



UNIUNEA EUROPEANĂ

Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Capital Uman 2014-2020



Axa prioritară 6 - Educație și competențe

Obiectiv specific 6.13 - Creșterea numărului absolvenților de învățământ terțiar universitar și nonuniversitar care își găsesc un loc de muncă urmare a accesului la activități de învățare la un potențial loc de muncă/cercetare/inovare, cu accent pe sectoarele economice cu potențial competitiv, identificate conform SNC, și domeniile de specializare inteligentă, conform SNCI

Titlul proiectului: Excelența academică și valori antreprenoriale - sistem de burse pentru asigurarea oportunităților de formare și dezvoltare a competențelor antreprenoriale ale doctoranzilor și postdoctoranzilor – ANTREPRENORDOC

Contract nr. 36355/23.05.2019 POCU/380/6/13 - Cod SMIS: 123847

Universitatea Maritimă din Constanța

Facultatea de Electromecanică Navală

Departamentul de Inginerie Mecanică în Domeniu Mecanic și Mediu

STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND SISTEMELE DE RECUPERARE A ENERGIEI REZIDUALE LA NAVELE MARITIME

Autor: Ing. Cătălin Faităr

Conducător științific: Prof.univ.dr.ing. Nicolae Buzbuchi

Lucrare realizată în cadrul proiectului

„Excelența academică și valori antreprenoriale - sistem de burse pentru asigurarea oportunităților de formare și dezvoltare a competențelor antreprenoriale ale doctoranzilor și postdoctoranzilor” – ANTREPRENORDOC

Contract nr. 36355/23.05.2019 POCU/380/6/13 – Cod SMIS: 123847

Titlurile și drepturile de proprietate intelectuală și industrială asupra rezultatelor obținute în cadrul stagiului de cercetare doctorală aparțin Universității Maritime din Constanța

Punctele de vedere exprimate în lucrare aparțin autorului și nu angajează Comisia Europeană și Universitatea Maritimă din Constanța, beneficiara proiectului.

Constanța 2021

Beneficiar: Parteneri:



Universitatea
Ștefan cel Mare
Suceava



ICECON S.A.
INSTITUTUL DE CONSULTANȚĂ PENTRU ÎNCĂLZIRE ȘI TERMOIZOLARE ÎN CONSTRUCȚII
ASSOCIATION OF EXPERTS FOR CONSULTING AND TECHNOLOGY



CAMERA DE COMERȚ, ÎNCĂLZIRE,
INDUSTRIE ȘI AGRICULTURĂ CONSTANȚA



Cuprins

Capitolul 1. Introducere	4
1.1 Starea actuală privind emisiile în transporturile navale	4
1.2 Justificarea abordării temei	7
1.3 Importanța și actualitatea temei	8
1.4 Obiectivele propuse pentru rezolvare în cadrul cercetării	9
1.5 Gratitudine	10
Capitolul 2. Stadiul actual privind optimizarea eficienței energetice în shipping	11
2.1 Nava ca sistem energetic	11
2.2 Modalități de creștere a eficienței energetice a navei	12
2.2.1 Optimizarea formei corpului navei	12
2.2.2 Instalații și echipamente cu un nivel scăzut de energie	13
2.2.3 Modalități de îmbunătățire a performanțelor energetice ale navelor în exploatare	25
Capitolul 3. Noțiuni privind analiza sistemelor energetice ale navei. Elemente de calcul	35
3.1 Noțiuni privind analiza energetică la nave	35
3.2 Noțiuni privind analiza exergetică la nave	35
3.3 Noțiuni privind recuperarea energiei reziduale	37
3.4 Utilizarea sistemelor de recuperare a căldurii rezultate în urma arderii combustibilului (WHR - Waste Heat Recovery)	38
3.4.1 Stadiul actual	38
3.4.2 Descrierea sistemelor de recuperare a căldurii de evacuare	40
3.5 Descrierea navei VLCC de referință și a motorului principal	51
3.6 Sistemul de recuperare a energiei termice a gazelor de evacuare	52
3.7 Bilanțul energetic al motorului principal	54
3.8 Concluzii	60
Capitolul 4. Studiul sistemului de turbosupraalimentare ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale	61
4.1 Descrierea generală a turbocompresorului motorului principal	61
4.2 Modelul energetic al turbocompresorului	64
4.3 Elemente de calcul preliminar privind sistemul de turbosupraalimentare	67
4.3.1 Calcule preliminare	67
4.3.2 Dimensionarea agregatului de turbosupraalimentare	70
4.4 Trasarea graficelor de funcționare a turbocompressoarelor motorului de referință	80
4.5 Concluzii	90
Capitolul 5. Studiul sistemului de generare apă tehnică ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale	92
5.1 Introducere	92
5.2 Descrierea generală a generatorului de apă tehnică	93
5.3 Modelul energetic al generatorului de apă tehnică	99
5.4 Calculul fluxurilor energetice teoretice pe generatorul de apă tehnică	101
5.5 Trasarea graficelor reale de funcționare ale generatorului de apă tehnică	104
5.6 Calculul fluxurilor energetice reale pe generatorul de apă tehnică	107
5.7 Concluzii	111

Capitolul 6. Studiul instalației ce utilizează gazele de evacuare ale motorului principal, ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale	113
6.1 Analiza cu volume finite a curgerii și schimbului de căldură în caldarina recuperatoare.....	113
6.1.1 Caracteristici tehnice ale navei și ale caldarinei recuperatoare propuse spre studiu	113
6.1.2. Modelul matematic al caldarinei recuperatoare	120
6.1.3. Strategia de simulare cu volume finite a curgerii bifazice și fierberii prin tuburile caldarinei recuperatoare	125
6.1.4 Modelul geometric, rețeaua de volume finite și condițiile la frontiere.....	132
6.1.5 Rezultate obținute după lansarea modelului în execuție.....	134
6.2 Analiza cu elemente finite a interacțiunii fluid-structură pentru treapta de joasă presiune LP	147
6.3 Analize de optimizare ale modelului numeric	155
6.3.1 Determinarea candidatului optim.....	155
6.3.2 Analiza candidatului optim.....	161
6.4 Studiul parametrilor reali ai gazelor de evacuare prin caldarina recuperatoare.....	163
6.5 Concluzii	167
Capitolul 7. Validarea experimentală a rezultatelor	168
7.1 Validarea datelor calculate cu cele înregistrare pentru sistemul de turbosupraalimentare	170
7.2. Validarea datelor calculate cu cele înregistrate pentru distilatorul naval	173
7.3 Validarea datelor calculate cu cele înregistrate pentru caldarina recuperatoare.....	175
7.4 Concluzii	183
Capitolul 8. Concluzii finale, contribuții personale și direcții de cercetare ulterioară ..	185
8.1 Concluzii finale.....	185
8.2 Contribuții personale.....	190
8.3 Direcții de cercetare ulterioară.....	191
Bibliografie	192

Capitolul 1. Introducere

1.1 Justificarea abordării temei

În lucrarea de față, mi-am propus tratarea unor aspecte privind modurile de recuperare a energiei reziduale unei nave tip tanc petrolier din punct de vedere energetic, prin elaborarea unor programe de calcul și simulare adecvate. Se va lua ca referință o navă cu tonajul de 305000 tdw, la bordul căreia am efectuat măsurătorile pe care le-am folosit în calcul și la validarea rezultatelor obținute în simulări. Totodată, tot de la bordul navei, se vor lua ca referință instalații energetice, astfel: motorul principal de propulsie, caldarina recuperatoare, generatorul de apă tehnică, turbocompresorul. Se vor efectua calcule pornind de la parametri reali de funcționare ai instalațiilor, cât și de la date inițiale de proiectare impuse de firmele constructoare de echipamente.

Lucrarea intitulată "*Studii și cercetări privind sistemele de recuperare a energiei reziduale la navele maritime*" este structurată în șapte capitole principale plus concluziile, astfel: în primul capitol se va prezenta viziunea generală privind importanța și obiectivele tezei; în al doilea capitol se vor prezenta aspecte privind stadiul actual de implementare a tehnologiilor energetice la nave; în al treilea capitol se vor trata noțiuni privind eficiența energetică pentru nava tanc petrolier luată ca referință, iar în cel de-al patrulea capitol se va trata supraalimentarea, ca proces de bază privind funcționarea motorului principal și se va aplica pe structura navei alese. Capitolul al cincilea va trata producerea apei tehnice la bordul navei ca element de finalitate privind folosirea fluxului energetic al apei de răcire a motorului principal, iar în capitolul șase se referă la modelul matematic al fluxului energetic obținut în caldarina recuperatoare cu ajutorul gazelor de evacuare; acesta va cuprinde studiul comportării acestuia cu ajutorul modulului CFD-ului (Computational fluid dynamics) din cadrul Ansys Fluent. În capitolul șapte se va realiza validarea experimentală prin utilizarea de măsurători pe instalația reală de la bordul navei de referință, ce se vor compara cu datele din calcule și din simulări. În capitolul opt se vor prezenta concluziile finale ale tezei, contribuțiile personale și direcțiile de dezvoltare ulterioare.

1.2 Importanța și actualitatea temei

Teza de doctorat folosește calculul clasic, dar și programe de calcul numeric avansat și se concentrează asupra recuperării energiei reziduale a unei nave tanc petrolier VLCC (Very Large Crude Carrier - navă de dimensiuni foarte mari și anume peste 250000 tone deplasament), prin sistemelor de la bord, punând accent pe studiul parametrilor de funcționare precum și transferului energetic din agregate.

1.3 Obiectivele propuse pentru rezolvare în cadrul cercetării

Lucrarea de față se va focaliza asupra următoarelor obiective majore:

- 1) stadiul actual privind normele internaționale cu privire la eficientizarea navelor;
- 2) stadiul actual al metodelor de eficientizare privind navele comerciale;

- 3) analiza energetică a sistemelor de recuperare a fluxului energetic rezidual pentru nava petrolier de 300000 tdw;
- 4) analiza impactului supraalimentării motorului principal asupra eficienței navei;
- 5) analiza eficienței navei prin studiul fluxului energetic al apei de răcire;
- 6) modelarea și studierea transferului energetic cu ajutorul modulului CFD (Computational Fluid Dynamics) din cadrul Ansys Fluent în caldarina recuperatoare;
- 7) validarea rezultatelor prin comparație cu rezultatele obținute printr-un experiment la scara 1:1.

Capitolul 2. Stadiul actual privind optimizarea eficienței în shipping

2.1 Nava ca sistem energetic

O navă are nevoie de combustibil atât pentru deplasare, cât și pentru operațiunile de la bord. În cel mai general caz, combustibilul este convertit la bordul navei în energie în forma cerută pentru uzul său final: putere mecanică pentru propulsie, putere electrică pentru sistemele de bord auxiliare și putere termică pentru necesitățile termice.

O navă este construită și operată pentru un anumit scop precis, care variază de la navă la navă (de exemplu pentru transport de marfă, de pasageri sau cu scop militar etc). În scopul de a-și atinge obiectivul propus, o navă trebuie să fie capabilă să îndeplinească o serie de funcții pe lângă cea de propulsie. Acestea pot varia de la a realiza activitățile de la bord într-un mediu sigur și până la a oferi facilități de cazare echipajului de la bord.

În general, necesarul de energie de la bordul navei se împarte în trei categorii [8]:

puterea de propulsie: mișcarea navei este influențată într-o bună măsură de rezistența rezultată în urma frecării cu apa și într-o mică măsură cu aerul. Această rezistență este influențată direct în primul rând de viteza navei, dar și de caracteristicile corpului navei (forma corpului navei, starea ei, suprafața udată etc.). Factorii externi, precum depunerea de diverse specii de organisme pe opera vie a navei, precum și condițiile nefavorabile de vreme, influențează în mod direct necesitatea de o putere de propulsie mai mare [9];

puterea electrică auxiliară: multe agregate ce se găsesc la bord necesită energie electrică pentru a funcționa. Unele dintre ele sunt regăsite pe toate tipurile de nave ca elemente de bază în funcționarea corectă, precum echipamentul de navigație, pompe de răcire și ungere, compresoare din sistemele de condiționare a aerului, pompe de balast, lumini etc. De asemenea, mai avem și echipamente specifice în funcție de tipul fiecărei nave, precum instalația de gaz inert (în cazul tancurilor petroliere), containerele refrigerate la navele port-container, pompe de încărcare marfă (de asemenea la tancurile petroliere);

puterea termică auxiliară: în general, căldura este necesară pe trei direcții importante: confortul echipajului, încălzirea combustibilului și generarea de apă tehnică. Într-un mod asemănător cu puterea electrică auxiliară, diverse tipuri de nave necesită o anumită cantitate de căldură, precum în cazul tancurilor petroliere (pentru încălzirea mărfii cu o vâscozitate scăzută) sau în cazul navelor de pasageri, pentru confortul celor de la bord [10].

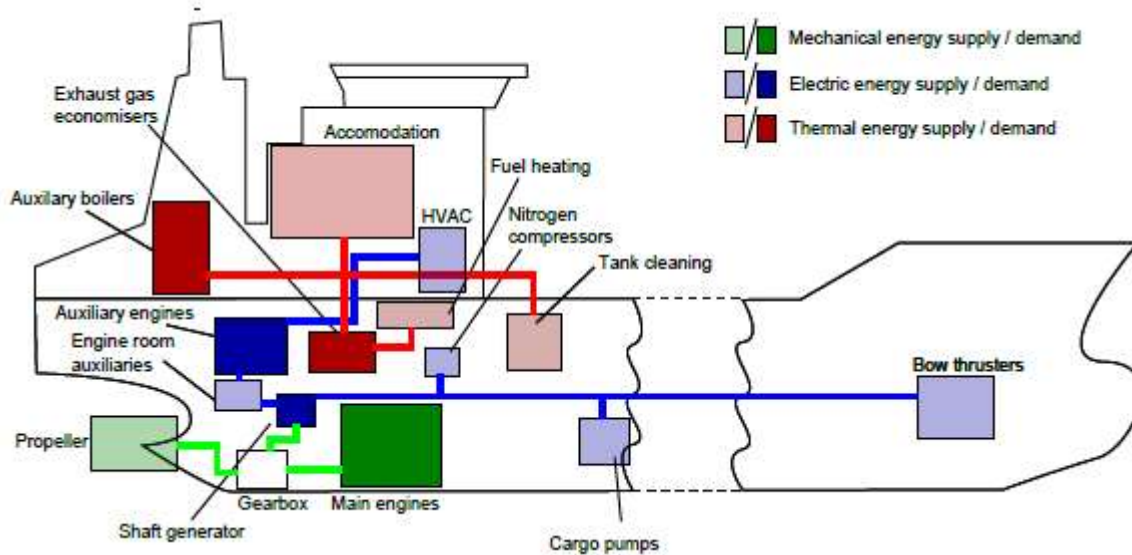


Figura 2.1 Reprezentare schematică a sistemului energetic pentru un tanc chimic [2]

Capitolul 3. Noțiuni privind analiza sistemelor energetice ale navei. Elemente de calcul

3.1 Noțiuni privind analiza exergetică la nave

Atunci când tratăm fluxuri energetice de orice natură, analiza singulară a energiei poate conduce la rezultate neconcludente, neluând în considerare calitatea energiei. Această problemă poate fi parțial rezolvată prin analiza exergiei. La navă, exergia este definită ca fiind încărcarea maximă a unui agregat venită de la sistemul mecanic într-un mediu specific de referință [33].

Conținutul de exergie dintr-un sistem depinde de calitatea energiei conținută. Mai mult, diferit de energie, exergia nu este conservată și poate fi distrusă, reprezentând deteriorarea calității energiei.

Conținutul exergic al unui flux de material este în general împărțit în patru părți: fizic, chimic, cinetic și potențial. Fluxurile de exergie potențială și cinetică coincid cu omologiile lor energetice. În cazul exergiei chimice, diferențe substanțiale pot fi găsite atunci când se analizează sisteme care implică o chimie mai avansată; în acest caz arderea este singura reacție chimică luată în considerare, și este asumat faptul că exergia chimică specifică conținută în combustibil poate fi calculată așa cum este sugerat în [34] bazat pe LHV și raportul H / C. În final, componentele fizice ale unui camp de exergie sunt conform ecuației numărul 3, astfel:

$$B_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) + T_0(s - s_0)] \quad (3.3)$$

Unde:

B, h, s – fluxul exergetic, entalpia specifică și entropia, în timp de subscriptul 0 se referă la condițiile de referință.

Fluxul energetic care este asociat cu fluxul de material este de asemenea asociat și cu fluxul exergetic corespunzător. În cazul lucrului mecanic și electricității, exergia schimbată

coincide cu aportul corespunzător de energie. În cazul căldurii, exergia schimbată depinde de temperatura la care are loc schimbul, în concordanță cu ecuația numărul 3.1:

$$B_{heat} \dot{=} \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.1)$$

Făcând referință la un sistem deschis, balanța exergetică din sistem poate fi exprimată cu ajutorul ecuației:

$$B_{in} \dot{=} B_{out} \dot{+} \dot{I} \quad (3.2)$$

Unde:

B_{in} , B_{out} – reprezintă fluxul de exergie care intră și iese din componente.

Termenul \dot{I} este rata cunoscută și ireversibilă (sau exergia pierdută) și poate fi calculată, în formă generală, prin:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (3.3)$$

Unde:

\dot{S}_{gen} – reprezintă rata de generare de entropie din componente.

Luând în considerare legea a doua a termodinamicii, se permite un număr larg de posibile definiții a eficienței. Conform unor studii precum cele efectuate de Kotas și Lior și Zhang, avem: [35] [36]:

- Eficiența totală a exergiei (ε_t) este definită prin ecuația numărul 3.4:

$$\varepsilon_t = \frac{\sum B_{out} \dot{}}{\sum B_{in} \dot{}} \quad (3.4)$$

Unde indicii *out* și *in* se referă la ieșire și intrare. Așa cum sugerează Kotas și Bruges [37], în cazul schimbătoarelor de căldură, ecuația numărul 3.4, poate fi interpretat precum în ecuația 3.4 prin asumarea reducerii în exergie a unui flux cald ca factor de intrare și creșterea în exergie a unui flux rece ca factor de ieșire:

$$\varepsilon_t = \frac{B_{cout} \dot{=} - B_{cin} \dot{=}}{B_{hout} \dot{=} - B_{hi} \dot{=}} \quad (3.5)$$

- Eficiența țintă (ε_u) este definită prin ecuația nr. 3.6 [35]:

$$\varepsilon_u = \frac{\sum \dot{W}_u - \sum \dot{W}_p + \sum B_{h,u} \dot{=} + \sum B_{c,u} \dot{=}}{\sum B_{h,p} \dot{=} + \sum B_{c,p} \dot{=} + \sum B_{ch,p} \dot{=}} \quad (3.6)$$

Unde indicii *u*, *p*, *h* și *c* reprezintă fluxul util de ieșire din sistem, pierderile în fluxul de intrare, fluxul de căldură și fluxul de răcire.

- Rata de pierdere a eficienței (δ) reprezintă proporția de exergie de intrare către o componentă care se pierde datorită ireversibilității și este definită prin ecuația nr. 3.7 [38]:

$$\delta = \frac{\dot{i}}{\sum \dot{B}_{in}} \quad (3.7)$$

- Ireversibilitatea relativă (γ) este definită ca raportul dintre exergia pierdută în componenta i și totalul ratei de pierdere a exergiei în întregul sistem:

$$\gamma = \frac{\dot{i}_i}{\sum \dot{i}_i} \quad (3.8)$$

3.2 Noțiuni privind recuperarea energiei reziduale

Pierderile de căldură pot fi clasificate în: pierderi de înaltă temperatură, temperatură medie și temperatură scăzută. La bordul navelor cu motoare de propulsie de turație scăzută, sistemele de recuperare a căldurii lucrează într-un interval între 100 – 400 °C. Multe sisteme de recuperare a energiei reziduale de la motoarele cu ardere internă sunt în dezvoltare: de exemplu programul de dezvoltare MAN WHR pentru tehnologii Tier III.

Rezultatele arată că, utilizând sisteme de recuperare a căldurii reziduale la bord, este posibil să creștem eficiența termică globală a instalațiilor mecanice cu mai mult de 6% și se pot acoperi nevoile de electricitate atunci când motorul este operat la aproximativ 82% din puterea maximă continuă [39].

Acest capitol tratează sistemul de recuperare a energiei termice reziduale pentru nava tanc petrolier tip VLCC la diferite sarcini ale motorului principal de propulsie. Mai mult decât atât, acest sistem poate reduce emisiile poluante cu aproximativ 6,9 %. Organizația Maritimă Internațională (IMO) a luat măsuri în acest sens pentru a îmbunătăți indicii de eficiență EEDI și EEOI pentru ca navele tanc să atingă standardele impuse [40]. Pentru navele care au motoare diesel pentru propulsie, majoritatea energiei prin arderea combustibilului este disipată prin apa de răcire, gazele de evacuare etc, dar numai un interval cuprins între 40 - 60% poate fi convertit în energie mecanică [41] [42].

Temperatura generală a gazelor de evacuare pentru nava tanc este de 263°C. Acest capitol tratează, pe lângă eficiența energetică, recuperarea de căldură pentru motoarele de propulsie lente prin studiul parametrilor de funcționare. Fluxul energetic conținut în gazele de evacuare poate fi folosit pentru producerea de abur supraîncălzit pentru alimentarea turbogeneratoarelor [43]. O astfel de soluție poate fi folosită pentru creșterea eficienței sistemelor combinate fără un dozaj suplimentar de combustibil. Cele mai potrivite motoare pentru astfel de sisteme sunt motoarele lente, care funcționează cu combustibil greu. Eficiența unor astfel de motoare se încadrează în intervalul 40 – 50% [44] [45].

3.3 Descrierea navei VLCC de referință și a motorului principal

Nava tanc VLCC este aproape cea mai mare navă de transport de pe planetă. Pe lângă capacitatea de peste 250000 tdw, aceste nave mari sunt pregătite să transporte cantități foarte mari de petrol într-un singur voiaj. Cunoscute ca supertancuri, aceste nave sunt esențiale în transportul țițeiului de la Golful Persic către Europa, Asia și America de Nord. Această lucrare cuprinde ideea de studiu a unei nave VLCC cu o capacitate de 305000 tdw. Principalele caracteristici ale navei sunt descrise în tabelul de mai jos [41]:

Tabelul 3.1. Dimensiunile navei tanc VLCC

Caracteristică	Valoare
Lungimea peste tot	333,00 m
Lungimea între pp	324.00 m
Pescaj	20,83 m
Deadweight	305301 tdw

Propulsia navei este asigurată de un motor tip MITSUBISHI-UE MDE 7UEC85LSII, 2 timpi, lent și reversibil, cu o presiune constantă de supraalimentare, motorul dezvoltă o putere de nominal de 27020 kW la o turație de 76 rpm, nava deplasându-se cu o viteză maximă de 15,38 Nd. Motorul MITSUBISHI type 7UEC85LSII face parte din categoria motoarelor lente de înaltă eficiență.

Tabelul 3.2 Caracteristicile motorului principal [56]

Caracteristică	Valoare
Diametru piston	850 mm
Cursă	3150 mm
Număr cilindri	7
Putere NCR	27020 kW
Turație	76 rpm



Figura 3.1 Motorul principal al navei VLCC: (a) vedere laterală; (b) vedere de sus.
[foto reală de la bordul navei]

3.4 Sistemul de recuperare a energiei termice a gazelor

Sistemul de recuperare a gazelor de evacuare este preferabil decât energia conținută în apa de răcire. Acest lucru este determinat de temperatura gazelor de evacuare care lucrează într-un interval de 250°C...400°C.

Cel mai simplu și puțin costisitor sistem constă într-o turbină cu gaze, așa numita turbină de putere, instalată pe o instalație by-pass a sistemului de evacuare gaze și conectată la rândul ei cu un generator electric pentru a dezvolta putere electrică la bordul navei.

Pe de altă parte, cel mai comun sistem care se întâlnește în peste 90% din nave este caldarina recuperatoare.

Caldarina recuperatoare cu presiune de abur duală tip Mitsubishi este proiectată pe cea mai recentă tehnologie privind schimbul de căldură. Caldarina recuperatoare duală are o secțiune de evaporare, o secțiune de înaltă presiune de vaporizare și o secțiune de supraîncălzire, fiecare fiind independente, cu intrări și ieșiri separate și un separator de abur de joasă – presiune care este conectat la o secțiune de vaporizare de joasă presiune. Secțiunea de vaporizare de înaltă – presiune și secțiunea de supraîncălzire, care generează înaltă presiune și înaltă temperatură de abur pentru antrenarea turbogeneratorului sunt localizate în zona de gaz de înaltă temperatură, în timp ce secțiunea de joasă presiune care generează presiune joasă de abur saturat pentru încălzirea combustibilului este situată în zona de joasă temperatură.

Cu elementele schimbătoare de căldură aranjate în această manieră, caldarina duală oferă o capacitate de recuperare mai mare decât instalațiile convenționale și toate acestea fac posibil ca nava să aibă un sistem economic de turbogenerator, indiferent de mărimea navei.

Tabelul 3.3 Caracteristicile caldarinei recuperatoare ale navei tanc VLCC [56]

Caracteristică	Joasă presiune- vaporizator	Separator abur	Înaltă presiune- vaporizator	Supraîncălzitor
Evaporare Kg/h	2,420	2,420	5,710	5,410
Presiune de proiectare MPa	0.98	0.59	2.65	2.16
Temperatură abur °C	Sat	Sat	Sat	245
Debit abur la 85% MCR Kg/h	179,800	179,800	179,800	179,800
Temperatura gaze intrare la 85% MCR °C	263	263	263	263

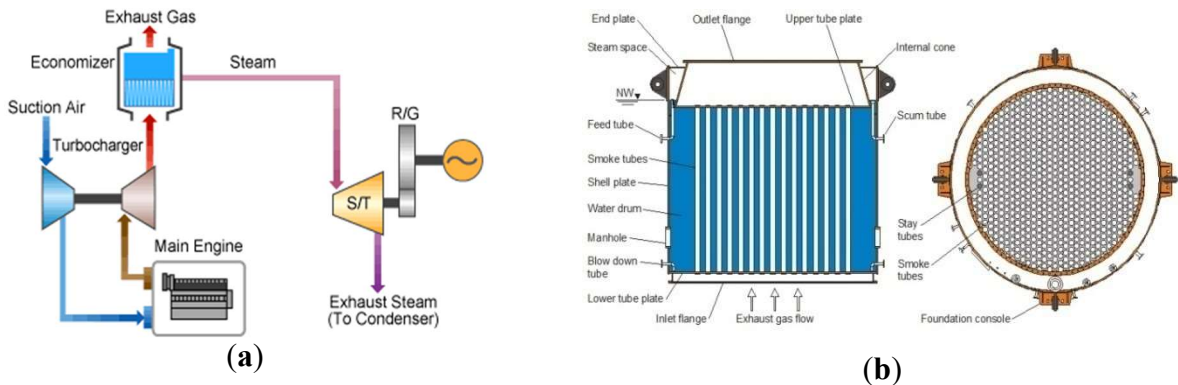


Figura 3.2 Sistem recuperare căldură VLCC: (a) sistem recuperare [57]; (b) caldarină recuperatoare [58]

Figura 3.2 arată schema generală a sistemului de recuperare precum și a caldarinei recuperatoare.

3.5 Bilanțul energetic al motorului principal

Orice transformare energetică (figura 3.3) este caracterizată de o ecuație privind balanța energetică:

$$W_{intr} = W_u + W_p \quad (3.1)$$

Astfel, în orice ecuație de proces, o parte din energia introdusă W_{intr} se transformă în energie utilă W_u , iar o parte din energie este reziduală W_p .

unde:

- W_{intr} – energia introdusă

- W_u – energia utilizată
- W_p – energia reziduală [59].

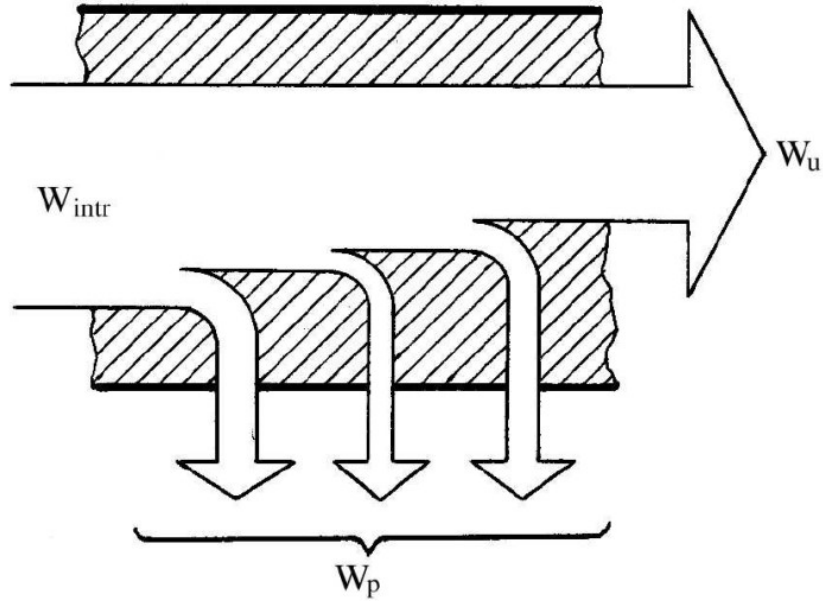


Figura 3.3 Diagrama energetică a motorului principal [60]

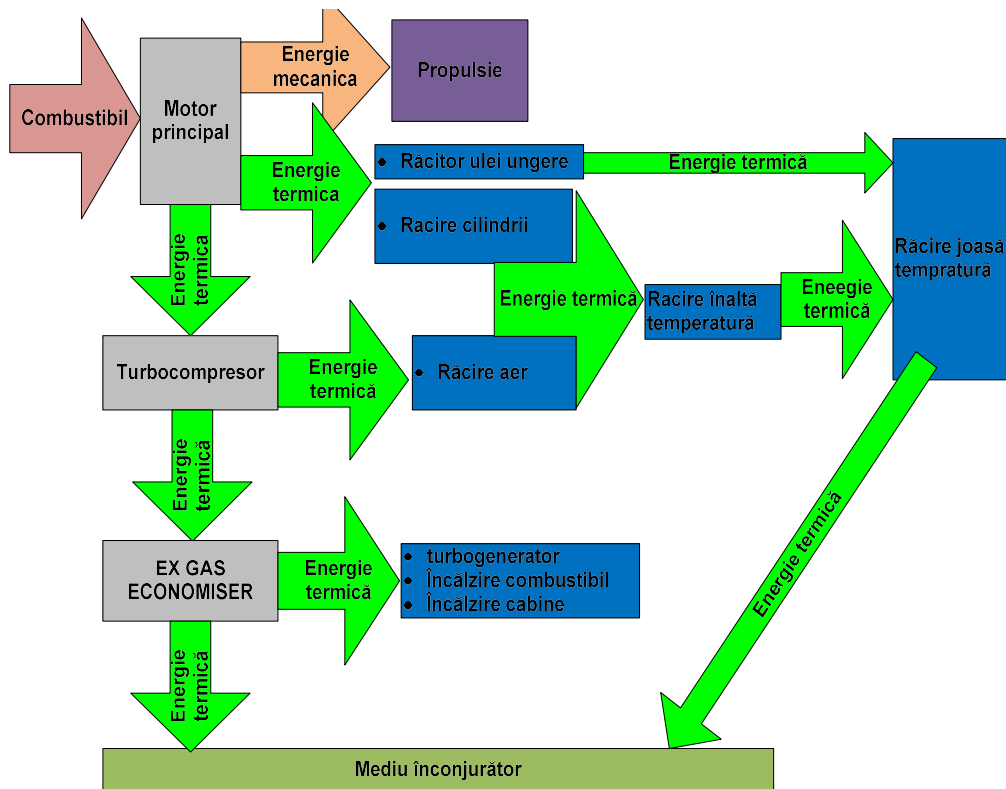


Figura 3.4 Diagrama Sankey pentru nava tanc petrolier tip VLCC [61]

Tabelul 3.4 Sumarizarea fluxurilor energetice de ieșire

Flux de ieșire	Tip flux	$\dot{B}_{in/total}$ [%]
Propulsie	mecanic	67.2
Încălzire combustibil	căldură	1.5
Încălzire cabine	căldură	1.1
Evacuare gaze motor principal	Căldură reziduală	15.3
Evacuare gaze turbo generator	Căldură reziduală	2.3
Evacuare gaze boiler	Căldură reziduală	0.5
Răcire cu apă de mare	Căldură reziduală	0.3
Auxiliare	Electricitate	11.8

Figura 3.4 indică diagrama Sankey pentru sistemele de putere ale navei tip VLCC. Sinteza fluxurilor energetice de intrare și de ieșire ale sistemelor navei este cuprinsă în tabelul 3.4, în timp ce figura 3.3 prezintă graficul de analiză privind fluxurile energetice.

Sistemul de propulsie al navei reprezintă cel mai mare consumator de energie și acumulează aproximativ 67% din puterea navei. Acesta de asemenea transferă energie de la motorul principal, consumând cea mai mare cantitate de energie din interiorul sistemului de aproximativ 87,7%.

Configurația navei tanc pe mare cu privire la încărcarea motorului principal, este următoarea:

- Sub 50% încărcare a motorului principal, configurația energetică a navei cuprinde caldarina auxiliară și diesel generatoarele;
- Peste 50% încărcare motor principal, configurația energetică a navei cuprinde caldarina recuperatoare și turbogeneratorul pe abur.

Capitolul 4. Studiul parametrilor funcționali ai sistemului de turbosupraalimentare, ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale

În capitolul de față, îmi propun să tratez atât elemente de calcul teoretic cât elemente reale de exploatarea a sistemului de turbosupraalimentare pentru motorul principal de referință.

Am ales să tratez acest sistem deoarece reprezintă un subansamblu principal pentru motor, în ceea ce privește funcționarea și implicit eficiența acestuia.

În calculul teoretic voi pleca de la date inițiale de calcul și voi expune parametrii geometrici și funcționali ai turbocompresorului.

În partea finală a capitolului voi face referire la parametrii reali ai sistemului de turbosupraalimentare, unde voi trasa diagrame de funcționare pentru a pune în evidență cât mai concret exploatarea acestui sistem la bordul navei.

4.1 Descrierea generală a turbocompresorului motorului principal

Grupul de supraalimentare este definit de funcționarea în comun a turbinei și a compresorului. Principiul de funcționare constă în antrenarea gazelor de evacuare din cilindrii motorului în paletele turbinei. Turbina transmite mișcarea de rotație a compresorului, iar acesta antrenează fluidul de lucru (aerul) în cilindrii motorului.

Caracteristicile principale ale turbocompresorului motorului principal sunt:

- turația maximă admisă: 11960 rpm;
- temperatura maximă continuă admisă: 580 °C;
- temperatura de suprasarcină admisă pentru scurt timp: 610 °C;
- metoda de ungere: lubrifiere externă sub presiune;
- tip lubrifiant: SAE 20, 30, 40;
- presiune de ungere: 0,06...0,15 MPa;
- temperatură standard a uleiului de ungere la intrare: 35...60 °C;
- temperatură standard a uleiului de ungere la intrare: 85...90 °C;
- greutate totală: 11250 Kg;
- vopsea: pe bază de argint rezistentă la căldură [64].

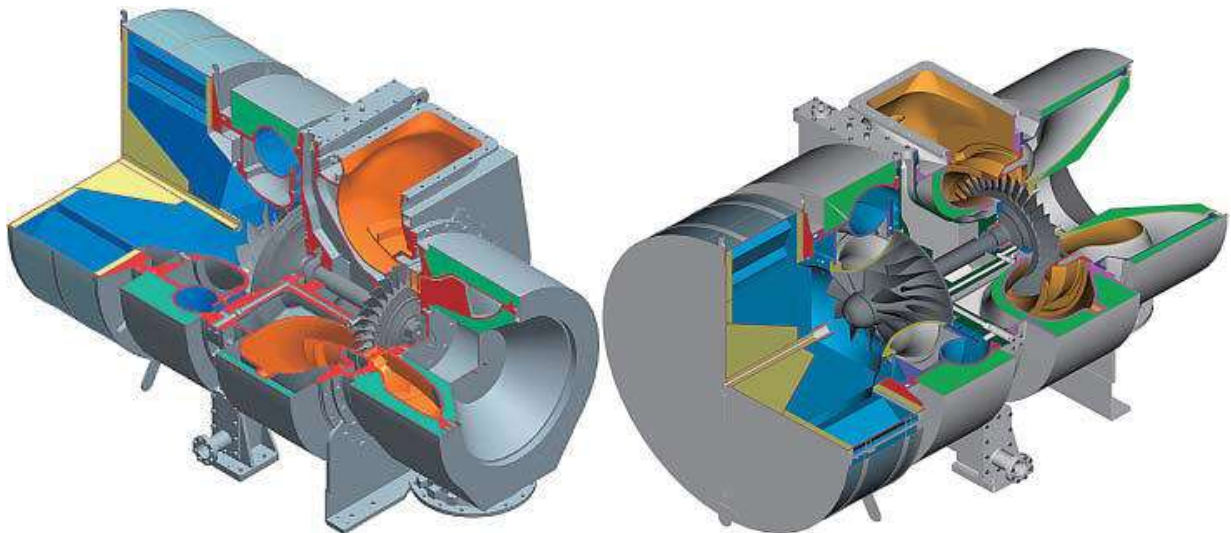


Figura 4.1 Turbocompresor tip MET83SE (vedere față – spate) [65]

4.2 Modelul energetic al turbocompresorului

În ceea ce privește structura complexă a motorului modern diesel de propulsie în 2 timpi, principala problemă în domeniu este cum să menținem cele mai bune niveluri de eficiență, fiabilitate și costul ciclului de viață.

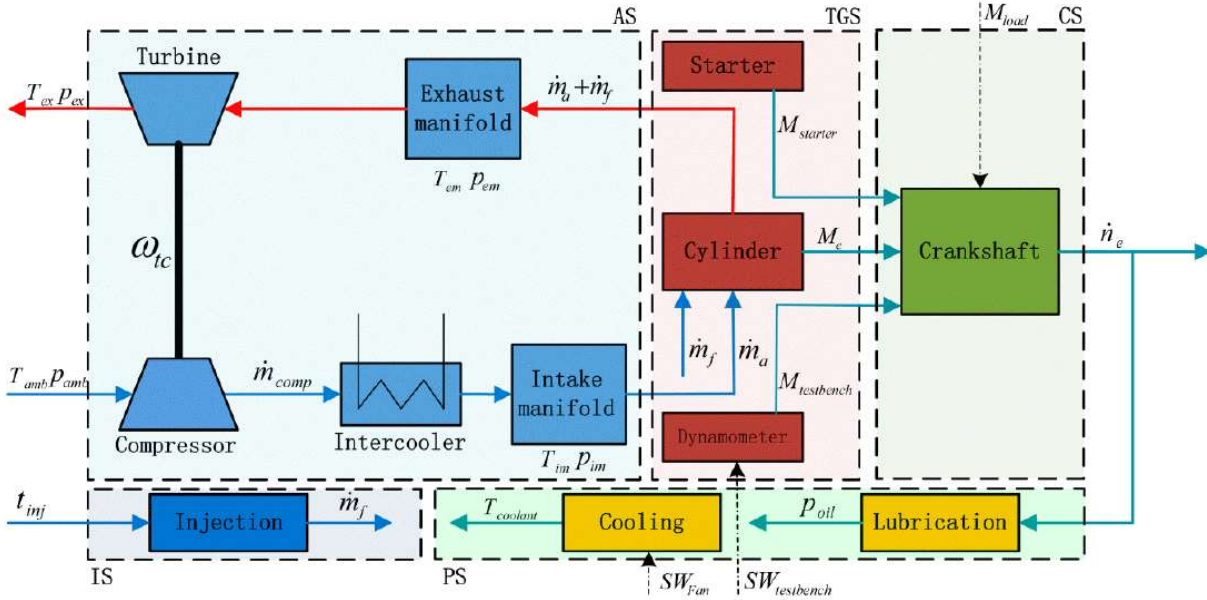


Figura 4.2 Modelul arhitectural al motorului împreună cu agregatul de supraalimentare

Sistemul de aer cuprinde blocul de aer și este un model format din mai multe sub-modele. Folosim ecuații dinamice diferențiale pentru a descrie blocul de aer și are cinci sub-modele, astfel: turbocompresor, intercooler, galerie de admisie, galeria de admisie în cilindru și galerie de evacuare. [66]

Modelul turbocompresorului constă dintr-o turbină, compresor și rotor turbocompresor care transferă puterea de la turbină la compresor. Turbocompresorul poate fi modelat prin eficiență termică izentropică. Temperatura de ieșire a compresorului $T_{out,comp}$ este dată de relația de mai jos, astfel [67]:

$$T_{out,comp} = T_{amb} \left\{ \frac{1}{\eta_{comp}} \left[\left(\frac{p_{out,comp}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \right\} \quad (4.1)$$

Puterea compresorului P_{comp} poate fi modelată utilizând următoarea ecuație:

$$P_{comp} = \dot{m}_{comp} c_{pa} T_{amb} \frac{1}{\eta_{comp}} \left[\left(\frac{p_{out,comp}}{p_{amb}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (4.2)$$

4.3 Elemente de calcul preliminară privind sistemul de turbosupraalimentare

4.3.1 Calcule preliminară

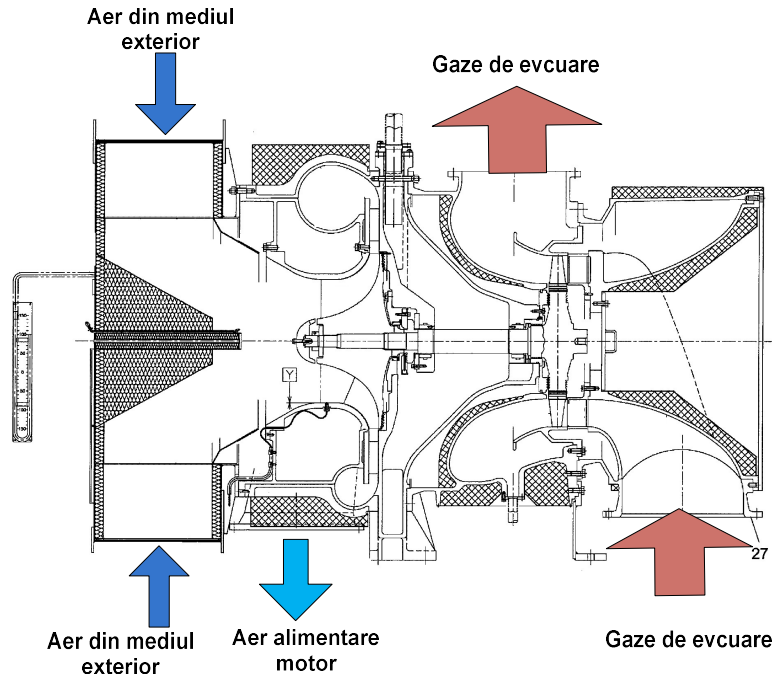


Figura 4.3 Fluxurile energetice în turbocompresor [64]

Calculul debitului masic specific de aer necesar pentru schimbul de gaze

$$d_{asg} = m_{tsg} \cdot \alpha_{sg} \cdot C_e \left[\frac{Kgaer}{kWh} \right] \quad (4.3)$$

unde:

- $m_{tsg} = 14.2 \frac{Kgaer}{Kgcomb}$ - masa teroretică de aer necesară pentru arderea unui Kg de combustibil;
- $\alpha_{sg} = 2$ - coeficientul de exces de aer pentru schimbul de gaze;
- $C_e = 0.1636 \frac{Kgcomb}{kWh}$ - consumul specific de combustibil;

Pentru asigurarea unei arderi de bună calitate a combustibilului, această ardere se realizează cu o anumită cantitate de exces de aer. În raportul dintre cantitatea reală de aer L, care revine la 1 Kg de combustibil și cantitatea de aer teoretic necesare se numește coeficient de exces de aer.

Micșorarea valorii α este una din măsurile eficiente pentru forțarea ciclului motor. Posibilitățile de micșorare a valorii acestui parametru depind însă de gradul de perfecțiune a formării amestecului carburant și a arderii, determinate de arhitectura camerei de ardere și de

dirijarea fluidului proaspăt și a combustibilului în această incintă. La micșorarea valorii α trebuie să se țină seama și de urmările creșterii solicitărilor termice ale ciclului. [70]

Conform datelor experimentale, coeficientul de exces de aer la prima sarcină variază în limitele:

- La motoarele cu admisie natural, lente: $\alpha=1,8\div 2$;
- La motoarele cu admisie natural, rapide: $\alpha=1,3\div 1,7$;
- La motoarele supraalimentate: $\alpha=1,7\div 2,2$.

Am adoptat valoarea de: $\alpha_{sg} = 2$ [71]

$$d_{asg} = 14.2 \cdot 2 \cdot 0.1636 = 4.64 \frac{Kgaer}{kWh} \quad (4.4)$$

Calculul debitului masic orar de aer necesar pentru schimbul de gaze la capacitate maximă

$$d_{hsg} = d_{asg} \cdot P_e \left[\frac{Kgaer}{h} \right] \quad (4.5)$$

$$d_{hs} = 4,64 \cdot 27020 = 125541,4 \frac{Kgaer}{h} = 34,87 \frac{Kgaer}{s} \quad (4.6)$$

Calculul debitului volumic de aer necesar pentru schimbul de gaze la capacitate maximă

$$d_{hvs} = \frac{d_{asg} \cdot P_e}{\rho_a} \left[\frac{m^3 aer}{h} \right] \quad (4.7)$$

$$d_{hsg} = \frac{4,64 \cdot 27020}{1,2} = 104617,8 \frac{m^3 aer}{h} = 29,6 \frac{m^3 aer}{s} \quad (4.8)$$

$\rho_a = 1,2 \frac{Kgaer}{m^3}$ - este densitatea aerului la temperatura de + 20 °C, 70% umiditate și 101,3 kPa presiune.

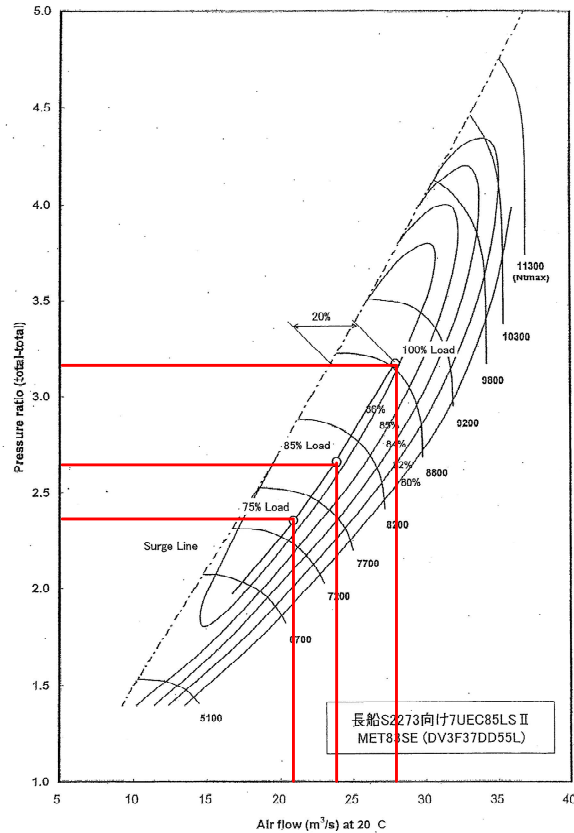


Figura 4.4 Diagrama de calcul a debitului de aer funcție de încărcarea motorului principal (șă 100% încărcare avem o valoare de $28 \text{ m}^3 / \text{s}$) [64]

4.3.2 Dimensionarea agregatului de turbosupraalimentare

Pe baza considerentelor prezentate în subcapitolele precedente, analizând avantajele și dezavantajele fiecărui tip de agregat de supraalimentare, pentru supraalimentarea motorului MITSUBISHI-UE MDE 7UEC85LSII s-a ales o turbosuflantă formată dintr-un compresor centrifugal cu palete radiale cu o treaptă, ce este antrenat de o turbină axială acționată de către gazele de evacuare de la motor, motorul având în total 2 turbocompresoare. Gazele evacuate din motor sunt conduse prin galeriile de evacuare la carcasa de intrare gaze (răcită cu apă) și de acolo, prin inelul cu ajutaje la turbină, după care sunt evacuate la coș. Aerul necesar supraalimentării motorului este aspirat prin carcasa de aspirație și refulat la o presiune ridicată prin carcasa spirală în răcitorul de aer al motorului, de unde prin galeriile de aer, trece în cilindri.

4.4 Trasarea graficelor reale de funcționare ale turbocompresoarelor motorului de referință

Parametrii sistemului de turbosupraalimentare sunt afișați la panourile de control locale și sunt centralizați în sistemul de comandă, control și supraveghere al motorului principal. Panourile de comandă pentru agregatele auxiliare motorului principal de propulsie sunt situate cât mai aproape posibil de echipamentul deservit. Controlul și indicarea parametrilor instalației

de turbosupraalimentare sunt efectuate și de panouri de control și protecție specifice. Panourile includ indicarea, alarmarea și oprirea automată a instalației unde este cazul.

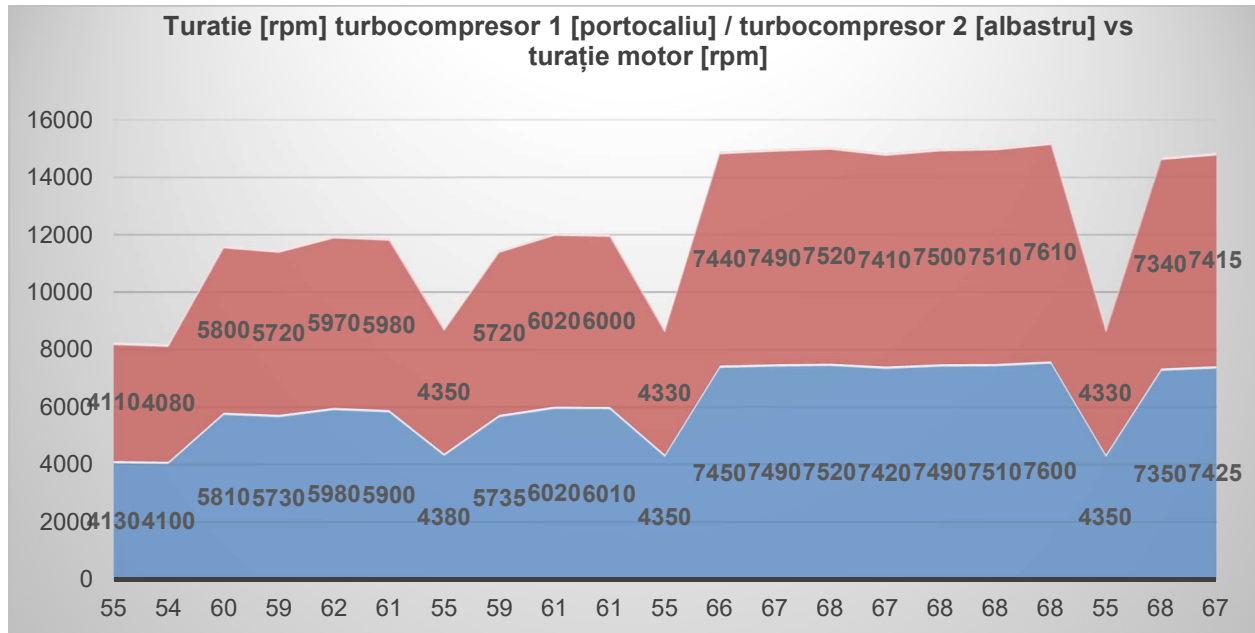


Figura 4.5 Turație turbocompressoare vs turație motor

Graficul 4.5 arată turația celor 2 turbocompressoare aferente motorului principal în funcție de turația acestuia. Se pot observa cu ușurință turațiile foarte apropiate ale turbocompressoarelor, abaterea între cele 2 turații ale compresoarelor fiind între 0,99...1 %.

Capitolul 5. Studiul parametrilor funcționali ai sistemului de generare apă tehnică, ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale

5.1 Introducere

În capitolul de față îmi propun să tratez atât elemente de calcul teoretic cât elemente reale de exploatarea a sistemului de generare apă dulce provenită de la motorul principal al navei.

Am ales să tratez acest sistem deoarece reprezintă un subsansamblu principal al sistemului de recuperare a energiei termice reziduale provenită de la motorul principal prin apa de răcire.

În calculul teoretic voi pleca de la date inițiale de calcul și voi expune parametri geometrici și funcționali ai generatorului de apă dulce.

În partea finală a capitolului voi face referire la parametri reali ai sistemului de generare apă dulce unde voi trasa diagrame de funcționare pentru a pune în evidență cât mai concret exploatarea acestui sistem la bordul navei.

Principalele metode de generarea apei tehnice din apa de mare la bordul navelor sunt:

- **MED** -Multiple - effect distilation (distilare cu efect multiplu);

- **MSF** -Multi stage flash distilation (distilare în trepte cu spray);
- **VC**-Vapor compression (abur sub presiune);
- **BWRO**-Brackish water reverse osmosis (osmoză inversă pentru apa din estuare), Brackish water -apa sălcie, apa saraturată, salamastră, nepotabilă, apa din estuare;
- **SWRO** - Sea Water Reverse Osmosis (osmoză inversă pentru apa de mare) [73].

Tabelul 5.1 Consumuri energetice pentru diferite sisteme de producere a apei tehnice din apa sărată [75]

Tipul energiei	MED	MSF	VC	BWRO	SWRO
Presiunea aburului [bar]	0,2-0,4	2,5-3,5			
Energie termică [kWh / m ³]	4,5-6	9,5-11			
Energie electrică consumată [kWh / m ³]	1,2-1,8	3,2-4	8-12	0,3-2,8	2,5-4
Total energie utilizată [kWh / m ³]	5,7-7,8	12,7-15	8-12	0,3-2,8	2,5-4

5.2 Descrierea generală a generatorului de apă tehnică

Producerea apei tehnice la bord este o activitate absolut necesară pentru navele cu zonă de navigație nelimitată și implică calitatea acesteia în ceea ce privește utilizarea de către diverși consumatori. Un parametru important este concentrația de săruri.

Ca procedeu, distilarea are loc cu schimbarea fazei, ceea ce implică un consum mare de energie și este considerat deja clasic. Pentru sistemul de referință, vaporizarea apei de mare se realizează sub vacuum la o temperatură $t < 100^{\circ}\text{C}$ [76].



Figura 5.1 Generator de apă tehnică tip SASAKURA KM50

Tabelul 5.2 Parametri distilator KM 50 [77]

Nr.crt.	Denumire / caracteristică	Valoare
1	Tip distilator	Tubular, KM 50
2	Capacitate de distilare	40 tone / zi
3	Consum de căldură	1140,5 kW
Apă de mare de răcire		
4	Temperatură intrare apă de mare pentru răcire în distilator	32 °C
5	Temperatură ieșire apă de mare pentru răcire din distilator	40,3 °C
6	Debit intrare apă de mare pentru răcire	115 m ³ / h
7	Presiunea maximă pierdută	3,5 mcolapă
Apă de mare de răcire de la motorul principal		
8	Temperatură apă de răcire motor principal la intrare în distilator	75 °C
9	Temperatură apă de răcire motor principal la intrare în distilator	62,1 °C
10	Debit intrare apă de răcire motor în distilator	76 m ³ / h
11	Presiunea maximă pierdută	3 mcolapă
Alte componente		
12	Presiune condensor	0,38 MPa
13	Schimbător de căldură încălzitor	0,44 MPa
14	Schimbator de căldură vaporizator	0,10 MPa
Pompă apă distilată		
15	Debit pompă	2,5 m ³ / h
16	Sarcină	37 mcalapă
17	Putere motor electric	1,5 kW
Pompă ejector		
18	Debit pompă	36 m ³ / h
19	Sarcină	39 mcalapă
20	Putere motor electric	7,5 kW

5.3 Modelul energetic al generatorului de apă tehnică

Ondulația plăcii crește suprafața de transfer de căldură. Factorul de mărire a suprafeței (Φ) este derivat din raportul dintre secțiunea transversală verticală a plăcii și suprafața plăcii dezvoltată prin ondulație, pentru a dezvolta rata de creștere a zonei de transfer de căldură a unei plăci. Fluxul dintre plăci este format între două plăci adiacente schimbătorului de căldură. Astfel, suprafața secțiunii transversale a canalului de curgere este diferența dintre adâncimea exterioară a plăcii ondulate și grosimea unei plăci [79].

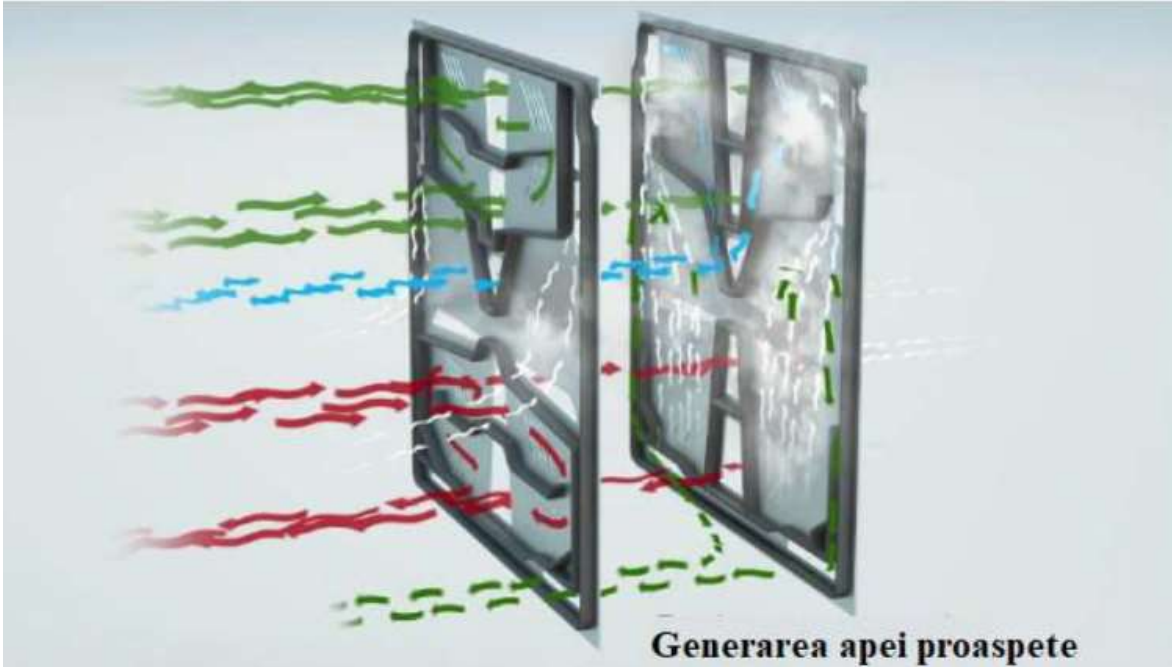


Figura 5.2 Generarea apei tehnică prin schimbătorul de căldură [80]

Debitul în schimbătoarele de căldură cu plăci este calculat utilizând diametrul echivalent al canalului de curgere [81]. Schimbătoarele de căldură de tip placă au aceeași zonă de transfer de căldură atât pentru părțile reci, cât și pentru cele fierbinți. Având în vedere aceeași zonă de transfer de căldură, relația dintre coeficientul de transfer de căldură pe partea fierbinte (h_h), coeficientul de transfer de căldură pe partea rece (h_c) și conductivitatea termică a materialului plăcii (k) este exprimată ca [82]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{b}{k} \quad (5.1)$$

Coeficientul de transfer de căldură pentru cele două părți este calculat după formula Nusselt (Çengel, 2011):

$$h = \text{Nu} \frac{k}{L} \quad (5.2)$$

Unde k este conductivitatea termică a fiecărei părți și L este lungimea unei plăci. Există diferite corelații pentru a estima numărul Nusselt. În acest studiu este selectată corelația Muley și Manglik [83]. Datele experimentale care sunt în manualul de instrucțiuni a generatorului de apă dulce și în studiul lui Cieslinski sunt utilizate în procesul de selecție [84].

Conform relației:

$$\text{Nu} = C_1 (\beta) C_1' (\Phi) \text{Re}^{p(\beta)} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (5.3)$$

Unde C_1 și p sunt:

$$C_1 = 0,2668 - 6,967 \times 10^{-3} \beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2 \quad (5.4)$$

$$p = 0.728 + 0.0543 \sin \left\{ \left(\frac{\pi \beta}{45} \right) + 3.7 \right\} \quad (5.5)$$

Se calculează numărul Reynolds și numărul de canale pe trecere într-un schimbător de căldură, care afectează viteza masică. Viteza masică este raportul dintre debitul masic, numărul de canale pe trecere și aria secțiunii transversale dintre două plăci adiacente [85]. Viteza de transfer de căldură, numărul de unități de transfer (NTU), eficiența transferului de căldură (ϵ), temperaturile de ieșire ale schimbătorului de căldură pe condensatorul și părțile evaporatorului FWG sunt calculate pentru a evalua rata de producție a apei proaspete distilate. Eficacitatea unui schimbător de căldură de tip placă este funcție de raportul de capacitate și NTU. În plus, NTU este funcția coeficientului global de transfer de căldură, a suprafeței și a capacității termice mai mici [86]. Eficacitatea unui schimbător de căldură de tip placă poate fi calculată din NTU și sub ipoteza fluxului de contracurent [87]. Capacitatea de condensare a părții condensatorului și capacitatea de evaporare a părții evaporatoare a generatorului de apă dulce limitează capacitatea de apă proaspătă distilată a generatorului de apă dulce. Temperaturile SW, JW și debitele masice afectează capacitatea de apă proaspătă distilată. Astfel, capacitatea maximă de condensare din partea condensatorului și capacitatea maximă de evaporare din partea evaporatorului sunt calculate separat, iar valoarea mai mică a producției de apă dulce este acceptată ca capacitate a generatorului de apă dulce sub temperaturile și debitele date. Capacitatea maximă de evaporare este:

$$\dot{m}_{w,eva} = \frac{\dot{m}_{h,in,e}(h_{h,in,e} - h_{h,out,e}) - \dot{m}_{c,in,e}(h_{c,out,e} - h_{c,in,e})}{h_{eva}} \quad (5.6)$$

Unde, $\dot{m}_{w,eva}$ este capacitatea maximă de evaporare, $\dot{m}_{h,in,e}$ este rata de curgere a părții calde, $\dot{m}_{c,in,e}$ este rata de curgere a părții reci, $h_{h,in,e}$ este entalpia de intrare în partea caldă, $h_{h,out,e}$ este entalpia de ieșire din partea caldă, $h_{c,in,e}$ este entalpia de intrare în partea rece, $h_{c,out,e}$ este entalpia de ieșire din partea rece și h_{eva} reprezintă entalpia de vaporizare pentru părțile generatorului de apă dulce. Capacitatea maximă de condensare [88]:

$$\dot{m}_{w,con} = m_{c,in,c} \left(\frac{h_{c,out,c} - h_{c,in,c}}{h_{con} + h_{h,in,c} - h_{h,out,c}} \right) \quad (5.7)$$

Unde $\dot{m}_{w,con}$ este capacitatea maximă de condensare, $m_{c,in,c}$ rata de curgere a părții calde, $h_{c,out,c}$ entalpia lichidului de ieșire din partea caldă, $h_{c,in,c}$ entalpia de intrare în partea caldă, h_{con} este entalpia de condensare, $h_{h,in,c}$ este entalpia de intrare în partea caldă și $h_{h,out,c}$ este entalpia de ieșire din partea caldă a condensatorului [89].

5.4 Calculul fluxurilor energetice teoretice pe generatorul de apă tehnică

Procesul de generare a apei tehnice va fi afectat substanțial de următoarele aspecte: rata de căldură furnizată și eliberată în care ambele procesele depind de coeficienții variabili de schimb de căldură, diferențele de temperatură și fluxul a două fluide în fiecare din schimbatoarele de căldură, presiunea în vas care influențează performanțele la ambele schimbătoare de căldură (condensator și vaporizator) [90].

Presupunând debitul maxim al apei de mare de răcire prin condensator și funcționarea corectă a ejectorului, performanțele condensatorului vor fi semnificativ afectate de diferențele de temperatură ale răcirii adiacente, realizate prin apa de mare și temperatura de saturație, care corespunde presiunii din vas. Diferența de temperatură dintre fluxul de lichid de încălzire și fluxul de răcire al apei de mare este un factor important, deși nu este singurul, pentru performanțele evaporatorului.

Relații calitative ale temperaturilor care denotă dimensiunea relativă a schimbătorului de căldură sunt prezentate în figura de mai jos. Temperatura apei de mare la intrarea în vaporizator este aproape egală sau mai mică decât cea a apei de mare la ieșirea condensatorului. O temperatură aproximativ egală poate fi obținut dacă condensatorul este utilizat ca preîncălzitor al apei de mare. În scopuri practice, temperaturile din diagramă poate fi considerate ca fiind determinate. Cea mai ridicată temperatură din diagramă - temperatura fluidului de încălzire - este determinată de sistemul de reglare și în prezent în proiectare figurează în jurul valorii de 75°C , în timp ce, temperatura cea mai scăzută reprezintă temperatura apei de mare de răcire. Pentru apa de mare valorile temperaturii variază local, dar în cele mai multe cazurile variază de la 10°C la 30°C .

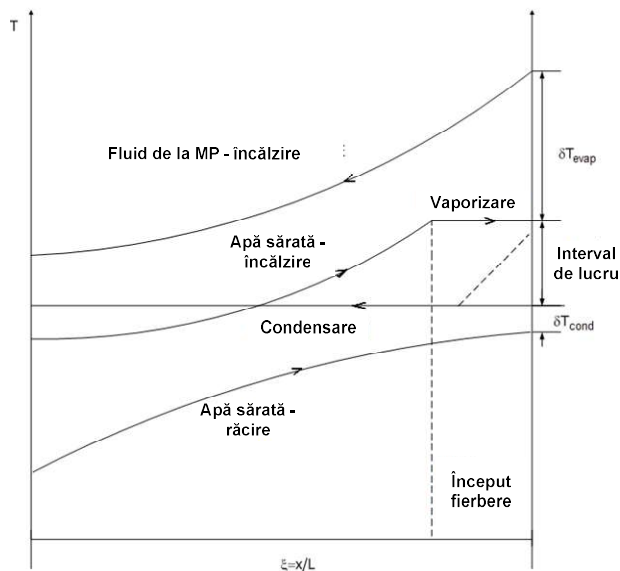


Figura 5.8 Diagrama de lucru pentru fluxurile energetice în distilator [91]

Temperatura de saturație poate fi determinată de ecuația empirică Antoine pentru presiunea cunoscută în vas și diferența dintre condensator și evaporator. Curbele sunt prezente în funcție de punctul de fierbere al apei sărate [92]. Deoarece diferențele de temperatură dintre vaporizator și condensator, adică δT_{evap} și δT_{cond} sunt, pe lângă încălzire și fluxurile de lichid de

răcire, principalii generatori ai schimbului de căldură, ceea ce explică modul în care intensitatea vaporizării va crește și condensarea va fi redusă odată cu căderea de presiune în vas și invers.

Este evident că, o presiune optimă în nava poate fi determinată luând în considerare în special condițiile externe și condițiile distilatorului, dar datorită sistemului de reglare al presiunii optime, va apărea un anumit interval, de regulă, în cadrul căruia modificările vor varia [93].

Bilanțul energetic al distilatorului, așa cum se arată în figura 5.8, poate fi prezentat în termeni după cum urmează:

$$\Delta E = U \quad (5.8)$$

unde ΔE reprezintă diferența dintre procesul de căldură de intrare și ieșire, iar U reprezintă energia internă a întregului distilator, care poate fi definit mai precis ca:

$$\Delta Q_{heat/HT} + U_{SW} - (\Delta Q_{cond} + U_{saramură} + U_{dist} + U_{gaz} + Q_{rad}) = m_{cas} c_{cas} \Delta t_{cas} \quad (5.9)$$

Comparând termenii ΔQ_{cond} , $U_{saramură}$ și U_{dist} , ultimii 2 termeni din stânga ecuației sunt neglijabili. Ecuația va deveni:

$$\Delta Q_{heat/exch} + U_{i/o} = m_{cas} c_{cas} \Delta t_{cas} \quad (5.10)$$

unde primul termen din partea stângă reprezintă diferența dintre căldura introdusă în procesul de schimb în evaporator și căldura eliminată din proces de schimb din condensator; al doilea termen reprezintă diferența între energia internă a apei de mare de intrare și energia de ieșire a saramurii și apei distilate. De la începutul procesului de schimb, diferențele de căldură au fost pozitive [94].

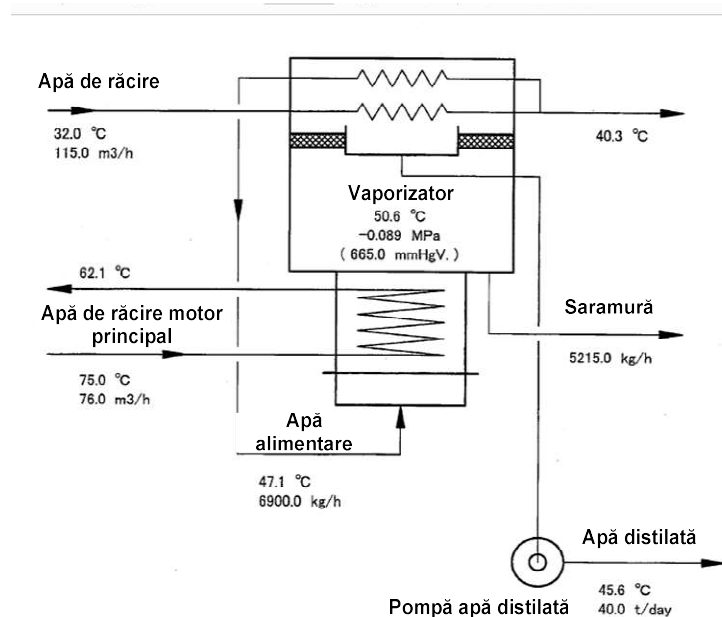


Figura 5.9 Fluxurile energetice în instalația de desalinizare [77]

5.5 Trasarea graficelor reale de funcționare ale generatorului de apă tehnică

Graficele de funcționare ce cuprind parametrii reali ai distilatorului au scopul de a înțelege cât mai bine funcționarea acestuia și reprezintă un subcapitol inițial care este precedat de subcapitolul următor cu scopul de a calcula fluxurile energetice reale.

În tabelul 5.4 am cuprins temperaturile de intrare și ieșire atât pentru condensor, cât pe vaporizator.

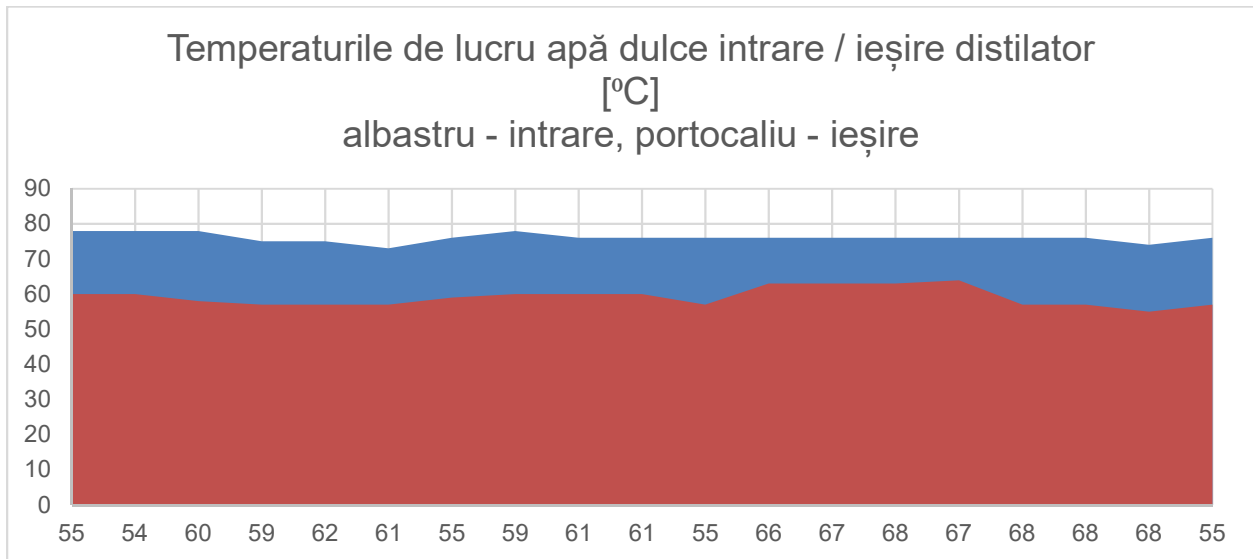


Figura 5.3 Temperaturile de lucru apă dulce intrare / ieșire distilator

În cadrul vaporizatorului, temperaturile de lucru sunt expuse în graficul 5.10. Pe intrare avem o temperatură medie de 76 °C, iar pe ieșire avem o temperatură medie de 59,1 °C. Totodată diferența medie de temperatură este de 16,8 °C.

Capitolul 6. Studiul instalației ce utilizează gazele de evacuare de la motorul principal ca parte integrantă a sistemului de recuperare a căldurii reziduale

6.1 Analiza cu volume finite a curgerii și schimbului de căldură în caldarina recuperatoare

6.1.1 Caracteristici tehnice ale navei și ale caldarinei recuperatoare propusă spre studiu

Caldarina recuperatoare propusă spre studiu este parte a navei HORAISAN, care se poate vedea în figura de mai jos. Rolul caldarinei recuperatoare într-o instalație navală este de a recupera căldura gazelor de ardere evacuate din motor, care altfel s-ar pierde în atmosferă [95].

Tabelul 6.1 Caracteristici caldarină

Tip / Număr bucăți pe navă	Presiune duală de abur / 1 buc
Dimensiuni	5909/9800/3682 mm
Suprafață încălzire	4345.0 m ²
Capacitate vaporizare MAX/NOR	18210/13540 kg/h
Constructor	Mitshubishi Heavy Industries, Ltd.
Ventilator (buc)	15 buc
Presiune Max /Nom	2.16/0.69 MPa
Temperatură Max/Nom	282/263 °C
Greutate	9200 Kg

Tabelul 6.2 Caracteristici motor principal [31]

Nr.crt.	Denumire componentă	Caracteristică
1.	Tip	7UEC85LS II / 1 set
2.	Cilindri	7
3.	Presiune medie efectivă	1,705 MPa
4.	Diuze injecție / presiune	4 buc / 1,44 mm
5.	Presiune injecție	32 MPa
6.	Putere NCR	22965 kW
7.	Turație NCR	72 rpm
8.	Putere MCR	27020 kW
9.	Turație MCR	76 rpm
10.	Fabricant	MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD./ 2012 APR / 4067
11.	Diametru piston	850 mm
12.	Cursă piston	3150 mm
13.	Viteză piston	7,56 m/s
14.	Tip turbosuflantă	MET83SE / 2 buc / 50073 / 50074
15.	Tip regulator	MG-800 / NABTESCO

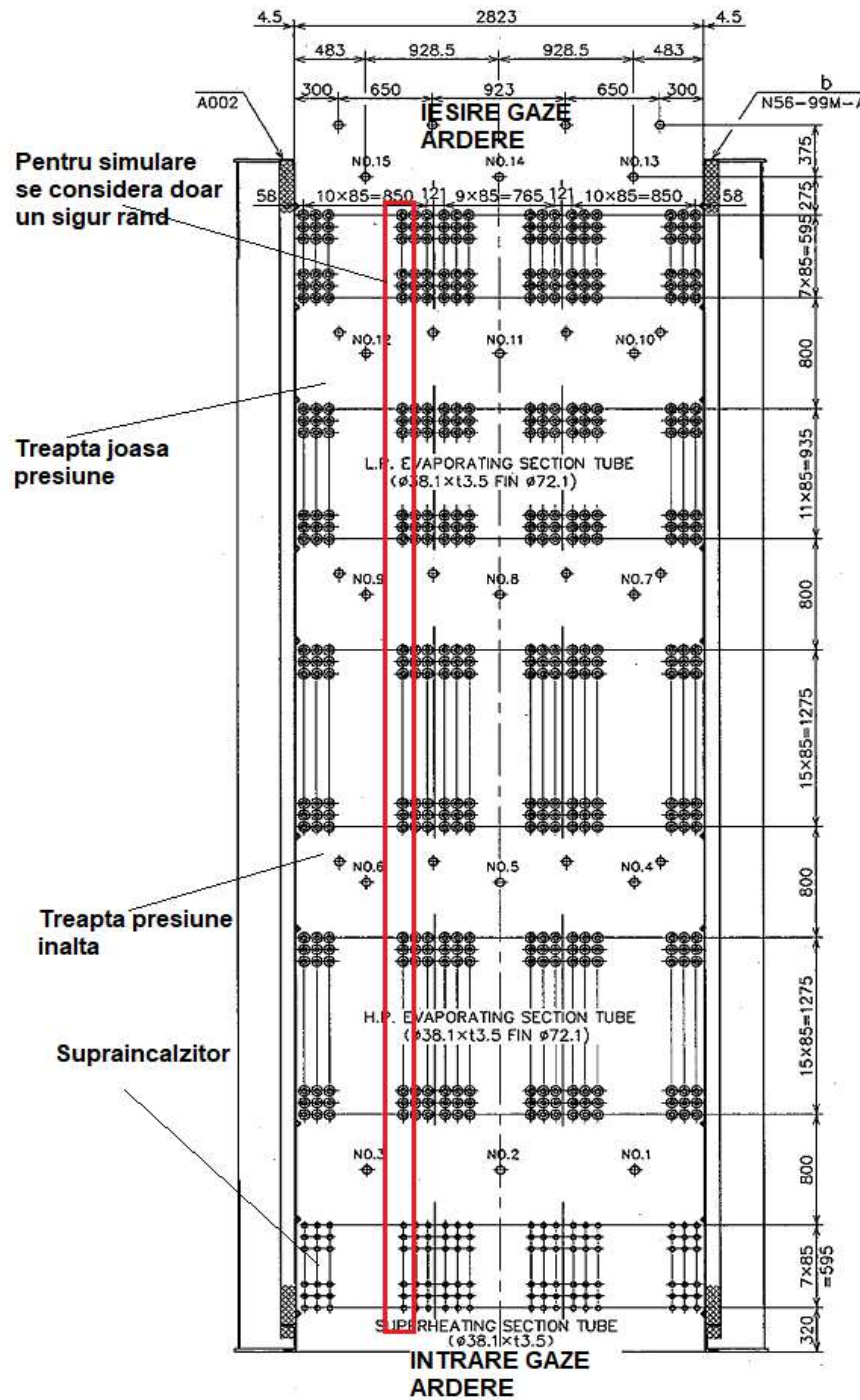


Figura 6.1 Secțiune laterală prin caldarină [97]

Caldarina recuperatoare, cu o înălțime de 10 m și o latură de 7 m, reprezintă un echipament masiv și așa cum s-a mai precizat, asemenea echipamente sunt imposibil de simulat în întregime lor pe echipamentele de calcul comune. S-a ales pentru simularea numerică o strategie de simplificare a modelului. Ținând cont că cele trei secțiuni ale caldarinei recuperatoare și anume, treptele de joasă și înaltă presiune și a supraîncălzitorului sunt așezate pe verticală și ținând cont că fiecare treaptă conține 18 șiruri de tuburi, s-a practicat o secțiune verticală (ca o felie de tort) prin caldarină conținând doar un șir de tuburi așa cum se poate vedea

în Fig.6.1. Lățimea acestei „felii” corespunde cu 1/18 din lățimea de 2823 mm a caldarinei recuperatoare. Evident că această simplificare conține implicit o doză de aproximare pentru că așa cum se vede tuburile sunt așezate în 2 pachete de câte 6 tuburi în zona centrală și 2 pachete de câte 3 tuburi în zona laterală. Aceste pachete nefiind așezate uniform pe lățimea caldarinei recuperatoare vor fi „spălate” diferit de către gazul de ardere evacuat din motor. Modelul nostru asumat reprezintă doar un singur șir de tuburi așezat central. Dar și cu această simplificare modelul numeric rezultat va fi masiv așa cum se va vedea în cele ce urmează [98].

Ca și mod de funcționare se poate vedea că gazele de ardere intră pe la partea de jos a caldarinei recuperatoare și ies pe la partea de sus, pe traseul lor cedând căldura către treptele de joasă, înaltă presiune și supraîncălzitor. La treptele de joasă și înaltă apa care alimentează caldarina recuperatoare și care se va transforma în abur circula în echicurent adică de jos în sus, iar la supraîncălzitor în contracurent de sus în jos în raport cu traseul gazelor de ardere [99].

Treptele caldarinei recuperatoare au un traseu șerpuit, fiind practic transversale ca direcție principală pe traseul gazelor de ardere. Pe la intrare intră apă la 130 °C și pe la cealaltă parte iese abur.

Principalele caracteristici tehnice ale treptelor caldarinei recuperatoare sunt date în tabelul de mai jos [97]:

Tabelul 6.3 Caracteristici trepte caldarină recuperatoare

Caracteristică	UM	Treaptă Joasă presiune	Treaptă Înaltă presiune	Supraîncălzitor
Presiune de lucru	MPa	0,29	0,74	0,69
Temperatură abur evacuat	°C	Saturat	Saturat	245
Debit abur	Kg/h	2420	5710	5410
Debit gaze ardere	Kg/h	179800		
Temperatură gaze ardere	°C	263		
Temperatură apă alimentare	°C	130		
Suprafața de schimb de căldură	m ²	1612	2579	154
Greutate fără apă	tone	84		

Treapta de înalta presiune generează abur pentru acționarea turbinei generatorului electric, iar treapta de joasă presiune generează abur pentru încălzirea combustibilului și alte servicii.

Apa de alimentare este furnizată către caldarina recuperatoare la temperatura de 130°C de către pompa de alimentare principală (Fig.6.2), după ce apa străbate (și se încălzește) răcitorul motorului principal. O parte din această apă preîncălzită este direcționată spre rezervorul boilerului auxiliar, iar o alta trece spre separatorul abur joasă presiune.

De la rezervorul boilerului cu pompa de circulație boiler apa este direcționată către treapta de înaltă presiune și este returnată sub formă de abur înapoi către rezervorul boilerului. După ce aburul este separat de picăturile de apă este trecut prin supraîncălzitor pentru a alimenta turbina [23].

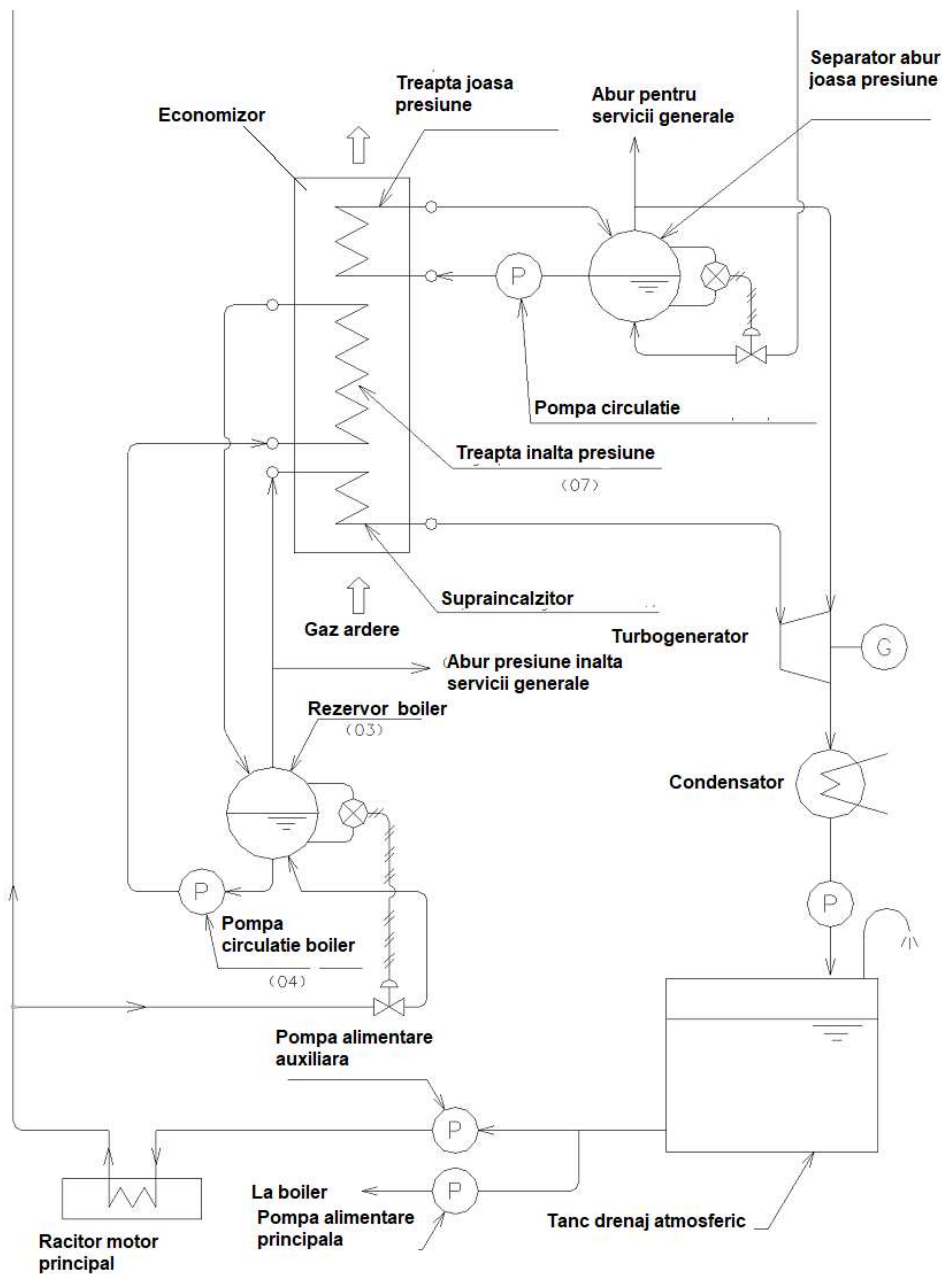


Figura 6.2 Schemă funcțională instalație caldarină

6.1.2 Modelul matematic al caldarinei recuperatoare

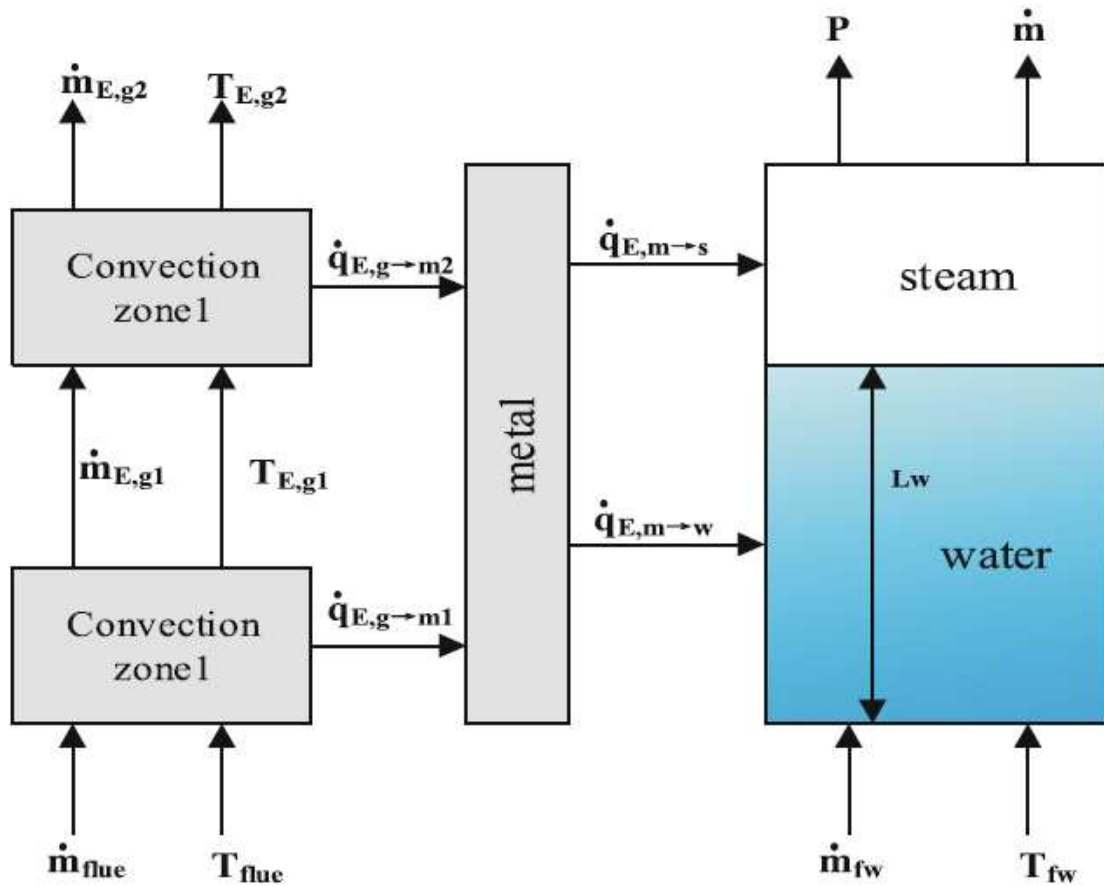


Figura 6.3 Modelul energetic al caldarinei recuperatoare [100]

Modelul matematic al primei zone de convecție

Cantitatea de gaze arse care curge în zona de convecție 1 este egală cu cantitatea de gaze arse care curge din motorul principal:

$$\dot{q}_{E,g1} = \dot{q}_{flue} \quad (6.1)$$

$$\dot{q}_{flue} - \dot{q}_{E,g1} - \dot{q}_{E,g-m1} = \frac{dU_{E,g1}}{dt} \quad (6.2)$$

Unde:

\dot{q}_{flue} - reprezintă energia gazelor de evacuare în unitate de timp [kJ/s]

$\dot{q}_{E,g1}$ - reprezintă energia gazelor pentru prima zonă în unitatea de timp [kJ/s]

$\dot{q}_{E,g-m1}$ - reprezintă rata de transfer de căldură prin convecție în boiler în unitatea de timp [kJ/s]

$U_{E,g1}$ - reprezintă energia gazelor în prima zonă de convecție [kJ/s]

6.1.3 Modelul geometric, rețeaua de volume finite și condiții la frontiere

Modelul geometric a fost obținut în modulul Design Modeler al ANSYS 16, unde s-au generat domeniul gazului considerat așa cum s-a precizat ca fiind o secțiune verticală practică prin caldarina recuperatoare astfel încât să conțină un șir vertical de tuburi. S-au definit 3 zone și anume Zona LP de presiune joasă, unde există două tuburi șerpuite notate cu LP1 și LP2, o a doua zonă HP de înaltă presiune, conținând tuburile HP1 și HP2 și zona de supraîncălzire, unde există un singur tub numit Super [107].

Tuburile toate au aceleași diametre și anume diametrul exterior de 38,1 mm, diametrul interior de 31,1 mm iar grosimea peretelui tubului fiind de 3,5 mm.

Rețeaua de volume finite care să desemneze cele 6 domenii de curgere fluid (2 tuburi în LP, 2 tuburi în HP, 1 tub în Super și un domeniu al Gazului de ardere) dată fiind diferența mare de dimensiune dintre volumul domeniului gazului și al tuburilor, cele din urmă au necesitat o rețea mai fină, rezultând 1.033.394 volume finite totalizând 354.486 noduri, ceea ce denotă un model extrem de mare și complicat, deși s-a generat doar modelul unei simple secțiuni prin economizor.

Condițiile la frontiere au modelat următoarele:

- în domeniul gazului de ardere s-a modelat intrarea și ieșirea gazului în și din domeniu (InletGas și OutletGas) plus o condiție suplimentară de simetrie pe părțile laterale pentru a modela mai realistic condiția de secțiune verticală a domeniului prin caldarină;
- în domeniul tuburilor de joasă presiune s-au modelat intrările și ieșirile fluidului LP1 și LP2 (InletLP1, OutletLP1 și InletLP2, OutletLP2); fluidul intra sub formă de apă - lichid și iese abur. Fluidul curge în echicurent față de traseul gazului de ardere;
- în domeniul tuburilor de înaltă presiune s-au modelat intrările și ieșirile fluidului HP1 și HP2 (InletLP1, OutletLP1 și InletLP2, OutletLP2); fluidul intra sub formă de apă lichidă și iese abur. Fluidul curge în echicurent față de traseul Gazului de ardere;
- în domeniul tuburilor Supraîncălzitorului s-au modelat intrările și ieșirile fluidului în Super (InletSuper, OutletSuper); fluidul intra sub formă de apă - lichid și iese abur; fluidul curge în contracurent față de traseul Gazului de ardere [23].

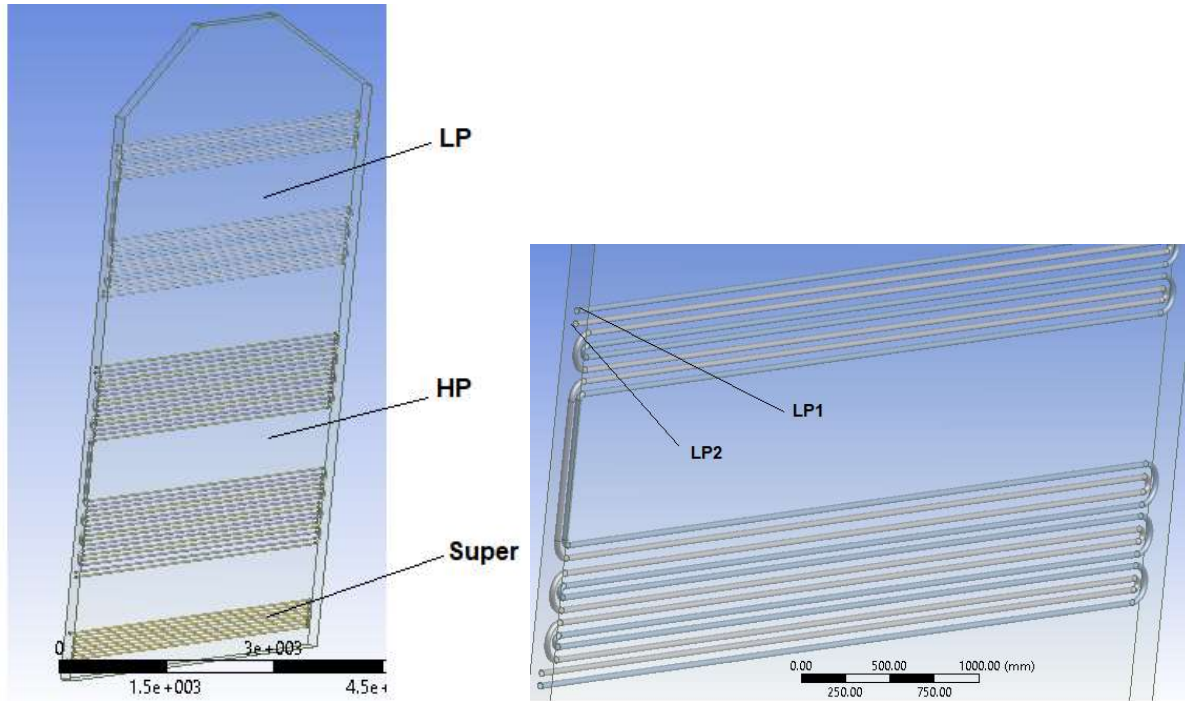


Figura 6.4 Cele trei zone ale schimbătorului în model secțiune verticală și detaliu tuburile LP1 și LP2

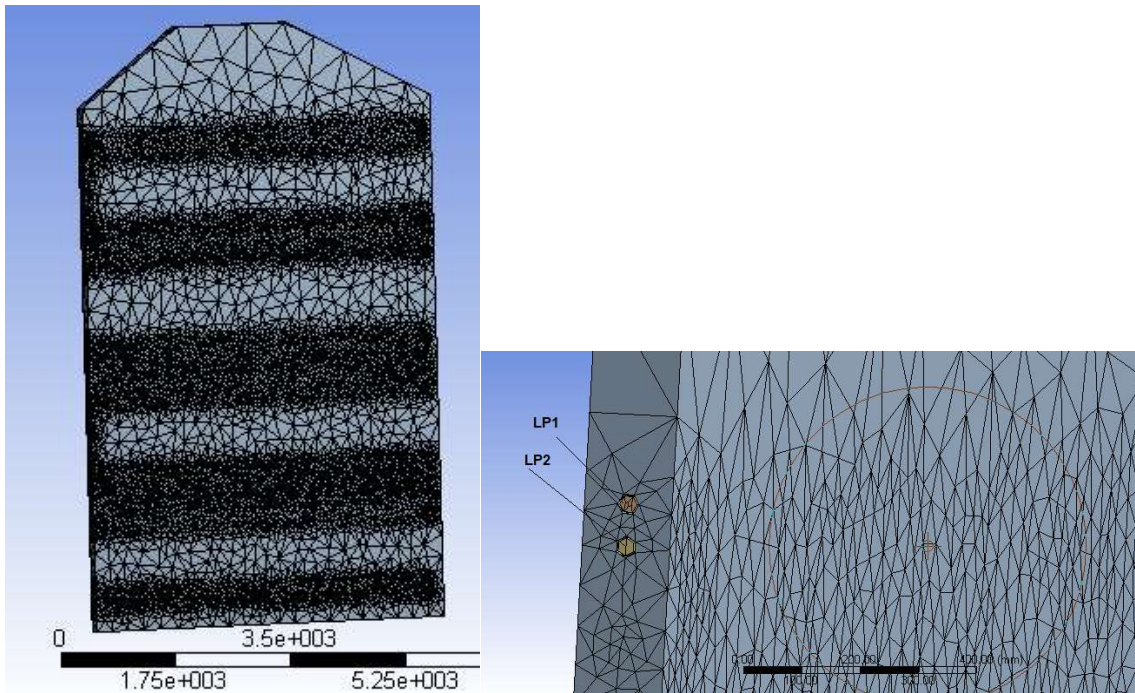


Figura 6.5 Rețeaua de volume finite și detaliu rețea în zona LP1 și LP2

Tabelul 6.4 Valorile parametrilor fluidelor pe domenii

Domeniu fluid	Debit (pe tub)[m ³ /s]	Viteza fluid [m/s]	Presiune fluid[bar]	Temperatură fluid [°C]	Tip fluid la intrare
Gas	0,05x10 ⁹	55	1	263	Gaz ardere
LP1	0,77x10 ⁷	0,28	2,9	130	Apa

LP2	$0,77 \times 10^7$	0,28	2,9	130	Apa
HP1	2×10^7	0,73	7,4	130	Apa
HP2	2×10^7	0,73	7,4	130	Apa
Super	$0,141 \times 10^7$	0,103	6,9	130	Apa

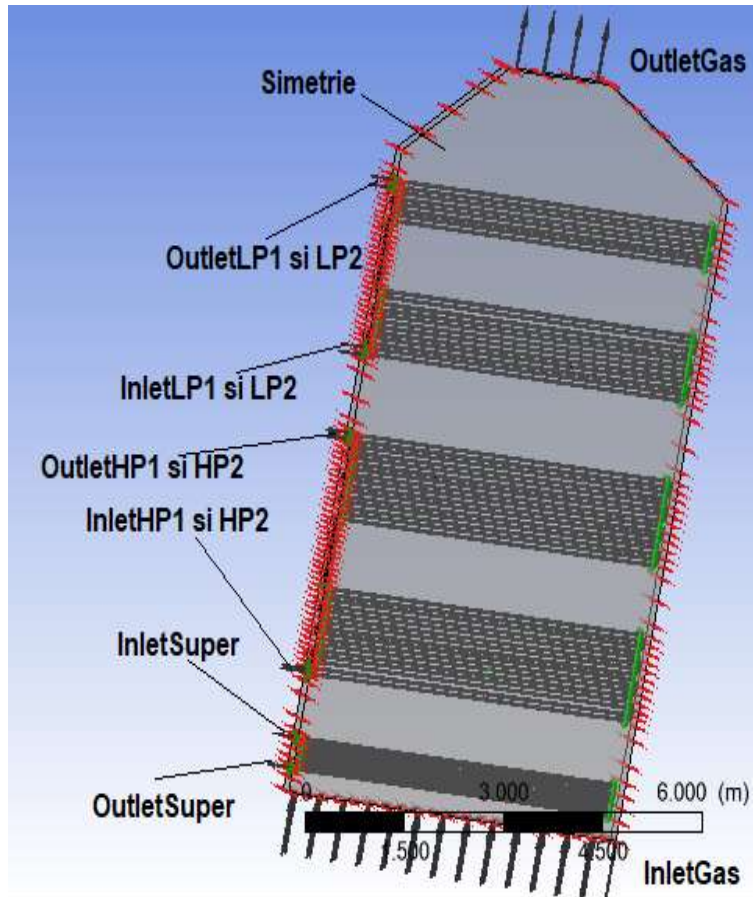


Figura 6.6 Condiții la frontiere

6.1.4 Presiunile calculate pe model

După lansarea în execuție a modelului (care a durat 6 ore), s-au obținut la convergență o serie de rezultate după cum urmează.

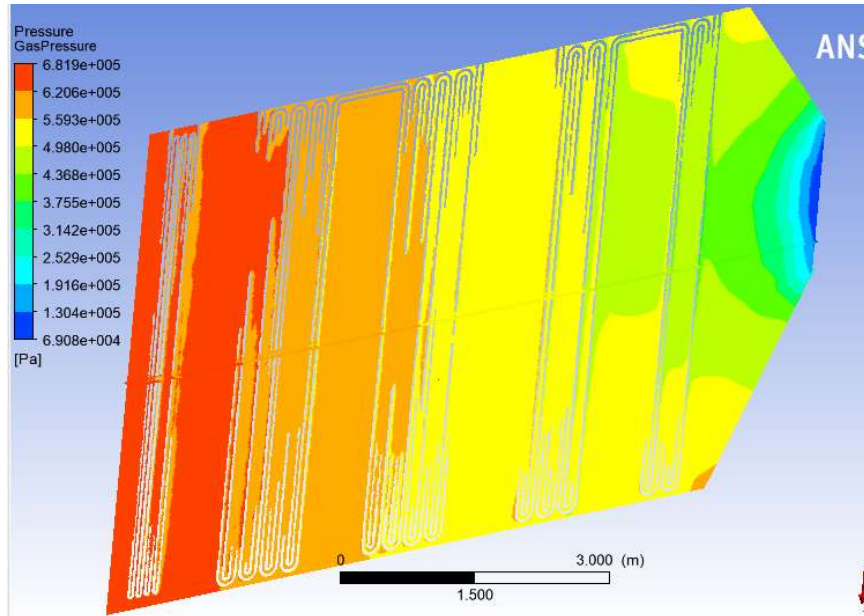


Figura 6.7 Presiunile în domeniul Gas

Câmpul de presiune cel mai mare în domeniul Gas se calculează ca fiind în zona de intrare a gazului unde se atinge un maxim de 681 kPa, descrescând spre ieșirea din domeniu la 69 kPa și aceasta datorită formei caldarinei recuperatoare, care are o arie de intrare gaz mult mai mare decât cea de ieșire și datorită vitezei mari a gazului de 55 m/s.

În zona de joasă presiune, presiunea variază între 285 și 294 kPa, presiunea fiind majoritar dictată de presiunea de 2,9 bari impusă la ieșire, dar și datorită proceselor de vaporizare care au loc în interiorul tuburilor.

În zona de înaltă presiune, parametrul variază între 2000 și 577 kPa, presiunea fiind majoritar dictată de presiunea de 7,4 bari impusă la ieșire. La intrarea în HP1 se produce un salt de presiune datorat vaporizării intense din zonă.

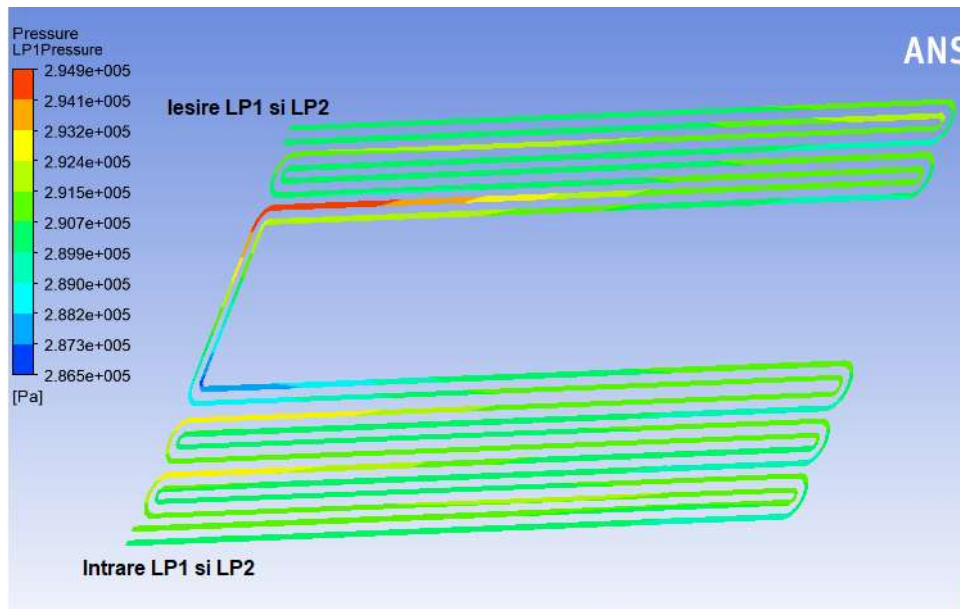


Figura 6.8 Presiunile în domeniul LP

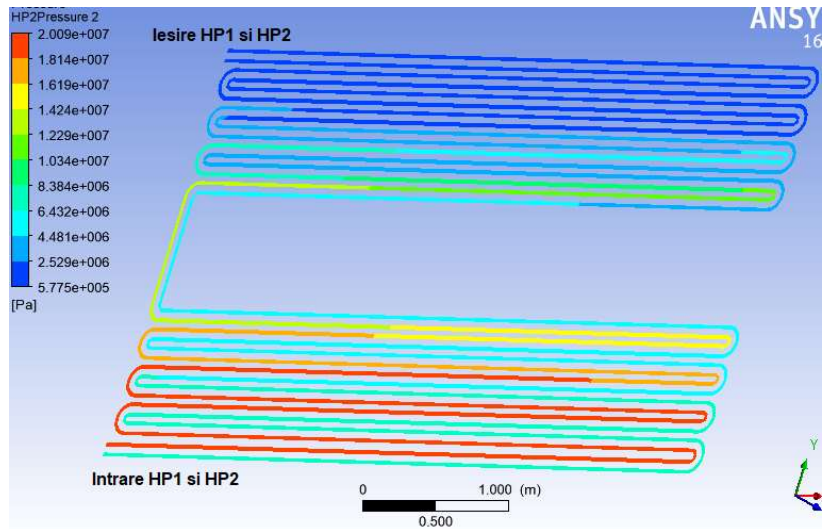


Figura 6.9 Presiunile în domeniul HP

În domeniul supraîncălzitorului presiunea aburului va varia puțin, între 691 kPa și 689 kPa, fiind ușor mai ridicată la intrarea în domeniu decât la ieșirea din acesta.

6.2 Analiza de optimizare a modelului numeric

6.2.1 Analiza candidatului optim

Cu datele candidatului optim s-a generat modelul complet de termo-hidrodinamic generat în sub-capitolul 6.1, pentru a se obține rezultatele necesare comparării celor două modele, cel real și cel optim.

De pildă presiunile calculate pe modelul optim pe treapta de joasă presiune LP sunt date mai jos:

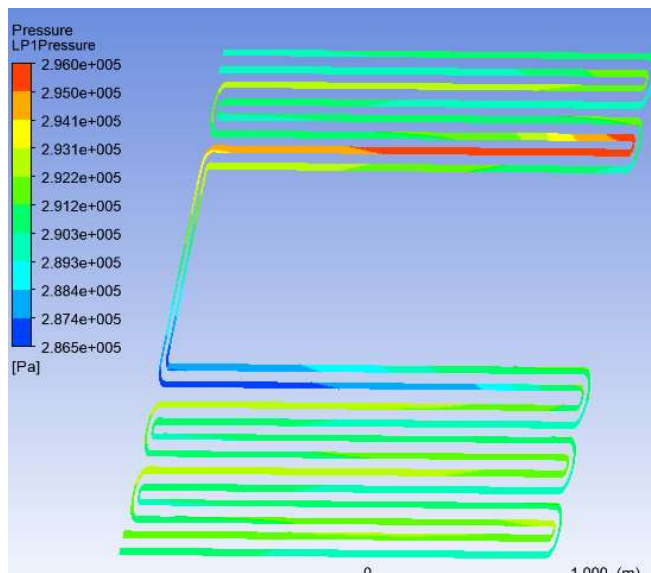


Figura 6.10 Presiunile în domeniul LP-model optim

Modelul optim în comparație cu presiunile calculate la modelul real au o distribuție ușor diferită și un maxim ușor mai mare de $2,96e5$ Pa față de $2,96e5$ Pa. Deci modelul optim nu prezintă câmpuri de presiuni radical diferite de cel real.

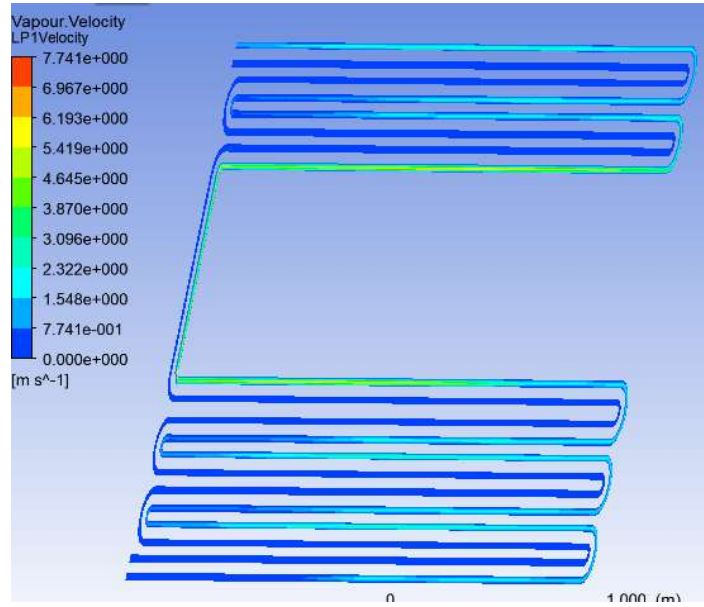


Figura 6.11 Câmpurile de viteze în domeniul LP-model optim

Modelul optim în comparație cu presiunile calculate la modelul real au o distribuție diferită și un maxim mai mare de $7,74$ m/s față de 5 m/s. Deci modelul optim prezintă câmpuri de viteze diferite de cel real.

Temperatura fluidului la modelul optim pe treapta LP rămâne identică de 530 °K.

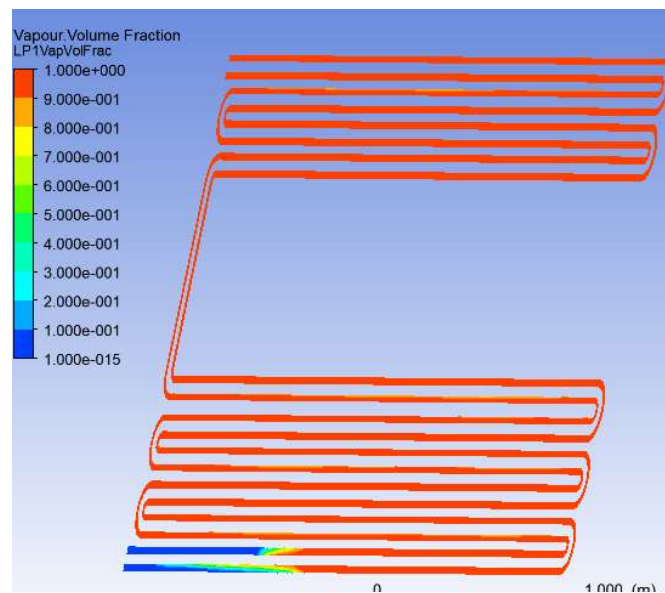


Figura 6.12 Frațiunea volumică de abur la treapta LP

În schimb, fracțiunea volumică de vapori la modelul optim pentru treapta LP arată o configurație cert diferită față de modelul real, la care zona ocupată de lichid la intrare este scurtată, iar valoarea fracției de 1 se atinge mult mai curând. Aceasta indică un proces de vaporizare mai intens și deci, modelul optim își atinge obiectivul: o vaporizare mai intensă în caldarină.

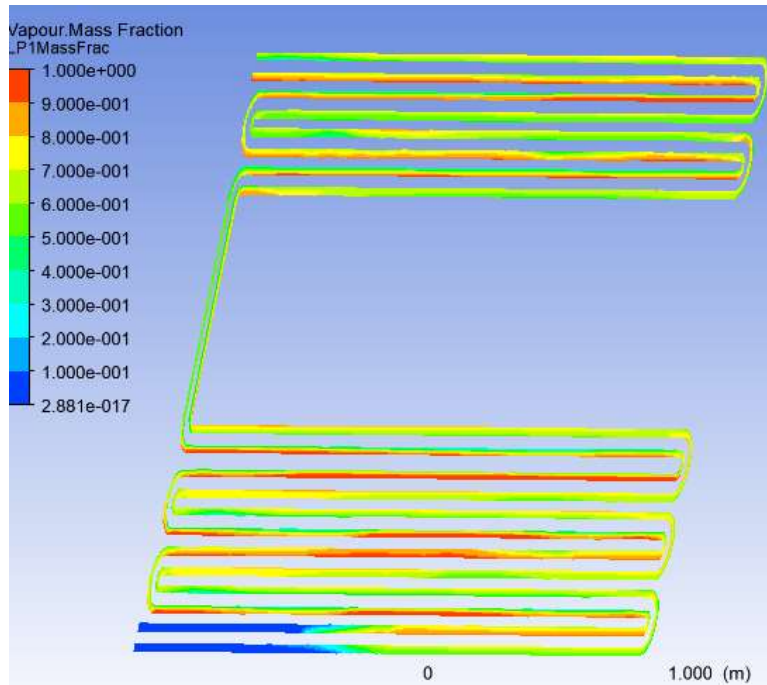


Figura 6.13 Frațiunea masică de abur la treapta LP

În mod asemănător, fracțiunea volumică de vapori la modelul optim pentru treapta LP arată o configurație cert diferită față de modelul real, la care zona ocupată de lichid la intrare este scurtată, iar valoarea fracției de 1 se atinge mult mai curând. Media pe întregul volum este de 0,712 în mod cert mai mare decât valoarea de 0,26 la modelul real. Procesul de vaporizare este mult mai intens și deci modelul optim în termeni de intensitate a vaporizării este mai bun.

Capitolul 7. Validarea rezultatelor

Precizez faptul că toți parametrii au fost înregistrați la bordul navei tanc petrolier de 300000 tdw Horaisan. Toate înregistrările au fost efectuate conform aparatelor de măsură și control precum și programelor electronice.

Calculul și obținerea de rezultate a fost efectuat pentru 3 agregate importante de la bordul navei, agregate care intră în compunerea sistemului de recuperare a fluxului energetic rezidual provenit de la motorul principal. Cele 3 agregate, așa cum s-a prezentat în capitolele anterioare sunt:

- sistemul de turbosupraalimentare;
- sistemul de distilare a apei de mare în vederea obținerii apei tehnice;
- caldarina recuperatoare.

Pentru sistemul de turbosupraalimentare și sistemul de distilare au fost efectuate calcule teoretice pe baza caracteristicilor de proiectare ale agregatelor, iar rezultatele au fost comparate cu parametri reali de exploatare preluați de la nava tanc de referință.

Studiul caldarinei recuperatoare a fost punctul central al acestei lucrări. Aici au fost efectuate simulări cu ajutorul programului Ansys Fluent și comparate apoi cu parametri reali de funcționare.

7.1 Validarea datelor calculate cu cele înregistrate pentru sistemul de turbosupraalimentare

Pentru sistemul de turbosupraalimentare au fost calculați parametri teoretici de funcționare, astfel:

- calculul debitului masic specific de aer necesar pentru schimbul de gaze;
- calculul debitului masic orar de aer necesar pentru schimbul de gaze la capacitate maximă;
- calculul debitului volumic de aer necesar pentru schimbul de gaze la capacitate maximă;
- dimensionarea geometrică a turbocompresorului;
- dimensionarea funcțională a turbocompresorului.

Pentru sistemul de turbosupraalimentare au fost studiați următorii parametri reali de funcționare de funcționare:

- turații de lucru turbocompressoare;
- temperaturi ulei ungere turbocompressoare;
- temperaturi aer intrare – ieșire răcitoare turbocompressoare;
- temperaturi apă intrare – ieșire răcitoare;
- cădere presiuni aer în răcitoare.

Tabelul 7.1 Erori calculate pentru sistemul de turbosupraalimentare

Debit de aer teoretic la capacitate maximă motor principal [m ³ /s]	Debit de aer real la capacitate maximă motor principal [m ³ /s]	Eroare [%]
28	29,6	5,4
Turație turbocompresor 1 [rpm]	Turație turbocompresor 2 [rpm]	
6178	6173	0,08
Diferență temperatură ulei ungere turbocompresor 1 [°C]	Diferență temperatură ulei ungere turbocompresor 2 [°C]	
11,8	11,19	5,16
Diferență temperatură aer răcitor 1 [°C]	Diferență temperatură aer răcitor 2 [°C]	
69,52	69,19	0,47

Diferență temperatură apă răcitor 1 [°C]	Diferență temperatură apă răcitor 2 [°C]	
12,52	9,85	21,3
Cădere presiune aer răcitor nr. 1 [mmH₂O]	Cădere presiune aer răcitor nr. 2 [mmH₂O]	
89,9	105,9	15,1

Se pot observa cu ușurință rezultatele înregistrate asupra agregatului sistem de turbosupraalimentare. Am obținut rezultate și erori foarte bune la debite de aer, turații, temperaturi de ungere, temperaturi apă răcitor. Erorile au fost sub 5,5 %, deci rezultate foarte bune.

Am înregistrat valori mari pentru căderea de presiune a aerului pe răcitor - 15,1 % eroare între răcitoare, dar acest lucru poate fi datorită gradului de curățare mai mic al unuia dintre răcitoare.

Eroarea pentru diferența de temperatură asupra apei de răcire prin răcitor a fost de 21,3 % între răcitoare. Probabil un rezultat mare tot datorită gradului de curățare interioară al unuia dintre răcitoare.

7.2 Validarea datelor calculate cu cele înregistrate pentru distilatorul naval

Pentru sistemul de turbosupraalimentare au fost calculați parametri teoretici de funcționare, astfel:

- Fluxul energetic teoretic al apei de mare de răcire;
- Fluxul energetic teoretic al apei tehnice provenite de la motorul principal;

Pentru sistemul de turbosupraalimentare au fost studiați următorii parametri reali de funcționare de funcționare:

- fluxul energetic real al apei sărate de intrare de răcire;
- fluxul energetic real al apei tehnice;
- temperaturi apă sărată condensor;
- temperaturi apă tehnică provenită de la motor principal;
- debit apă tehnică produsă.

Principalele comparații le-am efectuat între fluxurile energetice teoretice și fluxurile energetice reale ale instalației de desalinizare. Conform tabelului de mai jos rezultatele și erorile au fost următoarele:

Tabelul 7.2 Erori calculate pentru sistemul de distilare

Fluxul energetic teoretic al apei de mare de răcire (medie) [kW]	Fluxul energetic real al apei sărate de intrare de răcire [kW]	Eroare [%]	Fluxul energetic teoretic al apei tehnice provenite de la motorul principal	Fluxul energetic real al apei tehnice [kW]	Eroare [%]

			[kW]		
1191,4	1137,1	4,6	1124,2	1140,5	1,44

Așa cum se poate observa în tabelul 7.2 au fost calculate erorile pentru fluxurile energetice care au loc în distilatorul naval de referință. Pentru fluxul energetic provenit de la apa sărată și care are loc în condensor am obținut o eroare de 4,6 %. Această valoare este foarte bună ținând cont de faptul că apa sărată provine din mediul marin.

Pentru apa tehnică eroarea a fost de 1,44 %. Eroarea este foarte mică și ca atare rezultatul este uul mai mult decât satisfăcător.

7.3 Validarea datelor calculate cu cele înregistrate pentru caldarina recuperatoare

Odată cu evoluția tehnologiilor de modelare computerizată a fenomenelor naturii, accentul se mută și se va muta cu siguranță în continuare de la latura experimentală spre latura de simulare în cercetarea științifică.

Încrederea în rezultatele unor simulări făcute pe programe de top mondial precum ANSYS a crescut în asemenea măsură încât de pildă întregul proiect ITER (International Termonuclear Experimental Reactor) din Cadarache (sudul Franței), aflat sub egida internațională fiind primul reactor cu fuziune nucleară din lume la o scară nemaivăzută până în zilele noastre, ei bine întregul proiect a fost dezvoltat în Cullham Center of Fusion Energy din Oxfordshire (UK) apelând exclusiv la ANSYS APDL pentru modelarea unor fenomene complexe precum modelarea unor sisteme multi-câmp fizic, ca de pilda interacțiunea dintre câmpurile electromagnetice-încălzirea-deformația structurală și răcirea pereților reactorului tip Tokamac în care circulă plasmă la 150 milioane de grade Celsius. Aceste modele nu pot fi verificate experimental decât atunci când se va porni reactorul.

Dacă nu s-ar avea încredere în rezultatele generate de aceste simulări atunci asemenea mega-obiective importante pentru viitorul energetic al omenirii nu ar putea fi proiectate. Scopul verificării și validării modelelor numerice este de a face modelul credibil și precis. Modelul numeric, în cazul nostru, este folosit pentru a ajuta luarea unor decizii de optimizare a ecaldarinei unei nave maritime, iar credibilitatea acestuia în a produce rezultate corecte și precise nu trebuie să fie pusă la îndoială. Simulările numerice sunt și rămân doar niște aproximări ale fenomenelor reale și deci comparația cu datele extrase din realitate este mai mult decât necesară. Prin definiție, validarea unui model numeric înseamnă sunbstanțierea faptului că pe domeniul aplicației precizia acestuia este suficientă pentru descrierea fenomenului simulat.

În contextul acestei lucrări, validarea înseamnă compararea rezultatelor generate de modelul numeric cu datele înregistrate la bordul navei Horaisan. Această navă este o navă modernă cu sisteme de diagnoză și automatizare avansate. Caldarina recuperatoare este arătată în figurile de mai jos:

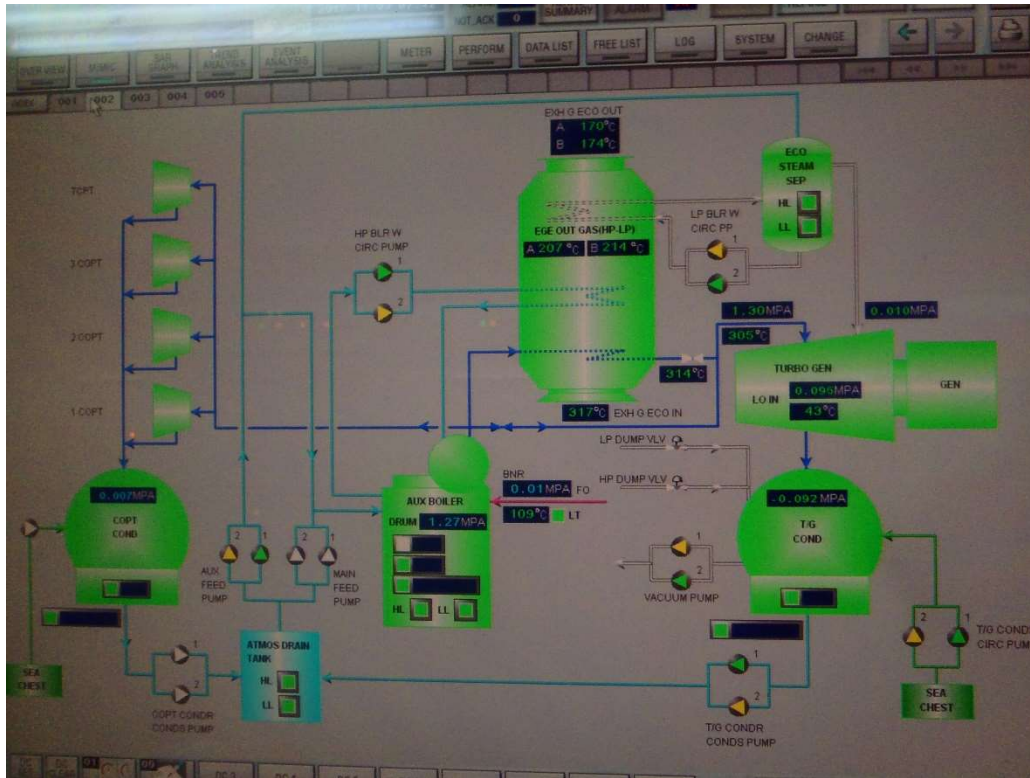


Figura 7.1 Monitorul pentru caldarina recuperatoare din camera principala

La turația elicei de 70,6 rpm datele înregistrate sunt:

- Temperatură abur treaptă joasă presiune=215°C
- Temperatură abur înaltă presiune=209°C
- Temperatură abur treaptă Supraîncălzitor=297°C (Teoretic prin construcție 245°C)
- Presiune abur treaptă joasă presiune=0,32 MPa
- Presiune abur treaptă înaltă presiune=0,8 MPa
- Presiune abur treaptă Supraîncălzitor=0,72 MPa

Pentru comparație se pun tabelar datele înregistrate și cele calculate:

Tabelul 7.3 Validare rezultate

Parametru	Treaptă Joasă presiune	Treaptă Înaltă presiune	Treaptă Supraîncălzitor
Temperatura înregistrată	215°C	209°C	297°C/ Teoretic prin construcție 245°C
Temperatura calculată	256°C	256°C	256°C
Abatere %	+16%	+18%	-16% sau +4%
Tip abur obținut	Saturat	Saturat	Saturat
Tip abur calculat	Saturat	Saturat	Saturat
Abatere %	0%	0%	0%

Presiune abur înregistrat	0,32 MPa	0,8 MPa	0,72 MPa
Presiune abur calculat	0,29 MPa	0,74 MPa	0,69 MPa
Abatere %	-10%	-8%	-4%

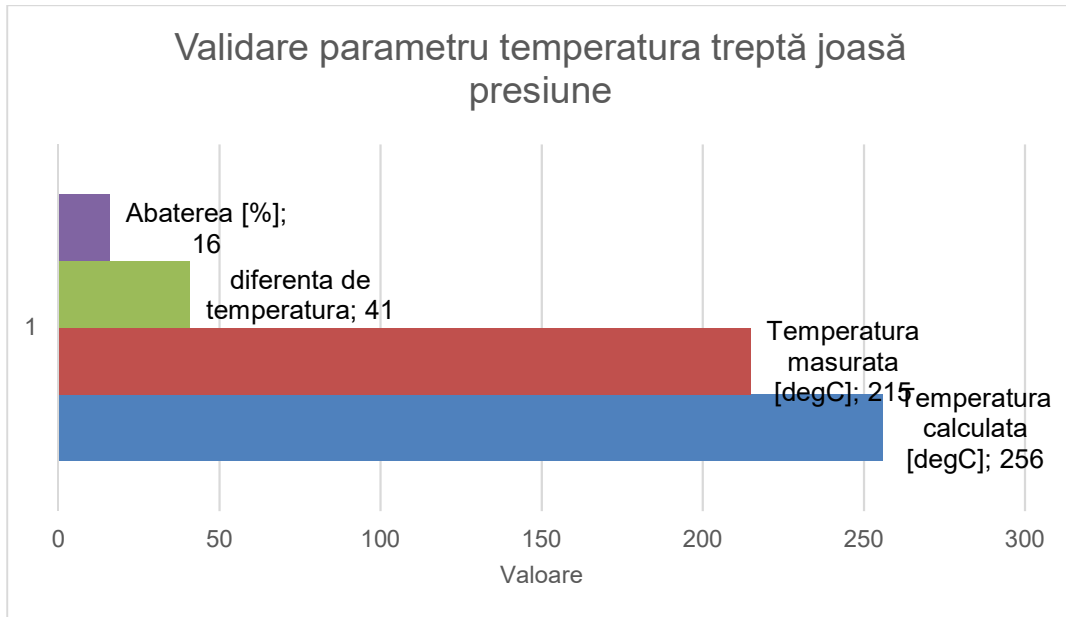


Figura 7.2 Validare parametru – temperatură treaptă joasă presiune

În figura 7.2 se observă parametrii înregistrați și mășurați pentru temperatura aburului pe treapta de joasă presiune. Avem o diferență de temperatură de 41 °C și o abatere de 16%, acceptabilă ținând cont temperaturile destul de ridicate de lucru ale aburului.

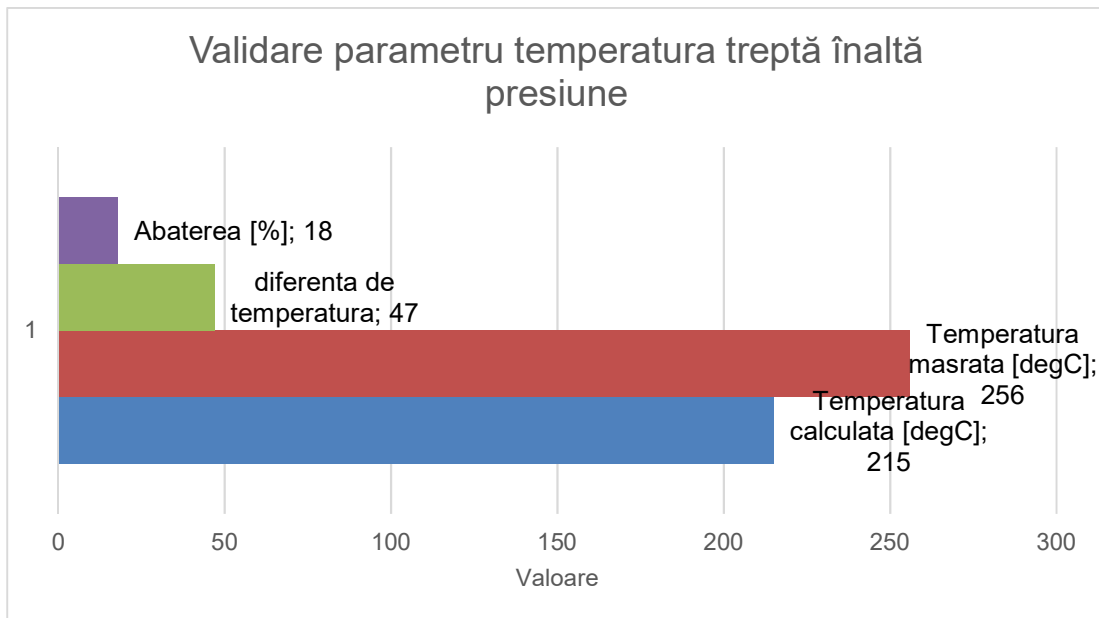


Fig.7.3 Validare parametru – temperatură treaptă înaltă presiune

În figura 7.3 se observă parametrii înregistrați și măsurați pentru temperatura aburului pe treapta de joasă presiune. Avem o diferență de temperatură de 47 °C și o abatere de 18%, acceptabilă ținând cont temperaturile destul de ridicate de lucru ale aburului pe treapta de înaltă presiune.

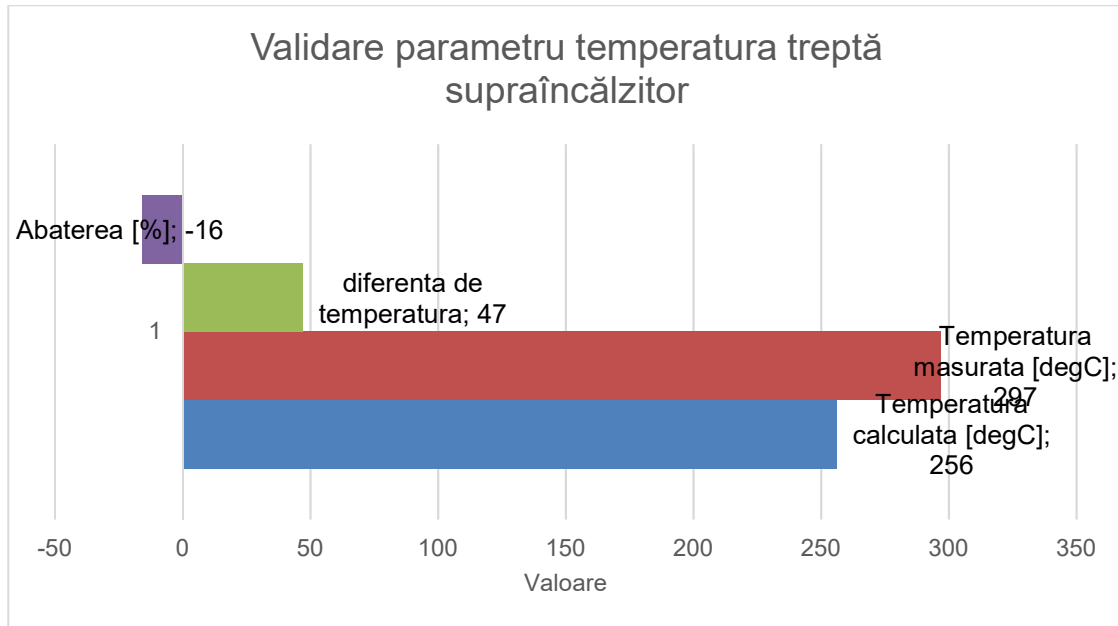


Figura 7.4 Validare parametru – temperatură treaptă supraîncălzitor

În figura 7.4 se observă parametrii înregistrați și măsurați pentru temperatura aburului pe treapta de joasă presiune. Avem o diferență de temperatură de 47 °C și o abatere de -16%, acceptabilă ținând cont temperaturile destul de ridicate de lucru ale aburului pe treapta supraîncălzitorului.

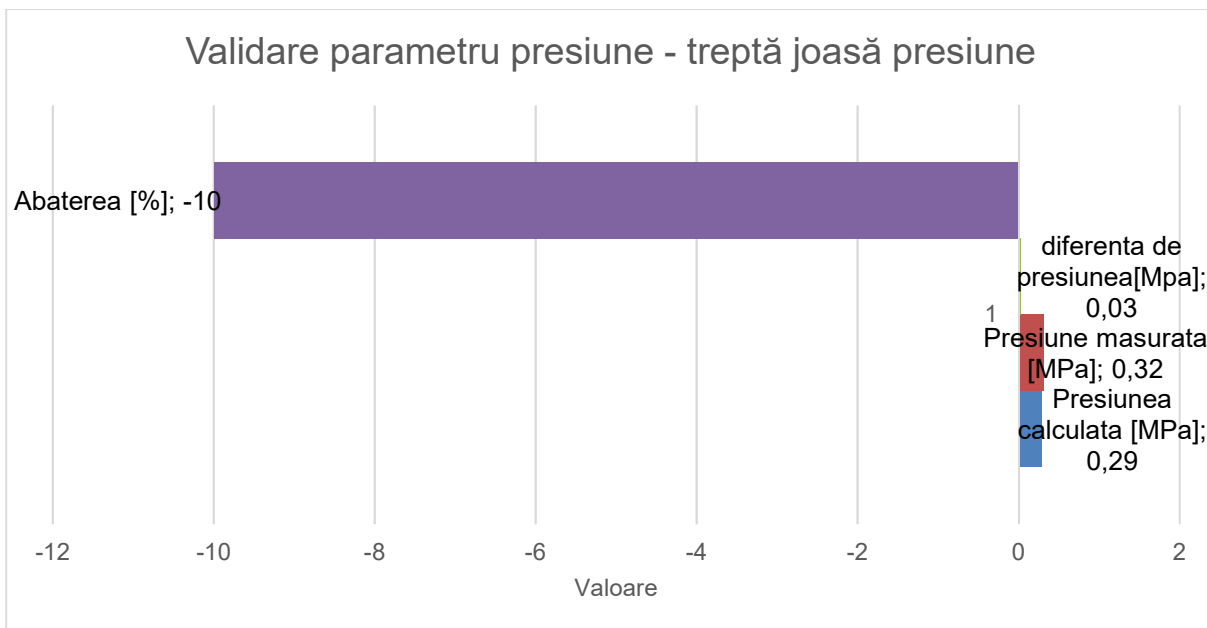


Figura 7.5 Validare parametru – presiune treaptă joasă presiune

În figura 7.5 se observă parametrii înregistrați și măsurați pentru presiunea aburului pe treapta de joasă presiune. Avem o diferență de presiune de 0,29 MPa și o abatere de -10%, acceptabilă.

Capitolul 8. Concluzii finale, contribuții personale și direcții de cercetare ulterioară

8.1 Concluzii finale

Lucrarea de față, intitulată „*Studii și cercetări privind sistemele de recuperare a energiei reziduale la navele maritime*” demonstrează faptul că se pot aduce contribuții la îmbunătățirea funcționării întregului sistem de recuperare a fluxului energetic rezidual la bordul navelor, printr-o reproiectare adecvată și optimizare a componentelor principale ale sistemului.

Lucrarea s-a bazat atât pe studiul teoretic, pe simularea proceselor de flux energetic cu ajutorul programelor electronice specializate, dar și pe studiul fluxurilor reale cu ajutorul unui obiect de studiu la scara de 1:1, respectiv tancul petrolier de 300000 tdw.

Multitudinea de metode numerice care s-au dezvoltat în ultimii ani au rolul de a nu le înlocui pe cele de cercetare (experiment), ci au rolul de a îmbunătăți și optimiza prin avantaje precum: timp mult mai scurt de obținere a rezultatelor, cost redus când se dorește efectuarea unui număr mare de experimente asemănătoare, obținerea de rezultate parțiale sau finale, totodată ele oferind posibilitatea vizualizării variației unor parametri, creând astfel o imagine de ansamblu a fenomenelor studiate.

Toate programele folosesc metode numerice pentru a crea algoritmi de calcul. Acestea reprezintă baza de la care se pornește în modelarea numerică a fenomenelor studiate. Inițial programele erau foarte greoaie și impuneau cunoștințe aprofundate de programare și analiză matematică. Ulterior noile generații de programe au devenit mult mai facile din punct de vedere al interfeței cu utilizatorul. Un dezavantaj major al acestora fiind faptul că nu pot fi modificate în structura lor internă și prezintă doar tipurile de soluții pe care le au integrate.

Consider că obiectivele propuse în teză au fost îndeplinite în totalitate astfel:

Stadiul actual privind normele internaționale cu privire la eficientizarea navelor

Acest obiectiv a fost îndeplinit în capitolul 1, unde am efectuat un studiu privind starea actuală a eficienței navelor maritime la nivel mondial.

Conform rapoartelor actuale IMO, emisiile de gaze cu efect de seră va atinge un nivel mult mai ridicat decât nivelul acceptabil necesar pentru a ține sub control și în limite acceptabile încălzirea globală.

Problema reducerii consumului de combustibil din industria maritimă are ca scop rezolvarea uneia dintre cele mai importante provocări ale societății de azi: încălzirea globală.

Emisiile de CO₂ se cunosc ca fiind cea mai importantă cauză din cadrul contribuțiilor antropogenice ale încălzirii globale. Chiar dacă industria maritimă contribuie astăzi cu un procent de doar 2,5 % din totalul emisiilor, este de așteptat ca această cantitate să crească cu până la 250 % pe fondul creșterii volumului de mărfuri transportate.

Stadiul actual al metodelor de eficientizare privind navele comerciale

Stadiul actual privind optimizarea eficienței energetice în shipping a fost tratat în capitolul 2 al lucrării și reprezintă un demers suficient de extins legat de prezentarea navei maritime ca un sistem energetic integrat și definirea câtorva modalități de creștere a eficienței energetice a navei, plecând de la optimizarea corpului navei și definirea tipurilor de sisteme utile în recuperarea căldurii rezultate în urma arderii combustibilului în motorul principal. S-au detaliat multe soluții de îmbunătățire ale eficienței energetice la navele maritime, toate fiind deja puse în aplicare și care dau rezultate palpabile.

S-au trecut în revistă modalitățile de proiectare asistată de calculator a formei optime a carenei navei prin dimensiunea modelelor, eficacitatea tehnicilor și acuratețea soluțiilor care impun un standard care nu mai poate fi ignorat astăzi de concepția inginerească.

S-au abordat subiecte cu privire la optimizarea formei corpului navei, instalații și echipamente cu un nivel scăzut de energie și modalități de îmbunătățire a performanțelor energetice ale navelor în exploatare, toate importante în strategia de scădere a costurilor de exploatare și micșorarea impactului navelor maritime asupra mediului.

Analiza energetică a sistemelor de recuperare a fluxului energetic rezidual pentru nava petrolier de 300000 tdw

Acest obiectiv a fost îndeplinit în capitolul 3 al acestei lucrări. Aici a fost luată ca referință nava tanc petrolier de 300000 tdw Horaisan și au fost tratate aspecte privind sistemele energetice de la bord.

S-a abordat pe larg descrierea sistemelor de recuperare a căldurii de evacuare, toate importante în strategia de scădere a costurilor de exploatare și micșorarea impactului navelor maritime asupra mediului.

Despre utilizarea sistemelor de recuperare a căldurii rezultate în urma arderii combustibilului, au fost descrise câteva sisteme de recuperare a căldurii evacuate printre care turbina de putere și generator (PTG), turbina cu abur, turbina de putere și generatorul (ST-PT), soluții WHRS cu turbină cu abur și turbină de putere și în final câteva elemente despre caldarinele recuperatoare, care face obiectul principal al acestei lucrări.

Ținând seama de faptul că nava este dotată cu turbogenerator, caldarina recuperatoare și sistem de supraalimentare, arată faptul că alegerea acesteia ca obiect de studiu a fost o opțiune foarte bună.

Obiectul central al acestui obiectiv s-a bazat pe studiul bilanțului energetic al motorului principal. S-a trasat de asemenea diagrama Sankey privind fluxurile energetice ale motorului.

Bilanțul energetic pentru nava tank VLCC a arătat că energi atermică reziduală are un interval între 1,01 – 4,08 % din totalul fluxului energetic al motorului la încărcare între 50 – 100 %.

Analizele efectuate au dovedit că instalația de propulsie este consumatorul major (67,2 %), dar ni s-a demonstrat că nici necesitatea energiei electrice (11,8 %) și nici fluxurile termice

(21 %) nu sunt neglijabile. O mare cantitate de energie este risipită către mediu prin răcirea motorului și gazele de evacuare. Utilizând analiza energetică se poate estima potențialul de a implementa la bord un sistem de recuperare a căldurii.

Analiza impactului supraalimentării motorului principal asupra eficienței navei

Obiectivul a fost îndeplinit prin studiul parametrilor teoretici și reali de exploatare a sistemului turbocompresor de la bordul navei.

Pornind de la faptul că, din cantitatea totală de energie conținută în combustibilul ars într-un motor diesel doar 20% este utilizat pentru propulsia efectivă a navei, constructorii navali acționează pe toate căile pentru diminuarea pierderilor de energie și pentru sporirea eficienței propulsiei. Atenția lor este concentrată atât la nivelul propulsorului, cât și motorului în sine și a navei.

Făcând referire la modelul matematic al turbocompresorului, am studiat fluxurile energetice atât din punct de vedere teoretic cât și pornind de la parametri reali ai agregatului.

În cazul comparării rezultatelor teoretice cu cele reale, am obținut rezultate și erori foarte bune la debite de aer, turații, temperaturi de ungere, temperaturi apă răcitor. Erorile au fost sub 5,5 %, deci rezultate foarte bune.

Am înregistrat valori mari pentru căderea de presiune a aerului pe răcitor - 15,1 % eroare între răcitoare, dar acest lucru poate fi datorită gradului de curățare mai mic al unuia dintre răcitoare.

Eroarea pentru diferența de temperatură asupra apei de răcire prin răcitor a fost de 21,3 % între răcitoare. Probabil un rezultat mare tot datorită gradului de curățare interioară al unuia dintre răcitoare.

Analiza eficienței navei prin studiul fluxului energetic al apei de răcire

Dintre toate valorile fluxurilor energetice variabile care determină funcționarea distilatorului, referindu-se în primul rând la cantitatea și calitatea distilatului generat, cele mai importante sunt rata căldurii furnizate cu ajutorul fluidului de încălzire și a presiunii de lucru (vid).

Fluxul termic provenit de la motorul principal prin fluidul de răcire al acestuia este factorul decident în calitatea și cantitatea de distilat produsă.

Am studiat atât fluxurile energetice teoretice cât și fluxurile energetice reale ale agregatului.

Au fost calculate erorile pentru fluxurile energetice care au loc în distilatorul naval de referință. Pentru fluxul energetic provenit de la apa sărată și care are loc în condensor, am obținut o eroare de 4,6 %. Această valoare este foarte bună ținând cont de faptul că apa sărată provine din mediul marin.

Pentru apa tehnică eroarea a fost de 1,44 %. Eroarea este foarte mică și ca atare rezultatul este unul mai mult decât satisfăcător.

Sistemul de generare a apei tehnice prin distilare este destul de răspândit la navele comerciale și reprezintă rezultatul recuperării fluxului termic provenit de la motorul principal.

Modelarea și studierea transferului energetic cu ajutorul modulului CFD (Computational Fluid Dynamics) din cadrul Ansys Fluent în caldarina recuperatoare

Partea cea mai importantă este dezvoltarea modelului numeric prin analiza numerică a caldarinei recuperatoare. Capitolul 6 cuprinde proximativ 50 de pagini cu un bogat material de rezultate reprezintă coloana vertebrală a lucrării. Este alcătuit din subcapitole precum: studiul modelului energetic al caldarinei; analiza cu volume finite a curgerii și schimbului de căldură în caldarina; analiza cu elemente finite a interacțiunii fluid-structură pentru treapta de joasă presiune LP; analizele de optimizare ale modelului numeric; studiul parametrilor reali de funcționare ale caldarinei recuperatoare. Toate acestea au generat un model numeric al caldarinei recuperatoare credibil și validat în scurtul capitol de validare a modelului care compară datele calculate cu cele înregistrate la bordul navei Horaisan a cărei caldarine a fost astfel simulat.

Analiza de optimizare a modelului numeric cuprinde două faze și anume determinarea candidatului optim după care cu parametri termo-hidraulici optimi s-a generat modelul complet nou termo-hidrodinamic, pentru a se obține rezultatele necesare comparării celor două modele, cel real și cel optim. S-a văzut că modelul optimizat livrează cantități de abur cu o calitate superioară modelului real. Cea mai importantă concluzie este că temperatura apei la intrarea treptelor caldarinei recuperatoare are cel mai mare impact asupra calității aburului livrat.

În ceea ce privește validarea modelului numeric, o primă remarcă este faptul că există procese de depuneri pe țevile caldarinei în cursul timpului ceea ce duce inevitabil la înrăutățirea condițiilor de transfer căldură, și de aceea calculele teoretice se potrivesc doar cu cele înregistrate la o caldarină nouă. Pe de altă parte, parametri de lucru ai caldarinei variază cu încărcarea motorului. În consecință, compararea datelor teoretice și a celor experimentale duc la o oarecare incertitudine.

În cazul temperaturilor înregistrate și calculate pentru treptele de joasă și înaltă presiune valorile calculate sunt mai mari cu 16% și respectiv 18% indicând condiții înrăutățite de transfer căldură în aceste trepte. În orice caz valorile calculate și înregistrate sunt comparabile.

Tipurile de abur calculat și cel obținut în realitate sunt identice ceea ce arată că modelul numeric este valid.

În ceea ce privește presiunile din sistem ele pot varia în funcție de încărcarea echipamentelor de după caldarina recuperatoare, dar valorile calculate și cele înregistrate sunt într-o bună măsură de corelație.

Prin analizarea acestor rezultate rezultă că modelul numeric este valid și poate genera rezultate credibile.

Validarea rezultatelor prin comparație cu rezultatele obținute printr-un experiment la scara 1:1

Posibilitatea efectuării, pe un interval de timp la alegere, a unor experimente pe o navă reală la scara 1:1, a permis validarea rezultatelor obținute cu programul numeric. Validarea s-a efectuat cu ajutorul unui lanț de instalații reale: **motor principal – sistem turbosupraalimentare – distilator – caldarină recuperatoare**.

Rezultatele au fost mulțumitoare, ceea ce ne confirmă faptul că programul creat poate fi folosit și de către studenți, doctoranzi, cercetători și specialiști care încadrează diviziunile de nave speciale, în aprofunda înțelegerea sistemelor de recuperare a energiei reziduale la bordul navei.

8.2 Contribuții personale

În cercetarea noastră, legat de pregătirea lucrării, am căutat articole sau surse bibliografice care să atace subiectul complex al modelării numerice a caldarinelor navale. În acest domeniu rapoartele de cercetare / articolele științifice au un număr restrâns.

Totodată, subsamblele implicate direct în sistemul de recuperare a căldurii reziduale, au și ele studii restrânse (turbocompresorul, distilatorul).

Din bibliografia curentă, la zi, am sintetizat și prezentat stadiul actual privind normele internaționale cu privire la eficientizarea navelor. Aici am prezentat atât evoluția eficientizării navelor cât și stadiul actual.

Totodată am prezentat principalele metode realizabile privind eficientizarea navelor comerciale. Aceste metode sunt ori în stadiul de proiect ori nou aplicate și în monitorizare.

Am efectuat și analizat bilanțul energetic al motorului principal de la bordul navei atât prin calcule clasice precum și pe bază de diagrame tip Sankey.

Am analizat turbocompresorul aferent motorului principal din punct de vedere al fluxurilor energetice de circulație în acesta.

An analizat din punct de vedere energetic sistemul de distilare de la bordul navei.

Deci pe cale de consecință această lucrare are un caracter de noutate și originalitate evident. Însuși echipamentul modelat, un echipament masiv și sofisticat, nu se pretează la modelări numerice pe calculatoare chiar și mai avansate decât cele obișnuite.

Prin decizii de modelare inspirate am reușit să reduc dimensiunile modelului la o dimensiune abordabilă ca necesar de putere de calcul dar fără a se pierde (prea mult) din credibilitatea și precizia modelului în a descrie echipamentul real.

Partea introductivă teoretică este foarte extinsă cu un real potențial de a servi drept sursă de inspirație pentru oricare din lucrările ulterioare pe acest subiect.

Modelarea geometriei tuburilor de presiune și a părții din carcasa caldarinei recuperatoare au necesitat mari eforturi fiind produs în ANSYS DesignModeler care se știe că nu este exact un program de generare a geometriilor tridimensionale foarte prietenos. Rezultatul a fost însă satisfăcător, geometria generată fiind identică cu cea din realitate.

Mergând mai departe la generarea modelului numeric, s-a rezolvat problema curgerii bifazice a fluidului în tuburile treptelor caldarinei, făcând apel la modelul RPI al ANSYS recent dezvoltat pentru asemenea aplicații.

Definirea caracteristicilor și variabilelor materialelor și procesului nu a fost o întreprindere ușoară, prin tehnica „trial and error” și după sute de încercări s-a ajuns la un model rezonabil care a dat rezultate credibile în comparație cu datele înregistrate la bordul navei.

Mai departe parcursul a fost ceva mai simplu, având datele hidrodinamice a curgerii bifazice din tuburi s-a executat simularea interacțiunii fluid-structură relativ simplu.

Optimizarea parametrilor de curgere a reprezentat iarăși o problemă spinoasă din cauza dimensiunilor modelului.

O iterație la modelul original pe un calculator performant a durat 4 ore și deci pentru 25 de iterații necesare populării spațiului de proiectare pentru optimizare ar fi fost nevoie de 100 de ore de funcționare continuă a calculatorului la viteza maximă.

S-a decis așadar o a doua simplificare a modelului fiind considerat doar o buclă a treptei de joasă presiune, plecând de la premisa că rezultatele de pe o treaptă pot fi extrapolate către oricare treaptă cel puțin calitativ. În final s-a obținut un model optim care a lucrat excelent.

Ținând cont de toate cele de mai sus, putem concluziona că subiectul tratat este original și a necesitat un volum de muncă apreciabil, dar rezultatele sunt satisfăcătoare în termenii preciziei inginerești.

În final am efectuat validarea rezultatelor teoretice prin studiul parametrilor reali la bordul navei.

8.3 Direcții de cercetare ulterioară

Lucrarea de față deschide o certă varietate de posibilități legate de eventuale studii și cercetări ce pot fi realizate în viitor, plecând de la prezenta lucrare.

Ele sunt date mai jos fără a avea nici o pretenție la exhaustivitate, astfel:

- Una dintre primele direcții, și cea mai la îndemână, o reprezintă îmbunătățirea și perfecționarea programului de calcul prin varietatea de condiții de simulare care se pot impune. Astfel se pot face simulări pentru diferite condiții de lucru ale navei (nava în marș, nava la ancoră, nava în condiții tropicale sau arctice) atunci când diferă condițiile de lucru ale motorului principal.
- Geometria folosită este simplificată dar poate fi extinsă ușor la un mănunchi de tuburi pentru o reprezentare mai realistă a fenomenelor de curgere și schimb de căldură din caldarina recuperatoare.
- Pentru optimizare se poate proceda și la analiza echipamentelor adiacente caldarinei, aceasta fiind doar un echipament dintr-un întreg sistem.
- Analiza interacțiunii fluid structură se poate face și prin simulări FSI cu metoda Two Way FSI care implică și considerarea deformațiilor structurii în evoluția fluidului, spre deosebire de metoda abordată în prezenta lucrare care a fost de tip One Way.
- Se pot încerca geometrii a traseului tuburilor diferite față de cele existente care să mărească schimbul de căldură.
- Se pot încerca soluții la nivelul tuburilor cu nervuri care să mărească schimbul de căldură.

Trebuie pus în evidență faptul că propunerile de mai sus necesită resurse mari de calcul și ca atare va fi necesar și o investiție importantă în aceste resurse pentru a realiza simulările. În prezent am în vedere o colaborare cu centre de cercetare specializate sau la acele firme care au investit suficient de mult în noile și modernele metodologii și softuri de calcul cu CFD, pentru a realiza pe viitor ceea ce mi-am propus.

Bibliografie

- [1] <http://epochtimes-romania.com/news/comertul-maritim-este-esential-in-mediul-global---145851>. .
- [2] Baldi, F. *Thesis for the degree of doctor of engineering: Modelling, analysis and optimisation of ship energy system*, Chalmers University Of Technology, Gothenburg, Sweden, 2016.
- [3] Baldi, F., Hannes, J., Gabriellii, C., Andersson, K. *Energy and Exergy Analysis of Ship Energy Systems – The Case study of a Chemical Tanker*, Gothenburg, Department of Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology Gothenburg, Sweden, 2015.
- [4] https://www.psih.uaic.ro/wp-content/uploads/dppd/postuniv/12-13/IAC_curs_General.pdf.
- [5] Baldi, F., Ahlgren, F., Nguyen, T., Thern, M. *Energy and exergy analysis of a cruise ship*, Gothenburg, Department of Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology, Sweden, 2015.
- [6] D. Shipping, *Final report waste-heat-recovery-system MAN Waste Heat Recovery from Combustion engine based on the rankine cycle*, 2020.
- [7] <http://dex.anidescoala.ro/cuvant/deadweight>.
- [8] Woud, H.K., Stapersma, D. *Design of Propulsion and Electric Power Generation Systems*, London: Imarest Publications, United Kingdom, 2003.
- [9] <https://scialert.net/fulltext/?doi=ajms.2015.19.34>.
- [10] Carlton, J. *Marine Propellers and Propulsion*, Oxford: Butterworth-Heinemann, United Kingdom, 2012.
- [11] Faităr, C., Novac, I. *A new approach on the upgrade of energetic system based on green energy. A complex comparative analysis of the EEDI and EEOI*, Iasi, ModTech International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering, 15-18 Jun, 2016.
- [12] Baldi, F. *Thesis For The Degree Of Doctor Of Engineering: Modelling, analysis and optimisation of ship energy system*, Gothenburg, Sweden, Department of Shipping and Marine Technology, 2016.
- [13] https://profs.info.uaic.ro/~fliacob/An2/2017-2018/Modelare%20matematica_Resurse/Nicoleta%20Brez%20a%20a_Modelare_matematica_prin_Matlab.pdf.
- [14] L. M. P. N. a. A. N. IRENA - *International Renewable Energy Agency, Renewable Energy Options For Shipping Technology Brief*, 2015.
- [15] Faităr, C., Novac, I. *Green energy propulsion*, 2015.
- [16] <https://www.mhi-global.com>.
- [17] <https://www.cnet.com>.
- [18] Faităr, C., Novac, I. *Basic aspects and contributions to the optimization of energy systems exploitation of a super tanker ship*, 2017.
- [19] www.pveducation.org/pvcdrom/modules/module-circuit-design2015, accessed 07/04/2016.

- [20] Faităr, C., Novac, I. *Basic aspects and contributions to the optimization of energy systems exploitation of a super tanker ship*, 2017.
- [21] https://mechanicalxx.blogspot.ro/2016/09/steam-turbine_77.html.
- [22] <http://www.kline.co.jp/en/csr/environment/efforts/suppression.html>.
- [23] Faităr, C., Nedelcu, A.T., Dumitrache, M. L. *Improving the heat balance by using the exhaust gases for a tanker ship*, 2018.
- [24] <http://worldmaritimenews.com>.
- [25] <https://en.wikipedia.org>.
- [26] <http://www.environmentalshipindex.org>.
- [27] <http://www.environmentalshipindex.org/Public/Home>.
- [28] Faităr, C., Novac, I. *A new approach on the upgrade of energetic system based on green energy. A complex comparative analysis of the EEDI and EEOI*, 2016.
- [29] Faităr, C., Novac, I. *Comparative Analysis of Energy Efficiency Indicators for a Crude Oil Super-Tanker Ship*, 2015.
- [30] Faităr, C., Nedelcu, A.T., Buzbuchi, N. Stan, L.C. *Consideration of Energy Efficiency Operational Index evaluation*, 2019.
- [31] Faităr, C., Memet, F. *Considerations upon the performances of the main naval engine and energy efficiency evaluation*, ModTech, Iași, 2019.
- [32] Patterson, M 24, 377-390. 23, 1996.
- [33] Kotas, T.J. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Krieger Publishing, 1995.
- [34] Szargut, J., Morris, D.R., Stewart, F.R *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*, Hemisphere, 1988.
- [35] Lior, N., Zhang, N. *Energy, exergy, and Second Law performance criteria*, Energy, 32, 281-296., 2007.
- [36] Kotas, T *Exergy criteria of performance for thermal plant: second of two papers on exergy techniques in thermodynamic*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 2, 147-163. 25, 1980.
- [37] Bruges, E. A. *Performance of heat exchangers*, Eng., vol. 204, pp. 225, 1957.
- [38] Kotas, T. *Exergy criteria of performance for thermal plant: second of two papers on exergy techniques in thermodynamic plant analysis*, Int. J. Heat Fluid Flow, vol. 2, pp. 147–163, 1980, 1980.
- [39] Wik, C., Niemmi, S. *Low emission engine technologies for future Tier 3 legislations, Options and case studies*, J Shipp Trade 2016:1–34, 2016.
- [40] Mattarolo, L. *Energy economy and heat recovery with particular reference to sea transport*, Int. J. Refrig., vol. 9, no. 1, pp. 6–12, 1986.
- [41] Faităr, C. *Considerații teoretice și practice de optimizare a exploatării sistemelor energetice la un VLCC de 305,000 tdw*, Bachelor's Degree Paper, Constanța, 2015; p.113-121, 2015.
- [42] Faităr, C. *Concepte de modernizare energetică a unui VLCC de 305,000 t.d.w. Calculul și proiectarea sistemelor energetice auxiliare*, Master's Degree Thesis, Constanța, p.89-113, 2017.

- [43] Olszewski, W., Dzida, M. *Selected combined power systems consisted of self- ignition engine and steam turbine*, Polish maritime research special issue 2018 s1 (97) vol. 25; pp. 198-20310.2478/pomr-2018-0042,2018.
- [44] Wang, S., Liu, C., Zhou, Y. *Study on Waste Heat Utilization Device of High-Temperature Freshwater in the Modern Marine Diesel Engine*, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 111(2018) 012009 doi:10.1088/1755-1315/111//012009, 2018.
- [45] Altosole, M., Benvenuto, G., Campora, U., Laviola, M., Trucco, A. *Waste Heat Recovery from Marine Gas Turbines and Diesel Engines*, Energies, 10, 718, 2017.
- [46] Faităr, C., Novac, I. *A new approach on the upgrade of energetic system based on green energy. A complex comparative analysis of the EEDI and EEOI*, ModTech International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering 15-18 June 2016, Ramada H, 2016.
- [47] ISGOTT, ISGOTT - *International Safety Guide for Oil Tankers and Terminals*, 2006.
- [48] Faităr, C., Novac, I. *Basic aspects and contributions to the optimization of energy systems exploitation of a super tanker ship*, ModTech International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering 14-17 June 2017, Sibiu, Romania.
- [49] D. N. Veritas, *Inspection and Maintenance of Oil tankers*, 2012.
- [50] Faităr, C., Nedelcu, A.T., Buzbuchi, N. *Consideration of heat recovery for a diesel two-stroke engine*, 2018.
- [51] Hyundai, *Steam turbines*, 2010.
- [52] G. Lloyd, *Rules for classification and construction VI additional rules and guidelines*, 2013.
- [53] Hyundai, *Engine and machinery*, 2012.
- [54] Vafai, K., Ahmed, T. *Heat transfer augmentation through convergence angles in a pipe, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 72:3, 197-21, 2017.
- [55] Faităr, C., Nedelcu, A.T., Buzbuchi, N., Stan, L., Dumitrache, L.M. *Considerations of the energy balance of an internal combustion engine and the recovery of heat lost through the cooling water*, 2019.
- [56] Horaisan VLCC Tanker Ship Technical Book, 2012.
- [57] <https://www.mhi-mme.com/products/boilerturbine/whrs.html>;
- [58] <http://marineengineeringonline.com/exhaust-gas-boiler>.
- [59] Lion, S., Vlaskos, I., Rouand, C., Taccani, R. *Overview of the Activities on Heavy Duty Diesel Waste Heat Recovery with Organic Rankine Cycles (ORC)*, ECCO-MATE IELUT FP7 Project, IV International Seminar on ORC Power Systems, ORC2017 13, 2017.
- [60] Buzbuchi, N., Manea, L., Dragalina, A., Moroianu, C., Dinescu, C. *Motoare navale. Procese si caracteristici*, Bucuresti: Editura Didactica si Pedagogica, 1997.
- [61] Baldi, F., Hanssen, J., Gabriellii, G., Anderson, K. *Energy and Exergy Analysis of Ship Energy Systems, The Case study of a Chemical Tanker*, Department of Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology Gothenburg, Sweden, Received 25, 2014.
- [62] <https://www.ilegis.ro/oficiale/index/act/219402>.
- [63] <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/?uri=CELEX%3A32008R0440>.

- [64] L. MITSUBISHI HE.AVV INDUSTRIES., MB06-Main Engine Final Drawing - Horaisan Ship, 2012.
- [65] KEIICHI, S. *Development of High-efficiency Turbocharger MET-MA Series for Large-Bore Diesel Engine*, Nagasaki Shipyard & Machinery Works: Technical Review Vol. 43 No. 1, 2006.
- [66] Cong, G., Gerasimos, T., Peilin, Z., Hui, G. *Computational investigation of a large containership propulsion*, Appl. Energy 2014, 130, 370–383., 2014.
- [67] https://moam.info/organizational-morphing-technology_5b8dc802097c472a0f8b46aa.html.
- [68] Wahlstrom, J., Eriksson, L. *Modelling diesel engines with a variable-geometry turbocharger and exhaust gas*, Proc. Inst.Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.225, 960–986., 2011.
- [69] Yin, J., Su, T., Guan, Z., Chu, Q., Meng, C., Jia, L *Modeling and Validation of a Diesel Engine with*, *Energies*, 10, 685; doi:10.3390/en10050685, 2017.
- [70] https://inmateh.eu/INMATEH_1_2013/8_Marinuc%20M.pdf.
- [71] Buzbuchi N., Manea, L., Dragalina, A., Moroianu, C. *Motoare navale. Procese și caracteristici*, Editura Didactică și Pedagogică, București , 1997.
- [72] Buzbuchi, N.,Șoloiu, V., Dinescu, C. *Motoare Navale. Supraalimentare Dinamică*, Editura Didactică și Pedagogică R.A. București, 1998.
- [73] I. 15748-1:2002, ISO 15748-1:2002 - *Ships and marine Technology (Nave și tehnologii marine) - Alimentarea cu apă potabilă a navei și structurilor navale; Planificare și proiectare*.
- [74] I. 19458:2006, ISO 19458:2006 - *Water quality (Calitatea apei) - Mostre pentru analiza microbiologică*.
- [75] I. 17025:2005, ISO/IEC 17025:2005 - *General requirements for the competence of testing and calibration laboratories (Cerințe generale pentru calibrarea laboratoarelor și testarea competenței)*.
- [76] Cipollina, A., Micale, G., Rizzuti, L. *Seawater desalination: conventional and renewable energy process*,. Springer Science & Business Media., 2009.
- [77] M. H. I. Ltd, Mitsubishi Heavy Industry Ltd - MJ12-FW Generator (Including Instruction Book), 2012, 2012.
- [78] Alfa Laval, <https://www.alfalaval.com/products/process-solutions/fresh-water-generation/multi-effect-desalination/mep-multi-effect-plate-evaporator/>.
- [79] Kakac, S., Liu, S. *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design*, CRC:USA., 2002.
- [80] Alfa Laval - heat exchange, <https://www.alfalaval.com/media/stories/beverage-processing/plate-heat-exchangers-boost-efficiency-at-leading-whisky-distillery/>.
- [81] Abu-Khader, M. M. *Better thermal calculations using modified generalized Leveque equations for Chevron plate heat exchangers*, International Journal of Green Energy, 4, 351-366, 2007.
- [82] <http://mfame.guru/heat-recovery-system-operation-and-experience>.
- [83] Muley, A., Manglik, R. M. *Experimental study of turbulent flow heat transfer and*

- pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates*, ASME Journal of Heat Transfer, 121 (1), 110-117., 1999.
- [84] Cieslinski, J., Fiuk, A., Typinski, K. *Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations*. *Archives of Thermodynamics*, 37 (3), 19-29., 2016.
- [85] Soto, J. A., Martinez, M. T., Magana, J. L. *Theoretical-experimental study of the effect of the external plates on the thermal performance of a plate heat exchanger*, *Chemical Engineering and Science*, 3 (1), 12-18., 2015.
- [86] Çengel, Y. *Heat and mass transfer: A practical approach. (3rd edition)*, McGraw-Hill, USA, 2011.
- [87] Wright, A., Heggs, P. J. *Rating calculation for plate heat exchanger effectiveness and pressure drop using existing performance data*, *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, 80, 309-312., 2002.
- [88] Khan, T. S., Chyu, M. C., Ayub, Z. B. *Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations*, *Applied Thermal Engineering*, 30, 1058-1065., 2010.
- [89] Demirel, K. *Gemimühendisleri in pompauygulamaları*. İstanbul: BirsenYayınevi., 2007.
- [90] [https://www.mhimme.com/products/engine/..](https://www.mhimme.com/products/engine/)
- [91] Kralj, P., Martinović, D., *Analysis of thermodynamic and technological basics of the marine fresh water generator model*, University of Rijeka , Received 9 May 2017; Accepted 4 October 2017,.
- [92] Lior, N. *Measurements and Control in Water Desalination*, Elsevier, Amsterdam, 1986.
- [93] Kralj, P. *Model generatora slatke vode, doktorska disertacija (A Fresh Water Generator Model)*, Ph.D. Thesis, Pomorski fakultet Sveučilišta u Rijeci, Rijeka, 2012.
- [94] Bahar, R., Hawlader, M.N.A. *Desalination: Conversion of Seawater to Freshwater*, 2nd International Conference on Mechanical, Automotive and Aerospace Engineering, Kuala Lumpur, 2013.
- [95] Faităr, C. *Considerații teoretice și practice de optimizare a exploatarii sistemelor energetice la un VLCC de 305000 tdw*, License Degree, Constanța, 2017; p.113-121;, 2017.
- [96] <https://www.marinetraffic.com/>.
- [97] Faităr, C., Buzbuchi, N., Stan, L. *Fluid structure interaction analysis of a naval economizer*, 2019.
- [98] Horaisan, Horaisan ME07-Instruction Book For Exh. Gas Economizer.
- [99] <https://marine.mandieselturbo.com>.
- [100] <http://www.machineryspaces.com/boiler.html>.
- [101] Sørensen, K., Condra, T. *Modeling and simulating fire tube boiler performance*, 2003.
- [102] Amsallem, D., Farhat, C., Lieu, T. *Aeroelastic analysis of F-16 and F-18/A configurations using adapted CFD-based reduced-order models*. In: *48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, Honolulu, HI, USA, 2007.
- [103] <https://www.researchgate.net>.

- [104] Horaisan, Horaisan ME02-Exh. Gas Economizer.
- [105] <http://www.marineinsight.com/naval>.
- [106] <http://www.mes.it>.
- [107] <https://worldmaritimeneews.com/archives/60495/japan-mhi-develops-uec-lsgi-low-speed-df-diesel-engine>.
- [108] Batina, J.T. *Unsteady Euler airfoil solutions using unstructured dynamic meshes*, AIAA J 28(8):1381–1388, 1990.
- [109] Bazilevs, Y., Calo, V.M., Hughes, T., Zhang, Y. *Isogeometric fluid-structure interaction: theory, algorithms, and computations*, Comput Mech 43(1):3–37, 2008.