

UNIVERSITATEA MARITIMĂ DIN CONSTANȚA
FACULTATEA DE ELECTROMECHANICĂ NAVALĂ

LUCRARE DE DOCTORAT

**CERCETĂRI PRIVIND UTILIZAREA ENERGIEI TERMICE
A APEI MĂRII CU APLICAȚII ÎN PROIECTAREA POMPEI
DE CĂLDURĂ MARINE**

Conducător Științific : Prof. Univ. Dr. Ing. DUMITRU DINU

Doctorand : Ing. ANDREI PREDA



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE
UNIVERSITATEA MARITIMĂ DIN CONSTANȚA
 900663, CONSTANȚA, str. Mircea cel Bătrân, nr. 104, ROMANIA
 Fax: +40-241-617260, Tel: +40-241-664740,
 E-mail: info@imc.ro, Web: www.cmu-edu.eu



DECIZIA NR. 307
din 15 octombrie 2015

Având în vedere H.G.R. nr. 113/06.02.1990 de înființare a Institutului de Marină Civilă Constanța și H.G.R. 85/08.02.2000 prin care se schimbă denumirea instituției în Universitatea Maritimă din Constanța;

Având în vedere Ordinul Ministrului Educației, Cercetării, Tineretului și Sportului nr. 3548/15.03.2012 de confirmare în funcția de Rector al Universității Maritime din Constanța a doamnei conf.univ.dr.ing. Violeta Vali CIUCUR;

Având în vedere prevederile Legii Educației Naționale nr. 1/2011 și ale Chartei Universității Maritime din Constanța;

Având în vedere Ordinul Ministrului nr. 4225/02.08.2001 prin care se acordă calitatea de Instituție Organizatoare de Doctorat Universității Maritime din Constanța;

Având în vedere H.G. nr. 681 din 29 iunie 2011 privind aprobarea Codului studiilor universitare de doctorat și Regulamentul propriu privind desfășurarea activității de pregătire prin doctorat;

Având în vedere propunerea conducătorului de doctorat prof.univ.dr.ing. Dumitru Dinu;

Rectorul Universității Maritime din Constanța

DECIDE

Art.1 Se constituie următoarea comisie de susținere publică a tezei de doctorat cu titlul „Cercetări privind utilizarea energiei termice a apei marii cu aplicații în proiectarea pompei de căldură marine”, elaborată de ing. Andrei PREDA, conducător științific prof.univ.dr.ing. Dumitru Dinu, în domeniul fundamental „Științe ingineresti”, domeniul de doctorat „Inginerie mecanică”. Susținerea va avea loc la data de 13 noiembrie 2015, ora 11 în sala de Conferințe a universității.

Președinte:	Prof.dr.ing. Gheorghe BORDEA Decan Facultatea Electromecanică Navală	Universitatea Maritimă din Constanța
Conducător științific:	Prof.dr.ing. Dumitru DINU	Universitatea Maritimă din Constanța
Referenți:	Prof.dr.ing. Ionel NICOLAE	Universitatea Ovidius din Constanța
	Prof. dr. ing. Dărie TUDOR	Universitatea Maritimă din Constanța
	Conf.dr.ing. Mihail PRICOP	Academia Navală "Mircea cel Bătrân" Constanța

Art.2 Rectoratul, Biroul Doctorat și Departamentul Resurse Umane vor duce la îndeplinire prevederile prezentei decizii dată în Constanța, astăzi 15 octombrie 2015.

RECTOR:
 Prof.univ.dr.ing. Violeta-Vali CIUCUR



Consilier juridic,
 Luiza Maria ALBEI NICA

SECRETAR ȘEF,
 Edith PĂDINEANU

[Signature]

CUPRINS

1. Introducere	5
1.1 Importanța și oportunitatea lucrării	6
1.2 Obiectivele lucrării	7
1.3 Gratitudine	10
2. Potențialul energetic marin	11
2.1 Generalități	11
2.1.1 Energia valurilor	11
2.1.2 Energia mareelor	14
2.1.3 Energia curenților marini	17
2.1.4 Energia eoliană offshore	21
2.2 Conversia energiei termice a apei mărilor și oceanelor	24
2.3 Sisteme de extragere a energiei	26
2.4 Particularități privind potențialul energetic al apelor marine române	27
2.4.1 Stratificarea maselor de apă	30
2.4.2 Viteza curenților	32
2.4.3 Caracteristici batimetrice și granulometrice	34
2.4.4 Salinitatea	37
3. Stadiul actual al cercetărilor privind pompa de căldură	39
3.1 Evoluția pompelor de căldură	39
3.2 Descrierea sistemului de pompă de căldură	43
3.3 Coeficientul de performanță (COP)	68
4. Sistemul pompă de căldură marină	71
4.1 Descrierea sistemului	71
4.1.1 Sistemul de aducțiune	74
4.1.2 Descrierea și calculul conductei în sifon	75

4.1.3 Descrierea și calculul conductelor compuse în paralel	77
4.2 Modelarea proceselor de transfer termic nestaționar în schimbătoarele de căldură	78
5. Dinamica transferului termic în schimbătorul primar din pompa de căldură marină	85
5.1. Calculul numeric al schimbătorului de căldură primar cu ajutorul programului Simulink	85
5.1.1 Modelarea matematică a schimbului termic dintre apa de mare și fluidul de lucru	87
5.1.2 Geometria și structura programului	89
5.2. Studiul schimbului termic	92
5.2.1 Apă de mare - apă tehnologică	92
5.2.2 Apă de mare - apă cu glicol	100
5.3 Concluzii	108
6. Studiul schimbului termic cu ajutorul CFD-ului	111
6.1. Validarea numerică folosind programul Ansys – Fluent	111
6.1.1 Modelul matematic al modelului turbulent din cadrul programului Ansys - Fluent	112
6.1.2 Geometria și discretizarea schimbătorului de căldură	113
6.1.3 Calculul schimbului termic dintre apa de mare și fluidul de lucru	117
6.1.4 Reprezentarea parametrilor ce caracterizează schimbul termic	119
7. Validarea experimentală a datelor obținute	127
7.1 Realizarea experimentului	128
7.2 Compararea valorilor coeficientului de performanță	135
7.3 Analiza comparativă a datelor obținute	142
7.4 Concluzii	143
8. Contribuții personale și direcții de continuare a cercetărilor	145
8.1 Contribuții personale	145
8.2 Direcții de continuare a cercetărilor	154

9. Concluzii finale	155
10. Bibliografie	159

Capitolul I

Introducere

Această lucrare aprofundează o latură a cercetării științifice în domeniul pompelor de căldură și anume aceea care se referă la utilizarea potențialului energetic al apei mării în cadrul acestor sisteme. Pentru a duce la bun sfârșit cercetarea efectuată s-au folosit concepte din fizică, termotehnică și matematică ce au legătura cu această parte a științei, cunoștințe ce au fost dobândite în decursul ultimelor secole.

Cercetarea a avut ca prim element de pornire studiul modurilor în care se produce energia termică atât pentru consumul domestic cât și pentru cel industrial, punându-se în evidență impactul nefavorabil pe care îl au instalațiile acestea asupra mediului înconjurător.

Dintre sistemele de producere a energiei termice care folosesc surse regenerabile m-am focalizat pe acelea care folosesc ca agent primar apa mărilor și a oceanelor, mai bine spus pe acele sisteme de pompă de căldură care se folosesc de gradientul de temperatură al apei mării pentru a produce energie termică.

Această lucrare științifică are la bază ideea că programele informatice care modelează procesele fizice pot fi folosite în scop științific pentru a aprofunda și cerceta diferite soluții cu aplicații directe în viața curentă. Astfel schimbul termic dintre apa mării și un agent secundar, ce are loc într-un schimbător de căldură, cât și eficiența întregului ansamblu de pompă de căldură marină au fost

studiate cu ajutorul metodelor numerice de calcul, folosind două programe de modelare pe calculator, iar rezultatele au fost validate printr-un experiment la scară.

1.1. Importanța și oportunitatea lucrării

Teza de față folosește programe de calcul numeric avansat și se concentrează asupra transferului energetic ce are loc în schimbătorul de căldură, între agentul principal care este apa de mare și un agent secundar.

Studiile privind folosirea apei mării ca și sursă primară de energie au luat o amploare mare în ultimele doua decenii datorită semnalelor de alarmă trase de diferite organizații guvernamentale la nivelul întregului mapomond, cu privire la necesitatea înlocuirii combustibililor convenționali cu surse regenerabile. Acestea au avut ca finalitate , până în momentul de față termenul de Green Sources, în care sunt înglobate toate sursele regenerabile și alternative, scopul final fiind reducerea amprente de dioxid de carbon, și nu numai.

Teza s-a focusat asupra posibilității folosirii gradientului de temperatură oferit de apele mărilor și a oceanelor ca o sursă alternativă și regenerabilă pentru a fi exploatată în producerea de agent termic în pompele de căldură de tipul apă-apă.

Calculul matematic ce implică transferul termic ce are loc în pompa de căldură marină s-a făcut numeric prin folosirea a doua programe de calcul și au fost validate experimental pe un stand folosindu-se un model la scara 1:1.

Teza astfel elaborată este **importantă** deoarece studiază o modalitate de folosire a uneia dintre tipurile de energie regenerabilă

pe care natura ne-o oferă , și obține o validare experimentală a eficienței folosirii acestora în cadrul sistemului de pompă de căldură marină.

Ea este și **oportună** deoarece în contextul actual al înmulțirii populației și scăderii drastice a resurselor de pe glob, aduce o nouă abordare a relației dintre om și natură cu privire la reducerea poluării, cât și prin faptul că deschide noi perspective cu privire la modalitatea de cercetare și exploatare a acestui tip de resursă.

1.2. Obiectivele lucrării

Lucrarea de față se focalizează asupra a patru obiective majore:

- 1) Realizarea unei aplicații de tip numeric ce are la bază ecuațiile pentru calculul schimbului energetic ce are loc într-un schimbător de căldură ce folosește ca agent primar apa de mare.
- 2) Modelarea și studierea transferului termic printr-un schimbător de căldură cu ajutorul CFD-ului (Computing Fluid Dynamics).
- 3) Validarea rezultatelor prin comparație cu rezultatele obținute printr-un experiment la scara 1:1
- 4) Demonstrarea posibilitatea utilizării energiei apei mării , mai concret, a gradientului de temperatură, ca sursă regenerabilă într-o pompă de căldură marină, și influența acestora asupra COP-ului pompei. Pentru a îndeplini obiectivele propuse am folosit două programe de calcul numeric: unul creat special pentru acest tip de studiu, în programul Simulink sub Matlab și Ansys-Fluent; iar rezultatele obținute au fost validate prin cercetări experimentale pe o instalație cu pompă de căldură tip apă-apă.

Capitolul II

Potențialul energetic marin

2.1 Generalități

Apele Oceanului Planetar dețin un imens potențial energetic, care poate fi valorificat pentru producerea de energie electrică. Principalele surse de energie luate în considerare, cel puțin la nivelul tehnicii actuale, se referă la: marea, curenți marini, valuri, vânturi și diferențele de temperatură ale straturilor de apă marină.

2.1.1 Energia valurilor

Valurile sunt mișcări ritmice ale particulelor de apă în jurul unui punct imaginar de echilibru. Se cunosc următoarele tipuri de valuri: valuri eoliene, mareice, anomobarice, navale, staționare, gravitațional libere, forțate de vânt.

Adoptând valoarea greutatei specifice a apei Mării Neagre, $\gamma = 9986,58 \text{ N/m}^3$, puterea dezvoltată pe fiecare metru de front de val este: $P = 975h^2Lc$. (2.1)

Energia captată (E) va fi dată de relația:

$$E = \eta E_p. \quad (2.2)$$

Calculul au evidențiat că valurile cu înălțimea de 1 m, lungimea de 40 m și perioada de 5 s au o putere disponibilă de circa 5 kW pe un front de 1 m lățime.

2.1.2 Energia mareelor

Energia mareelor este energia mecanică produsă de influențele gravitaționale ale Lunii sau Soarelui asupra apelor

terestre, care mai târziu poate fi transformată în energie hidroelectrică sau electrică.

Există două principii pentru extragerea energiei mareice :

- Utilizarea energiei cinetice a curenților mareici.
- Utilizarea energiei potențiale acumulate ca urmare a creșterii nivelului apei pe timpul mării.

Avantajele energiei marilor:

- energia marilor este predictibilă și are un caracter regulat, nu pune probleme deosebite în ceea ce privește echilibrarea sistemului energetic, nu este afectată de fenomene meteorologice sau climatice iar proiectele bazate pe energia marilor au un impact redus asupra mediului.

2.1.3 Energia curenților marini

Curenții oceanici sunt generați de vânturile periodice, precum și de diferența de densitate a apelor a două zone care comunică între ele, dar direcția fiecăruia este generată de forța Coriolis.

Avantaje: curenții de apă au o densitate de energie relativ ridicată, unii curenți oceanici sunt relativ constanți din punct de vedere al locației și al vitezei, ceea ce ar duce la un factor de putere destul de mare, impact vizual minim. Este o energie regenerabilă, fără emisii cu efect de seră și permite economisirea de resurse.

2.1.4 Energia eoliană offshore

Energia eoliană s-a dovedit deja, a fi o soluție foarte bună la problema energetică globală. Energia eoliană reprezintă energia vântului, o formă de energie regenerabilă.

Principalul avantaj al energiei eoliene este emisia zero de substanțe poluante și gaze cu efect de seră, datorită faptului că nu se ard combustibili, nu se produc deșeuri. Costuri reduse pe unitate de energie produsă. Costuri reduse de scoatere din funcțiune.

2.2 Conversia energiei termice a apei mărilor și oceanelor

Conversia energiei termice a apei marilor și oceanelor (CETO) este un proces care utilizează diferența naturală de temperatură dintre apa de suprafață și cea de adâncime.

Diferențe destul de mari de temperatură există în principal în regiunile tropicale specifice, în apropiere de ecuator, dar există și alte zone pe glob unde se poate aplica acest sistem.

Cele mai frecvente trei sisteme se bazează pe următoarele cicluri: ciclul-deschis, ciclul închis și ciclul hibrid, toate necesitând în cadrul sistemului un fluid de lucru, un condensator și un vaporizator.

Aceste trei sisteme folosesc toate termodinamica unui schimbător de căldură și diferențele naturale de temperatură ce apar în apele oceanului pe post de forță motoare.

Sistemul prin care apa din adâncul oceanelor poate fi folosită în producerea de energie (Deep water systems – DOW) a fost prima oară studiată de către Agenția de Știință și Tehnologie din Japonia începând cu anul 1989. În anul 1994 Universitatea Saga a proiectat și construit o instalație de 4,5 kw cu scopul de a testa noul ciclu inventat de Haruo Uehara.

2.3 Sisteme de extragere a energie

a). Sistemul bazat pe ciclul închis a fost propus pentru prima oară de către D'Arsonval în 1881. Acest ciclu folosește un

fluid de lucru, cu un punct de fierbere scăzut, de obicei, propan sau amoniac, într-un traseu închis.

b). Fiind propus pentru prima oară de către Claude, sistemul bazat pe ciclul deschis, folosește apa de mare pe post de fluid motor pe care îl trece printr-o serie de schimbătoare de căldură. Apa este pompată într-un evaporator în care este vacuum și aceasta fierbe. Vacuumul este foarte bine menținut și monitorizat pentru a evita orice contact cu atmosfera. În continuare vaporii de apă pun în mișcare o turbină de joasă presiune pentru a produce electricitate.

c). Sistemul bazat pe ciclul hibrid nu a fost încă testat dar folosește principiile de la cele două cicluri anterioare pentru a obține maxim de eficiență.

2.4 Particularități privind potențialul energetic al apelor marine române

Din punct de vedere termic, Marea Neagră prezintă particularitățile mărilor continentale situate în zona temperată, a căror caracteristică esențială o constituie diferențele foarte mari de temperatură care se înregistrează în stratul superficial al apei, între iarnă și vară.

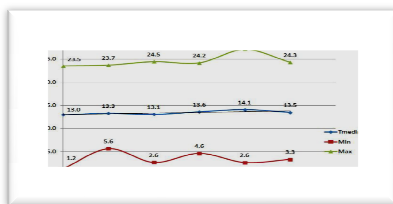


Fig.2.1. Media, minima și maxima lunară a temperaturii apei mării și aerului la Constanța, 2006-2011

Variația zilnică a temperaturii apei urmărește variația temperaturii aerului astfel încât, se înregistrează valori maxime în luna august de $27,1^{\circ}\text{C}$ (sezon de vară în anul 2010) și minime în luna februarie de $-0,2^{\circ}\text{C}$ (sezon de iarnă, în anul 1985). În perioada 1971 – 2011, tendința anuală a temperaturii apei mării la țărm, la stația fixă Constanța, a fost de creștere cu $+0.02^{\circ}\text{C}/\text{an}$. (Fig.2.12 și 2.13)

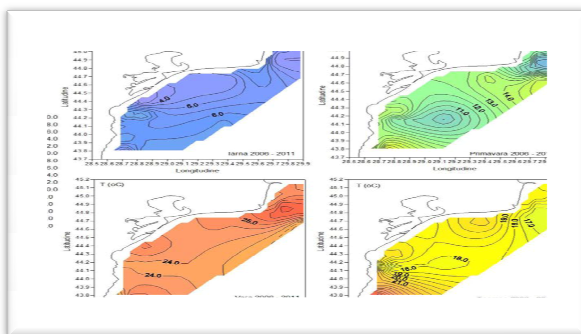


Fig.2.2. Distribuția spațială a temperaturii apelor de suprafață pe platoul continental de vest (2006 – 2011).

Căldura absorbită de suprafața mării este acumulată doar în straturile superficiale (0 – 30 m adâncime). Valorile temperaturii la suprafață sunt mai mari în apropierea gurilor Dunării ($27,1^{\circ}\text{C}$ – stația Sfântu Gheorghe), în sezonul de vară, distribuția la suprafața apei (Fig. 3.3) ilustrează acest efect, cu valori minime de $20,5^{\circ}\text{C}$ în partea centrală și sudică a platformei continentale.

2.4.1 Stratificarea maselor de apă

Distribuția verticală a temperaturii apei depinde de regimul termic al atmosferei și de factorii dinamici ai mării (curenți și valuri), care produc amestecul maselor de apă. Amestecul intens al apei

atinge, în general, adâncimea de 100-150 m și, foarte rar, 200 m. Masele de apă intermediare și de mare adâncime deși sunt într-un schimb continuu, dar lent, cu păturile superioare, sunt supuse unor variații foarte mici.

Sezon	T _{0m}	T _{5m}	T _{10m}	T _{20m}	T _{30m}	T _{50m}
Iarnă	6,91	7,17	7,44	7,67	7,84	7,60
Primăvară	10,32	9,41	8,49	7,27	6,51	6,09
Vară	22,12	21,49	20,07	13,81	7,96	6,92
Toamnă	16,31	16,36	16,33	16,18	13,16	9

Tabel 2.1. Valorile medii sezoniere (1971 – 2011) ale temperaturii apei pe adâncime, Constanța.

2.4.2 Viteza curenților

De-a lungul litoralului românesc al Mării Negre, curenții marini prezintă o mare instabilitate, atât în ceea ce privește direcția, cât și viteza. Această instabilitate este datorată, în primul rând, variabilității regimului vânturilor, care, adeseori, își schimbă direcția și intensitatea de la o zi la alta sau chiar, în cursul aceleași zile.

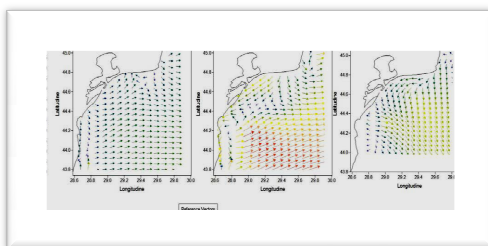


Fig. 2.3. Distribuția curenților în luna februarie 2010 în zona de platformei continentale de vest a Mării Negre (cm/s).

2.4.3 Caracteristici batimetrice și granulometrice

Caracteristicile hidrografice, din zona apelor marine până la 12 mile, corespunzătoare ale României la Marea Neagră s-au realizat pe baza hărților hidrografice (Hărți Direcția Hidrografică Maritimă). În acest sens s-a analizat panta pe 18 secțiuni ale reliefului subacvatic, până la izobatele de 5m, 10m și 20m pentru zona Sulina Mamaia și până la izobata de 30 pentru zona Constanța Vama – Veche. S-a realizat de asemenea și analiza sedimentelor marine. În acest sens s-au stabilit două zone:

1. Sulina ÷ Mamaia este delimitată la nord de Golful Musura, granița cu Ucraina, iar la sud de Capul Singol (Constanța).
2. Constanța ÷ Vama Veche este delimitată la nord de Capul Singol, iar la sud de localitatea Vama Veche până la granița cu Bulgaria. Relieful submers este format din substrat dur, placă calcaroasă sarmațiană și zone cu sedimente marine.

2.4.4 Salinitatea

Salinitatea medie a întregii mase de apă este de 22‰ (V. Truș, 1969). Salinitatea variază în cursul anului, cele mai ridicate valori în zona litoralului românesc înregistrându-se toamna și iarna (17 - 18‰) când debitele Dunării sunt reduse. Valorile cele mai mici (12‰) se înregistrează în lunile aprilie și mai, în timpul apelor mari ale fluviului. Aceste variații se fac însă simțite numai în stratul superior (2 - 5 m) . La adâncimi mai mari variațiile sunt mai reduse, salinitatea medie se menține aproape tot timpul mai mare de 17‰.

Capitolul III

Stadiul actual al cercetărilor privind pompa de căldură marină

3.1 Evoluția pompelor de căldură

Simplu spus, o pompă de căldură este un dispozitiv mecanic acționat electric care absoarbe energia termică de la o singură locație și o transferă către alta. Numele de pompă de căldură este relativ nou pentru majoritatea celor din domeniul instalațiilor de încălzire; și ca atare ea este privită ca o inovație, intrând pe piață în anii 80.

În 1851, francezul F. Carré, concepe primul sistem de răcire comercial de succes care folosește absorbția amoniacului. Aceasta a fost prima mașină de refrigerare care a avut un succes important în cadrul industriei. Evoluțiile au fost în mare parte empirice - teoria mașinii cu absorbție a venit mult mai târziu, ea a fost dezvoltată în 1910 de către E. Altenkirch.

Sistemele de refrigerare au început să fie fabricate pe scară industrială. Germanul, C. von Linde, a fost cea mai importantă persoană care a adus schimbarea.

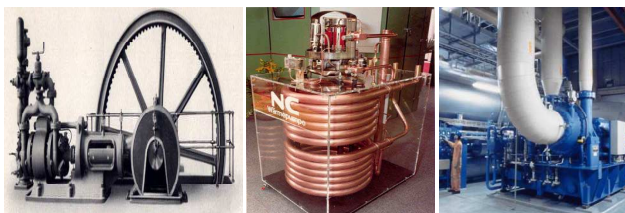


Fig. 3.1: Dezvoltarea pompelor de căldură marine

În figurile de mai sus sunt prezentate: Compresorul cu piston, în jurul anului 1905, "Grimm Machine" în jurul anului 1980 și Una din cele 6 pompe Sulzer de 30MW pentru încălzirea Stockholm-ului(1985).

Încălzirea cu pompe de căldură a devenit competitivă între anii 1919 și 1950. În această perioadă, pompe de căldură pentru încălzirea spațiului și încălzirea apei calde menajere au fost dezvoltate din primele prototipuri care s-au dovedit fiabile din punct de vedere economic.

3.2 Descrierea sistemului de pompă de căldură

În timpul funcționării unei pompe de căldură putem vorbi de următoarele elemente:

- corpul cu temperatura mai joasă (de exemplu temperatura mediului ambiant - aer, apa, sol) pe care îl vom numi **sursa rece** (și care ajunge în **vaporizator**);
- corpul cu temperatura mai mică decât a sursei reci, numit **agent frigorific** (acesta conform principiului enunțat poate prelua căldura sursei reci);
- un corp care trebuie să primească , de la agentul frigorific, căldura (în **condensator**), numit **agent termic**;

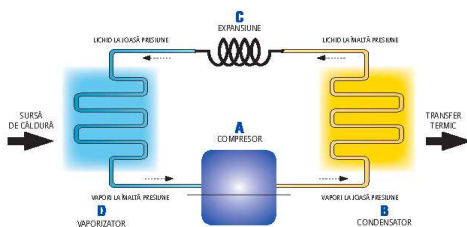


Fig. 3.2: Schema de funcționare a unei pompe de căldură.

Clasificarea pompelor de caldura in functie de sursa rece si agentul termic:

1) *sol-apă* (sursa rece- solul, agent termic- apa) -în această categorie includem și pompele de căldură cu vaporizare directă.

2) *apă-apă* (sursa rece- apa, agent termic- apa);

3) *aer-apă* (sursa rece- aerul, agent termic- apa)

Regimurile de funcționare ale pompelor de căldură:

- monovalent (pompa de caldură este singura sursă de încălzire - folosind ca purtător energetic energia electrică);

- bivalent - paralel (se folosește o pompă de căldură simultan cu o altă sursă de căldură). În cazul în care sursa care funcționează în paralel cu pompa de căldură folosește energia electrică, sistemul este bivalent - paralel monoenergetic;

- bivalent - alternativ (în această situație funcționează pompa de căldură sau cealaltă sursă de încălzire);

- bivalent - partial - paralel;

3.3 Coeficientul de performanță (COP)

Coeficientul de performanță COP (sau ϵ) reprezintă raportul dintre cantitatea de căldură cedată și echivalentul termic al puterii electrice consumate.

a. Coeficientul de performanță al surselor

$$COP_{ths} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} , \quad (3.1)$$

- b. Coeficientul de performanță al ciclului

$$COP_{thc} = \frac{T_c}{T_c - T_{ev}} , \quad (3.2)$$

- c. Coeficientul de performanță al pompei de căldură

$$COP_{pac} = \frac{Q_{2med.h}}{P_{c med.h} - P_{aux med.h}} , \quad (3.3)$$

- d. Coeficientul de performanță al instalației

$$COP_i = \frac{Q_{2med.h utila}}{P_{c med.h} - P_{aux med.h}} , \quad (3.4)$$

- e. Coeficientul de performanță mediu anual al compresorului

$$COP_{PaC} = \frac{\sum ni COP_c}{\sum ni} , \quad (3.5)$$

- f. Coeficientul de performanță mediu anual

$$COP_{Pa pac} = \frac{\sum fi ni COP_{pac}}{\sum fi ni} , \quad (3.6)$$

- g. Coeficientul de performanță sezonier

$$COP_{ai} = \frac{\text{consumul anual pentru incalzire}}{\text{consumul anual global pentru încălzire}} . \quad (3.7)$$

Capitolul IV

Sistemul pompă de căldură marină

4.1 Descrierea sistemului

Pompa de căldură marină are la bază, în general, o buclă deschisă; adică apa este extrasă din mare trecută prin niște filtre, stocată într-un rezervor tampon (depinde de schema funcțională aleasă), și apoi pompată într-un schimbător de căldură primar unde întâlnește un agent de lucru (apa, o combinație de apă și glicol sau direct freon), cedează căldura și apoi este deversată înapoi în mare.

Ca majoritatea sistemelor de pompă de căldură, acesta se compune din:

- a). Sursa caldă, reprezentată în cazul nostru de apa mării.
- b). Sistemul de aducțiune este format din: conducte, filtre, pompe, rezervor de liniștire acoperit care poate fi by pass-at la nevoie.
- c). Schimbător de căldură intermediar

Sistemul de aducțiune

Prima parte din instalația de pompă de căldură marină este constituită din conductele de aducțiune , pompele, filtrele si bazinul de retenție. Ele reprezintă un element cheie în funcționarea întregului sistem, având un impact destul de mare în ceea ce privește consumul global de energie datorită pompelor de extracție.

Costul de exploatare, a transportului apei de mare se poate reduce dramatic prin utilizarea unui sistem de sifon gravitațional în

locul unui sistem convențional de aspirație care necesită o cantitate destul de mare de curent electric.

Sifoane sunt, în general, guvernate de principiul lui Bernoulli. Acest lucru este pur și simplu o reiterare a principiului de conservare a energiei: suma tuturor energiilor la un moment dat în fluxul de sifon este constantă .

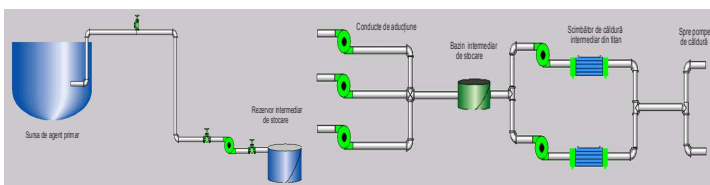


Fig.4.1 Schema unui sistem de pompă de căldură marină.

4.2 Modelarea proceselor de transfer termic nestaționar în pompa de căldură marină.

Schimbătorul de căldură reprezintă unul dintre cele mai importante elemente ale întregii instalații. Acesta este primul utilaj care intră în contact cu agentul primar și trebuie dimensionat astfel încât schimbul de căldură să fie cât mai eficient.

Tipurile de calcul care se efectuează pentru schimbătoarele de căldură sunt:

- a). Calculul termic – comportă trei aspecte distincte:
 - calculul de proiectare ,calculul de verificare (alegere),
 - și calculul regimului de funcționare
- b). Calculul hidraulic
- c). Calculul de rezistență

Ecuția de bilanț termic

$$\Phi_1 = \Phi_2 + \Delta\Phi = \frac{\Phi_2}{\eta}, \quad (4.1)$$

$$\phi_1 = V_1 c_{P1} (\theta_{1i} - \theta_{1e}) = V_1 (i'_1 - i''_1) = W_1 (\theta_{1i} - \theta_{1e}), \quad (4.2)$$

$$\phi_2 = V_2 c_{P2} (\theta_{2i} - \theta_{2e}) = V_2 (i'_2 - i''_2) = W_2 (\theta_{2i} - \theta_{2e})$$

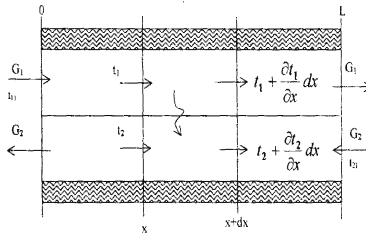


Fig.4.8. Schimbator contracurent

Bilanțul termic al elementului diferențial al fluidului 1:

$$G_1 (\rho c) t_1 d\tau = G_1 \left(t_1 + \frac{\partial t_1}{\partial x} dx \right) d\tau + k \frac{S}{L} dx (t_1 - t_2) d\tau + \frac{V_1}{L} dx (\rho c) \frac{\partial t_1}{\partial \tau} d\tau. \quad (4.3)$$

Bilanțul termic al elementului diferențial al fluidului 2:

$$-G_2 (\rho c) t_2 d\tau = -G_2 \left(t_2 + \frac{\partial t_2}{\partial x} dx \right) d\tau + k \frac{S}{L} dx (t_2 - t_1) d\tau + \frac{V_2}{L} dx (\rho c) \frac{\partial t_2}{\partial \tau} d\tau. \quad (4.4)$$

Capitolul V

Dinamica transferului termic în schimbătorul primar din pompa de căldură marină

5.1. Calculul numeric al schimbătorului de căldură primar cu ajutorul programului Simulink

Pentru a studia transferului de căldură ce are loc în interiorul schimbătorului, dintre agentul principal, apa de mare și cel secundar, fluidul de lucru; am creat un program numeric de calcul în extensia Simulink a programului Matlab. Simulink reprezintă un mediu pentru modelarea, analiza și simularea sistemelor fizice și matematice. Ca și extensie a pachetului de programe Matlab, Simulink oferă o interfață grafică cu utilizatorul pentru realizarea modelelor sistemelor dinamice reprezentate în schema bloc. Pot fi simulate atât sisteme liniare cât și neliniare, modelate în timp continuu sau discret sau o combinație a celor două.

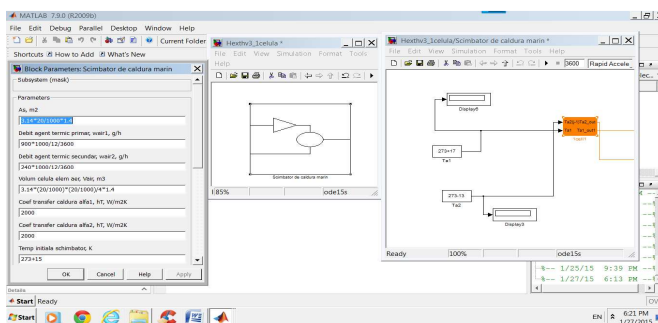


fig 5.1 Modul de lucru în programul Simulink.

Crearea modelelor în Simulink reprezintă: construirea unei diagrame (scheme) bloc bazată pe modelul matematic al sistemului, aranjat astfel încât să rezulte mărimile de intrare – stare – ieșire

Modelarea și simularea unui sistem dinamic conține două etape:

- **Crearea unui model grafic** utilizând editorul modelelor din nucleul de baza al librăriei Simulink (modelarea sistemului dinamic). Modelul dinamic descrie ecuațiile matematice ale sistemului pe care dorim să-l simulăm, în funcție de timp, stabilind mărimile de intrare – stare – ieșire. Aceste ecuații pot conține ecuații algebrice, integrale și diferențiale;

- **Simularea regimurilor de funcționare** ale sistemului într-un anumit interval de timp. Simulinkul utilizează informațiile de intrare ale utilizatorului în interiorul modelului pentru realizarea propriu-zisă a simulării (simularea sistemului dinamic).

Majoritatea blocurilor conțin parametrii care trebuie definiți înaintea comenzii de simulare a sistemului, cum ar fi condițiile inițiale și pasul de eșantionare.

Mărimile de ieșire ale unor blocuri depind de mărimile de stare ale sistemului. Aceste blocuri trebuie să rețină (memoreze) valorile de stare anterioare pentru a calcula actualele mărimi de stare. Pentru a realiza acest lucru aceste blocuri trebuie să conțină o memorie internă. De exemplu, blocul integrator realizează integrala semnalului de intrare și conține ca mărime de stare valoarea anterioară mării de intrare.

5.1.1 Modelarea matematică a schimbului termic dintre apa de mare și fluidul de lucru

Pentru a pune în evidență schimbul termic ce are loc între apa de mare, ca agent primar și fluidul de lucru (apă, apă cu glicol sau freon) ca agent secundar am folosit ecuațiile clasice de transfer termic din termotehnica. Acestea pun în valoare atât debitul celor doi agenți cât și diferențele de temperaturi ce apar la punerea lor în contracurent.

Prima parte a schimbului de căldură se face prin convecție; cei doi agenți spală efectiv pereții țevelor cedând căldură acestora. Pasul doi este cel de transfer termic prin conducție în peretele țevelor.

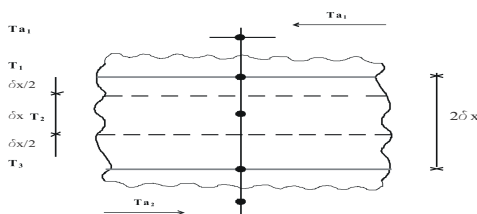


fig 5.2 Reprezentare celulă elementară de transfer termic.

Pentru a putea calcula cantitate de căldură cedată de apa de mare, și ecartul de temperatură al fluidului secundar considerăm unele puncte cheie de control al schimbului termic pe care le numim noduri. Astfel nodul T_{a1} este poziționat în mijlocul liniei de curent a fluidului primar și indică temperatura acestuia. Nodul T_1 este situat exact la contactul cu țeava; ecuația de bilanț termic fiind :

Nod T_{a1}

$$\rho_a V_a c p_a \frac{dT_{ap\ddot{a}1}}{dt} = h_{T1} A_s (T_1 - T_{a1}) + w_{a1} c p_{ap\ddot{a}1} (T_{ai\ j+1} - T_{ap\ddot{a}1}) \quad (5.1)$$

Nod T_1

$$\rho_m \frac{\delta x_m}{2} c p_m \frac{dT_1}{dT} = \frac{\lambda_m}{\delta x_m} (T_2 - T_1) + h_{T1} (T_{ap\ddot{a}1} - T_1) \quad (5.2)$$

Cel de-al treilea punct de reper se află amplasat la mijlocul grosimii țevii respective .

Nod T_2

$$\rho_m \delta x c p_m \frac{dT_2}{dT} = \frac{\lambda_m}{\delta x_m} (T_2 - T_1) + \frac{\lambda_m}{\delta x_m} (T_2 - T_3) \quad (5.3)$$

Al patrulea punct de reper T_3 ,se află plasat pe partea inferioară a țevii la contactul cu fluidul secundar

Nod T_3

$$\rho_m \frac{\delta x_m}{2} c p_m \frac{dT_3}{dT} = \frac{\lambda_m}{\delta x_m} (T_3 - T_2) + h_{T2} (T_3 - T_{ap\ddot{a}2}) \quad (5.4)$$

Ultimul punct de control și calcul al temperaturii se află în linia de curent al fluidului secundar; putându-se scrie ecuația de transfer termic :

Nod T_{a2}

$$\rho_a V_a c p_a \frac{dT_{ap\ddot{a}2}}{dt} = h_{T2} A_s (T_3 - T_{ap\ddot{a}2}) + w_{ap\ddot{a}2} c p_{ap\ddot{a}2} (T_{ap\ddot{a}\ j+1} - T_{ap\ddot{a}2}) \quad (5.5)$$

5.1.2 Geometria și structura programului

Schibătorul modelat prin acest program este de tipul tub în tub și are 24 de țevi cu diametrul de 22 mm fiecare. Pentru un transfer optim de căldură am optat pentru o circulație în contracurent.

Modelul dezvoltat pentru a putea vizualiza comportamentul dinamic al schimbătorului este alcătuit din patru nivele interconectate între ele.

Primul nivel reprezintă baza programului. Aici sunt definite ecuațiile de transfer termic și relațiile dintre ele.

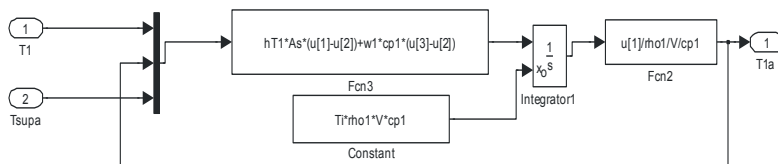


fig 5.3 Schema bloc corespunzătoare nivelului 1.

Pentru a putea obține date verosimile în urma schimbului de căldură , schimbătorul a fost discretizat în mai multe celule de bază. Astfel că în nivelul doi definim celula de schimb de căldură sub formă de blocuri cu toate procesele ce au loc. Pentru a putea urmări variația de temperatură în mod real atașăm blocuri tip osciloscop. Fiecare bloc în parte conține ecuațiile aferente și necesare procesului. În urma simulărilor s-a constatat că o discretizare mai fină a întregului schimbător duce la rezultate mult mai apropiate de realitate. S-au făcut diverse modele de discretizare, pornindu-se de la o singura celulă si apoi înaintând am observat o îmbunătățire a rezultatelor. De la o celula si până la cinci zeci datele variază devenind mult mai exacte . După ce depășim acest număr datele tind

să devină constante, de aceea m-am oprit cu discretizarea la cinci zeci de celule.

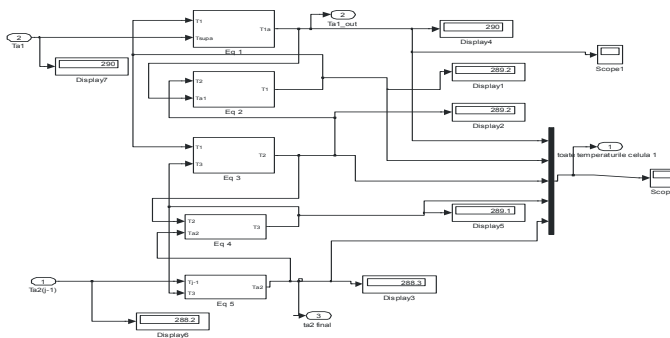


fig 5.4 Schema bloc corespunzătoare nivelului 2.

Primul nivel prezintă o vedere de ansamblu asupra elementelor și este interfata care ne permite să schimbăm temperaturile de intrare ale celor doi agenți, a caracteristicilor acestora cât și modul de simulare .

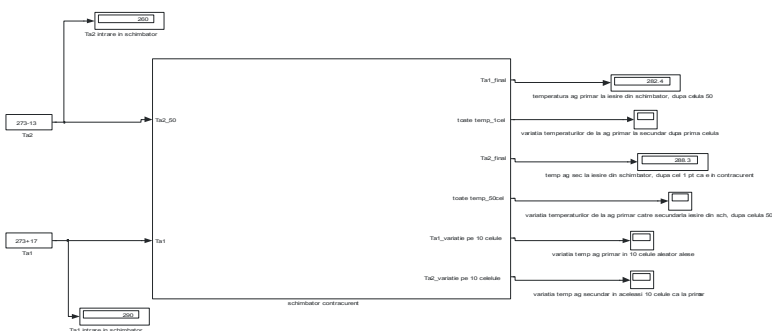


fig 5.5 Schema bloc corespunzătoare nivelului 1.

5.2. Studiul schimbului termic

Programul creat permite vizualizarea atât sub formă de grafice cât și sub formă tabelară a datelor obținute. Acesta generează un fișier cu extensia .xls în care sunt prezentate valorile de temperatură în cele cinci noduri unde studiem variația acestora.

Se poate vizualiza și o variație intermediară după parcurgerea a doar zece celule folosind funcția de osciloscop care este inserată în program. Acestea reprezintă date parțiale care ne pot arăta dacă schimbul are loc și totodată dacă am introdus datele corect.

Pasul de timp este variabil. Programul îndesește pașii atunci când există un schimb semnificativ sau îl rărește când schimbul se diminuează, acesta din urmă fiind un efect al atingerii echilibrului termic în schimbător. Deci se poate determina și timpul până când schimbătorul intră în regim de funcționare constant.

Apă de mare - apă tehnologică

Pentru studiul schimbului termic din perioadele de vară și iarnă am ales un pas de timp variabil și o durată totală de 5000 secunde.

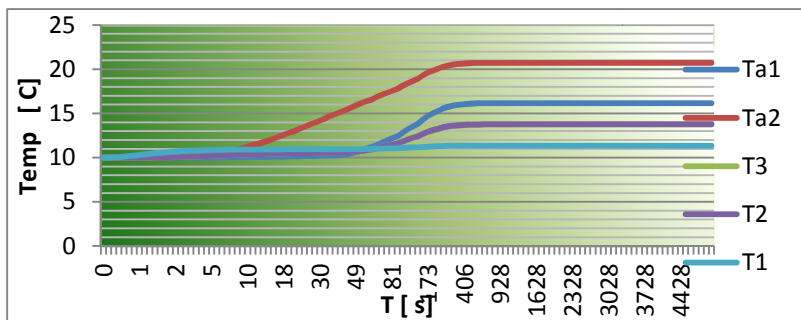


fig 5.6 Variația temperaturilor vara.

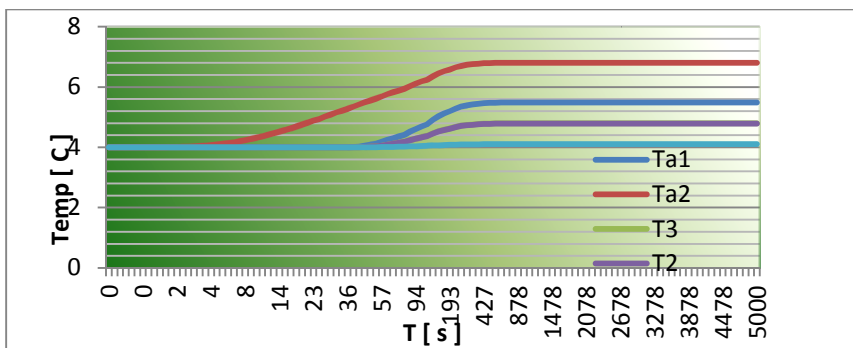


fig 5.7 Variația temperaturilor iarna.

5.3 Concluzii

Studiind transferul termic , ce are loc în schimbătorul primar al pompei de căldură , dintre fluidul primar, apa de mare și fluidul de lucru, cu ajutorul acetui program, obținem date plauzibile și demne de luat în calcul.

Inserând în program variația sezonieră a temperaturilor straturilor de apă din Marea Neagră , obținem o imagine îmbucurătoare cu privire la capacitatea de înmagazinare și transfer a apei de mare. Totodată, datorită noilor tehnologii de transfer de căldură ce sunt puse în practică prin pompele de căldură, putem să considerăm apa mării o sursă alternativă și regenerabilă de mare capacitate. Fiind un program de simulare numerică cu pas variabil de timp , unele date de ieșire pot să nu concure cu realitatea; de aceea trebuie analizate și comparate cu cele din experiment.

Datele obținute relevă atât capacitatea sursei primare cât și performanța utilajelor folosite în extragerea energiei termice.

Adâncime	Primavara	Vara	Toamna	Iarna
0	10.32	22.12	16.31	6.91
5	9.41	21.49	16.36	7.17
10	8.49	20.07	16.33	7.44

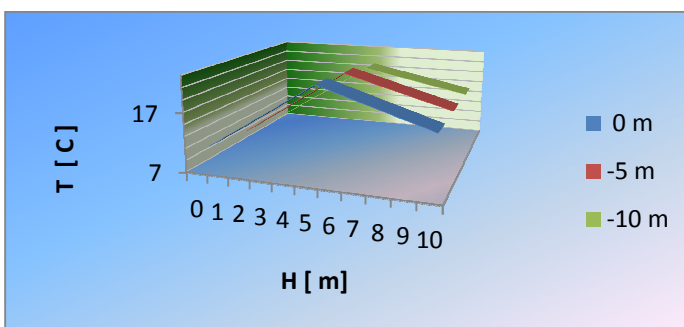


Fig 5.8 Variația temperaturilor în Marea Neagră , pe parcursul unui an, în funcție de adâncime.

În figura 5.8 sunt prezentate variațiile de temperatură , ca medii anuale,ale apei Marii Negre , în funcție de adâncime.

Importantă este media pe fiecare sezon în parte stabilindu-se o adâncime fixă de la care se extrage apa. Aceasta medie stă la baza calcului tehnico economic aferent întregii instalații.

Capitolul VI

Studiul schimbului termic cu ajutorul CFD

6.1. Validarea numerică folosind programul Ansys – Fluent

Rezultatele oferite de către programul numeric creat în Simulink pe platforma Matcad, a fost realizată atât numeric cu ajutorul programului Fluent dezvoltat de către Ansys, cât și experimental prin realizarea unui experiment la scara 1:1.

Softul folosește o arhitectură de tipul client/server care îi permite să ruleze simultan procese separate simultane pe PC-ul clientului și pe servere de calcul (cluster) foarte puternice.

Programul este alcătuit din cinci module individuale interconectate, și anume: Geometry, Mesh, Setup, Solution și Results. Astfel ca să putem obține rezultate verosimile trebuie să parcurgem fiecare modul în parte. Softul poate rezolva numeric ecuațiile de curgere ale lui Navier –Stokes, ecuația de continuitate. De conservare a energiei etc, care sunt existente în baza de date a programului.

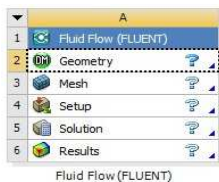


Fig. 6.1. Structura programului ANSYS-Fluent.

6.1.1 Modelul matematic al modelului turbulent din cadrul programului Ansys - Fluent

Pentru a putea compara rezultatele obținute cu cele două programe am ales modelul turbulent k-epsilon.

Pentru a defini curgerea am folosit ecuațiile Navier -Stoks pentru lichide și ecuația de continuitate

$$\overline{F} - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \overline{v} = \frac{d\overline{v}}{dt} \quad (6.1)$$

Deasemenea, pentru modelul turbulent k-epsilon am folosit ecuația pentru energia cinetică , epsilon disipativ și ecuația care definește energia, respectând ecuațiile de continuitate și a lui Navier-Stoks.

6.1.2 Geometria și discretizarea schimbătorului de căldură

Realizarea geometriei schimbătorului de căldură în programul Ansys-Fluent a fost destul de elaborată, deoarece modulul ce se ocupă de proiectarea corpurilor împrumută multe funcții din programele de proiectare CAD.

Pentru această simulare am construit un schimbător de căldură multitubular în contracurent, cu două treceri, alcătuit din doisprezece țevi din cupru indoite astfel încât să formeze fiecare țevă un profil tip “U”.

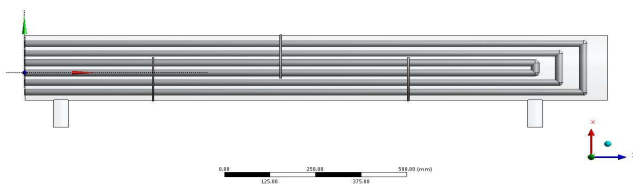


Fig. 6.2. Profil schimbător multitubular.

Diametrul tevilor care alcătuiesc fascicolul este de 22 mm; iar cel al ștuțurilor de intrare respectiv ieșire este de 42,4 mm (1 1/4 toli) și au o lungime de 100 mm. Mantaua în care sunt introduse fasciculele de țevi este din oțel cu diametrul interior de 108 mm.

Pentru a intensifica schimbul de căldură dintre fluidul primar, apa de mare, și cel secundar, am atașat trei șicane cu formă se arc de cerc, cu o grosime de 5 mm, la o distanță de 200 mm între ele. Acestea din urmă au o lungime egală cu 2/3 din diametrul interior al schimbătorului.

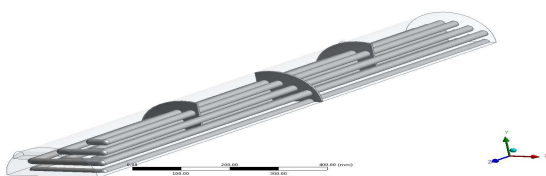


Fig. 6.3. Vedere schimbător cu șicane.

Astfel schimbătorul primar al pompei de căldură marine are următoarele caracteristici geometrice: Lungime: 660 mm

Diametrul mantalei: 108 mm

Diametrul tevilor de cupru: 22 mm

Șicane : 3 bucăți cu grosimea de 5mm dispuse la 150 mm distanță între ele.

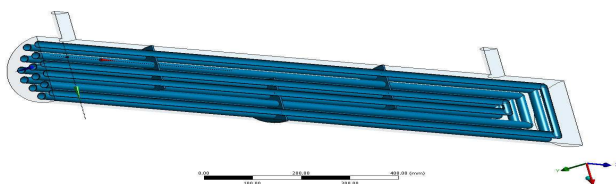


Fig. 6.4. Secțiune longitudinală prin schimbător.

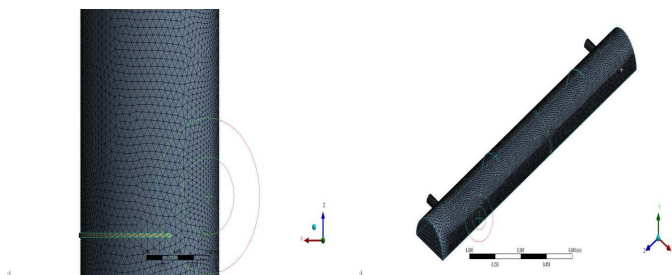


Fig. 6.5. Discretizarea schimbătorului.

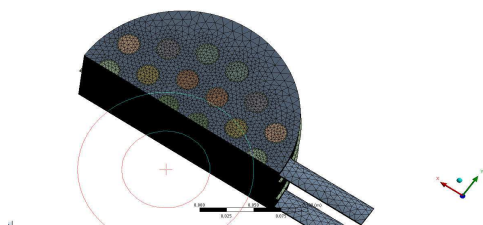


Fig. 6.6. Discretizarea schimbătorului – secțiune.

Deoarece geometria schimbătorului prezintă o formă regulată s-a putut realiza o rețea structurată alcătuită din 1.032.574 noduri, 2.228.283 tetraedre, 1.248.473 margini de contur și 109.899 hexaedre .

Astfel domeniul este format din celule foarte mici cu scopul de a se putea vizualiza o distribuție cât mai fină și precisă totodată a temperaturilor , vitezelor și a presiunilor

Calitatea mash-ului, gradul de finețe, este reprezentată în graficul elaborat automat de către program și prezentat mai jos.

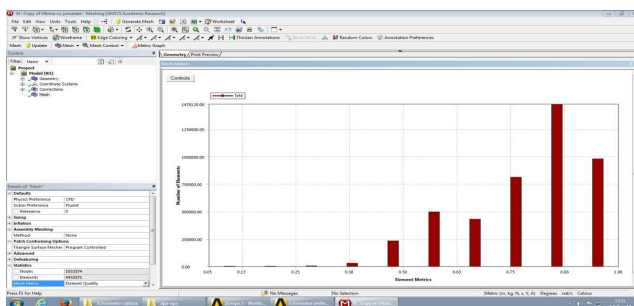


Fig. 6.7 Calitatea discretizării.

6.1.3 Calculul schimbului termic dintre apa de mare și fluidul de lucru.

Curgerea lichidului prin tevi și printre țevi (respectiv în jurul acestora) este variabilă în timp și produce turbulențe. Ca și modele de rezolvare a acestora Ansys-Fluent pune la dispoziție o serie de trei metode principale: Scale Adaptive Simulation (SAS), Large Eddy Simulation și RANS – Reynolds Average Navier Stokes care cuprinde modelele k-epsilon, k-omega , Reynolds Stress, Detached Eddy Simulation și k-kl-omega.

În primul caz studiat fluidele de lucru sunt apa de mare și respectiv apa tehnologică.

Condițiile la limită pentru acest caz sunt:

- Viteza de intrare a apei de mare: 1 [m/s] ,
- Viteza de intrare a apei tehnologice: $0,1 \text{ [m/s]}$,
- Densitatea apei de mare: $1050 \text{ [kg/m}^3\text{]}$,
- Densitatea apei tehnologice: $1000 \text{ [kg/m}^3\text{]}$,
- Temperatura apei de mare : $22[^\circ\text{C}]$,
- Temperatura apei tehnologice : $11 [^\circ\text{C}]$,
- Accelerația gravitațională : $9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
- Viscositatea dinamică : $1,003 \cdot 10^{-3} \text{ [kg/ms]}$,
- Conductivitatea termică a apei: 4182 [J/kg] .

Pentru cel de-al doilea caz am folosit, ca fluid principal tot apa de mare și ca fluid de lucru o combinație de 50% apă și 50% glicol.

Condițiile la limită pentru acest caz sunt:

- Viteza de intrare a apei de mare: 1 [m/s] ,
- Viteza de intrare a amestecului : $0,1 \text{ [m/s]}$,

- Densitatea apei de mare: $1050 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Densitatea amestecului : $1056 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Temperatura apei de mare : $22 \text{ [}^\circ\text{C]}$,
- Temperatura amestecului : $11 \text{ [}^\circ\text{C]}$,
- Accelerația gravitațională : $9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$
- Viscositatea dinamică : $1,5 \cdot 10^{-2} \text{ [kg/ms]}$,
- Conductivitatea termică a apei: 4182 [J/kgK] .

Având în vedere faptul că în acest caz avem o curgere turbulentă (numere Reynolds mari) soluția ar converge după un număr destul de mare de iterații, ceea ce implică un timp de calcul destul de îndelungat.

Pentru curgerea printre țevi avem relația :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,1 \cdot 10^6}{1,003} = 10^5 , \quad (6.2)$$

iar pentru cea din țevi avem

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{1 \cdot 0,022 \cdot 10^6}{1,003} = 22 \cdot 10^2 , \quad (6.3)$$

deci o curgere laminară.

Ca să micșorăm timpul de convergență am urmat următorii pași descriși mai jos:

a). Am modelat curgerea folosindu-mă de modelul turbulent cu frecări (care respectă ecuațiile lui Navier - Stoks) pentru o curgere nestăționară. Astfel în 2315 iterații soluția a converș însă celula de fluid nu a ajuns să parcurgă întreg schimbătorul.

Curgerea nepermanentă (viteza variază în timp și în spațiu) caracterizează ecuația lui Navier Stokes . Pentru rezolvarea ecuațiilor din punct de vedere numeric, trebuie setat un pas de timp , Δt . Valoarea pasului de timp se alege în funcție de geometrie și de tipul curgerii. Ca și valori de reper , găsim în recomnadările programului între cinci și zece iterații.

Δx reprezintă cea mai mică dimensiune a celulei, iar v este viteza. Numărul C nu trebuie să depășească valoare 1.

b). Întrucât am dorit o convergență mai rapidă a soluției, la început nu am folosit ecuațiile . Acestea au fost folosite după cele $3 * 10^4$ iterații . Am adăugat la ecuațiile lui Navier-Stoks ecuația energiei și am mai rulat încă odata simularea .

Am adoptat această soluție din cauza faptului că soluția divergea dacă cele trei erau satisfăcute simultan.

Astfel toate simulările s-au rulat atât pentru perioada de vară cât și pentru cea de iarnă unde temperaturile celor doi agenti sunt mult mai scăzute.

6.1.4 Reprezentarea parametrilor ce caracteriză schimbul termic

În figurile 6.8 și 6.9 sunt reprezentate variațiile temperaturii , de-a lungul direcției de curgere, pe fața exterioară cât și pe cea interioară a schimbătorului de căldură.

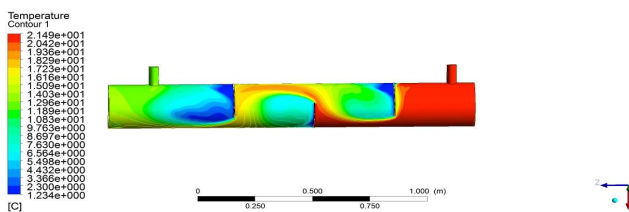


Fig. 6.8 Variația temperaturii pe suprafața schimbătorului - vara.

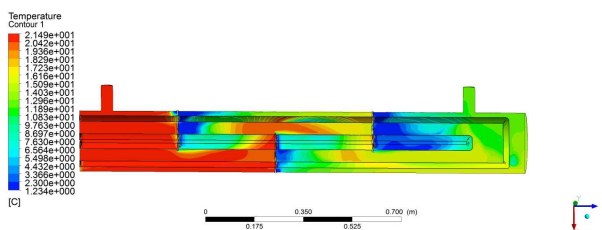


Fig. 6.9. Variația temperaturii pe interiorul schimbătorului - vara.

Variația temperaturii pe exteriorul țevelor din cupru cât și pe interiorul acestora se poate observa în figurile 6.11 și 6.12. Totodată aceste două figuri pun în evidență transmiterea căldurii prin structura țevei.

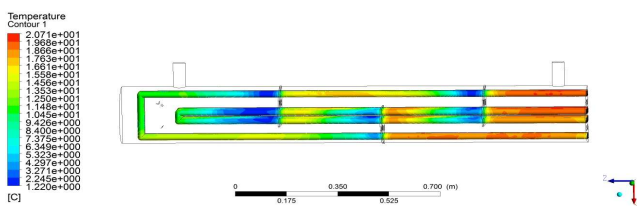


Fig. 6.10. Variația temperaturii pe exteriorul țevelor din cupru - vara.

Simularea a fost făcută pentru cele două anotimpuri , vara și iarna, cu scopul de a putea pune în evidență cantitatea de căldură ce se poate extrage din apa mării , de la aceeași adâncime, respectiv -5m

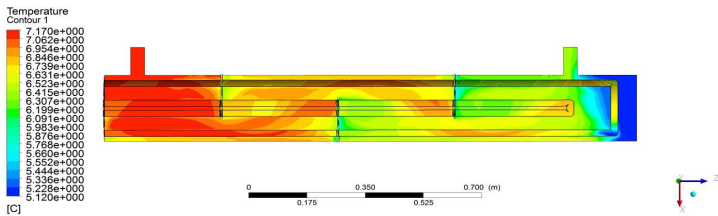


Fig. 6.11 Variația temperaturii pe interiorul schimbătorului – iarna.

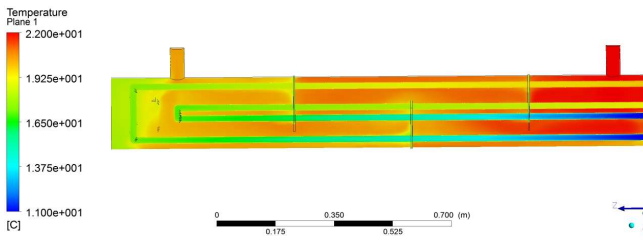


Fig. 6.12. Variația temperaturii celor doi agenți

Figura 6.12 ne prezintă destul de explicit cum are loc schimbul de căldură. Comparând modul de distribuție al temperaturilor în schimbător între cele două programe, Ansys-Fluent și Simulink, se observă o variație fină a acestora cât și un mod diferit de prezentare. Astfel putem trage concluzia că programul numeric ANSYS-FLUENT oferă o imagine mai bună a curgerii turbulente a agentului primar. Acest lucru se datorează folosirii unei rețele de discretizare structurate.

În plus programul mai permite vizualizarea și a altor elemente importante pentru schimbul termic precum liniile de curent ale particulelor ca în figurile 6.13 și 6.14.

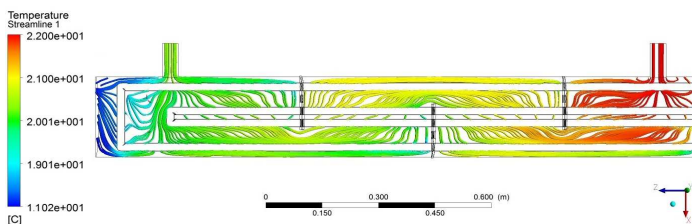


Fig. 6.13. Variația vectorului vitezei a agentului primar.

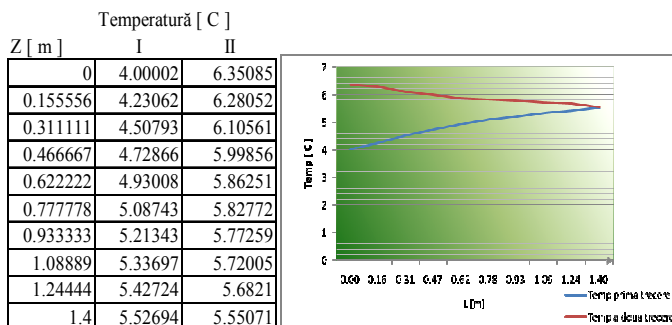


Fig. 6.14 Variația temperaturii agentului secundar, iarna, măsurată în linia de curent

Așadar, figura 6.14 ilustrează variația temperaturii de-a lungul liniei de curent în cele două treceri. Se poate observa că temperatura agentului secundar crește până la cotul de întoarcere al țevii, stagnează de-a lungul acestuia, iar apoi își continuă creșterea până la ieșirea din schimbător.

Aceeași simulare este prezentată și în figura 6.14 dar pentru perioada de vară.

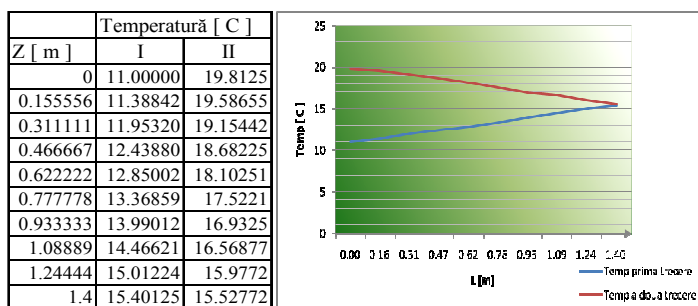


Fig. 6.14 Variația temperaturii agentului secundar vara, măsurată în linia de curent.

Capitolul VII

Validarea experimentală a datelor obținute

7.1 Realizarea experimentului

Experimentul s-a realizat într-unul dintre laboratoarele Universității Maritime din Constanța unde se află montată o pompă de căldură tip apă-apă(fig.6.22) , model Meeting MDS50D cu următoarele caracteristici:

- Capacitate de încălzire 12 [Kw]
- Capacitate de răcire 9 [Kw]
- Debit fluid primar 1700 [l/h]
- Nivel de zgomot ≤ 40 [dB]
- Schimbător primar tip tub în tub
- Schimbător apă caldă tip coil
- Schimbător încălzire tip placi
- Refrigerant R417A
- Compresor Panasonic Copeland Scroll

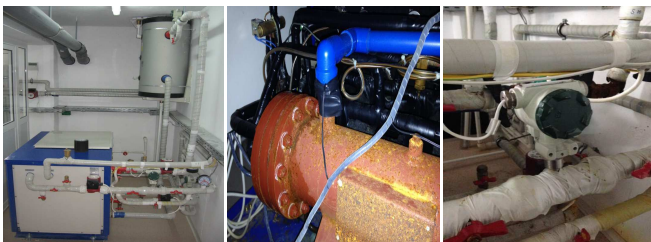


Fig. 7.1 Pompa de căldură tip apă-apă.

Schimbătorul primar , cel cu care s-a realizat exepimentul face parte din schema de funcționare a pompei de căldură marine (fig.7.1).

Acesta are următoarele dimensiuni geometrice:

- Lungime: 660 [mm]
- Diametrul mantalei: 108 [mm]
- Diametrul tevilor de cupru: 22 [mm]
- Șicane : 3 bucăți cu grosimea de 5mm dispuse la 150 mm distanță între ele.

Pompa de căldură folosește ca agent primar apa din sol și se poate comuta să extragă apă din lacul Siutghiol (apa având temperaturi si proprietăți destul de apropiate față de apa de mare). Acest utilaj face parte dintr-o instalație care are în componență o serie de ventiloconvectoare pentru încălzirea laboratorului, două boilere bivalente conectate la panouri solare și o serie de panouri fotovoltaice toate interconectate la un sistem de observare și înregistrare deservit de platforma Xweb500.

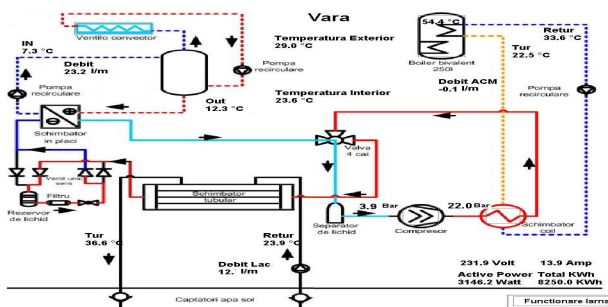


Fig. 7.2 Schema de montaj și funcționare a întregului sistem.

S-a încercat ca debitul agentului primar să fie aproximativ egal cu cel din simulare adică 1 m/s iar cel al agentului secundar a variat între 0.1 și 0.3 m/s.



Fig. 7.3 Citirea datelor

Pentru a putea pune în evidență capacitatea de a genera energie a apei de mare, experimentul a trebuit efectuat pe o perioadă îndelungată. Acesta s-a întins pe șase luni, timp în care au fost stocate date cu privire la temperatura apei, a temperaturii exterioare și interioare din laborator, a presiunii, a consumului de energie electrică și nu în ultimul rând al randamentului instalației; element cheie în evaluarea noastră.

Datele astfel obținute au fost corelate cu cele prezentate de studiul INMH cu privire la temperaturile medii anuale ale apei Mării Negre. Pentru fiecare sezon în parte am ales zilele cele mai elocvente când s-au înregistrat valori de referință ale temperaturilor. Programul înregistrează date non stop. Cele două perioade importante în studiu au fost cea de iarnă, respectiv cea de vară. Pentru fiecare perioadă în parte s-au ales 108 valori de referință și s-au urmărit efectele de-a lungul întregului proces culminând cu randamentul pompei de căldură.

Pentru înregistrarea datelor s-a folosit platforma special modificată pentru această instalație, numită XWeb500. Aceasta ne permite să accesăm baza de date și de la distanță introducând în browser-ul web adresa 89.46.129.14:8888.

Condițiile de lucru pentru efectuarea măsurătorilor au fost:

- temperatura exterioară : $-10^{\circ}\text{C} \dots +27^{\circ}\text{C}$
- temperatura ambientală: $+21^{\circ}\text{C} \dots +25^{\circ}\text{C}$
- accelerația gravitațională egală cu $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- densitatea fluidelor : 1050 și $1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
- viteza fluidului primar: $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- viteza fluidului secundar: $0,1 \dots 0,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

În fig 7.4 sunt prezentate valorile obținute pentru agentul primar și cel secundar, în urma măsurătorilor efectuate pe schimbătorul de căldură. Se poate observa o variație lină crescătoare a acestora, având în vedere încălzirea treptată a agentului primar, datorată creșterii temperaturii exterioare.

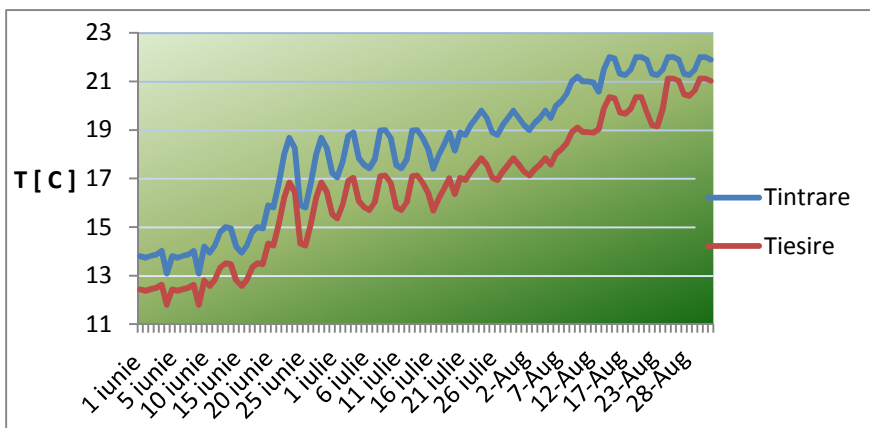


Fig. 7.4 Graficul temperaturilor celor doi agenți în perioada de vară.

Pentru colectarea datelor în perioada de iarnă, s-a încercat menținerea aceluiași ore de înregistrare. Temperaturile în acest caz nu variază foarte mult comparativ cu media anuală prezentată de INMH. Micile fluctuații apar din cauza zilelor mai geroase din perioada în care s-a desfășurat experimentul. Cu toate că apa mării și a lacurilor este stratificată din punct de vedere termic și cu temperaturi oarecum stabile în tot timpul anului, variațiile temperaturilor de la suprafață ajung să influențeze și straturile inferioare.

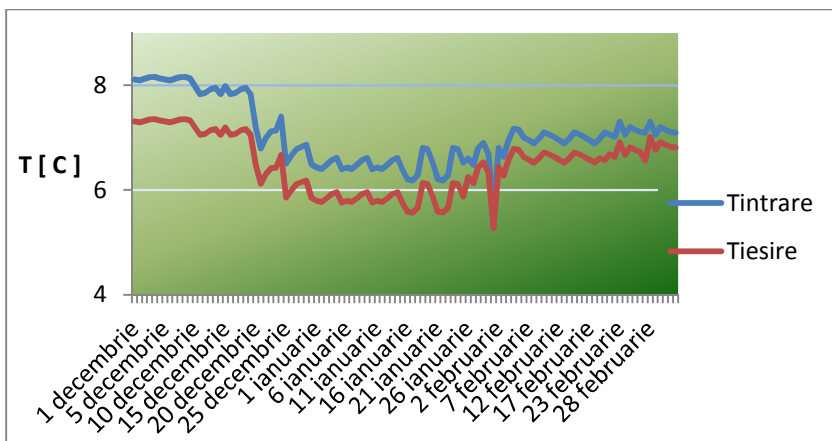


Fig. 7.5 Graficul temperaturilor celor doi agenti în perioada de iarnă.

7.2 Compararea valorilor coeficientului de performanță

Coeficientul de performanță reprezintă un element cheie în evaluarea performanțelor energetice ale instalațiilor de acest tip. El este primul reper care ne conturează o imagine de ansamblu asupra consumului de energie și a plusului de confort obținut.

Pentru a putea trage o concluzie corectă și vehementă cu privire la folosirea ca agent primar a apei de mare, am ales să prezint coeficientul de performanță al surselor în perioadele de vară și în cea de iarnă.

COP surse iarna

După cum se poate observa și în fig. 7.6, s-au făcut măsurători ale temperaturilor celor doi agenți implicați în schimbul termic în perioada 1 decembrie- 28 februarie. Măsurătorile sunt

efectuate din 15 în 15 minute, dar pentru a fi succint am ales sa prezint doar câte șase măsurători zilnice și la un interval de cinci zile. S-a considerat temperatura agentului secundar ca fiind constantă în jurul valorii de 4 grade Celsius, iar prin măsurători s-a putut calcula coeficientul de performanță al surselor. Acesta variază între 1,97 și 2,83 în funcție de oră și de temperatura apei de mare.

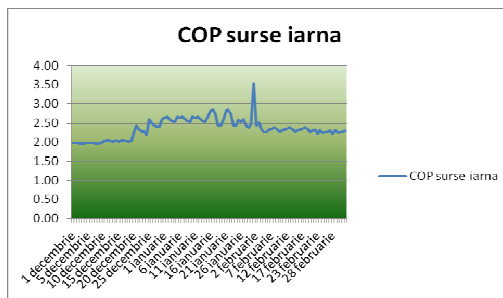


Fig. 7.6 Graficul variației COP-ului în perioada de iarnă.

În perioada de iarnă, pompele de căldură, în concordanță cu graficul de mai sus, pot reprezenta o sursă alternativă, viabilă, ieftină și de lungă durată, pentru prepararea apei calde menajere și pentru o încălzire cu agent de joasă temperatură.

COP surse vara

Datele pentru creionarea situației de vară, au fost adunate pe parcursul lunilor iunie, iulie și august. Ca și în cazul precedent, s-au luat în considerare doar șase valori zilnice.

Valorile obținute sunt remarcabile având în vedere adâncimea de la care se poate extrage apa. Valorile variază între 2 și 6 ceea ce impune ca opțiune principală folosirea apei de mare ca un viitor agent de încălzire.

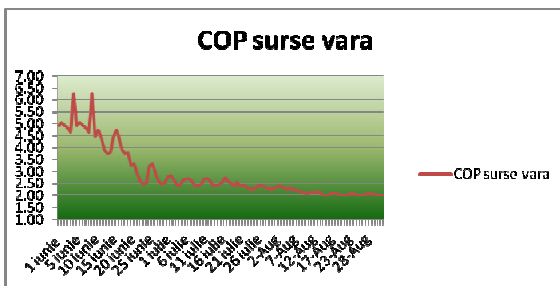


Fig. 7.7 Graficul variației COP-ului în perioada de vară.

Deloc de neglijat, aportul pe care îl poate aduce acest agent primar , este reprezentat în figura 7.7

7.3 Analiza comparativă a datelor obținute

În ceea ce privește analiza comparativă a datelor obținute din experiment si cu ajutorul celele două programe de simulare , am creat două grafice explicite care definesc , într-un mod destul de clar , situația reală .

Situația var

T_{in} agent primar	T_{in} agent secundar	T_{out} agent secundar	
22	11	20,735	Simulink
22	11	20,350	Experiment
22	11	19,813	Ansys

Tab. 7.1 Situație comparativă în perioada de vară.

Pentru comparație am prezentat în tabelul 7.1 temperaturile obținute în urma celor trei experimente .Temperatura agentului primar a fost

aleasă ca o medie lunară, iar agentul secundar a fost considerat constant la o valoare medie.

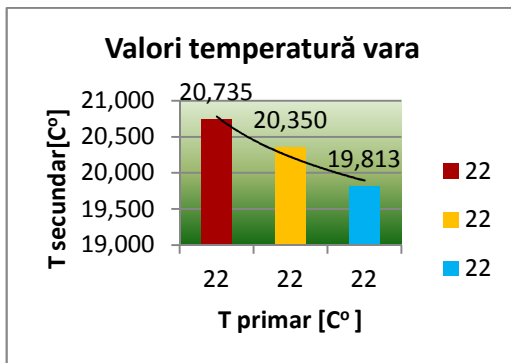


Fig. 7.8 Graficul situației comparative în perioada de vară.

T _{in} agent primar	T _{in} agent secundar	T _{out} agent secundar	
7	4	6,845	Simulink
7	4	6,630	Experiment
7	4	6,351	Ansys

Tab. 7.2 Situație comparativă în perioada de iarnă.

Ca și în cazul situației precedente, se obțin valori destul de apropiate una față de cealaltă, diferențele apărând fie din erori de măsurare, de citire sau de calcul.

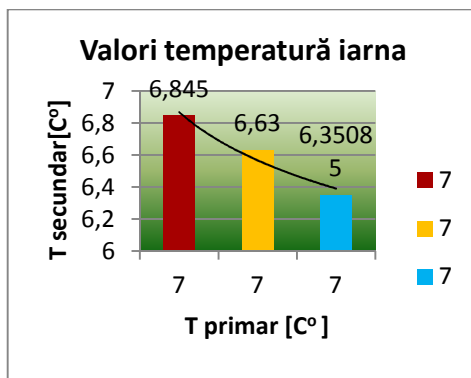


Fig. 7.9 Graficul situației comparative în perioada de iarnă.

Astfel, datele obținute și prezentate mai sus, scot în evidență acuratețea de simulare a fiecărui program în parte, folosit în cadrul lucrării de față.

7.4 Concluzii

Programul principal de simulare folosit în cadrul tezei de față, și anume Ansys Fluent, este un program versatil cu o evoluție care se întinde pe parcursul a peste trei zeci de ani.

Această aplicație dezvoltată de mine în cadrul programului de doctorat, se poate folosi foarte bine pentru a obține niște rezultate reper iar pentru o acuratețe mai mare se poate trece la utilizarea programului Fluent.

Astfel eroarea relativă medie între rezultatele programului Ansys și rezultatele obținute experimental este de 4,39% iar eroarea relativă medie dintre cele două programe numerice este de 7,78%.

Capitolul VIII

Contribuții personale și direcții de continuare a cercetărilor

8.1. Contribuții personale

1. Conceperea și punerea în practică a unui program numeric pentru calculul transferului de căldură ce are loc într-un schimbător tubular din cadrul unei pompei de căldură marine.

Programul creat în extensia Simulink a platformei Matlab, oferă posibilitatea de a realiza simulări ale sistemelor dinamice utilizând modele matematice predefinite de utilizator. Acesta a fost creat special pentru a studia transferul de căldură ce are loc între apa de mare și fluidul de lucru, în interiorul schimbătorului de căldură primar din cadrul pompei de căldură marine. Astfel am creat blocuri și rutine noi pentru a pune în evidență geometria schimbătorului, pentru a discretiza domeniul de lucru, pentru a impune condițiile de lucru și pentru a expune rezultatele obținute în funcție de pașii de timp.

Pentru calculul schimbului termic am modelat o diagrama (schemă bloc) bazată pe modelul dinamic care descrie ecuațiile matematice ale sistemului în funcție de temperatură stabilind mărimile de intrare - ieșire. Pentru obținerea unor rezultate cât mai apropiate de cele din experiment s-a folosit metoda cu pași variabili de timp; diferența dintre aceasta și cea cu pas fix se vede în precizia simulării prin eliminarea pașilor inutili.

2. Analiza comparativă a două programe de calcul numerice: Ansys Fluent și Simulink

Aplicația a fost elaborată la Universitatea Maritimă din Constanța în cadrul programului de doctorat , sub conducerea dl.prof.dr. univ. Dumitru Dinu, fiind parte integrantă a acestei teze de doctorat. Programul rulează numeric ecuațiile de transfer de căldură atât pentru modelul turbulent cât și pentru cel staționar , rezultatele putând fi vizualizate sub diferite forme.

Pe de altă parte programul Ansys Fluent este un comercial dezvoltat de o echipă numeroasă de ingineri programatori , cu scopul de a crea algoritmi sau modele de rezolvare pentru foarte multe cazuri posibile în funcție de cerințele tehnologice și industriale.

Ca și element comun a celor două programe menționez metoda de rezolvare a ecuațiilor de transfer de căldură.

În urma analizei comparative a acestor două programe numerice se poate afirma că programul Ansys prezintă dezavantajul unui preț de achiziție destul de ridicat , mai ales când se achiziționează o licență pentru a mări puterea de calcul, cât și limitarea utilizatorului la folosirea ecuațiilor inserate în program (acestea din urmă ne putând fi schimbate).

Aplicația dezvoltată în extensia Simulink, impune o cunoaștere a structurii de formare și funcționare a unui program numeric, cât și noțiuni minime de programare utilizând blocuri și obiecte. Interfața acestuia nu este așa de atrăgătoare ca în cazul Fluent-ului, dar

permite modificări ale ecuațiilor de transfer în funcție de natura fenomenului studiat.

3. Validarea numerică a programului nou creat în extensia Simulink a Matlab-ului.

Toate aplicațiile de acest gen trebuie să supună unor teste și validări pentru a putea oferi încredere noilor utilizatori, cât și determinarea pentru achiziționa noile versiuni îmbunătățite.

Este de necontestat că programul Ansys Fluent reprezintă un reper în cazul programelor de simulare numerică atât datorită fiabilității cât și datorită rezultatelor oferite utilizatorului. Limbajul folosit pentru scrierea algoritmilor acestui program este C, limbaj de altfel foarte flexibil și versatil care conferă un control ușor al programului. În cadrul acestuia regăsim modele de rezolvare ale ecuațiilor ce caracterizează curgerea unui fluid (modelul eulerian, laminar, vâcos și turbulent), cât și modele de rezolvare a ecuațiilor de transfer de căldură în regim staționar și nestaționar.

Am folosit Fluent-ul pentru a valida numeric rezultatele obținute cu aplicația creată în extensia Simulink a programului Matlab. Eroarea medie între cele două programe numerice pentru determinarea temperaturilor celor doi agenți fiind de 7,78%.

4. Studiul schimbului termic cu ajutorul CFD-ului

Această metodă prezintă calculul modelului turbulent într-o curgere nepermanentă (viteza variază în timp și în spațiu). Folosind acest model am reușit să calculez parametrii fizici ce caracterizează

curgerea turbulentă în jurul țevilor (având un număr Reynolds de 10^5), dar și prin țevi (având un număr Reynolds de $22 \cdot 10^2$).

S-a putut crea o imagine de ansamblu a tuturor parametrilor implicați și s-au putut analiza comparativ distribuțiile liniilor de curent, ale vitezelor și ale temperaturilor. Totodată s-a putut exemplifica cum depinde distribuția temperaturii în funcție de tipul de modelare și discretizare utilizat.

5. Validarea experimentală a datelor obținute cu CFD

Pentru a verifica rezultatele studiului și pentru a compara datele procesate de către cele două programe cu cele obținute prin experiment, s-a trecut la validarea experimentală.

Scara de efectuare a experimentului a fost de 1:1. S-a folosit o pompă de căldură care are un schimbător de căldură cu dimensiunile date de către fabricant.

Condițiile de realizarea a experimentului au fost stabilite în conformitate cu criteriul Reynolds; eroarea relativă medie între rezultatele aplicației dezvoltate și rezultatele obținute experimentală fiind de 3,14%

6. Soluții propuse pentru îmbunătățirea extragerii energiei termice din apa mării folosind pompa de căldură marină

Studiile efectuate de către INMH pe parcursul a câtorva zeci de ani de zile (măsurarea temperaturilor la diferite adâncimi și distanțe față de țărm), propulsează această sursă de energie printre cele mai eficiente și de viitor resurse.

O primă soluție ar fi crearea unei rețele subterane de conducte de aducțiune și a unui bazin colector (un underground cloud). Pasul următor este foarte evident, și anume montarea de pompe de căldură tip apă-apă în locațiile specifice care să folosească ca agent primar apa de mare. Astfel în timpul verii și al primăverii s-ar obține o economie considerabilă de energie la prepararea apei calde menajere . Apa mării între 5 și 10 m adâncime are temperatura constantă de 19-22 grade celsius. Diferența de temperatură pâna la 35 de grade putând fi asigurată de o pompă de căldură marină , aceasta di urmă consumând o cantitate destul de redusă de energie electrică. Tot în timpul verii cand necesarul de frig este la cote maxime , putem folosi aceste pompe de căldură ca să răcim incintele , trecându-le în modul de active cooling sau chiar free cooling acolo unde se pretează.

Lucrarea de față nu propune renunțarea definitivă la sistemul tradițional, ci inserarea noilor agregate în bucle deja existente , acestea din urmă deservind plaja de consum ormal , iar vârfurile de consum fiind moderate și preluate de sistemele tradiționale.

7. Implementarea unui sistem de pompă de căldură marină în orașul Constanța.

Prin crearea acestui proiect dorim să suplinim , chiar să înlocuim acolo unde este cazul, folosirea agentului termic și a apei calde date de regia de termoficare, folosindu-ne de gradientului de temperatură al apei Mării Negre.

Cum se poate observa si în cele două poze de mai jos , aducerea apei de la adâncimi de maxim 10-15 m nu reprezintă o piedică majoră. Aici este prezentată o conducta care transporta apă cu nisip pentru innisiparea plajelor; procedeul fiind foarte similar și în cazul pompei de căldură.



Fig. 8.1 Conductă transport materie primă (agent primar).

8.2 Direcții de continuare a cercetărilor

Una dintre primele direcții , și cea mai la îndemână, o reprezintă îmbunătățirea și perfecționarea programului de calcul creat în extensia Simulink a platformei Matcad. Se pot crea alte blocuri și se pot scrie rutine noi care să simuleze nu numai schimbătorul de căldură ci chiar funcționarea întregii instalații de pompă de căldură marine, putându-se astfel studia în deaproape variația temperaturilor și a vitezelor , cât și fenomenele de conducție și convecție. Astfel se pot face simulări cu diferite tipuri de pompe de caldură marine care folosesc diferiți agenți frigorifici, optimizându-se astfel întreg sistemul.

Cercetările se pot extinde , în sensul găsirii tipului optim de pompă de căldură cât și al modului eficient de extragere a energiei înmagazinate în diferitele straturi ale apei Mării Negre.

Pentru a obține rezultate cât mai fidele cu privire la schimbul termic și al consumului de energie electrică necesară crearea unei aplicații comerciale care să permită o simulare cu datele de la INMH pe parcursul unui an întreg , cu opțiunea de a putea schimba tipul pompei de căldură

având ca rezultate directe graficele de consum de energie și de variație al temperaturilor . Acest gen de aplicație ar fi de foarte mare interes deoarece viitorul consumator poate vizualiza exact costurile și beneficiile unui astfel de sistem. Totodată este necesară derularea unui experiment la scară mai mare care să implice o întreaga unitate locativă , unde să se monitorizeze toți parametrii care contribuie la starea de confort.

Capitolul IX

Concluzii finale

Lucrarea de față , intitulată *Cercetări privind utilizarea energiei termice a apei mării cu aplicație în proiectarea pompei de căldură marine* , demonstrează faptul că se poate aduce o contribuție calitativă dar și totodată un plus de confort vieții cotidiene printr-o proiectare adecvată și o punere în practică a pompelor de căldură marine.

Mutitudinea de metode numerice care s-au dezvoltat în ultimii ani au rolul de anu le înlocui pe cele de cercetare (experiment) ci au rolul de a îmbunătății și optimiza prin plus valoarea pe care o aduc: timp mult mai scurt de obținere al rezultatelor, cost redus când se dorește efectuarea unui număr mare de experimente asemănătoare, obținerea de rezultate parțiale sau finale în cazul în care metoda analitică nu este pusă bine la punct; totodată ele oferind posibilitatea vizualizării variației unei parametrizări creeînd astfel o imagine de ansamblu al fenomenului în cauză.

Toate programele care se regasesc pe piață în zilele astea folosesc metode numerice pentru a crea algoritmi de calcul. Acestea reprezintă baza de la care se pornește în modelarea din punct de vedere numeric , a fenomenelor studiate. Inițial programele erau foarte greoaie și impuneau cunoștințe aprofundate de programare și analiză matematică. Ulterior noile generații 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.

În cadrul capitolului cinci al acestei teze am conceput și prezentat un program numeric care descrie în parametrii destui de buni fenomenul de transfer termic din interiorul schimbătorului de căldură din pompa de căldură marină. Elementele prezentate în acest capitol, coroborate cu cele referitoare la potențialul energetic marin din capitolul al doilea ne conferă posibilitatea de a afirma că producerea de energie din surse neconvenționale și regenerabile (diferențele de temperatură dintre straturile de apă ale mărilor și ale oceanelor), va avea o pondere destul de ridicată în viitor. Consider că obiectivele propuse în teză au fost îndeplinite în totalitate astfel:

1. Realizarea unei aplicații de tip numeric ce are la bază ecuațiile de calcul ale schimbului energetic ce are loc într-un schimbător de căldură ce folosește ca agent primar apa de mare.

Pentru a dezvolta această aplicație s-au folosit cunoștințe de transfer termic și analiză matematică. Pentru a îndeplini acest obiectiv m-am folosit de platforma Simulink a programului Matlab, sub care am creat un program cu ajutorul caruia să studiez transferul termic ce are loc în schimbătorul de căldură, și efectele schimbării parametrilor de intrare asupra agentului secundar.

S-au creat astfel blocuri pe care le-am grupat în subsisteme, pe care la rândul lor le-am coordonat între ele realizând un singur sistem unitar în care să pot evidenția parametrii doriți.

Discretizarea schimbătorului de căldură s-a făcut în 50 de celule (observându-se că de la acest număr încolo nu mai apar diferențe notabile ale variației parametrilor). Cu acest program s-au putut evidenția temperaturile celor doi agenți, vitezele lor și totodată variația temperaturii în straturile limită și în grosimea schimbătorului.

Pentru a folosi acest program nu sunt necesare cunoștințe de programare ci doar de cunoaștere a fenomenului fizic dorit a fi studiat.

2. Modelarea și studierea transferului termic printr-un schimbător de căldură cu ajutorul CFD-ului.

Studiul curgerii turbulente a unui fluid a cărui număr Reynolds este ridicat, cât și studiul transferului termic, a pus probleme oamenilor de știință încă de la început; acest fenomen fiind destul de dificil de implementat într-un program numeric de calcul din cauza complexității sale.

În cazul lucrării de față au fost enumerate comparativ, în capitolul cinci, variația tuturor parametrilor ce caracterizează transferul de căldură, în funcție de cele două programe numerice folosite și de rețelele de discretizare care au fost aplicate în cazul celor două aplicații. Rețeaua concepută și prezentată în cadrul programului de calcul oferă o viziune clară a parametrilor ce caracterizează schimbul termic, dezavantajul fiind reprezentat de finețea rezultatului (se obțin rezultate bune dar care conțin erori acceptabile).

Programul numeric Ansys Fluent prezintă o distribuție foarte clară a tuturor parametrilor implicați oferind niște rezultate spectaculoase

din punct de vedere grafic. Acesta oferă avantajul înțelegerii mult mai bine a fenomenului de transfer termic prin prezentarea tuturor parametrilor implicați: viteză, temperatură și densitate

3. Validarea rezultatelor obținute cu ajutorul programelor numerice prin comparație cu rezultatele obținute printr-un experiment la scara 1:1

Posibilitatea efectuării, timp de mai multe luni, a unor experimente cu o pompă de căldură, și de a păstra în sistem informatic, a datelor obținute a permis validarea rezultatelor obținute cu cele două programe numerice. Validarea s-a făcut cu ajutorul unei pompe de căldură de tipul Meeting, apă-apă, în cadrul Laboratorului de la baza Nautică a Universității Maritime Constanța. Rezultatele au fost mai mult decât mulțumitoare, ceea ce ne confirmă faptul că programul creat poate fi folosit și de către studenți în a aprofunda înțelegerea transferului termic, cât și faptul că diferența de temperatură dintre straturile de apă ale Mării Negre reprezintă un element cheie de viitor, în producerea de energie ieftină, nepoluantă și în final de confort pentru oameni.

4. Posibilitatea utilizării energiei apei mării, mai concret al gradientului de temperatură, ca sursă regenerabilă într-o pompă de căldură marină.

Lucrarea de față demonstrează, cu argumente științifice, că energia stocată în apa de mare poate reprezenta, prin folosirea ei într-o instalație neconvențională de producere de energie, respectiv o pompă de căldură marină, un element cheie în dezvoltarea viitoare a unei societăți bazată pe energie regenerabilă.

Astfel, valoarea gradientului de temperatură , ne conferă posibilitatea de a crea și implementa instalații și sisteme de aducțiune, astfel încât instalațiile clasice de reducere de energie termică să poată fi înlocuite parțial sau total, în unele cazuri , economisind astfel combustibilii convenționali și reducând astfel drastic poluarea și efectul de seră. Din teza de față reiese totodată și unele impedimente legate de costul de construcție și implementare al întregului proiect, dar având în vedere faptul că investiția este una de tip *verde* și costul se recuperează într-un timp destul de scurt (pretul instalațiilor scăzând foarte mult dacă se comandă în cantități mari), putem considera acest dezavantaj minor.

În concluzie putem afirma că utilizarea energiei termice a apei mării într-o pompă de căldură , înglobată, pentru început într-un sistem mixt , poate avea avantaje majore cu privire la creșterea confortului ocupanților, a reducerii consumului de combustibili convenționali și nu în ultimul rând al emisiilor poluante.

Bibliografie selectivă

- [1] Apetroaei Șt., Evaluarea și prognoza bilanțului apei din sol, Editura Ceres, București, 1983.
- [2] Dinu D., – Hydraulics and hydraulic machines, Editura Sigma Trading Metafora, Constanta, 1999
- [3] Dinu D. - Mecanica fluidelor pentru navigatori, Editura Nautica, Constanța, ISBN 978-806-8105-11-6, 2010
- [4] F. Memet , Preda A.- An analysis of the performance of an ejector refrigeration cycle working with R134a, ModTech Conference, Mamaia 2015, Published under licence by IOP Publishing Ltd • IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 95, conference 1.
- [5] F. Memet , A point of view on Otto cycle approach specific for an undergraduate thermodynamics course in CMU, ModTech Conference, Mamaia 2015, Published under licence by IOP Publishing Ltd • IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 95, conference 1.
- [6] Florescu Iulian, Mecanica Fluidelor, ed Alma Mater Bacau 2007.
- [7] Gavriluc R., *Pompe de căldură - de la teorie la practică*, Editura MatrixRom, 1999, ISBN 973-9390-55-2.
- [8] Hanova J., Dowlatabadi H., *Strategic GHG reduction through the use of ground source heat pump technology*, 9 nov. 2007.
- [9] Hawlader M.N.A., Chou S.K., Ullah M.Z., *The performance of a solar assisted heat pump water heating system*, Appl. Thermal Eng. 21, 2000, p. 1049–1065.

- [10] Institutul Național de Cercetare Dezvolatre Marină " Grigore Antipa" - Evaluare inițială a mediului marin I.N.C.D.M ,2012
- [11] Iordache F si Băltărețu F - Modelarea și simularea proceselor dinamice de transfer de căldură, Matrix Rom 2002
- [12] JIPA, D, (1987), Analiza granulometrică a sedimentelor: semnificații genetice, Editura Academiei Republicii Socialiste Romania, 128 p.
- [13] Preda A.-Study regarding marine heat pump , Constanta Maritime University Annals, Year XII vol 17, ISSN 1582-3601, Constanta 2012
- [14] Preda A., Acomi N. - Minimizing the heat flow lost by a ballast tank using insulation, Constanta Maritime University Annals, Year XII vol 17, ISSN 1582-3601, Constanta 2012
- [15] Preda A., Scupia A. - Energy review on a maritime energy transfer system for comercial use, Advanced Materral Research Vol. 837, pag 763.
- [16] Preda A., Scupia A. - Numerical computation of an unconventiol device using finite volume method. ModTech International Conference Modern Technologies in Industrial Engineering 27-29 June 2013, Mara Hotel, Sinaia, Romania
- [17] Prisecaru T, Vilag V; Afterburning Installation Integration Into a Cogeneration Power Plant with Gas Turbine by Numerical and Experimental Analysis , Editura INTECH Open Access Publisher, 2011, ISBN 9533076119

[18] Scupi Andrei-Alexandru , teza de doctorat " Cercetări privind dinamica sistemelor de tracțiune neconvenționale și a aparatelor de susținere "- 2013.

[19] Tudor Darie, Memet F. - Unele aspecte ale transferului de căldură de la apa de răcire a cămășilor de cilindru la motoarele cu ardere internă, Conferința Națională de Termotehnică, Constanța, 1992, Instalații frigorifice și de climatizare navală, Editura Tehnică, București, 1997

[20] Tudor Darie - Procese de transfer termic în câmp electromagnetic, Conferința Națională de Termotehnică, Cluj-Napoca, 1995.