
ISSN 0554-6397
UDK 629.5.026.1:629.5.016.7:621.436
PRETHODNO PRIOPĆENJE
(*Preliminary communication*)
Primljeno (*Received*): 02/2004.

mr. sc. **Nikola Račić**, dipl. inž.
Visoka Pomorska škola u Splitu
Zrinjsko – Frankopanska 38, 21 000 Split
Prof. dr. sc. **Vladimir Medica**, dipl. inž.
Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci
Vukovarska 58, 51 000 Rijeka
dr. sc. **Tomislav Mrakovčić**, dipl. inž.
Tehnički fakultet Sveučilišta u Rijeci
Vukovarska 58, 51000 Rijeka

Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora

Sažetak

Sigurnost broda u otežanim uvjetima rada, kao što su nevirijeme na moru i manevar broda, ovisi o pouzdanosti rada brodskoga pogonskog postrojenja. Unutar rada prikazan je matematički model na osnovi kojeg je izrađen kompjutorsko-simulacijski model brodskoga propulzijskoga dizelskog motora. Model je primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada, te je posebno ispitana stabilnost i raspoloživost u otežanim uvjetima rada, sporodnog propulzijskoga dizelskog motora s prednabijanjem i vijčanog propulzora s nepomičnim krilima.

Ključne riječi: dizelski motor, propulzija, simulacija

1. Uvod

Istraživanja na području dizelskih motora usmjerena su prema povećanju specifične snage. Projektiraju se i izrađuju motori s višim tlakovima prednabijanja, posljedica čega su lošije dinamičke značajke.

Kod propulzije broda nagle promjene opterećenja nastaju za vrijeme manevra, ali i za vrijeme plovidbe broda po tzv. teškom moru. Kako bi se analizirao rad motora za trajanja prijelaznih pojava i iznašli pravci djelovanja, koji bi doveli do poboljšanja rada, potrebno je eksperimentiranje u svrhu promjene parametara motora, kao što su: upravljanje ventilima, značajke regulatora, promjene konstrukcijskih parametara i sl.

U ovom radu opisan je sustav brodskoga dizelskoga propulzijskog motora putem nelinearnih diferencijalnih jednadžbi koje se rješavaju numeričkim integracijskim metodama. Osim toga, da bi se postiglo globalno funkcioniranje modela, primjenjuje se metoda sustavne dinamike, koja podrazumijeva definiranje uzročno-posljedičnih veza između elemenata sustava, jednadžbe povratnih veza, te utvrđivanje granica sustava.

Ispitana je valjanost modela u odnosu na realitet, uspoređujući rezultate proračuna pomoću modela za stacionarne točke s rezultatima mjerenja na realitetu.

Pomoću simulacijskog modela analizirani su utjecajni čimbenici brodskoga propulzijskoga dizelskog motora na stabilnost i pouzdanost u dinamičkim uvjetima rada, te su rezultati simulacije prikazani u obliku numeričkih tablica i dijagrama.

2. Matematički model

Model dizelskoga motornoga propulzijskog sustava može se podijeliti u nekoliko elemenata, koji se mogu promatrati zasebno ili, pak, u međusobnoj ovisnosti. Elementi sustava su: cilindar, ispušni kolektor, usisni kolektor, turbina, kompresor, motorni mehanizam, regulator i brodski vijak – kao potrošač. Da bi model u cijelosti bio funkcionalan potrebno je pojedine elemente povezati vezama koje imaju različite značajke (ispušni ventil, ispirni kanali, turbo puhalo, itd.).

Matematički model izvodi se na osnovi fizikalnih i kemijskih zakona (termodinamike, mehanike fluida itd.) primijenjenih na procese u realnom objektu. Dizelski motor je praktično nemoguće opisati matematičkim modelom, koji bi davao iste rezultate kao realan motor.

Cilindar motora

Promjena mase plina u cilindru motora određena je strujanjem kroz usisne otvore, ispušne otvore, gubicima kroz nezabrtvljena mjesta, te promjenom mase pri izgaranju.

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{1}{H_g} \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dm_u}{d\varphi} - \frac{dm_i}{d\varphi} - \frac{dm_p}{d\varphi} \quad (2.1.)$$

Promjena toplinske energije, koja se izmjenjuje između radnog medija i granica sustava, definirana je toplinom izgaranja goriva i toplinom koja se predaje stijenkama:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{od}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} + h_i \frac{dm_i}{d\varphi} + h_c \frac{dm_p}{d\varphi} \quad (2.2.)$$

Jednadžba za promjenu temperature u funkciji kuta zakreta koljenastog vratila:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{\frac{1}{m} \left[-\frac{p \cdot dV}{dq} + \sum_i \frac{dQ_i}{d\varphi} + \sum_j h_j \frac{dm}{d\varphi} \cdot j - u \frac{dm}{d\varphi} - m \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right) \frac{d\lambda}{d\varphi} - C \right]}{\frac{\partial U}{\partial T} + \frac{A}{B} \frac{\partial u}{\partial p}} \quad (2.3.)$$

gdje je:

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

Članovi A, B i C sadrže utjecaj kompresibilnosti i disocijacije plinova izgaranja. Kod dizelskog motora disocijacija rijetko nastupa zbog nižih temperatura procesa (do 2000 K), a kompresibilnost je slabo izražena, pa se dani članovi mogu zanemariti.

Parametri $\left(u, h, \chi, \frac{\partial u}{\partial \lambda}, \frac{\partial u}{\partial T}, \frac{\partial u}{\partial p}, \frac{\partial R}{\partial \lambda}, \frac{\partial R}{\partial T}, \frac{\partial R}{\partial p} \right)$ mogu se dobiti iz izraza prema [4].

Rad ostvaren u cilindru je:

$$\frac{dW_c}{d\varphi} = p_c \frac{dV_c}{d\varphi} \quad (2.4.)$$

Tlak se može odrediti iz jednadžbe stanja plina:

$$p_c = \frac{m_c T_c R_c}{V_c} \quad (2.5.)$$

Promjena volumena cilindra određuje se iz kinematike stapnog mehanizma, prema [5].

$$\frac{dV_c}{d\varphi} = \frac{V_s}{2} \left[\sin \varphi + \lambda_m \frac{\sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda_m^2 \sin^2 \varphi}} \right] \quad (2.6.)$$

Za opis kompresije i ekspanzije vrijedi sljedeće:

$$\frac{dQ_g}{d\varphi} = \frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_u}{d\varphi} = \frac{dm_i}{d\varphi} = \frac{dm_p}{d\varphi} = \frac{d\lambda}{d\varphi} \chi = 0 \quad (2.7.)$$

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_c} \left[-\frac{p_c dV_c}{d\varphi} + \frac{dQ_{st,c}}{d\varphi} \right] \quad (2.8.)$$

Prijelaz topline na stijenke cilindra

$$\frac{dQ_{st}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n \alpha_{c\chi} \cdot A_{st,i} (T_{st,i} - T_c) \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.9.)$$

Prema Hohenbergu koeficijent prijelaza topline u cilindru motora određuje se iz jednadžbe:

$$\alpha_c = C_1 V_c^{-0.06} P_c^{0.8} T_c^{-0.4} (c_m + C_2)^{0.8} \quad (2.10.)$$

Model proračuna izgaranja

Najjednostavnija funkcija zakona izgaranja u motoru je Vibeova funkcija, koja ima sljedeći oblik:

$$X = \frac{Q_g}{\eta_{izg} m_g H_d} = 1 - \exp \left(-C \left(\frac{\varphi - \varphi_{PI}}{\varphi_{TI}} \right)^{m+1} \right) \quad (2.11.)$$

gdje je: $C = 6.908$

Za računanje zakašnjenja paljenja koristi se jednadžba prema SITKEI [9]:

$$\Delta\varphi_{ZP} = 0.5 + \exp \left(\frac{3.92782}{T_{C,ZP}} \right) \left(0.1332 \cdot P_{C,ZP}^{-0.7} + 4.637 \cdot P_{C,ZP}^{-1.8} \right) \left[10^{-3} s \right] \quad (2.12.)$$

Za vrijeme izgaranja nema izmjene radnog medija s okolinom pa vrijedi:

$$\frac{dm_u}{d\varphi} = \frac{dm_i}{d\varphi} = 0 \quad (2.13.)$$

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_g}{d\varphi} + \frac{dQ_{st}}{d\varphi} - \frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} - m_c \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} \right) \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (2.14.)$$

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dx_g}{d\varphi} m_{g,1pr} \quad (2.15.)$$

$$\lambda_c = \frac{\lambda_c \cdot dm_{g,c}}{m_{g,c} \cdot d\varphi} \quad (2.16.)$$

$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{1}{\eta_{izg} H_d} \frac{dQ_g}{d\varphi} \quad (2.17.)$$

Proces za vrijeme izmjene radnog medija

Pretpostavlja se stacionarno strujanje, odnosno budući da je strujanje promjenjivo u vremenu, onda se često naziva i kvazistacionarno, pa vrijede zakoni dinamike plinova za stacionarno strujanje kroz konvergentnu mlaznicu. Za vrijeme izmjene radnog medija nema izgaranja pa diferencijalna jednačba za promjenu temperature glasi:

$$\frac{dT_c}{d\varphi} = \frac{1}{m_c \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_c} \left[\frac{dQ_{st}}{d\varphi} - \frac{p_c \cdot dV_c}{d\varphi} - u_c \frac{dm_c}{d\varphi} + h_i \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} + h_u \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} - m_c \left(\frac{\partial u}{\partial \varphi} \right) \frac{d\lambda_c}{d\varphi} \right] \quad (2.18.)$$

Promjena mase plina u cilindru jednaka je sumi masa koje ulaze i izlaze kroz otvore.

$$\frac{dm_c}{d\varphi} = \frac{dm_{c,u}}{d\varphi} + \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \quad (2.19.)$$

Protok plina može se izračunati pomoću jednačbe kontinuiteta za stacionarno strujanje.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \alpha_v \cdot A_{v,geom} \cdot \psi \cdot p_1 \sqrt{\frac{2}{R_1 T_1} \frac{dt}{d\varphi}} \quad (2.20.)$$

gdje je:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \dots \dots \dots za \dots \dots \dots 1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{\kappa - 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

$$\psi = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \dots \dots \dots za \dots \dots \dots \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{\kappa - 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Promjena pretička zraka zbog ulaska plinova iz nekog spremnika s indeksom (i) je:

$$\frac{d\lambda_c}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{m_c \cdot m_{g,c,i}}{m_{g,c} \cdot m_{c,i}} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,c}} = \frac{\frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_c \cdot L_{st} + 1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,c}} \quad (2.21.)$$

Promjena mase izgorjenog goriva u cilindru za prestrujavanje plinova je:

$$\frac{dm_{g,c}}{d\varphi} = \frac{dm_{c,i}}{d\varphi} \frac{1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1} \quad (2.22.)$$

Kolektor zraka za ispiranje

Pretpostavlja se da je tlak na svim mjestima u kolektoru isti te se primjenjuje kvazistacionarni proračun.

$$\frac{dQ_{g,UK}}{d\varphi} = \frac{dV_{UK}}{d\varphi} = 0 \quad (2.23.)$$

$$\frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} = \frac{\frac{dm_{UK,C}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{UK} \cdot L_{st} + 1}{\lambda_C \cdot L_{st} + 1} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,UK}} \quad (2.24.)$$

$$\frac{dT_{UK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{UK}} \left[\frac{dQ_{st,UK}}{d\varphi} - u_{UK} \frac{dm_{UK}}{d\varphi} + \sum_i h_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} - m_{UK} \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_{UK} \frac{d\lambda_{UK}}{d\varphi} \right] \quad (2.25.)$$

$$\frac{dm_{UK}}{d\varphi} = \frac{dm_{UK,p}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{UK,i}}{d\varphi} \quad (2.26.)$$

U kolektoru postoji konvektivni prijelaz topline s plinova na stijenke. Proračun prelaza topline provodi se slično kao i za cilindar.

$$\frac{dQ_{UK}}{d\varphi} = \alpha_{UK} \cdot A_{UK} \cdot (T_{st,UK} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{kan} \cdot A_{Ukan} (T_{st,UK} - T_{UK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.27.)$$

Za laminarno strujanje vrijedi:

$$\alpha_{UK} = 1,86 \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[\text{Re}_{UK} \cdot \text{Pr}_{UK} \frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right]^{0,33} \quad (2.28.)$$

za turbulentno strujanje je:

$$\alpha_{UK} = 0,024 \cdot \frac{\lambda_{UK}}{d_{UK}} \left[1 + \left(\frac{d_{UK}}{L_{UK}} \right)^{0,666} \right] \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,45} \quad (2.29.)$$

Koeficijent prijelaza topline u usisnom kanalu može se izračunati prema Pflaumu [35]

$$\alpha_{Ukan} = 0,227 \left(1 - 0,765 \frac{h_{uv}}{d_{uv}} \right) \cdot d_{sr,Ukan}^{-1,676} \cdot T_{UK}^{0,362} \cdot \left(\frac{dm_{Ukan}}{dt} \right)^{0,675} \quad (2.30.)$$

Hladnjak zraka

Hladnjak se promatra kao prigušni element s intenzivnim odvođenjem topline.

$$\varepsilon_{Hz} = \frac{Q_H}{Q_{Ht}} = \frac{m_z \cdot c_p \Big|_{T_1}^{T_2} (T_1 - T_2)}{m_z \cdot c_p \Big|_{T_1}^{T_{V1}} (T_1 - T_{V1})} \cong \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{V1}} \quad (2.31.)$$

Temperatura zraka na ulazu hladnjaka je:

$$T_2 = T_o + \frac{T_o}{\eta_p} \left(\frac{\kappa-1}{\pi_p^\kappa} - 1 \right) \quad (2.32.)$$

Tlak zraka nakon hladnjaka je:

$$P_{Z2} = P_{Z1} - \Delta P_o \left(\frac{dm_p}{dt} \frac{dt}{dm_{p,o}} \right)^2 \quad (2.33.)$$

Ispušni kolektor

Jednadžba za masu plina, u ispušnom kolektoru, dobije se iz sume masa koje ulaze i izlaze iz kolektora.

$$\frac{dm_{IK}}{d\varphi} = \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \quad (2.34.)$$

Jednadžba za temperaturu plina dobiva se slično kao i za cilindar.

$$\frac{dT_{IK}}{d\varphi} = \frac{1}{m_{IK} \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{IK}} \left[\frac{dQ_{ST,IK}}{d\varphi} - u_{IK} \frac{dm_{IK}}{d\varphi} + \sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} - m_K \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_{IK} \frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} \right] \quad (2.35.)$$

$$\frac{d\lambda_{IK}}{d\varphi} = \frac{\sum_i \frac{dm_{IK,i}}{d\varphi} \left(1 - \frac{\lambda_{IK} \cdot L_{st} + 1}{\lambda_i \cdot L_{st} + 1} \right)}{L_{st} \cdot m_{g,IK}} \quad (2.36.)$$

gdje je masa izgorenog goriva:

$$m_{g,IK} = \frac{m_{IK}}{\lambda_{IK} \cdot L_{st} + 1} \quad (2.37.)$$

Proračun prijelaza topline provodi se slično kao i za cilindar.

$$\frac{dQ_{IK}}{d\varphi} = \alpha_{IK} \cdot A_{IK} \cdot (T_{st,IK} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} + \alpha_{ikan} \cdot A_{ikan} (T_{st,IK} - T_{IK}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (2.38.)$$

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

$$\eta_{IK} = 0,355 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,679}$$

Dinamika rotora turbopuhala

Turbina i kompresor povezani su zajedničkim vratilom, a s motorom postoji plinska veza. Kod nestacionarnog režima rada dolazi do razlike momenata između turbine i kompresora pa će se rotor ubrzavati ili usporavati. Promjena brzine vrtnje definirana je razlikom zakretnih momenata i momenta inercije.

$$\frac{dn_{TP}}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{J_{TP}} \frac{60}{2 \cdot \pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{M_T - M_P}{6 \cdot n_M \cdot J_{TP}} \frac{30}{\pi} \quad (2.39.)$$

Moment turbine i puhalo može se odrediti iz rada turbine i rada puhalo.

$$M_T = \frac{dW_T}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_T}{d\varphi} \Delta h_{s,T} \cdot \eta_T \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (2.40.)$$

$$M_P = \frac{dW_P}{dt} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} = \frac{dm_P}{d\varphi} \frac{\Delta h_{s,P}}{\eta_P \cdot \eta_{meh} \cdot \eta_{vol}} \frac{60}{2 \cdot \pi \cdot n_{TP}} \frac{d\varphi}{dt} \quad (2.41.)$$

Dinamika motornog mehanizma

Pri modeliranju dinamike motora zanemaruje se kinetička energija razvodnog mehanizma i elemenata visokotlačne pumpe. Također se zanemaruju i elastične deformacije mehaničkog sustava i promjena potencijalne energije.

Promjena brzine vrtnje je:

$$\frac{dn_M}{d\varphi} = \frac{M_M + M_{vijka}}{J_M + J_{vijka}} \frac{30}{\pi} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{P_M + P_{vijka}}{6 \cdot n^2 (J_M + J_{vijka})} \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \quad (2.42.)$$

Sustav regulacije

Unutar sustava regulacije često su u primjeni mehanički regulatori s hidrauličkim pojačanjem. Takav regulator može se opisati diferencijalnom jednadžbom drugog reda.

$$\frac{m_R}{c_R} \frac{d^2 x_R}{dt^2} + \frac{d_R}{c_R} \frac{dx_R}{dt} + \frac{F_{TR}}{c_R} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_R}{dt} \right) + x_R = V_R \left(n_R + \frac{\int n_R \cdot dt}{T_n} \right) \quad (2.43.)$$

3. Simulacijski model brodskoga dizelskoga motornog propulzijskog sustava na elektroničkom računalu

Simulacijski model prikazan u ovom radu izrađen je pomoću programskog paketa POWERSIM 2.5, koji je namijenjen izradi dinamičkih simulacijskih modela različitih sustava. Za izradu modela potrebno je sve veličine definirati pomoću simbola, povezati ih vezama te ih matematički opisati prema matematičkom modelu.

Simulacijski model dizelskog motornog sustava za vrijeme simulacije omogućuje istodobno praćenje svih veličina koje su uključene u model. Naime, u dijagramu tijekom iznad svakog simbola numerički se bilježe stanja u svakom koraku računanja, a u samim

simbolima omogućeno je grafičko bilježenje stanja pojedinih veličina (unutar simbola crta se dijagram promjene stanja u vremenu simulacije).

Zbog preglednosti izdvojeno su prikazani pojedini segmenti sustava, a veze među njima ostvarene su veznim simbolima *SNAPSHOT*.

Za svaki cilindar izdvojeni su sljedeći segmenti:

- temperatura u cilindru,
- kut koljena od gornje mrtve točke,
- toplina od izgaranja goriva u cilindru,
- tlak u cilindru,
- pretičak zraka u cilindru,
- zapremina cilindra,
- masa u cilindru (usis, ispuh i masa goriva),
- toplina predana stijenkama cilindra,
- rad ostvaren u cilindru.

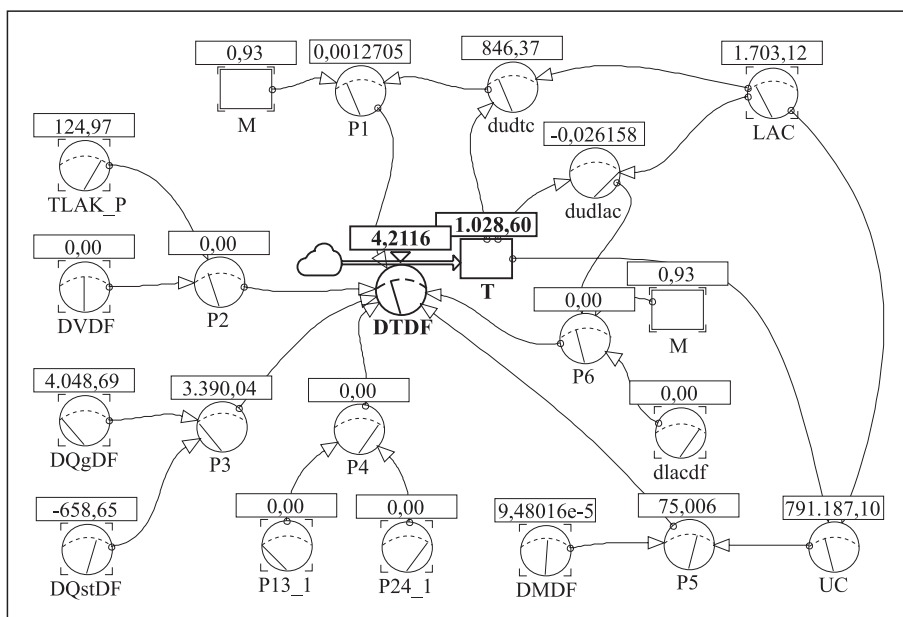
Zajednički segmenti za sve cilindre su:

- kolektor ispirnog zraka (temperatura, masa, tlak, toplina predana stijenkama),
- ispušni kolektor (temperatura, masa, tlak, toplina predana stijenkama),
- rashladnik zraka za ispiranje,
- turbina na ispušne plinove,
- puhalo za komprimiranje zraka,
- snaga motora (indicirana i efektivna),
- snaga tereta (vijak s nepomičnim krilima),
- regulator brzine vrtnje.

Na slici 3.1. prikazan je dijagram toka simulacijskog modela promjene temperature u cilindru dizelskog motora, koji je kodiran simbolima programskog paketa *POWERSIM 2.5*. Dijagram je izrađen prema matematičkom modelu koji je definiran jednadžbom (2.1.). U cijelosti dijagram toka je prikazan u radu [10]. Simulacijski model dizelskoga motornoga propulzijskog sustava sastoji se od: 136 veličina stanja, 167 veličina promjene stanja, 525 pomoćnih jednadžbi i 159 konstanti, međusobno povezanih sa 1690 veza.

Slika 3.1. Dijagram toka simulacijskog modela promjene temperature u cilindru dizelskog motora u POWERSIM 2.5 - kodovima

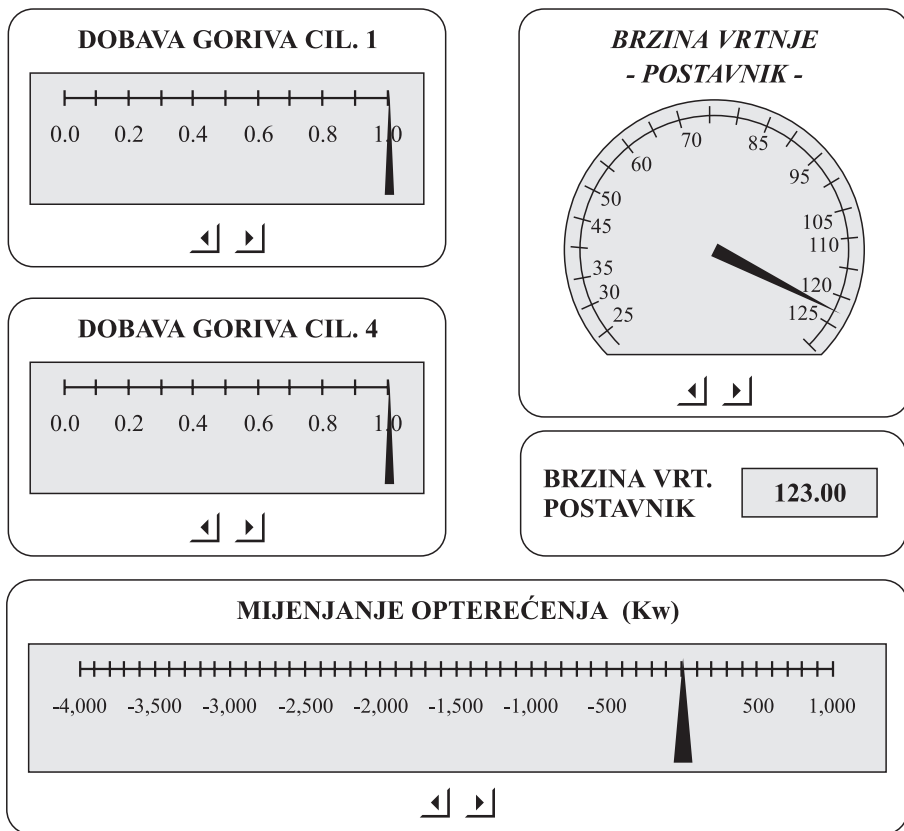
Početne vrijednosti za 136 veličina stanja (početni uvjeti) nisu poznate, pa ih je za početak simulacije potrebno procijeniti. Model se starta s unesenim procijenjenim veličinama i nakon što se postigne stacionarno stanje, vrijednosti postignutih veličina stanja upišu se kao početne, te se model ponovno starta do stacionarne točke. Postupak se ponavlja sve dok se ne dobiju početne vrijednosti koje ne osciliraju u promatranim točkama u sljedećim ciklusima.



Prikazani model u ovom radu matematički je opisan prema matematičkom modelu iz poglavlja 2., te su unesene početne vrijednosti za stacionarnu točku 100 % opterećenja motora i takav model spreman je za primjenu.

Za vrijeme simulacije omogućen je interaktivan rad između korisnika i programa preko za to izrađenog panela, koji simulira funkcije određenih uređaja. Na primjer, moguće je mijenjati željenu brzinu vrtnje, utjecati na promjenu opterećenja, mijenjati kvalitetu izgaranja, isključivati pojedine cilindre itd. Primjeri panela predviđenih za interaktivan rad prikazani su na slici 3.2.

Slika 3.2. Panel predviđen za mijenjanje dobave goriva u prvom i četvrtom cilindru, postavljanje brzine vrtnje i mijenjanje opterećenja za vrijeme simulacije.



4. Primjena modela simulacije

Simulacijski model primijenjen je za analizu dinamičkih uvjeta rada dizelskoga motornog propulzijskog sustava na tankeru za prijevoz kemikalija od 45000 dwt-a, izrađenog u brodogradilištu *BRODOSPLIT* u Splitu. Dizelski motorni propulzijski sustav sastoji se od dizelskog motora koji izravno pogoni vijak s nepomičnim krilima. Propulzijski stroj je šesterocilindrični, dvotaktni, sporohodni dizelski motor prekretnog tipa, s prednabijanjem i veoma dugim stapajem, proizveden u tvornici dizelskih motora *BRODOSPLIT*, po licenci *MAN B&W*, tipske oznake 6S50MC, efektivne snage 8.310 kW pri 123 min^{-1} . Vijak je promjera 5.800 mm i ima 4 krila. U tablici (4.1.) prikazana je snaga motora kao funkcija brzine vrtnje za slučaj slobodne vožnje broda po mirnome moru.

Tablica 4.1. Opterećenje motora po značajki brodskog vijka [12]

Snaga P (%)	Brzina vrtnje n (%)	Snaga P (%)	Brzina vrtnje n (%)	Snaga P (%)	Brzina vrtnje n (%)	Snaga P (%)	Brzina vrtnje n (%)	Snaga P (%)	Brzina vrtnje n (%)
5	37	30	66	55	82	80	93	105	102
10	46	35	71	60	84	85	95	110	103
15	53	40	73	65	87	90	97	115	105
20	58	45	77	70	89	95	98	120	106
25	63	50	79	75	91	100	100	---	---

Valjanost modela ispitana je na rezultatima proračuna za stacionarne radne točke pri 50%, 75%, 85%, 90% i 100% opterećenja. U tablici 4.2. prikazane su veličine dobivene na simulacijskom modelu. Odstupanja dobivenih veličina pomoću modela i onih realnih, dobivenih ispitivanjem na pokusnom stolu, prikazana su u tablici 4.3. Zapaža se visok stupanj poklapanja, što ukazuje na uporabljivost modela za proračun stacionarnih radnih točaka modela. Valjanost modela u stacionarnim radnim točkama osnovni je preduvjet valjanosti modela za što točnija predviđanja pojava pri dinamičkim uvjetima rada dizelskog motora. Analizom odstupanja iz tablice 4.3. utvrđuje se da model radi u granicama tolerancije. Značajke za stacionarne radne točke motora dobivene su na način da je motor doveden u stacionarnu radnu točku pri 100% opterećenja. Značajke za 90%, 75% i 50% opterećenja dobivene su tako da je mijenjana željena brzina vrtnje, time dobava goriva, za odgovarajuće opterećenje.

Tablica 4.2. Značajke dobivene na simulacijskome modelu

Opterećenje motora	50%	75%	85%	90%	100%
Indicirana snaga (kW)	4.440	6.580	7.456	7.880	8.742
Efektivna snaga (kW)	4.140	6.210	7.063	7.472	8.310
Brzina vrtnje (min^{-1})	97,5	111,6	116,5	118,7	123
Tlak kompresije (bar)	69	94,82	107,14	112,75	124,98
Maksimalni tlak izgaranja (bar)	95	125,5	128,95	139,50	141,30
Srednji indicirani tlak (bar)	12,143	15,724	17,068	17,70	18,95
Srednji efektivni tlak (bar)	11,32	14,84	16,161	16,78	18,015
Tlak ispirog kolektora (bar)	2,18	2,95	3,33	3,46	3,8
Temperatura ispir. zraka ($^{\circ}\text{C}$)	25	33	36,92	37,88	41,27
Tlak ispušnog kolektora (bar)	1,84	2,53	3,00	3,06	3,43
Temperatura isp. kolek. ($^{\circ}\text{C}$)	215	267	291	302,8	331
Brzina vrtnje t. puhalo (min^{-1})	13.411	17.453	18.989	19.614	20.889
Spec. potrošnja goriva (g/kWh)	179	178,56	177,01	177,34	180,49

Zbog pojednostavljenja modela, temperature stijenki košuljice, glave i čela stapa motora, temperature rashladnog medija i ulja za podmazivanje uzete su kao konstante koje su odgovarajuće za 100% opterećenja motora, pa je to uzrok nešto povećanim odstupanjima pri nižim opterećenjima motora. Velika odstupanja u brzini vrtnje turbopuhala, kod realnog motora i modela, prouzročena su time što nije modelirano turbopuhalo koje se obično ugrađuje u promatrani motor, jer za to nisu bili dostupni svi potrebni podaci. Model turbopuhala je izrađen na osnovi modela prikazanog u radu [5], s time da je izvršena prilagodba putem uvođenja nelinearnih koeficijenata.

Tablica 4.3. Odstupanje značajki dobivenih pomoću modela od onih dobivenih ispitivanjem na motoru

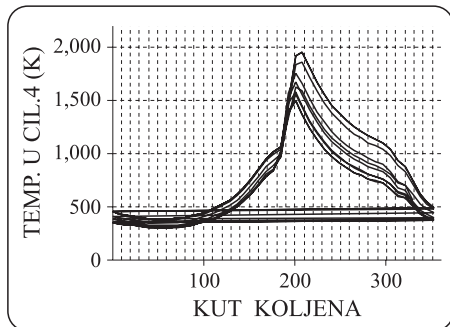
Opterećenje motora	50%	75%	90%	100%
Indicirana snaga (kW)	2,95%	1,96%	0,5%	0,3%
Efektivna snaga (kW)	0,3%	0,09%	0,09%	0%
Brzina vrtnje (min^{-1})	0%	0%	0%	0%
Tlak kompresije (bar)	1,2%	1%	0,5%	0,5%
Maksimalni tlak izgara. (bar)	0,02%	0,02%	0,4%	0%
Srednji indicirani tlak (bar)	4%	1,9%	0,6%	0,4%
Srednji efektivni tlak (bar)	1,6%	1,3%	1,08%	0,02%
Tlak ispirnog kolektora (bar)	0,9%	1,6%	1,1%	0%
Temperatura ispir. zraka ($^{\circ}\text{C}$)	4%	2,9%	2,8%	3,1%
Tlak ispušnog kolektora (bar)	8%	6,2%	4,3%	3,4%
Temperatura isp. kolek. ($^{\circ}\text{C}$)	5,8%	0,7%	2,6%	3,4%
Brzina vrtnje t. puhala (min^{-1})	12,7%	22,8%	28,2%	28,3%
Spec.potrošnja goriva (g/kWh)	0,5%	3,9%	4,2%	2%

Simulacija promjene opterećenja

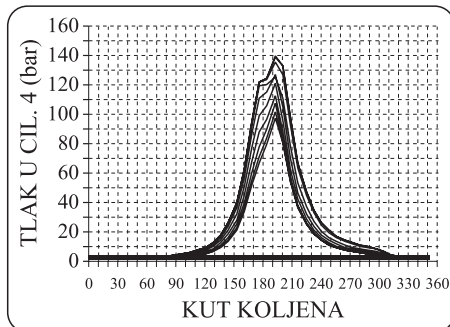
Na simulacijskom modelu postignuta je stacionarna radna točka pri 100% opterećenja. Mijenjanjem željene brzine vrtnje motora, kao ulaznog parametra u regulator, ili mijenjanjem vanjskog opterećenja, mijenja se ravnotežno stanje, sve do postizanja novozadanog stanja. Promatranjem promjena stanja prilikom prijelaznih pojava može se utvrditi kvaliteta rada pojedinih elemenata sustava, a mijenjanjem značajki pojedinih elemenata, mogu se utvrditi njihova uzročno posljedična djelovanja na cijeli sustav. Na taj način mogu se odrediti najpovoljnije eksploatacijske točke.

Za analizu prijelaznih stanja u ovom radu je odabrano praćenje razvoja tlaka i temperature u cilindrima, brzine vrtnje i opterećenja motora, pomak polužja goriva, srednji efektivni tlak, brzina izgaranja goriva, masa plinova u cilindrima, tlak u ispušnom i ispirnom kolektoru te zapreminski protok zraka na puhalu.

Nakon prve sekunde simulacije rada motora pri $123 \text{ (min}^{-1}\text{)}$ smanjena je željena brzina vrtnje na $97,5 \text{ (min}^{-1}\text{)}$. Razvoj tlaka i temperature u cilindru za vrijeme promjene opterećenja od 100% do 50%, mijenjanjem brzine vrtnje, prikazan je na sl. 4.1. i 4.2.

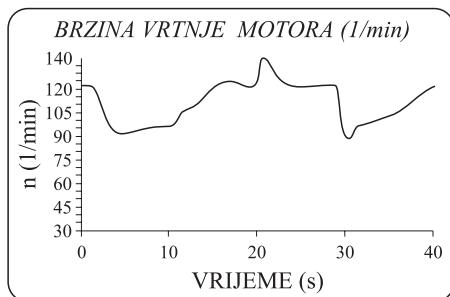


Slika 4.1. Promjena temperature u cilindru

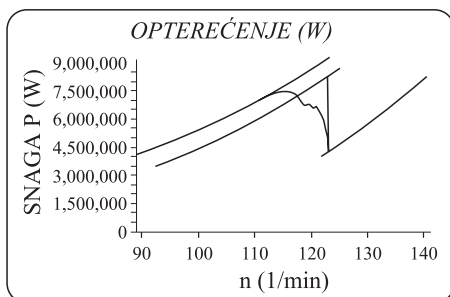


Slika 4.2. Promjena tlaka u cilindru

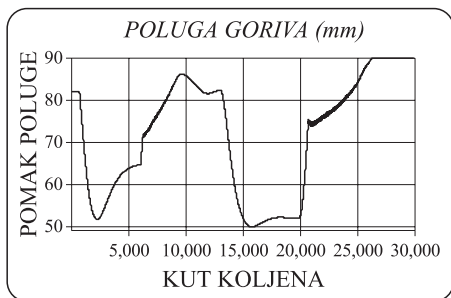
Nakon nagle promjene željene brzine vrtnje izlazni signal iz regulatora pomiče polugu goriva prema manjoj dobavi, prema slici 4.5. Na taj način smanjenje količine goriva utječe na povećanje pretička zraka, što ubrzava izgaranje, odnosno smanjuje Vibe - eksponent u opisu izgaranja prema slici 4.7. Postupno se počinje smanjivati brzina vrtnje i srednji efektivni tlak motora prema slikama 4.3. i 4.6. Za vrijeme promjene brzine vrtnje motorom je upravljao regulator s isključenim modulom za programirani rad. Takve brze promjene opterećenja za vrijeme eksploatacije moguće su npr. kod zaustavljanja broda u slučaju hitnosti i ponovnog upućivanja u drugom smjeru, tzv. "crash stop". Za vrijeme normalne eksploatacije, prilikom povećanja opterećenja, motorom upravlja programirani modul, koji motor postupno opterećuje. Prilikom upravljanja motorom pomoću programiranog modula potrebno je trideset minuta da motor od minimalnog opterećenja postigne puno opterećenje.



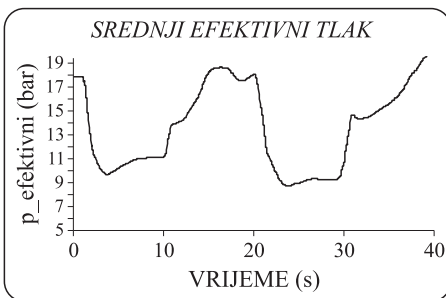
Slika 4.3. Promjena brzine vrtnje motora



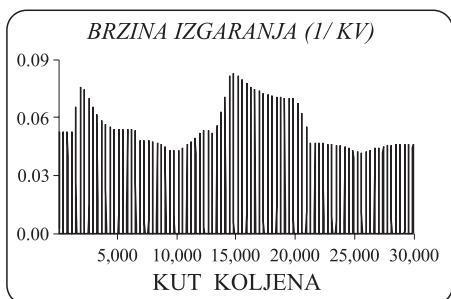
Slika 4.4. Promjena opterećenja brodskog vijka



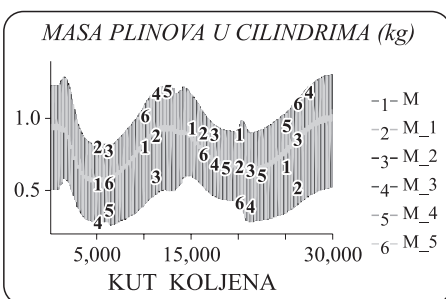
Slika 4.5. Pomak polužja goriva



Slika 4.6. Promjena srednjeg efektivnog tlaka

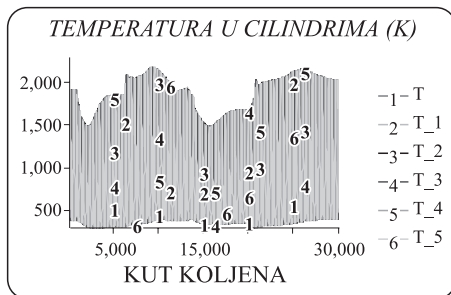


Slika 4.7. Brzina izgaranja goriva

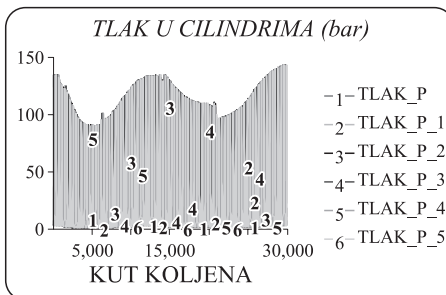


Slika 4.8. Promjena mase plinova u cilindrima

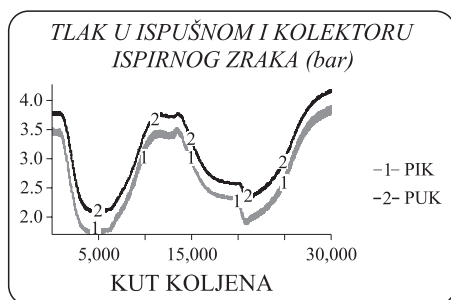
Na slici 4.8. opaža se povećanje mase plinova koji ulaze u cilindar prilikom ispiranja zbog smanjenja protutlaka u ispušnoj grani, te ujedno smanjenje mase na izlazu iz cilindra, jer izgara manja količina goriva. Utjecaj trenutnog povećanja mase očituje se na promjeni tlaka prema slici 4.9. i promjeni temperature prema slici 4.10., najprije kao porast, nakon čega sve tri veličine opadaju, do novog ravnotežnog



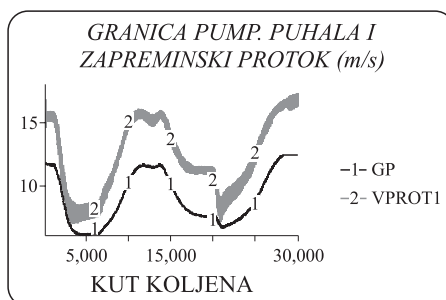
Slika 4.9. Promjena temperature u cilindrima



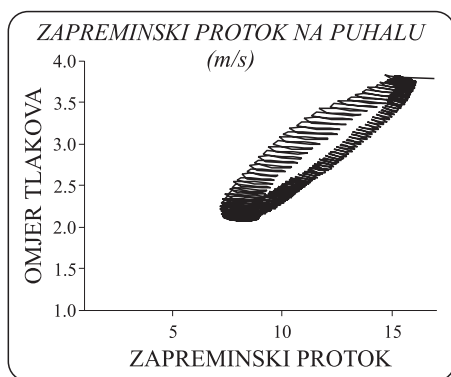
Slika 4.10. Promjena tlaka u cilindrima



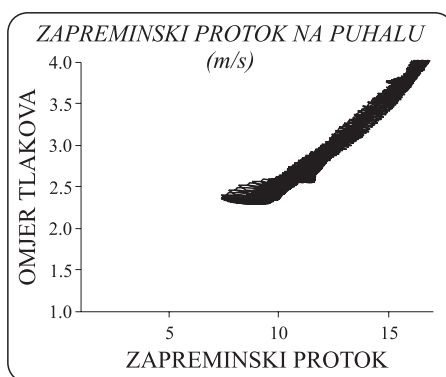
Slika 4.11. Promjena tlaka u ispušnom i ispirnom kolektoru



Slika 4.12. Granica pumpanja puhalo i zapremski protok



Slika 4.13. Zapremski protok puhalo za vrijeme promjene opt. mijenjanjem brz. vrt.



Slika 4.14. Zapremski protok puhalo za vrijeme promjene opt. zbog vanj. utjecaja

stanja.

Promjena tlaka u ispušnom kolektoru i kolektoru ispirnog zraka prikazana je na slici 4.11. Zapremski protok na puhalu, prikazan na slici 4.13., ujednačeno opada lijevom putanjom do zauzimanja novog ravnotežnog položaja.

Deset sekundi, nakon što je postignuto ravnotežno stanje pri $97,5 \text{ (min}^{-1}\text{)}$, regulator se ponovo postavlja na $123 \text{ (min}^{-1}\text{)}$. Analizom već navedenih dijagrama uočava se da je vrijeme potrebno za prijelazni proces povećanja brzine vrtnje nešto dulje nego u slučaju obaranja brzine vrtnje. Na slici 4.5. opaža se u početku naglo pomicanje poluge goriva prema većoj dobavi, do trenutka kada se usporava zbog ograničenja prema tlaku zraka za ispiranje. Zapremski protok na puhalu pri ovakvoj promjeni opterećenja predstavljen je desnom putanjom na slici 4.13.

U dvadesetj sekundi rada motora pri brzini vrtnje od $123 \text{ (min}^{-1}\text{)}$ i 100 % opterećenju, naglo je smanjeno opterećenje za 50%, prema slici 4.4. Takve situacije u plovidbi broda moguće su pri plovidbi po "teškom" moru, prilikom izranjanja krme

broda. Iz slike 4.3. vidi se da zbog rasterećenja motora dolazi do naglog povećanja brzine vrtnje; u ovom slučaju još nije dosegnuta brzina vrtnje na kojoj je postavljen granični regulator. Zbog smanjenja opterećenja hod poluge goriva smanjuje se prema slici 4.5., a time i dobava goriva. Međutim, zbog povećane brzine vrtnje i ispuha iz cilindra koji su još dobivali nominalnu količinu goriva, dolazi do početnog povećanja tlaka i temperature ispušnih plinova, pa time u početku prijelaznog procesa raste i tlak u kolektoru ispušnih plinova i spremniku zraka za ispiranje prema slici 4.11., nakon čega tlakovi počinju opadati. Nakon 5 sekundi brzina vrtnje se stabilizira ponovno na 123 (min^{-1}), uz 50% nižu snagu od početne, što se vidi iz slike 4.6. Za vrijeme rasterećenja pretičak zraka se povećavao, pa se i toplina oslobađala u kraćem vremenu, odnosno Vibe-eksponent se smanjivao, što je prouzročilo više vrijednosti intenziteta oslobađanja topline, odnosno izgaranje je bilo brže prema slici 4.7.

U dvadesetdevetoj sekundi opterećenje je povećano na 110 % opterećenja. Opaža se na slici 4.3. nagli pad brzine vrtnje na 90 (min^{-1}). Motor je uspio savladati novo opterećenje i za 11 sekundi postigao je novo ravnotežno stanje. Za vrijeme prijelazne pojave polužje goriva bilo je ograničeno tlakom zraka za ispiranje cilindra. Tlakovi i temperature u cilindrima povećani su, što se vidi iz slika 4.9. i 4.10., pa dolazi i do povećanog opterećenja dijelova motora. Proizvođač dopušta korištenje opterećenja od 110% u vremenskom intervalu do 1 sat, i to svakih 12 sati. Na slici 4.14. prikazana je promjena zapreminskog protoka u funkciji omjera tlakova. Radna točka puhalo, pri promatranim prijelaznim stanjima, nije prešla granicu pumpanja što se vidi na slici 4.12.

5. Zaključak

Za ocjenjivanje kvalitete i pouzdanosti dizelskoga motornoga propulzijskog sustava, u ovome je radu izrađen nultodimenzionalni model, koji je primijenjen za simulaciju stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada.

Model se sastoji od komponenata čiji su modeli izvedeni iz osnovnih zakona termodinamike, prijenosa topline, dinamike fluida itd.

Numerički model je implementiran na elektroničkom računalu uz korištenje kodova programskog paketa *POWERSIM 2,5*. Tako izrađen model, za vrijeme simulacije u svakom koraku, omogućuje istodobno praćenje svih veličina koje su uključene u model, što znatno olakšava analizu utjecajnih čimbenika na parametre koji se istražuju. Osim toga, simulacijski model omogućuje interaktivan rad između korisnika i programa na način proizvoljnog mijenjanja parametara za vrijeme simulacije, što znači da se postavljena hipoteza istraživača može vrlo brzo i jednostavno provjeriti. Uz male izmjene i unošenje odgovarajućih parametara, predložen simulacijski model može se primijeniti za bilo koji dizelski motor s prednabijanjem.

U ovom radu simulacijski je model primijenjen za analizu stacionarnih i dinamičkih uvjeta rada dizelskoga motornoga propulzijskog sustava, koji se sastoji od

dvotaktnog sporohodnog dizelskog motora s prednabijanjem i vijčanog propulzora s nepomičnim krilima. Na modelu je postignut visok stupanj poklapanja između proračunatih i izmjerenih veličina za stacionarne radne točke u širokom rasponu opterećenja. Značajke za stacionarne radne točke dobivene su tako da je motor doveden u stacionarnu radnu točku pri 100 % opterećenja, a zatim je mijenjana željena brzina vrtnje, odnosno dobava goriva, pri čemu se pratila prijelazna pojava do nove stacionarne radne točke. Isto su tako ispitane i prijelazne pojave prilikom ekstremnih promjena opterećenja motora zbog vanjskog utjecaja, kakve mogu nastati u situaciji plovidbe broda po nevremenu, “teškom” moru, prilikom uranjanja i izranjanja krme broda. Analiza je pokazala da motor može podnijeti naglo rasterećenje od 50%, a da se pritom ne dosegne brzina vrtnje na kojoj je postavljen regulator pobjega motora.

Model je primjenjiv za projektne svrhe, ali i za istraživanje graničnih i opasnih stanja, pri čemu se lako mogu uočiti uzroci takvih stanja i utvrditi pravci djelovanja u smislu poboljšanja. Model se može primijeniti i u procesu obrazovanja studenata i pomoraca.

Literatura

- [1] K. J. MC AULAY et al., “Development and Evaluation of the Simulation of the Compression - Ignition Engine”. - SAE Paper 650451, 1965.
- [2] G. WOSCHNI, “Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor – Kreisprozessen”, MTZ 26, 1965.
- [3] P. BOY, “Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren”, Dissertation, Hannover-TH 1980.
- [4] R. JANKOV, “Matematičko modeliranje strujno – termodinamičkih procesa i pogonskih karakteristika dizel – motora”, I i II dio, Naučna knjiga Beograd, Beograd 1984.
- [5] V. MEDICA, “Simulacija dinamičkih uvjeta rada dizelmotora sa prednabijanjem kod pogona električnog generatora”, doktorska disertacija, Tehnički fakultet Rijeka, Rijeka 1988.
- [6] A. MUNIĆ, “Kompjuterska simulacija uz pomoć sistemske dinamike”, Brodosplit, Split, 1989.
- [7] L. MILIĆ, “Dinamičko kontinuirani simulacijski model brodskog dizelmotornog porivnog sustava”, doktorska disertacija, Pomorski fakultet Rijeka, Rijeka 1996.
- [8] A. MUNIĆ, L. MILIĆ, M. MILKOVIĆ, “System Dynamics Computer Simulation Model of the Marine Diesel - Drive Generating Set Automatic Control System”, 15th IMACS World Congress, Berlin 1997.
- [9] G. SITKEI, “Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren”, Springer Verlag, Berlin 1964.
- [10] N. RAČIĆ, “Simulacija dinamičkih uvjeta rada brodskoga propulzijskoga dizelskog motora”, magistarski rad, Sveučilište u Rijeci – Tehnički fakultet, Rijeka 1998.
- [11] MAN, B&W, S50MC Project Guide, Copenhagen 1997.
- [12] MAN, B&W, Propeller Curve, Tehnička dokumentacija, Brodosplit-Split A-020.00.2-1. i 2.

Popis oznaka

A	m^2	Površina <i>Aria</i>
$A_{T, geom}$	m^2	Geometrijska protočna površina turbine <i>Geometrical turbine flow aria</i>
C	N/m	Koeficijent opruge u jednadžbi regulatora <i>Stiffness coefficient in governor equation</i>
C	–	Koeficijent <i>Coefficient</i>
c_m	m/s	Srednja brzina stapa <i>Mean piston speed</i>
F_{Tr}	N	Sila trenja <i>Force of friction</i>
h	J/kg	Specifična entalpija <i>Specific enthalpy</i>
H	m	Uspon vijka <i>Pitch</i>
J_{TP}	$kg\ m^2$	Moment inercije turbo puhala <i>Turbocharger moment of inertia</i>
L	m	Duljina <i>Length</i>
L_{st}	kg/kg	Masa zraka za stehiometrijsko izgaranje goriva <i>Stoichiometric air mass</i>
m	kg	Masa <i>Mass</i>
m_p	kg	Gubici mase u cilindru <i>Mass losses in cilinder</i>
m	–	Vibeov eksponent <i>Vibe exponent</i>
m	kg/s	Maseni protok <i>Mass flow</i>
M	Nm	Moment <i>Torque</i>
n	min^{-1}	Brzina vrtnje <i>Rotation speed</i>

n_{TP}	min^{-1}	Brzina vrtnje turbopuhala <i>Turbocharger rotation speed</i>
P	–	Puhalo <i>Blower</i>
p	Pa	Tlak <i>Pressure</i>
p_e	Pa	Efektivni tlak <i>Effective pressure</i>
p_i	Pa	Srednji indicirani tlak <i>Mean indication pressure</i>
P	W	Snaga <i>Power</i>
Pr	–	Prandtlov broj <i>Prandtl number</i>
Q	J	Toplina <i>Heat</i>
Q_v	m^3/s	Protok <i>Flow</i>
R	$\text{J}/(\text{kg K})$	Plinska konstanta <i>Gas constant</i>
Re	–	Reynoldsov broj <i>Raynolds number</i>
S	–	Koeficijent skliza <i>Slide coefficient</i>
s	–	Laplaceov operator <i>Laplace operator</i>
T	–	Turbina <i>Turbine</i>
t	s	Vrijeme <i>Time</i>
t	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura <i>Temperature</i>
T	K	Temperatura <i>Temperature</i>
u	J/kg	Specifična unutarnja energija <i>Specific internal energy</i>

U	J	Unutarnja energija <i>Internal energy</i>
v	m/s	Brzina <i>Speed</i>
V	m ³	Zapremina <i>Volume</i>
W	J	Rad <i>Work</i>
α	–	Koeficijent protoka <i>Flow coefficient</i>
x	m	Hod ručice regulatora <i>Regulator shift</i>
x	–	Relativni udio topline oslobođene izgaranjem goriva <i>Relative participation of heat released by fuel combustion</i>
y	–	Relativno vrijeme izgaranja <i>Relative combustion time</i>
z	–	Broj cilindara <i>Number of cylinders</i>
a	–	Koeficijent <i>Coefficient</i>
η	–	Stupanj djelovanja <i>Efficiency</i>
λ	–	Pretičak zraka <i>Excess air</i>
λ_m	–	Omjer r/l polužja stapnog mehanizma <i>Piston mechanism ratio</i>
π	–	Omjer tlakova <i>Pressure ratio</i>
ρ	kg/m ³	Gustoća <i>Density</i>
τ	–	Taktnost motora 2 ili 4 <i>Engine strokes</i>
\square	°OK	Kut koljena <i>Crank angle</i>

Popis indeksa

<i>c</i>	Cilindar <i>Cylinder</i>
<i>dlcdf</i>	Promjena pretička zraka po kutu koljena <i>Excess air variation per crank angle</i>
<i>DMDF</i>	Promjena mase po kutu koljena <i>Mass variation per crank angle</i>
<i>DQgDF</i>	Brzina dovođenja topline izgaranjem goriva <i>Heat supply due to fuel combustion</i>
<i>DQstDF</i>	Brzina oslobađanja topline sa cilindra <i>Heat release from cylinder</i>
<i>DTDF</i>	Promjena temperature po kutu koljena <i>Temperature variation per crank angle</i>
<i>dudlac</i>	Promjena unutarnje energije po pretičku zraka <i>Internal energy variation per excess air</i>
<i>dudtc</i>	Promjena unutarnje energije po temperaturi <i>Internal energy variation per temperature</i>
<i>DVDF</i>	Promjena zapremine po kutu koljena <i>Volume variation per crank angle</i>
<i>g</i>	Gorivo <i>Fuel</i>
<i>geom</i>	Geometrijski <i>Geometrical</i>
<i>Hz</i>	Hladnjak zraka <i>Air cooler</i>
<i>i</i>	Indeksi <i>Indexes</i>
<i>i</i>	Ispuh, ispušni sustav <i>Exhaust, exhaust system</i>
<i>ikan</i>	Ispušni kanal <i>Exhaust port</i>
<i>IK</i>	Ispušni kolektor <i>Exhaust receiver</i>
<i>Ind</i>	Indicirani <i>Indicated</i>
<i>Izg</i>	Izgaranje

	<i>Combustion</i>
<i>j</i>	Indeks <i>Index</i>
<i>LAC</i>	Pretičak zraka <i>Excess air</i>
<i>M</i>	Motor <i>Motor</i>
<i>meh</i>	Mehanički <i>Mechanical</i>
<i>od</i>	Odvedena <i>Taken</i>
<i>o</i>	Nazivna radna točka <i>Reference point</i>
<i>p</i>	Puhalo <i>Compressor</i>
$P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$	Pomoćne jednadžbe <i>Auxiliary equations</i>
P_{13-1}	Osjetna toplina ispušnih plinova <i>Exhaust gas heat</i>
P_{24-1}	Osjetna toplina ispirnog zraka <i>Scavenge gas heat</i>
<i>PI</i>	Početak izgaranja <i>Combustion start</i>
<i>PIK</i>	Tlak u ispušnom kolektoru <i>Exhaust receiver pressure</i>
<i>PUK</i>	Tlak u kolektoru zraka za ispiranje <i>Scavenge receiver pressure</i>
<i>R</i>	Regulator <i>Governor</i>
<i>sr</i>	Srednji <i>Mean</i>
<i>st</i>	Stijenka <i>Wall</i>
<i>T</i>	Turbina <i>Turbine</i>
<i>TI</i>	Trajanje izgaranja

	<i>Duration of combustion</i>
<i>tot</i>	Totalni <i>Total</i>
<i>TP</i>	Turbopuhalo <i>Turbocharger</i>
<i>Tr</i>	Trenje <i>Friction</i>
<i>u</i>	Usis <i>Inlet</i>
<i>UC</i>	Unutarnja energija plinova u cilindru <i>Internal energy of gas in cilinder</i>
<i>UK</i>	Uisni kolektor <i>Inlet receiver</i>
<i>Ukan</i>	Uisni kanal <i>Inlet channel</i>
<i>vijka</i>	Brodski vijčani propulzor <i>Ships propeller</i>
<i>v</i>	Ventil <i>Valve</i>
<i>z</i>	Zrak <i>Air</i>
<i>ZP</i>	Kašnjenje paljenja <i>Ignition delay</i>
κ	Eksponent adijabate <i>Adiabatic exponent</i>

Nikola Račić
Vladimir Medica
Tomislav Mrakovčić

Simulation of Ship's Diesel-propelled Engine Operation In Dynamic Conditions

Summary

The safety of a ship, particularly where difficult conditions such as heavy weather and manoeuvring are involved, depends on the reliability of ship's propulsion unit.

This paper has elaborated a mathematical model upon which a diesel-propelled engine computer-simulation model is based. The model has been applied within the analysis of the stationary and dynamic operating conditions, with particular attention being paid to examining the stability and availability of the turbo-charged slow-speed diesel-propelled engine and the fixed blade propeller in difficult operating conditions.

Key Words: diesel engine, propulsion, simulation

Simulazione di funzionamento dell'apparato propulsore marino Diesel in condizioni dinamiche

Sommario

La sicurezza della nave in condizioni di navigazione disagiate quali sono il mare grosso e l'effettuazione di manovre dipende dall'affidabilità di funzionamento dell'apparato motore di bordo.

Il lavoro presenta un modello matematico in base a cui è possibile l'elaborazione di un modello di simulazione computerizzata dell'apparato propulsore diesel. Il modello può essere applicato per analizzare le condizioni di funzionamento statico e dinamico ed in particolar modo per esaminare la stabilità e disponibilità di un motore propulsore diesel lento sovralimentato ed elica a pale fisse in condizioni disagiate.

Parole chiave: apparato motore Diesel, propulsione, simulazione