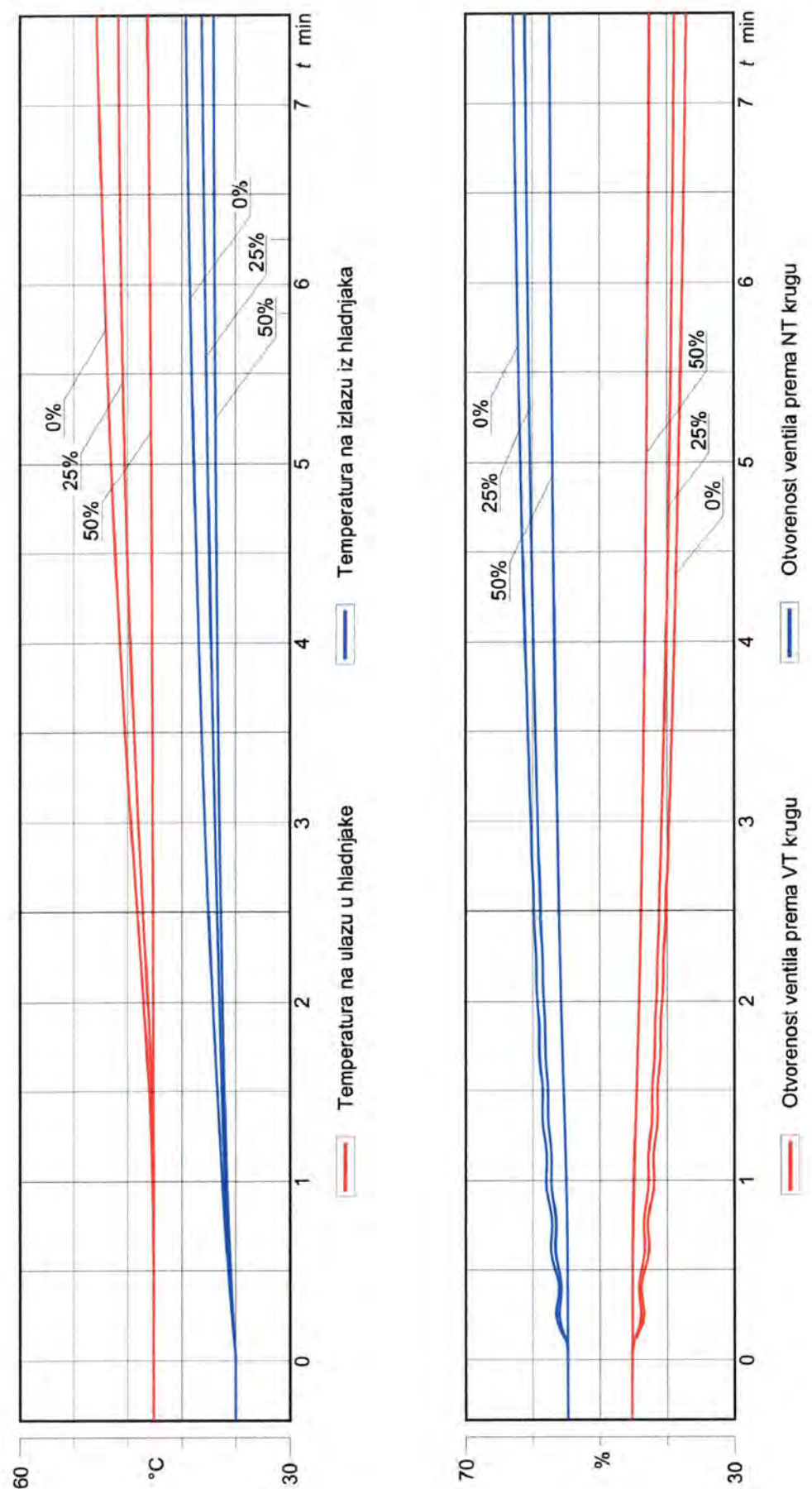
Sl. 6.16 Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

Premda to u ovom primjeru nije provedeno, simulacijski model dopušta da se prema trenutnim potrebama i prioritetima odredi koji će uređaj nastaviti rad i s kojim kapacitetom te se odmah može provjeriti može li se plovidba nastaviti i kako će se rashladni sistem u takvoj konfiguraciji ponašati.

Osim gore opisanog primjera, provedene su i simulacije pri smanjenju protoka kroz centralni rashladnik na 25% i 50% od nazivnog protoka. Na Sl. 6.17 prikazani su dijagrami promjene položaja pladnja termoregulacijskog ventila VT kruga rashlade i temperature rashladnog medija na ulazu i izlazu iz centralnih rashladnika.

Kao i u prethodnom primjeru, promjena je protoka kroz rashladnik skokovita s početkom u trenutku $t = 0$. Uočljiv je porast temperatura rashladnog medija na ulazu i izlazu iz centralnih rashladnika. Također, se vidi da početak porasta temperature na ulazu u rashladnik kasni gotovo jednu minutu od trenutka smanjenja protoka. Razlog je činjenica da je potrebno neko određeno vrijeme dok rashladni medij procirkulira kroz cijeli rashladni sistem. Pritom rashladni medij prolazi kroz različite cjevovode, koji nisu jednake duljine, a dio rashladnog medija dolazi i iz VT kruga rashlade. Konačno, svi se cjevovodi sastaju u zajedničkom kolektoru prije ulaza u centralni rashladnik, a rashladni medij poprima temperaturu mješavine. Drugi dijagram na Sl. 6.17 prikazuje promjenu položaja pladnja termoregulacijskog ventila VT kruga rashlade. Ovisno o temperaturi rashladnog medija NT kruga, mijenja se i njegov udio koji se miješa u VT krug rashlade.

Rezultati dobiveni simulacijom pokazuju da će rashladni sistem glavnog motora, odnosno rashlada cilindarskih košuljica ispravno funkcionirati čak i pri isključenju jednoga centralnog rashladnika. No, temperatura rashladnog medija u NT krugu rashlade prelazi dopuštene granice, što zahtijeva smanjenje opterećenja pojedinih uređaja ili pak njihovo isključenje. Osim toga, zrak za prednabijanje ne bi bio zadovoljavajuće hlađen, što bi imalo za posljedicu smanjenje snage glavnoga pogonskog motora. Previsoka temperatura rashladnog medija utječe i na rad rashladnika ulja za podmazivanje, što bi značilo opasnost od većih oštećenja motora kad ulje za podmazivanje ne bi bilo ohlađeno na odgovarajuću temperaturu.



Sl. 6.17 Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

6.7 NUMERIČKA SIMULACIJA PROMJENLJIVOGA TOPLINSKOG OPTEREĆENJA RASHLADNOG SISTEMA

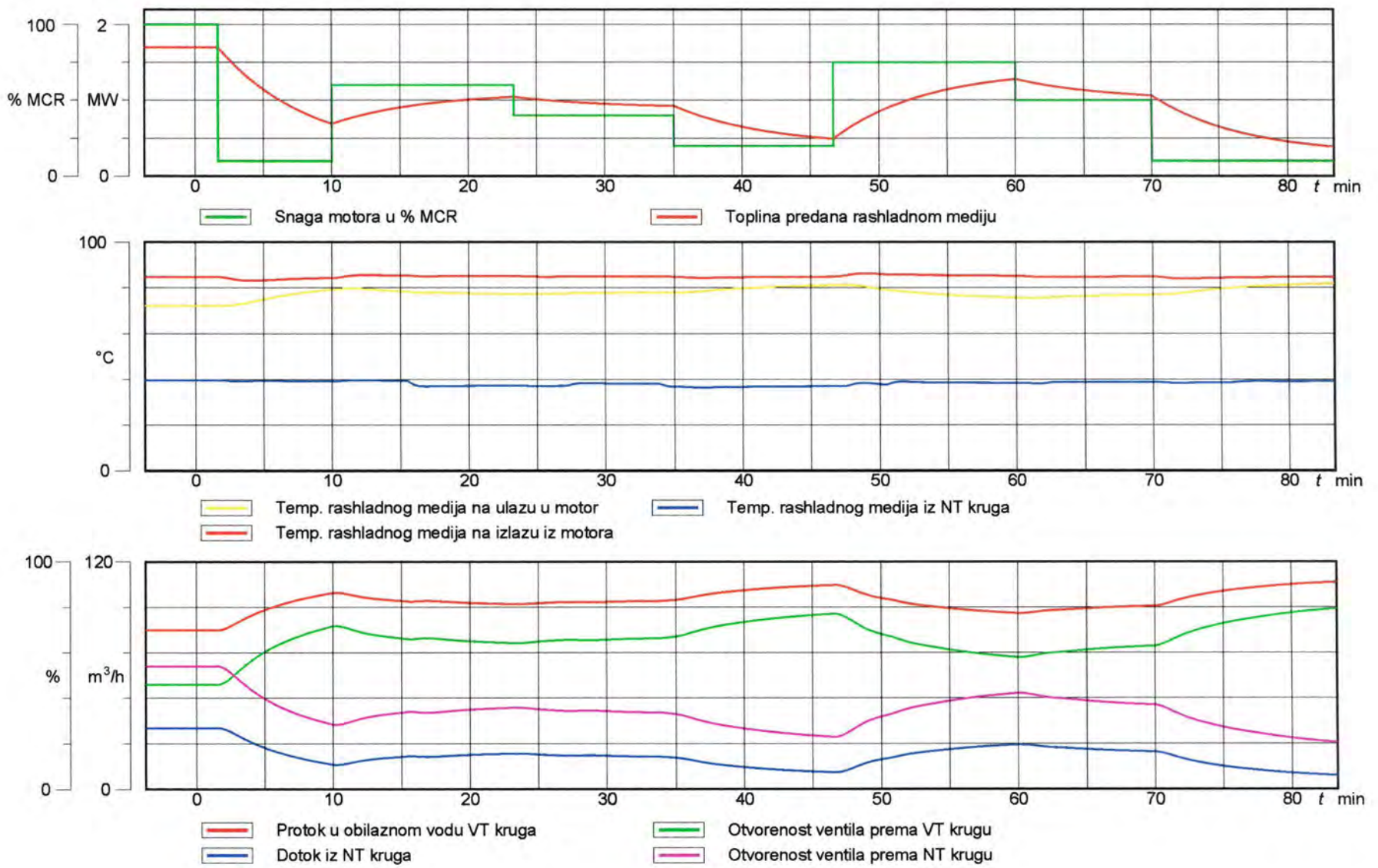
Uz prije opisane slučajeve, u nastavku je prikazan primjer proizvoljno odabranoga promjenljivog toplinskog opterećenja rashladnog sistema. Ponašanje VT i NT kruga rashlade prikazano je na odvojenim dijagramima po uzoru na prethodne analize. Pri toj simulaciji pretpostavljena je temperatura morske vode od 32°C, a promjena toplinskog opterećenja prikazana je dijagramima na Sl. 6.18 i Sl. 6.19. Radi jednostavnosti prikaza, toplinski učini svih uređaja priključenih na NT krug rashlade (osim hladnjaka zraka) prikazani su jednom linijom koja prikazuje njihov zbroj u određenom trenutku. Simulacija je započeta s maksimalnim toplinskim opterećenjem rashladnog sistema koje se prema zadanom trendu mijenja u vremenu, te je prikazan rad u trajanju od 80 minuta.

Iz prikazanih rezultata može se uočiti da se temperatura rashladnog medija VT kruga uspješno održava oko postavljene temperature od 85°C na izlazu iz motora tako da čak ni značajnije oscilacije toplinskog opterećenja ne uzrokuju ozbiljnija odstupanja u VT krugu rashlade. Spomenute promjene toplinskog opterećenja imaju veći utjecaj na NT krug rashlade, što se može uočiti prema promjenama položaja pladnja termoregulacijskog ventila NT kruga rashlade. No, bez obzira na sve navedeno, temperatura rashladnog medija održava se uspješno i oko postavljenih 36°C u NT krugu.

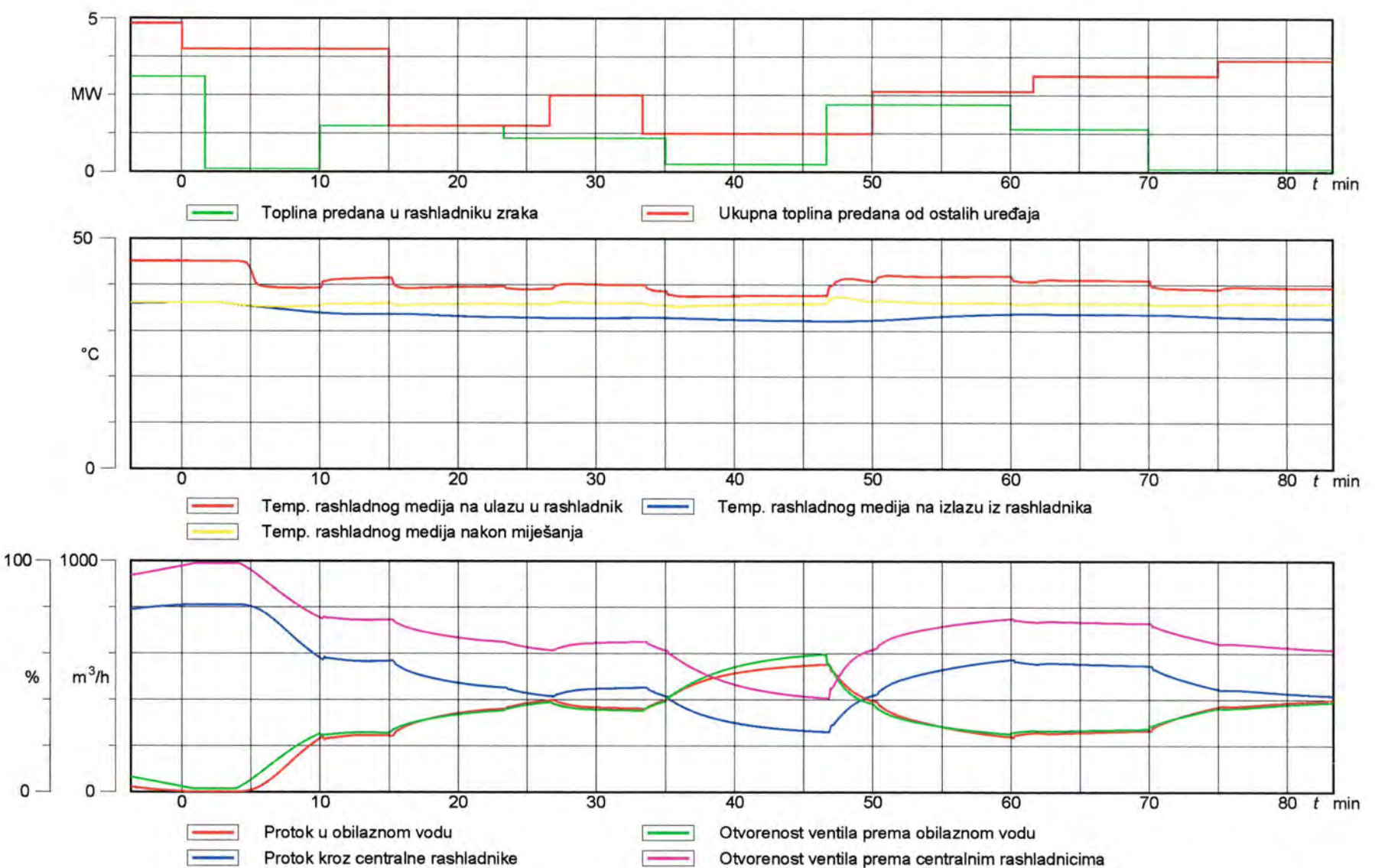
Izrađeni simulacijski model omogućuje zadavanje toplinskog opterećenja proizvoljnog intenziteta u proizvoljnom trenutku. Može se zadati u obliku funkcionalne ovisnosti o vremenu ili nekome drugom parametru. Ako je na raspolaganju datoteka s pripremljenim podacima, zadatak je još lakši.

Nakon prikaza toga i prethodnih primjera potrebno je napomenuti da se u realnim uvjetima eksploatacije nikada neće susresti tako nagla i skokovita promjena toplinskog opterećenja. Po uključanju bilo kojeg uređaja, potrebno je određeno vrijeme da se dostignu radni parametri, osobito radna temperatura, a posljedica je toga da su promjene toplinskog opterećenja postupne.

S druge pak strane, skokovita promjena toplinskog opterećenja predstavlja teže uvjete rada za PI regulator, koji je u vezi s termoregulacijskim ventilom pa su ti primjeri ujedno stroži test za stabilnost regulacije temperature.



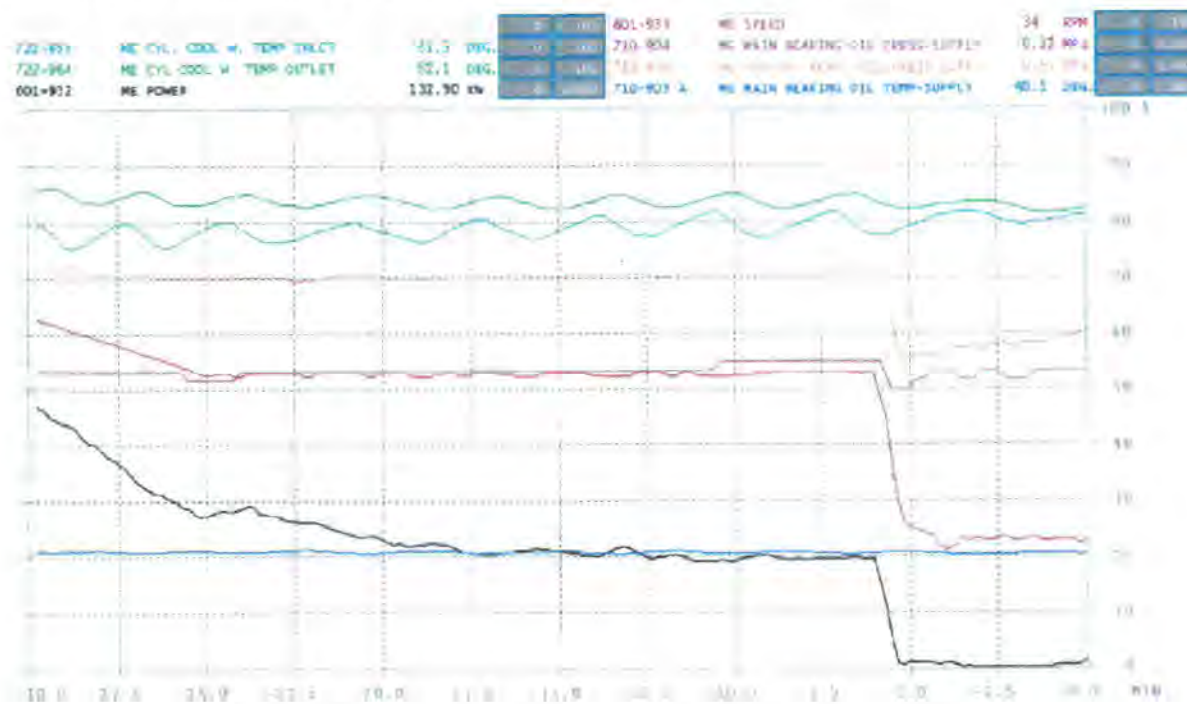
Sl. 6.18 Simulacija proizvoljnoga toplinskog opterećenja rashladnog sistema (VT krug rashlade, morska voda 32°C)



Sl. 6.19 Simulacija proizvoljnoga toplinskog opterećenja rashladnog sistema (NT krug rashlade, morska voda 32°C)

6.8 PODEŠAVANJE REGULATORA

Pri analizi rezultata mjerenja obavljenih tijekom probne vožnje broda, primijećeno je blago osciliranje izmjerenih temperatura tijekom promjene toplinskog opterećenja rashladnog sistema. Dijagram na Sl. 6.20 prikazuje promjenu temperature rashladnog medija na ulazu i izlazu iz motora te promjenu brzine vrtnje i snage motora. Vidi se da zbog smanjenja opterećenja glavnog motora dolazi do osciliranja temperature rashladnog medija koji ulazi i izlazi iz motora. Temperatura tog medija ovisi o položaju pladnja termoregulacijskog ventila, odnosno o parametrima koji definiraju rad regulatora i upravljačke jedinice. Budući da pri izradi simulacijskog modela nisu bili poznati parametri koji definiraju ponašanje regulatora ugrađenog u konkretnome brodskom rashladnom sistemu, oni su određeni primjenom Ziegler-Nicholsonove metode i rabljeni u svima provedenim simulacijama, pri čemu je postignuto stabilnije održavanje temperature rashladnog medija.



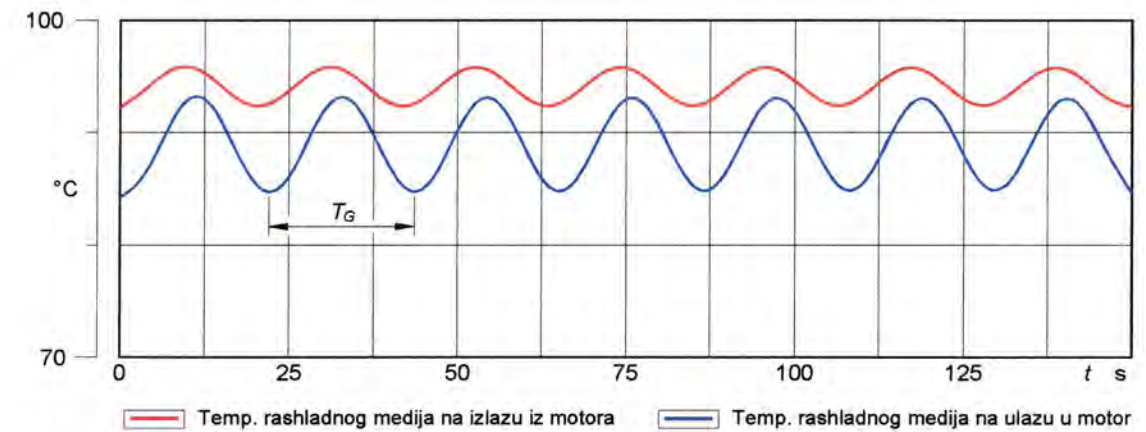
Sl. 6.20 Ispis vrijednosti parametara praćenih od strane CSC-a

6.8.1 Ziegler-Nicholsonova metoda

Među metodama za podešavanje regulatora u procesnim, kemijskim i sličnim industrijama koje se najčešće primjenjuju jesu Ziegler-Nicholsonova metoda [128], [129], Cohen-Coonova metoda [130] te IMC-PID pravila podešavanja regulatora [131]. Za podešavanje regulatora za regulaciju temperature rashladnog medija, u ovom je radu primijenjena Ziegler-Nicholsonova metoda za procese s povratnom vezom.

Prema napucima Ziegler-Nicholsonove metode, regulator je pušten u rad samo s proporcionalnim djelovanjem vrlo slabog intenziteta. Odziv termoregulacijskih ventila je u tom slučaju vrlo slab te se faktor proporcionalnog djelovanja K_P povećava u malim inkrementima sve dok se ne postigne stabilno oscilirajući odziv rashladnog sistema. Vrijednost faktora proporcionalnog djelovanja K_P koja je pritom postignuta naziva se granični faktor pojačanja regulatora K_G . Na Sl. 6.21 prikazan je stabilno oscilirajući odziv VT kruga rashladnog sistema te je iz njega očitano period između dvije susjedne oscilacije koji se naziva granični period osciliranja T_G . Na temelju tih podataka i jednadžbi navedenih

u Tab. 6.4 određeni su parametri PI regulatora za regulaciju temperature rashladnog medija. Ovaj postupak proveden je zasebno za VT i za NT krug rashlade te svaki od njih ima različite parametre regulatora.



Sl. 6.21 Određivanje graničnog faktora pojačanja K_G i graničnog perioda osciliranja odziva sistema T_G

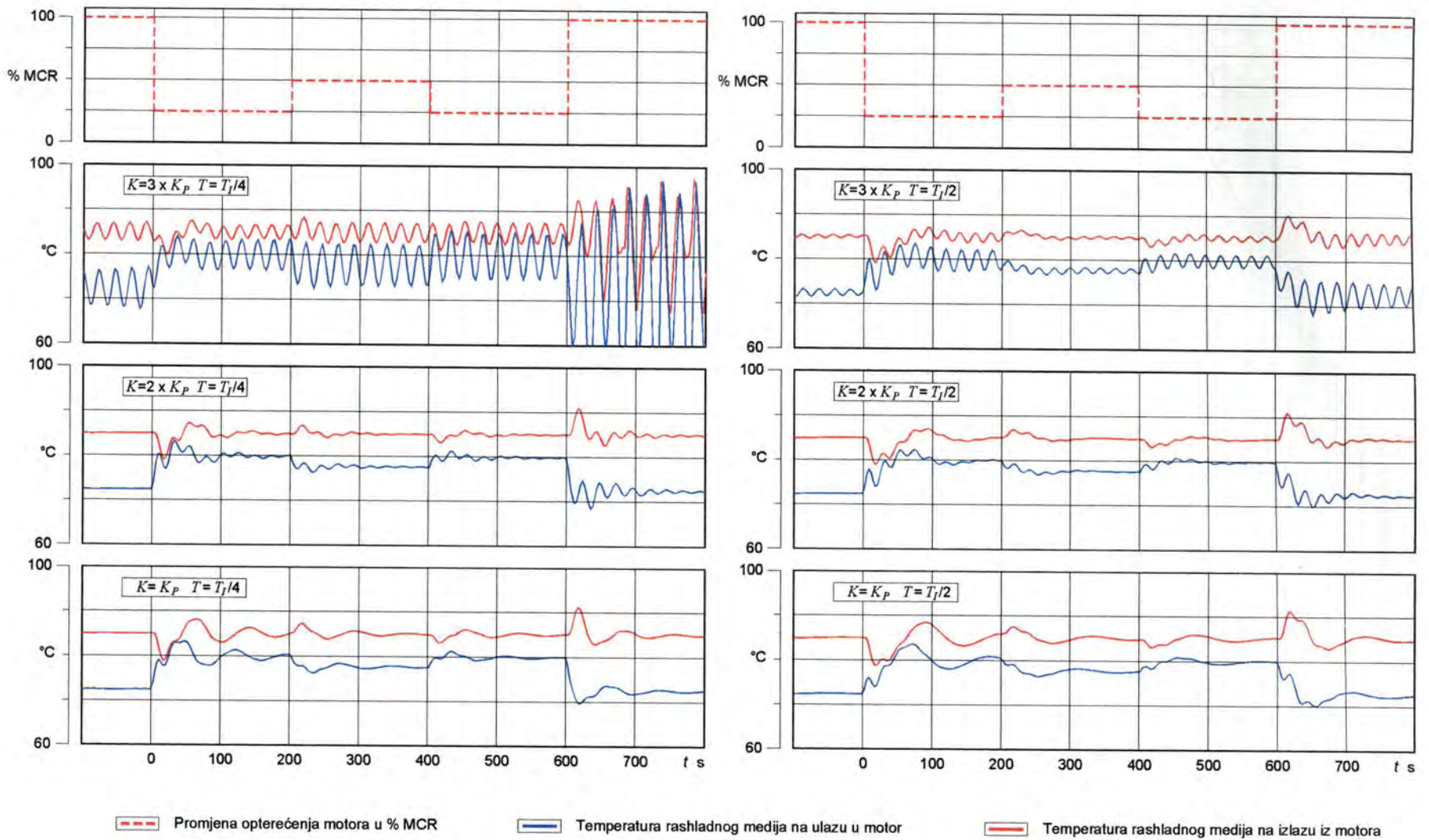
Tab. 6.4 Jednadžbe za određivanje parametara regulatora prema Ziegler-Nicholsonovoj metodi za procese s povratnom vezom

	K_P	T_I	T_D
P	$K_G / 2$	-	-
PI	$K_G / 2,2$	$1,2 / T_G$	-
PID	$K_G / 1,7$	$2 / T_G$	$T_G / 8$

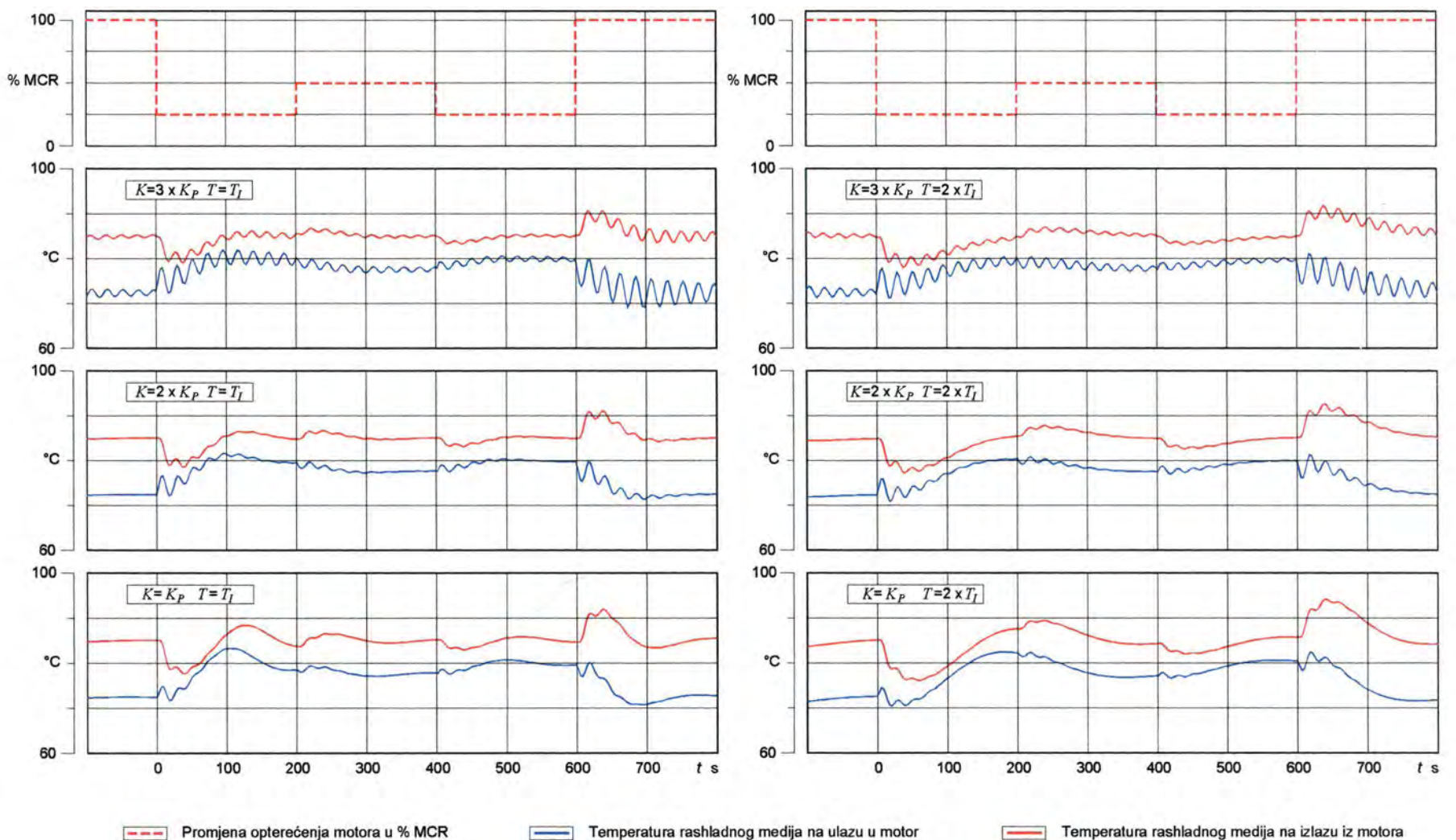
Podešenost je regulatora vrlo važna za ispravnost funkcioniranja i odgovarajući odziv sistema. Kako bi se ispitao utjecaj podešenosti regulatora na odziv rashladnog sistema, analizirano je ponašanje VT kruga rashlade s različitim parametrima regulatora. Na dijagramima na Sl. 6.22 i Sl. 6.23 prikazane su promjene temperature na ulazu i izlazu iz motora te su na svakom dijagramu naznačene vrijednosti rabljenih parametara PI regulatora, a parametri K_P i T_I određeni su s pomoću izraza navedenih u Tab. 6.4.

Promotre li se trendovi krivulja na Sl. 6.22 i Sl. 6.23, lako se može uočiti na koji način djeluje proporcionalno ili integrirajuće djelovanje te što se zbiva ako su prejaki ili preslabi njihovi utjecaji.

Osim gore navedenih zaključaka, ta je analiza pokazala da se simulacijski model razvijen u ovom radu može koristiti i za podešavanje termoregulacijskih ventila. Nakon što se rashladni sistem ispravno dimenzionira za rad u stacionarnim uvjetima eksploatacije, njegov se rad može poboljšati i tijekom prijelaznih stanja koja nastaju zbog promjene toplinskog opterećenja.



Sl. 6.22 Prikaz utjecaja različitih parametara regulatora na ponašanje VT kruga rashlade



Sl. 6.23 Prikaz utjecaja različitih parametara regulatora na ponašanje VT kruga rashlade

7. ZAKLJUČAK

Pouzdan rad brodskih pogonskih postrojenja osnovni je preduvjet za sigurnu eksploataciju broda te sigurnost posade i tereta. Kapaciteti postrojenja dimenzionirani su prema najvećima predviđenim ustaljenim opterećenjima, no nagli prijelazi s jedne na drugu radnu točku još su uvijek predmet istraživanja da bi se što brže postigao stabilan režim rada.

Kao ciljevi rada postavljeni su razvoj matematičkog modela za simulaciju ustaljenih i prijelaznih uvjeta rada dizelskog motora s prednabijanjem i sistema rashlade brodskoga pogonskog postrojenja. Daljnji je cilj identifikacija parametara koji utječu na karakteristike glavnoga pogonskog motora te stabilnost rada i ponašanje sistema rashlade.

Da bi se ostvario prvi cilj rada izrađeni su složeni nultodimenzionalni modeli procesa za simulaciju ustaljenih i dinamičkih uvjeta rada dizelskog motora s prednabijanjem i jednodimenzionalni model za rashladni sistem.

Model dizelskog motora potvrđen je usporedbom numeričkih rezultata s izmjerenim vrijednostima za ustaljeni rad pri pogonu generatora električne energije, a analiza pri dinamičkim uvjetima rada provedena je za isti motor pri propulziji broda, odnosno pri pogonu brodskog vijka. Za opis sistema dizelskog motora korišteni su upravljački vektori volumena i matrice veza za prijenos mase i energije, koji automatski upravljaju tijekom proračuna i sastavljanjem sustava nelinearnih diferencijalnih jednadžbi. Takvim je pristupom omogućena simulacija proizvoljnih izvedbi motora bez potrebe za izmjenama u programu.

Izrađeni model motora pruža mogućnost primjene različitih opisa oslobađanja topline tijekom izgaranja, različitih opisa zakona prijelaza topline ili pak zakonitosti proračunavanja mehaničkih gubitaka. Izmjena radnog medija modelirana je primjenom metode "punjenja i pražnjenja". Model turbine na ispušne plinove temelji se na karakteristikama turbine pri ustaljenom radu, dok su za opis polja karakteristika puhalo primijenjeni regresijski polinomi što proračun čini znatno bržim u odnosu prema drugim pristupima.

Opisani model dizelskog motora može poslužiti za određivanje karakteristika brodskih motora pri ustaljenim i dinamičkim uvjetima rada još u fazi projektiranja. Osim toga, model može dati vrijedne informacije o tome kako bi se određeni motor ponašao pri pogonu plovila, cestovnih ili željezničkih vozila te za pogon generatora električne energije.

U analizi provedenoj u ovom radu naglasak je bio na simulaciji nagle promjene opterećenja koja bi se eventualno mogla dogoditi tijekom oluje i valovita mora te na simulaciji željene promjene brzine vrtnje. Kao posredni podatak simulacije očitana je toplina koja prelazi na rashladni medij. Budući da su toplinski tranzijenti koji nastaju pri promjeni opterećenja glavnog motora, znatno duljeg trajanja od prijelaznih pojava pri postizanju ravnoteže mehaničke energije, proračuni su se izvodili odvojeno. Dobiveni podaci iz proračuna motora spremljeni su u datoteku i korišteni kao ulazni podaci za model sistema rashlade. Rezultirajuće temperature rashladne vode imale su utjecaj na termička opterećenja motora.

Pri analizi rezultata dobivenih simulacijskim modelom dizelskog motora, uočen je značajan utjecaj određenih parametara na sposobnost preuzimanja opterećenja od strane motora. Četverotaktni srednjekretni dizelski motor odabran za validaciju rezultata koristi se za pogon brodova i pogon velikih generatora. Motor koristi prednabijanje konstantnim tlakom i ima ispušni kolektor odgovarajuće velika volumena, što umanjuje sposobnost prihvaćanja naglih povećanja opterećenja.

Osim velikog volumena ispušnog kolektora, na karakteristike motora izravno utječu tromost rotora turbopuhala, geometrija turbine na ispušne plinove te tromost motornog mehanizma. Analiza utjecaja navedenih parametara pruža dragocjene podatke o ispravnosti izbora pojedinog motora za određeni brod ili uvjete plovidbe u kojima će brod najčešće biti eksploatiran čime je ispunjen još jedan od ciljeva postavljenih na početku rada.

Matematički model rashladnog sistema temelji se na modelima pojedinih komponenti koji, povezani u cjelinu, omogućuju simulaciju rada rashladnog sistema pri dinamičkim uvjetima rada. Proračun protoka i tlakova u cjevovodima koji spajaju pojedine uređaje izvodi se s pomoću algoritma koji, temeljem ulaznih podataka, automatski kreira sustav jednadžbi za proizvoljno zadani cjevovod. Prijenos mase i energije kroz cijevi rashladnog sistema simuliran je metodom konačnih volumena, uzimajući u obzir provođenje topline kroz cijevi, provođenje topline iz unutrašnjosti cijevi prema okolini te akumulaciju topline u materijalu cijevi. Matematički model pločastog izmjenjivača topline izrađen je na sličan način kao model cijevi, no izračun koeficijenta prijelaza topline i pada tlaka zbog strujanja između ploča u tom je slučaju znatno složeniji. Teoretska razmatranja u vezi s eksperimentalnim ispitivanjima pokazuju da je koeficijent prijelaza topline kod pločastih izmjenjivača topline u izravnoj vezi s otporima strujanja koji su ovisni o Reynoldsovom broju i kutu nagiba žljebova duž kojih struji fluid.

Ispravnost matematičkog modela rashladnog sistema potvrđena je usporedbom numerički dobivenih rezultata s podacima izmjerenima tijekom probne vožnje na brodu za prijevoz kemikalija i naftnih preradevina. Analizirano je ponašanje rashladnog sistema pri uhodavanju glavnog motora iz stanja mirovanja do radne temperature, pri maksimalnom opterećenju te pri proizvoljno odabranom režimu rada brodskoga pogonskog postrojenja.

Rezultati tih analiza ukazuju na dobro dimenzionirane cjevovode i kapacitete pumpi, pri čemu su uvijek zadovoljeni projektom postavljeni zahtjevi. Time je samo još jednom dokazana primjenjivost prikazanih modela u fazi osnivanja brodskoga pogonskog postrojenja.

Osim gore navedenih primjera, ispitan je i slučaj djelomičnog i potpunog otkazivanja jednog centralnog rashladnika, čime se dobio uvid u ponašanje postojećega rashladnog sistema u kritičnim uvjetima rada. Rezultati tog istraživanja pokazali su da se, i uz najveće toplinsko opterećenje i najvišu temperaturu morske vode, u VT krugu rashlade uspijeva održavati potrebna temperatura rashladnog medija kao i pri normalnim uvjetima rada. Ako se pokvari neki od centralnih rashladnika, u normalnim se okolnostima plovidba sigurno neće nastaviti pod maksimalnim opterećenjem, ali se zato s pomoću prikazanog modela sistema rashlade vrlo lako može odrediti koji uređaji i s kojim kapacitetom smiju nastaviti rad, ovisno o trenutnim potrebama na brodu. Time se dokazuje primjenjivost ovoga modela na vođenje brodskoga pogonskog postrojenja, osobito u uvjetima neočekivanih okolnosti.

Analizirajući rezultate dobivene mjerenjem, uočene su oscilacije temperature na ulazu i izlazu iz glavnog motora, koje se pojavljuju pri promjeni opterećenja motora. Te su oscilacije posljedica utjecaja termoregulacijskog ventila, odnosno algoritma upravljačke jedinice. Veličina utjecaja termoregulacijskog ventila ovisi o konfiguraciji čitavog sistema rashlade te je podešavanje potrebno učiniti posebno za NT i VT krug rashlade. Pri usporedbi numerički dobivenih rezultata s rezultatima dobivenih mjerenjem, nisu bile poznate karakteristike termoregulacijskih ventila, te su one naknadno određene uporabom Ziegler-Nicholsonova postupka. Postignuta je stabilna regulacija temperature u različitim uvjetima rada, te su time dosegnuti svi postavljeni ciljevi rada. Time je ponovno pokazana primjenjivost prikazanog modela na vođenje rashladnog sistema i u uvjetima kada nam nisu poznati svi relevantni podaci.

Razvijeni i eksperimentom potvrđeni numerički modeli kojima je moguće predvidjeti ponašanje i karakteristike dizelskog motora i rashladnog sistema kao dijelova brodskog pogonskog postrojenja pri različitim uvjetima eksploatacije ujedno predstavljaju znanstveni doprinos ovoga rada.

Mogućnosti primjene prikazanih matematičkih modela dizelskog motora i sistema rashlade nisu ograničene samo na brodska pogonska postrojenja, već se mogu primijeniti i na rashladne sisteme drugih vrsta pogonskih postrojenja. Kao neke od mogućih primjena, mogu se spomenuti uporaba prikazanog modela na cestovna i željeznička vozila ili stacionarna postrojenja s dizelskim motorima. U tu je svrhu postojeće modele potrebno proširiti modelima hladnjaka hlađenih zrakom, modelima pumpi zaduženih za cirkulaciju rashladnog medija, odrediti karakteristike različitih tipova termoregulacijskih ventila itd. Prikazani model brodskoga pogonskog postrojenja treba i dalje razvijati kroz poboljšanja modela pojedinih komponenti ili dodavanje modela drugih uređaja i sistema.

U provedenim analizama pokazalo se da je, uz pretpostavku da su svi uređaji sistema rashlade ispravni, temperatura morske vode najutjecajniji čimbenik koji utječe na karakteristike rashladnog sistema. Budući da su centralni rashladnici dimenzionirani prema najvećem mogućem toplinskom opterećenju i temperaturi morske vode u tropskim uvjetima, slijedi da centralni rashladnici najčešće rade djelomičnim kapacitetom. U takvim se slučajevima taj model može primijeniti za optimizaciju energetske učinkovitosti brodskoga pogonskog postrojenja, što predstavlja određen izazov za buduća istraživanja.

Razvijanim matematičkim modelom i njegovom primjenom na numeričke simulacije brodskoga pogonskog stroja i njegova rashladnog sistema, pokazano je da se taj model može proširiti i na druge pomoćne sisteme pogonskog postrojenja kao cjeline. Primjenom tog modela mogu se već u fazi projekta ispitati sve njegove karakteristike u uvjetima eksploatacije. Jednako tako, razvijeni se model može primijeniti na izvedeno postrojenje da bi se analiziralo ponašanje u zadanim radnim uvjetima, čime se može olakšati posadi donošenje relevantnih odluka i na pouzdan način voditi postrojenje. Na taj se način može izbjeći nestabilna stanja sistema i strojeva, koja bi mogla ugroziti sigurnost pogona i opću sigurnost broda. Razvoj modela za ostale pomoćne sisteme i cijelo postrojenje premašuje okvire ovog rada i može biti predmet daljnjih istraživanja.

Mogućnost ovakve simulacije predstavlja doprinos numeričkom istraživanju problema osnivanja i vođenja brodskog pogonskog postrojenja. Korištenjem razvijenog numeričkog modela mogu se analizirati različite izvedbe postrojenja, otkriti slabe točke u postrojenju, simulirati tranzijente pri prijelazu iz jednog u drugi režim rada, ispitati ponašanje postrojenja u raznim uvjetima ili za slučaj otkazivanja vitalnih komponenti te predvidjeti negativne posljedice koje iz toga mogu proizaći.

Popis literature

- [1] Ledger, J.D., Walmsley, S.: *Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions*, SAE Paper 710176, 1971.
- [2] Benson, R.S., Ledger, J.D., Whitehouse, N.D., Walmsey, S.: *Comparison of Experimental and Simulated Transient Responses of a Turbocharged Diesel Engine*, SAE Paper 730666, 1973.
- [3] Benson, R.S., Ledger, J.D., Whitehouse, N.D.: *Dynamic Modeling of a Turbocharged Diesel Engine*, J. of Mech. Eng., 1-12, 1973.
- [4] Bowns, D.E.: *The Dynamic Transfer Characteristics of a Reciprocating Engine*, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 185, 185-201, 1971.
- [5] Hazell, P.A., Flower, J.O.: *Sampled data theory applied to the modelling and control analysis of compression ignition engines*, Int. J. Control, Vol 13, 1971, 549-562.
- [6] Flower, J.O., Gupta, R.K.: *Optimal control considerations of diesel engine discrete models*, Int. J. Control, Vol 19, 1974, 1057-1068.
- [7] Windet, G.P., Flower, J.O.: *Sampled data frequency response measurements of a large diesel engines*, Int. J. Control, Vol. 19, 1974, 1069-1086.
- [8] Krutov, V.I.: *Dvigatelj vnutenego sgoranija kak reguliruemij objekt*, Moskva, Mashinostroenie, 1978.
- [9] Babke, G.: *Zur Berechnung des Betriebsverhaltens aufgelander Dieselmotoren*, Seewirtschaft 6, 1974, 292-295.
- [10] Wallace, F.J., Winkler, G.: *Very High Output Diesel Engines - A Critical Comparison of Two Stage Turbocharged, Hyperbar and Differential Compound Engines*, SAE Paper 770756, 1977.
- [11] Winterbone, D.E., Thiruaroran, C., Wellstead, P.E.: *A Wholy Dynamic Model of a Turbocharged Diesel Engine for Transfer Function Evaluation*, SAE Paper 770124, 1977.
- [12] Winkler, G., Wallace, F.J.: *Untersuchung der Zusammenarbeit von Kolbenmotor und Stromungsmaschinen mittels numerischer Simulation*, MTZ 40, 1979, 7/8, 331-336, MTZ 40, 1979, 10, 433-439.
- [13] McAulay, K.J. et all: *Development and Evaluation of the Simulation of the Compression Ignition Engine*, SAE Paper 650451, 1965.
- [14] Woschni, G.: *Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-kreisprocessen*, MTZ 26, 1965, 4, 146-155.
- [15] Beineke, E.: *Rechnerische Untersuchung der ein und zweistufigen Abgasturboaufladung mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotoren*, Dissertation, Braunschweig, TU, 1975.
- [16] Beineke, E., Woschni, G.: *Rechnerische Untersuchung des Betriebsverhaltens ein und zweistufigen aufgeladener mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotoren*, MTZ 39, 1978, 3, 93-98.
- [17] Watson, N., Marzouk, M.A.: *Non-linear Digital Simulation of Turbocharged Diesel Engines under Transient Conditions*, SAE Paper 770123, 1977.
- [18] Boy, P.: *Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren*, Dissertation, Hannover, TH, 1980.

- [19] Streit, E., Borman, G.L.: *Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine*, SAE Paper 710176, 1971.
- [20] Heeschen, K.: *Beitrag zur Berechnung der Betriebsverhaltens gleichstromgespulter Zweitakt Schiffsdieselmotoren*, Dissertation, Hamburg-Harburg, TU, 1984.
- [21] Grohn, M.: *Zur Bestimmung der möglichen Drehzahlrückung aufgeladener mittelschnellaufender Hochleistungsdieselmotoren*, Dissertation, Hannover, TH, 1977
- [22] Grohn, M.: *Ein Verfahren zur Ermittlung der Drehzahlrückung aufgeladener Hochleistungs-Schiffsdieselmotoren*, MTZ 39, 1978, 9 377-382.
- [23] Yano, T., Nagata, B.: *Studie über Pumpenerscheinungen im Luft und Ladesystemen von aufgeladenen Dieselmotoren*, MTZ 34, 1973, 11, 391-392.
- [24] Seifert, H. i ostali: *Die Berechnung instationären Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren*, MTZ 74, 1972, 11, 421-428.
- [25] Seifert, H.: *Die Analyse instationärer Strömungsvorgänge in Saugrohren von Mehrzylinder-Vergasermotoren*, MTZ 39, 1978, 1, 25-30.
- [26] Seifert, H.: *Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren*, MTZ 39, 1978, 7/8, 321-325, MTZ 39, 1978, 12, 567-572.
- [27] Pucher, H.: *Ein Rechenprogramm zur instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren*, MTZ 38, 1977, 5, 201-206.
- [28] Bulaty, T.: *Ein Programmsystem zur Berechnung des Zusammenwirkens von Verbrennungsmotoren und Abgasturboladern*, MTZ 43, 1982, 11, 535-543.
- [29] Zellbeck, H.: *Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren*, Dissertation, München, TH, 1981.
- [30] Zellbeck, H., Woschni, G.: *Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren*, MTZ 44, 1983, 11, 431-437.
- [31] Schulmeister, R.: *Verbesserung der Charakteristiken für die Lastaufnahme von turboaufgeladenen Dieselmotoren für Generator-Aggregate*, MTZ 40, 1979, 10, 457-458.
- [32] Schulmeister, R.: *Untersuchung zur Verbesserung der Lastannahme aufgeladener Dieselmotoren*, MTZ 41, 1980, 5, 225-232
- [33] Medica, V.: *Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizelmotora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora*, Doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1988.
- [34] Stronach, A.F., Smith, J.R.: *Development of a simulation model of turbocharged diesel engine prime-movers for power system studies*, Electrical Power & Energy Systems, Vol. 10., 2, 1988, 123-129.
- [35] Rakopoulos, C.D., Giakoumis, E.G.: *Simulation and analysis of a naturally aspirated IDI diesel engine under transient conditions comprising the effect of various dynamic and thermodynamic parameters*, Energy Conversion Management, Vol. 39., No. 5/6, 1998., 465-484.
- [36] Račić, N.: *Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora*, Magistarski rad, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka, 1998.
- [37] Milić, L.: *Dinamički kontinuirani simulacijski model brodskog dizelmotornog porivnog sustava*, Doktorska disertacija, Pomorski fakultet Rijeka, Rijeka, 1996.

- [38] Munitić, A., Milić, L., Milković, M.: *System Dynamics Computer Simulation Model of the Marine Diesel - Drive Generating Set Automatic Control System*, 15th IMACS World Congress, Berlin, 1997.
- [39] Martin, D.W. and Peters, G.: *The Application of Newton's Method of Network Analysis by Digital Computer*, Journal of the Institute of Water Engineers, Vol. 17, 1963, 115-129.
- [40] Epp, R., Fowler, A.G.: *Efficient Code for Steady-State Flows in Networks*, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 96, No. HY1, 1970, 43-56.
- [41] Wood, D.J., Charles, C.O.: *Hydraulic Network Analysis Using Linear Theory*, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 98, No. HY7, 1972, 1157-1170.
- [42] Wood, D.J., Rayes, A.G.: *Reliability of Algorithms for Pipe Network Analysis*, Journal of the Hydraulics Division, Proceedings of the ASCE, Vol. 107, No. HY10, 1981, 1145-1161.
- [43] Nielsen, H.B.: *Methods for Analyzing Pipe Networks*, Journal of the Hydraulics Division, Vol. 115, No. 2, 1989, 139-157.
- [44] Gay, B., Middleton, P.: *The solution of pipe network problems*, Chem. Eng. Sci., 26, 1971, 109-123.
- [45] Hwei Chen Ti: *Mixed Specification Problems in Pipeline Network Analysis: Partitioning Methods*, The Chemical Engineering Journal, 44, 1990, 89-95
- [46] Martinez-Benet, J.M., Puigjaner, L.: *A Powerful Improvement on the Methodology for Solving Large-Scale Pipeline Networks*, Comput. Chem. Eng., Vol 12, No 2/3, 1988, 261-265.
- [47] Teixeira, A.: *Marine Pumping System Design Based on Pipe Network Analysis Methods*, IMAM 2002 Proceedings,
- [48] Seligman, R.J.S.: *The plate heat exchanger in the food industries – Part I: Genesis of an idea*, Chemistry and Industry, 38, 1964, 1602-1603.
- [49] Marriott, J.: *Where and how to use plate heat exchangers*, Chemical Engineering, Vol. 78, No. 8, 1971, 127-134
- [50] Raju, K.S., Chand, J.: *Consider the Plate Heat Exchanger*, Chemical Engineering, 87(16), 1980, 133-144.
- [51] Usher, J.D.: *Evaluating plate heat exchangers*, Chemical Engineering, Vol. 77, No. 4, 1970, 90-94
- [52] Bond, M.P.: *Plate heat exchangers for effective heat transfer*, The Chemical Engineer, April 1981, 162-167
- [53] Raju, K.S., Chand, J.: *Design of Plate Heat Exchangers*, in: S. Kakac, R.K. Shah, A.E. Bergles (Eds.), *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing, Washington, DC, 1983, 913-932.
- [54] Shah, R.K.: *Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data*, Proc. 9th Int. Heat Trans. Conf., Jerusalem, Vol. 5, 1990, 51-56.
- [55] McKillop, A.A., Dunkley, W.L.: *Plate Heat Exchangers - Heat transfer*, Industrial and Engineering Chemistry, 52(9), 1960, 740-744.
- [56] Watson, E.L., McKillop, A.A., Dunkley, W.L., Perry, R.L.: *Plate heat exchanger-flow characteristics*, Ind. Eng. Chem., 52 (9), 1960, 733-744.
- [57] Marriott, J.: *Performance of an Alfaflex Plate Heat Exchanger*, Chemical Engineering Progress, 73 (2), 1977, 73 -78.

- [58] Lines, J.R.: *Asymmetric Plate Heat Exchangers*, Graham Manufacturing Co., Batavia, New York
- [59] Strelow, O.: *A general calculation method for plate heat exchangers*, International Journal of Thermal Science, 39, 2000, 645-658.
- [60] Ribeiro, C.P., Caño Andrade, M.H.: *An algorithm for steady-state simulation of plate heat exchangers*, Journal of Food Engineering, 53, 2002, 59-66.
- [61] Fischer, L., Martin, H.: *Friction factors for fully developed laminar flow in ducts confined by corrugated parallel walls*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No 3, 1997, 635-639.
- [62] Cabal, A., Szumbariski, J., Floryan, J.M.: *Numerical simulation of flows over corrugated walls*, Computers & Fluids 30, 2001, 753-776
- [63] Wang, C.C., Chen, C.K.: *Forced convection in a wavy-wall channel*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002, 2587-2595.
- [64] Martin H.: *A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchanger*, Chemical Engineering and Processing, Vol. 35, 1995, 301-310
- [65] Zimmerer, C. et al: *Comparison of heat and mass transfer in different heat exchanger geometries with corrugated walls*, Experim. Thermal and Fluid Science, 26, 2002, 269-273.
- [66] Focke, W.W., Zachariades, J., Olivier, I.: *The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 28, 1985, 1469-1479.
- [67] Mehrabian, M.A., Poulter, R.: *Hydrodynamics and thermal characteristics of corrugated channels: computational approach*, Applied Mathematical Modelling, 24, 2000, 343-364.
- [68] Paras, S.V. et al: *CFD code application to flow through narrow channels with corrugated walls*, CHISA 2002, 15th International Congress of Chemical and Process Engineering, Prague, 2002.
- [69] Fabbri, G.: *Heat transfer optimization in corrugated wall channels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, 2000, 4299-4310.
- [70] Georgiadis, M.C., Macchietto, S.: *Dynamic modelling and simulation of plate heat exchangers under milk fouling*, Chemical Engineering Science, 55, 2000, 1605-1619.
- [71] Georgiadis, M.C., Rotstein, G.E., Macchietto, S.: *Modelling and simulation of complex plate heat exchangers arrangements under milk fouling*, Computers Chemical Engineering, 22, 1998, 331-338.
- [72] Grijspeerdt, K., Hazarika, B., Vucinic, D.: *Application of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing*, Journal of Food Engineering, 57, 2003, 237-242.
- [73] Quarini, J.: *Ice-pigging to reduce and remove fouling and to achieve clean-in-place*, Applied Thermal Engineering, 22, 2002, 747-753.
- [74] Kim, H.B., Tadini, C.C., Singh, R.K.: *Heat transfer in a plate exchanger during pasteurization of orange juice*, Journal of Food Engineering, 42, 1999, 79-84.
- [75] Al-haway O.: *A study and comparison of plate and tubular evaporators*, Desalination 125, 1999, 233-242.
- [76] Legorreta, C., Hinge, S., Tonner, J., Lovato, A.: *Plates - the next breakthrough in desalination*, Desalination 122, 1999, 235-246.

- [77] Tonner, J., Hinge, S., Legorreta, C.: *Plate heat exchangers - the new trend in thermal desalination*, Desalination 125, 1999, 243-249.
- [78] Lawrence, N., Kortekaas, H.Y.P.: *DECSIM - A PC based diesel engine cycle and cooling system simulation program*, Mathematical and Computer Modelling, 33, 2001, 565-575.
- [79] Won, J.P., Park, K.S.: *Thermal flow analysis of vehicle engine cooling system*, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea
- [80] Reitbauer, R., Hager, J., Marzy, R.: *Optimization of heat management of vehicles using simulation tools*, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea
- [81] Woschni, G.: *Die Berechnung der Wandverluste und thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*, MTZ 31 (1970.) 12, 491-499 (42)
- [82] Jankov, R.: *Matematičko modeliranje strujno-termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel-motora*, Naučna knjiga, Beograd, 1984, I/II dio (142)
- [83] Pflaum, W., Mollenhauer, K.: *Wärmübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, Springer Verlag, Wien, 1977. (83)
- [84] Hohenberg, G.: *Advanced approaches for Heat Transfer Calculation*, SAE Paper 790825, 1979.
- [85] Heywood, J. B.: *Engine Combustion modelling - An Overview*, Symposium on Combustion Modelling, GMC Research Labs., 1980 (113)
- [86] Boulochos, K., Papadopulos, S.: *Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes*, MTZ 45 (1984.) 1, 21-26 (144)
- [87] Sitkei, G.: *Über den dieselmotorischen Zündverzögerung*, MTZ 24 (1963.), 6, 190-194
- [88] Betz, A., Woschni, G.: *Umsetzungsgrad und Brennverlauf aufgeladener Dieselmotoren im instationären Betrieb*, MTZ 47 (1986) 7/8, 263-267
- [89] Bošnjaković, F.: *Nauka o toplini II*, IV izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.
- [90] Chapman, K.: *Engine Airflow Algorithm Prediction*, Introduction to Internal Combustion Engines, Kansas State University, 2001
- [91] Grohe, H.: *Otto und Dieselmotoren, Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt und Viertakt Motoren*, Vogel Verlag, 6. Auflage, Würzburg, 1982
- [92] Sher, E., Harari, R.A.: *A simple and realistic model for the scavenging process in a crankcase scavenged two-stroke cycle engine*, J. of Power and Energy, Vol 205, 1991.
- [93] Dang, D., Wallace, F.J.: *Some single zone scavenging models for two-stroke engines*, Int. J. Mech. Sci., Vol. 34, 8 1992.
- [94] Blair, G.P.: *Design and simulation of two-stroke engines*, SAE Publishing, Warrendale, 1996.
- [95] Sher, E.: *Scavenging the two-stroke engine*, Prog. energy, Combust. Sci., Vol. 16, 1990
- [96] Blair, G.P.: *The basic design of two-stroke engines*, SAE Publishing, Warrendale, 1990.
- [97] Gerstle, M., Merker, G.P.: *Evaluation on two-stroke engines scavenging models*, SAE Paper 970358, International Congress & Exposition, 1997.
- [98] Hopkins, B.: *The charging of two cycle internal combustion engines*, Trans. NE Coast Inst. Engineers, Vol. 30, 1914.
- [99] Eilts, P. : *Prozeßrechnung an Zweitakt Dieselmotoren*, Diplomarbeit, Institut für Kolbenmaschinen, Uni Hannover, 1984.

- [100] Eberle, M.: *Beitrag zur Berechnung des thermodynamischen Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader*, Dissertation, ETH Zürich, 1968.
- [101] Dedeoglu, N.: *Modelluntersuchungen zur Spülung und Gemischbildung in einem Verbrennungsmotor*, Dissertation, ETH Zürich, 1968.
- [102] Bulaty, T.: *Special Problems Involved in the Step by Step Calculation of the Gas Exchange Process - Typical Applications*, ASME Publication, 75-DGP-2, 1974.
- [103] Vogel, W.: *Simulation von Einspritzvorgängen auf einem digitalen Kleinrechner*, MTZ 35 (1974), 9, 282-286.
- [104] *UG-8 Dial Governor, Installation and Operation Manual*, Woodward Governor Company, 1982.
- [105] Knak, C.: *Diesel Motor Ship Engines and Machinery*, G.E.C GAD Publishers, Copenhagen, 1979.
- [106] Versteeg, H.K., Malalasekera, W.: *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*, Longman Scientific and Technical, Harlow Essex, 1995.
- [107] Patankar, S.V.: *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1980.
- [108] *VDI Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, 7 Aufl., VDI Verlag, Düsseldorf, 1994.
- [109] Clark, D.F.: *Plate heat exchanger design and recent development*, The Chemical Engineer, No. 285, 1974, 275-279
- [110] Cooper, A.: *Recover more heat with plate heat exchangers*, The Chemical Engineer, No. 285, 1974, 280-285.
- [111] Troupe, R.A., Morgan, J.C., Prifti, J.: *The plate heater - versatile chemical engineering tool*, Chemical Engineering Progress, Vol. 56., No. 1, 1960, 124-128
- [112] Buonopane, R.A., Troupe, R.A., Morgan, J.C.: *Heat transfer design method for plate heat exchangers*, Chemical Engineering Progress, Vol. 59., No. 7, 1963, 57-61
- [113] Bassiouny, M.K., Martin, H.: *Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers - U-type arrangement*, Chemical Engineering Science, Vol. 39, No. 4, 1984, 693-700.
- [114] Bassiouny, M.K., Martin, H.: *Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers - Z-type arrangement*, Chemical Engineering Science, Vol. 39, No. 4, 1984, 701-704.
- [115] Prabhakara Rao, B., Krishna Kumar, P. Sarit Das, K.: *Effect of flow distribution to the channels on the thermal performance of a plate heat exchanger*, Chemical Engineering and Processing, Vol. 41, 2002, 49-58
- [116] Gaiser, G.: *Stömungs und Transportvorgänge in gewellten Strukturen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1990.
- [117] Martin, H.: *The generalized Leveque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop*, Chemical Engineering Science, Vol. 57, 2002, 3217-3223.
- [118] Harigaya, Y., Toda, F., Suzuki, M.: *Local Heat Transfer on a Combustion Chamber Wall of a Spark-Ignition Engine*, SAE International Congress, SAE Paper 931130, Detroit, 1993.
- [119] Inhelder, J.: *Internal Combustion Engine: Verbrauchs und Schadstoff Optimiertes Ottomotoraufladekonzept*, Diss. ETH Nr., 11948, Switzerland, 1996

- [120] Sunaynma, N.: *Heat Transfer/Thermal Analysis for Cylinder Head*, SAE International Congress, SAE paper 910301, Detroit, 1991.
- [121] Cortona Kanne, E.: *Engine Thermomanagement for Fuel Consumption Reduction*, Diss. ETH Nr., 13862, Switzerland, 2000
- [122] Kralj, P.: *Optimiziranje brodskih uređaja za destilaciju morske vode*, Magistarski rad, Tehnički fakultet, Sveučilište u Rijeci, 1996.
- [123] Streeter, W.L.: *Fluid mechanics*, McGraw-Hill, 1985
- [124] Stoecker, W.F.: *Design of Thermal Systems*, McGraw-Hill, 1989.
- [125] Cornetti, G.: *Macchine a fluido*, Il Capitello, Torino, 1993
- [126] Prelec, Z.: *Brodski generatori pare*, Školska knjiga, Zagreb, 1990.
- [127] Kreyszig, E.: *Advanced Engineering Mathematics*, John Wiley & Sons, New York, 1993.
- [128] Ziegler, J.G., Nichols, N.B.: *Optimum settings for automatic controllers*, ASME Trans., 64, 1942, 759-768.
- [129] Shaw, J.A.: *Effect of process dynamics on traditional controller tuning methods*, ISA Trans., 32, 1993, 367-374.
- [130] Cohen, G.H., Coon, G.A.: *Theoretical consideration of retarded control*, ASME Trans., 75, 1953, 827.
- [131] Rivera, D.E., Morrari, M., Skogestad, S.: *Internal model control - PID controller design*, Ind. Eng. Chem. Proc., Des. Dev., 25, 1986, 252.

Popis oznaka i simbola

SIMBOL	JEDINICA	NAZIV
a	m^2/s	koeficijent temperaturne vodljivosti
A	m^2	površina
B_0	-	konstanta
b	m	razmak između ploča izmjenjivača topline
b_{ef}	-	specifična potrošnja goriva
c	-	koeficijent
c	m/min^{-1}	koeficijent krutosti u jednadžbi regulatora
c_m	m/s	srednja stapna brzina
c_0	m/s	teoretska brzina pretvorbe
c_p	J/(kg K)	specifični toplinski kapacitet pri $p = const$
D	W/($m^2 \cdot K$)	provođenje kroz granice kontrolnog volumena
D_E	m	ekvivalentni promjer
D_h	m	hidraulički promjer
d	m	promjer
d	$m/(s \cdot min^{-1})$	koeficijent prigušenja u jednadžbi regulatora
E	J	energija
F	N	sila
F	W/($m^2 \cdot K$)	protok mase (konvekcija) kroz granice kontrolnog volumena
f	Hz	frekvencija
f	-	faktor ocjene
Gr	-	Grashofov broj
h	J/kg	specifična entalpija
h	m	podizaj, hod ventila, visina
H_d	J/kg	donja ogrjevna moć goriva
J	$kg \cdot m^2$	moment tromosti
k	W/m	toplinska vodljivost
L	m	dužina
L_{ef}	kg/(kWh)	specifična potrošnja zraka
L_{st}	kg	masa zraka za stehiometrijsko izgaranje goriva
m	kg	masa
m	-	Vibeov eksponent
\dot{m}	kg/s	maseni protok
M	Nm	moment
Nu	-	Nusseltov broj
n	min^{-1}	brzina vrtnje
O	m	opseg
p	Pa	tlak
P	W	snaga
Pe	-	Pecletov broj
Pr	-	Prantlov broj
q	W/kg	specifični toplinski tok
Q	J	toplina
Q	m^3/s	protok
R	J/(kg·K)	plinska konstanta
R_a	m	visina hrapavosti cijevi
Re	-	Reynoldsov broj
t	s	vrijeme
t	°C	temperatura

SIMBOL	JEDINICA	NAZIV
T	K	temperatura
T	s	vremenska konstanta
t_k	s	konstanta osjetnika
u	J/kg	specifična unutrašnja energija
U	m/s	obodna brzina
U	J	unutrašnja energija
v	m/s	brzina
V	m ³	volumen
V_S	m ³	stapajni volumen
W	J	rad
w_{st}	m	širina ploče izmjenjivača topline
x	m	koordinata duž cijevi, hod ručice regulatora
X	-	relativni udio topline oslobođene izgaranjem goriva
Z	-	broj cilindara

Grčka slova

SIMBOL	JEDINICA	NAZIV
α	W/(m ² ·K)	koeficijent prijelaza topline
α	-	koeficijent protoka
β	-	udio goriva izgorenog u homogenoj fazi izgaranja
β	-	koeficijent protoka, stupanj čistoće plinova
δ	m	debljina stijenke
ε	-	stupanj kompensije, faktor emisije
ε	-	stupanj djelovanja hladnjaka
Φ	-	faktor povećanja površine
η	-	stupanj djelovanja
η	Ns/m ²	dinamički viskozitet
η_L	-	potpunost ispiranja
φ	-	značajka dobave
φ	°	kut zakreta osnovnog koljena, kut žljeba u ploči izmj. topline
κ	-	eksponent adijabate
Λ	m	valna duljina žljeba u ploči izmjenjivača topline
λ	-	pretičak zraka, faktor trenja pri strujanju
λ	W/(m·K)	toplinska vodljivost
λ	-	indikator načina povezanosti cijevi i čvorova
λ_m	-	odnos r/l polužja koljениčastog mehanizma
λ_A	-	stupanj dobave
μ	-	faktor trenja
ν	-	značajka brzine
π	-	odnos tlakova, Ludolfov broj
ρ	kg/m ³	gustoća
σ	W/(m ² ·K ⁴)	Stefan-Boltzmanova konstanta
τ	-	taktnost motora (2 ili 4), bezdimenzionalno vrijeme
ω	s ⁻¹	kružna frekvencija
ξ	-	lokalni faktor trenja
ψ	-	funkcija protjecanja

Indeksi

INDEKS	TUMAČENJE
c	cilindar
dz	dodatni zrak
ef	efektivno
g	gorivo
geom	geometrijski
HZ	hladnjak zraka
i	indeks
i	ispuh, ispušni sistem
Ikan	ispušni kanal
IK	ispušni kolektor
ind	indicirani
IO	ispuh otvoren
IV	ispušni ventil
IZ	ispuh zatvoren
izg	izgaranje
j	indeks
k	indeks
KI	kraj izgaranja
m	koljenasti mehanizam
mm	mjerno mjesto
M	motor
max	maksimalni
meh	mehanički
min	minimalni
nH	nakon hladnjaka
nP	nakon puhalo
nT	nakon turbine
ok	stanje okoline
os	osjetnik
P	puhalo
PI	početak izgaranja
PD	početak dobave goriva
Pg	pumpa goriva
pH	prije hladnjaka
pot	potrošač
pP	prije puhalo
pr	propušteno
pT	prije turbine
PU	početak ubrizgavanja
R	regulator
RB	granična bosch vrijednost za čađenje motora
red	reducirani
RV	rashladna voda
sp	svježe punjenje
sr	srednji
st	stijenka
T	turbina
TI	trajanje izgaranja

INDEKS	TUMAČENJE
tot	totalni
TP	turbopuhalo
Tr	trenje
u	unutrašnji, usis
uk	ukupno
UK	usisni kolektor
Ukan	usisni kanal
UO	usis otvoren
UV	usisni ventil
UZ	usis zatvoren
vol	volumetrijski
W	voda
ZP	zakašnjenje paljenja
zpi	zaostali plinovi izgaranja
Zsp	zona svježeg punjenja
ZU	zakašnjenje ubrizgavanja
Zzpi	zona zaostalih plinova izgaranja

Popis slika

Sl. 3.1	Shema dizelskog motora s prednabijanjem.....	13
Sl. 3.2	Kontrolni volumen cilindra motora.....	16
Sl. 3.3	Udio izgorenoga goriva i brzina izgaranja prema Vibeu	19
Sl. 3.4	Načini ispiranja cilindra dvotaktnog motora.....	24
Sl. 3.5	Model potpunog potiskivanja.....	26
Sl. 3.6	Promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće.....	27
Sl. 3.7	Model potpunog miješanja.....	28
Sl. 3.8	Promjena potpunosti ispiranja, stupnja punjenja i stupnja čistoće.....	29
Sl. 3.9	Faze i pripadajuće zone modela kombiniranog potiskivanja i miješanja.....	30
Sl. 3.10	Različite funkcije ispiranja prema Eiltsu	33
Sl. 3.11	Usisni kolektor.....	33
Sl. 3.12	Bezdimenzionalna promjena temperature zraka za unakrsni izmjenjivač topline	36
Sl. 3.13	Ispušni kolektor.....	36
Sl. 3.14	Turbopuhalo.....	38
Sl. 3.15	Karakteristika aksijalne turbine	39
Sl. 3.16	Polje karakteristika puhala.....	39
Sl. 3.17	Shema regulacije dizelskog motora	43
Sl. 3.18	Karakteristike visokotlačne pumpe goriva.....	44
Sl. 3.19	Dijagram toka informacija za model dizelskog motora s prednabijanjem.....	45
Sl. 3.20	Dijagram toka računalnog programa ENGINE.....	48
Sl. 4.1	MAN 16V 52/55	52
Sl. 4.2	Momenti tromosti mehanizma motora MAN 16 V 52/55 A s generatorom	53
Sl. 4.3	Dijagram otvaranja i zatvaranja usisnih i ispušnih ventila.....	53
Sl. 4.4	Izentropski stupanj djelovanja aksijalne turbine η_T (MAN NA 57)	54
Sl. 4.5	Izentropski stupanj djelovanja puhala η_P (MAN NA 57)	55
Sl. 4.6	Karakteristike visokotlačne pumpe goriva.....	55
Sl. 4.7	Ograničenje dobave goriva u ovisnosti o tlaku prednabijanja	56
Sl. 4.8	Usporedba izmjerenih vrijednosti i rezultata simulacije za stacionarni rad.....	57
Sl. 4.9	Područje rada motora	58
Sl. 4.10	Promjena opterećenja motora mijenjanjem brzine vrtnje	60
Sl. 4.11	Promjena volumnog protoka i tlaka prednabijanja za slučaj promjene opterećenja mijenjanjem brzine vrtnje	61
Sl. 4.12	Promjena opterećenja motora zbog vanjskih utjecaja.....	63
Sl. 4.13	Promjena volumnog protoka i tlaka prednabijanja za slučaj promjene opterećenja zbog vanjskih utjecaja.....	64
Sl. 4.14	Skokovita promjena opterećenja motora.....	66
Sl. 4.15	Promjena volumnog protoka i tlaka prednabijanja za slučaj skokovite promjene opterećenja motora.....	67
Sl. 5.1	Shema centralnoga rashladnog sistema s međurashladnikom	69
Sl. 5.2	Kontrolni volumen	71
Sl. 5.3	Diskretizacija domene na kontrolne volumene	73
Sl. 5.4	"Upwind" shema	74
Sl. 5.5	Kontrolni volumen cijevi	76
Sl. 5.6	Princip rada pločastog izmjenjivača topline	78

Sl. 5.7	Prikaz kontrolnog volumena fluida između dvije ploče.....	79
Sl. 5.8	Mogući načini priključivanja pločastih izmjenjivača topline.....	82
Sl. 5.9	Geom. karakteristike orebrenja ploča a) i vrste strujanja fluida između ploča b) i c).....	83
Sl. 5.10	Ovisnost promjene faktora trenja ξ o Reynoldsovom broju i nagibu žljebova φ	85
Sl. 5.11	Ovisnost promjene Nusseltova broja Nu o Reynoldsovu broju Re	85
Sl. 5.12	Prijelaz topline od cilindra motora na rashladni medij.....	86
Sl. 5.13	Rashladni sistem pomoćnog motora MAN L23/30.....	90
Sl. 5.14	Generator slatke vode u VT krugu rashladnog sistema.....	90
Sl. 5.15	Načini ugradnje termoregulacijskih ventila.....	92
Sl. 5.16	Odziv osjetnika temperature u ovisnosti o temperaturi radnog medija.....	93
Sl. 5.17	Dijagram toka računalnog programa COOLSYS.....	98
Sl. 6.1	Principijelna shema odabranoga brodskog rashladnog sistema (gradnja 682).....	100
Sl. 6.2	Shema toplinske bilance rashladnog sistema gradnje 682.....	103
Sl. 6.3	Karakteristika pumpe VT kruga rashlade.....	104
Sl. 6.4	Karakteristika pumpe NT kruga rashlade.....	104
Sl. 6.5	Termoregulacijski ventil a) VT kruga i b) NT kruga rashlade.....	107
Sl. 6.6	Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (VT krug rashlade, morska voda 20°C).....	109
Sl. 6.7	Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 20°C).....	110
Sl. 6.8	Uhodavanje motora pri 10% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	111
Sl. 6.9	Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (VT krug rashlade, morska voda 20°C).....	113
Sl. 6.10	Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 20°C).....	114
Sl. 6.11	Simulacija rada rashladnog sistema uz opterećenje glavnog motora od 25% nazivne snage (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	115
Sl. 6.12	Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (VT krug rashlade, morska voda 20°C).....	117
Sl. 6.13	Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (NT krug rashlade, morska voda 20°C).....	118
Sl. 6.14	Simulacija najvećega toplinskog opterećenja rashladnog sistema predviđenoga projektom (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	119
Sl. 6.15	Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (VT krug rashlade, morska voda 32°C).....	121
Sl. 6.16	Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	122
Sl. 6.17	Simulacija rada rashladnog sistema s jednim isključenim centralnim rashladnikom (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	124
Sl. 6.18	Simulacija proizvoljnoga toplinskog opterećenja rashladnog sistema (VT krug rashlade, morska voda 32°C).....	126
Sl. 6.19	Simulacija proizvoljnoga toplinskog opterećenja rashladnog sistema (NT krug rashlade, morska voda 32°C).....	127
Sl. 6.20	Ispis vrijednosti parametara praćenih od strane CSC-a.....	128
Sl. 6.21	Određivanje graničnog faktora pojačanja KG i graničnog perioda osciliranja odziva sistema TG.....	129
Sl. 6.22	Prikaz utjecaja različitih parametara regulatora na ponašanje VT kruga rashlade.....	130
Sl. 6.23	Prikaz utjecaja različitih parametara regulatora na ponašanje VT kruga rashlade.....	131

Popis tablica

Tab. 5.1	Izrazi za izračunavanje faktora trenja λ za strujanje jednofaznog fluida u ravnim cijevima.....	95
Tab. 6.1	Osnovni tehnički podaci uređaja ugrađenih u rashladni sistem gradnje 682.....	101
Tab. 6.2	Potrebni rashladni učini za različite režime eksploatacije.....	102
Tab. 6.3	Usporedba vrijednosti flakova i protoka izmjerenih tijekom probne vožnje s rezultatima dobivenim s pomoću simulacijskog modela.....	105
Tab. 6.4	Jednadžbe za određivanje parametara regulatora prema Ziegler-Nicholsonovoj metodi za procese s povratnom vezom.....	129

Životopis

Tomislav Mrakovčić rođen je 1. veljače 1970. godine u Rijeci, Republici Hrvatskoj. Osnovno je obrazovaje stekao u Rijeci, gdje je 1988. završio srednju školu matematičko-informatičkog usmjerenja.

Godine 1989. upisuje se na sveučilišni studij strojarstva Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci. Diplomirao je 1994. godine s temom diplomskog rada "Dvomotorni brodski reduktor". Tijekom studija, više je puta nagrađivan nagradom Tehničkog fakulteta za postignuti uspjeh u studiranju.

Godine 1995. upisuje poslijediplomski studij za znanstveno usavršavanje na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci, usmjerenje *Osnivanje plovnih objekata*. Iste godine zapošljava se pri Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci te radi kao znanstveni novak, najprije na *Zavodu za brodogradnju i inženjerstvo morske tehnologije*, a potom na *Zavodu za tehničku termodinamiku i energetiku*. Magistarski rad pod naslovom "Optimizacija dimenzija prostorne spojnice" obranio je 1998. godine.

Održava auditorne i konstrukcijske vježbe iz predmeta sveučilišnog i stručnoga dodiplomskog studija strojarstva i brodogradnje: *Brodski sistemi, pomoćni strojevi i uređaji i Brodski sistemi*.

Kao autor i koautor ima 11 objavljenih znanstvenih radova. Govori i piše engleski, a služi se talijanskim i njemačkim jezikom. Oženjen je i otac je dvojice sinova.

PODACI O AUTORU I DOKTORSKOJ DISERTACIJI

1. AUTOR

Ime i prezime:	Tomislav Mrakovčić
Datum i mjesto rođenja:	01.02.1970., Rijeka
Naziv fakulteta, studija i godina završetka dodiplomskog studija:	Tehnički fakultet Rijeka, Strojarsstvo 1994.
Naziv fakulteta, smjera i godina završetka poslijediplomskog studija:	Tehnički fakultet Rijeka, Projektiranje i gradnja plovnih objekata, 1998.
Sadašnje zaposlenje:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

2. DOKTORSKA DISERTACIJA

Naslov:	Osnivanje i vođenje broskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije
Broj stranica, slika, tablica i bibliografskih podataka:	153, 75, 5, 131
Znanstveno polje i grana:	Strojarsstvo, Brodsko strojarstvo
Voditelj rada:	Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Fakultet na kojemu je rad obranjen:	Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci

3. OBRANA I OCJENA

Datum prijave teme:	
Datum predaje rada:	
Datum prihvatanja ocjene rada:	
Sastav Povjerenstva za ocjenu:	Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing.

Datum obrane:	09. 09. 2003
---------------	--------------

Sastav Povjerenstva za obranu:	Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing. Red. prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec, dipl. ing.
--------------------------------	---

Datum promocije:	
------------------	--

**OSNIVANJE I VOĐENJE BRODSKOG POGONSKOG
POSTROJENJA PRIMJENOM NUMERIČKE SIMULACIJE**

Tomislav Mrakovčić

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

Ključne riječi: brodsko pogonsko postrojenje
dizelski motor
rashladni sistem

SAŽETAK

Razvijeni su matematički model i program za osobno računalo namijenjeni za simulaciju procesa u brodskom pogonskom postrojenju tijekom stacionanih i dinamičkih uvjeta rada. Matematički model brodskog pogonskog postrojenja temelji se na bilancama mase i energije, toplinskim svojstvima radnog medija i konstrukcijskim značkama komponenti simuliranoga postrojenja. Primjenom ovog modela, omogućeno je predviđanje ponašanja brodskog pogonskog motora i brodskog rashladnog sistema u različitim uvjetima eksploatacije. Rezultati dobiveni numeričkom simulacijom potvrđeni su usporedbom s rezultatima izmjerenim tijekom probne vožnje broda i ispitivanja motora na probnom stolu. Razvijeni modeli dizelskog motora i rashladnog sistema mogu poslužiti za analizu utjecaja konstrukcijskih karakteristika komponenti na radne karakteristike dizelskog motora ili za ispitivanje različitih konfiguracija rashladnih sistema.

Rad nije objavljen.

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.

Povjerenstvo za ocjenu: Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing.

Povjerenstvo za obranu: Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec, dipl. ing.

Datum obrane: 09. 09. 2003

Datum promocije:

Rad je pohranjen na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci.

(153, 75, 5,131, hrvatski jezik)

UDK 519.872:519.6:629.5.03-843.6:629.5.03-71 (043)

Ključne riječi:
brodsko pogonsko postrojenje
dizelski motor
rashladni sistem

Osnivanje i vodenje brodskog
pogonskog postrojenja primjenom
numeričke simulacije

Tomislav Mrakovčić

Sveučilište u Rijeci
Tehnički fakultet
Hrvatska

DD

1.

I

II

Code DD No.: UDC 519.872:519.6:629.5.03-843.6:629.5.03-71(043)

DESIGN AND CONTROL OF MARINE PROPULSION PLANT USING NUMERICAL SIMULATION

Tomislav Mrakovčić

University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Keywords: marine propulsion plant
diesel engine
cooling system

SUMMARY

A mathematical model and a computer program for simulation of the stationary and dynamic processes in the ship propulsion machinery have been developed. Mathematical model of the ship propulsion plant is based on mass and energy balances, thermal properties of the working media and constructional characteristics of the simulated plant. The application of this model enables a prediction of the diesel engine and cooling system performances during different working conditions. Results obtained by numerical simulation are confirmed by comparison with values that were measured during ship trial and engine testing. Developed models of diesel engine and cooling system can be used to analyze the influence of component design characteristics on engine working performances or to examine different cooling system layouts behavior.

This thesis has not been published.

Mentor: Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.

Reviewers: Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing.

Examiners: Red. prof. dr. sc. Bernard Franković, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Vladimir Medica, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Želimir Parat, dipl. ing.
Red. prof. dr. sc. Zmagoslav Prelec, dipl. ing.

Presentation: 09. 09. 2003.

Degree conferred:

This thesis is deposited in the library of the University of Rijeka, Faculty of Engineering.

(153, 75, 5 131, croatian language)

DD

UDK 519.872:519.6:629.5.03-843.6:629.5.03-71 (043)

1. Design and control of
marine propulsion plant
using numerical simulation

I Tomislav Mrakovčić

II University of Rijeka
Faculty of Engineering
Croatia

Key words:
marine propulsion plant
diesel engine
cooling system