

STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND EFICIENTIZAREA CONSUMULUI ENERGETIC AL POMPELOR DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor
la
Universitatea Politehnica Timișoara
în domeniul INGINERIE MECANICĂ
de către

ing. David Evelin-Anda (căs. Laza)

Conducător științific:
Referenți științifici:

prof.univ.emerit. dr.ing. Nagi Mihai
prof.univ.dr.ing. Marin Bică
prof.univ.dr.ing. Srbislav Genic
prof.univ.dr.ing. Dorin Lelea

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|---|--|
| 1. Automatică | 9. Inginerie Mecanică |
| 2. Chimie | 10. Știința Calculatoarelor |
| 3. Energetică | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 4. Ingineria Chimică | 12. Ingineria sistemelor |
| 5. Inginerie Civilă | 13. Inginerie energetică |
| 6. Inginerie Electrică | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor |
| 8. Inginerie Industrială | 16. Inginerie și Management |

Universitatea Politehnica Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul Școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2021

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității Politehnica Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
Tel./fax 0256 403823
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat are la bază activitatea de peste 10 ani a autoarei în domeniul cercetării - dezvoltării în domeniul agricol și al industriei alimentare, desfășurată la Timișoara în cadrul Institutului Național de Cercetare-Dezvoltare pentru Mașini și Instalații destinate Agriculturii și Industriei Alimentare-INMA București, sucursala Timișoara. Climatul favorabil cercetării din cadrul institutului dar și colaborarea cu departamentul de Mașini Termice, Utilaje și Transporturi a Facultății de Mecanică din cadrul Universității Politehnica Timișoara, a permis elaborarea acestei teze de doctorat.

Îmi exprim recunoștința și doresc să adresez mulțumiri speciale conducătorului de doctorat prof. univ. emerit dr. ing. Nagi Mihai pentru îndrumarea în redactarea acestei teze.

Pentru atenția acordată acestui manuscris dar și pentru observațiile și sugestiile făcute doresc să adresez mulțumiri referenților prof. univ. dr. ing. Marin Bică, prof. univ. dr. ing. Srbislav Genic și prof. univ. dr. ing. Dorin Lelea. De asemenea doresc să adresez mulțumiri domnilor: prof. univ. emerit dr. ing. Iorga Dănilă, prof. univ. emerit dr. ing. Mihai Jădăneanț și conf. univ. dr. ing. Francisc Popescu pentru suportul științific acordat de-a lungul întregii activități doctorale.

Și nu în ultimul rând doresc să adresez mulțumiri familiei mele pentru susținere și înțelegere de-a lungul întregii activități.

Timișoara Februarie 2021

ing. Evelin-Anda David (căs. Laza)

Laza (David), Evelin-Anda

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND EFICIENTIZAREA
CONSUMULUI ENERGETIC A POMPELOR DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN
SISTEM ACVACOL RECIRCULANT**

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. YY, Editura Politehnica, 200Z, 118
pagini, 88 figuri, 34 tabele.

Cuvinte cheie: sistem acvacol recirculant, consumuri energetice,
eficientizare, pompă de căldură

Rezumat: Lucrarea de față prezintă studiul experimental și analitic al
funcționării unei pompe de căldură într-un sistem acvacol recirculant. Pe
baza testării experimentale s-au determinat patru configurații ale
sistemului termic al instalației de încălzire cu pompă de căldură a unor
bazine dintr-un sistem acvacol recirculant

Introduction

Fish farming technology in recirculating aquaculture systems is a technology with a high electricity consumption. An important percentage of production costs is spent on energy consumed. Analyzing the energy-related components of the costs, it was observed that the amount of thermal energy required for heating or cooling the water in the pools, represents about 40 ÷ 60% of the total energy consumed by the system (depending on how cold the winter is , respectively how hot in summer) [9]. For this reason, it is necessary to use the most efficient solutions for producing the thermal energy necessary for this type of system. According to some studies, this is possible by using heat pumps which, during cold periods, extract the caloric energy contained in the environment, in surface water, groundwater, soil or even air and transfer it to the water in the pools, ensuring a constant temperature. The same installation also ensures the cooling of the pool water during the summer

This paper presents a series of research on recirculating aquaculture fish farming systems, methods of heating and cooling water traditionally used in this type of system, general considerations on the use of renewable energy through heat pumps, theoretical elements on their operation, the current state of development of heat pump installations worldwide and in the country, areas of use and demonstration of the efficiency of the use of a water-water heat pump by reducing electricity consumption for both heating or the cooling of water from a recirculating aquaculture system as well as for the heating or cooling of the hall in which this type of system operates. The use of research results for the practical demonstration of the viability and advantages of this technology compared to other heating or cooling methods.

CUPRINS

CUVÂNT ÎNAINTE	5
INTRODUCTION	7
NOTAȚII, ABREVIERI, ACRONIME	10
LISTA DE TABELE	11
LISTA DE FIGURI	12
1. OBIECTIVUL CERCETĂRII	15
2. CONSIDERAȚII PRIVIND SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE DE CREȘTERE A PEȘTILOR ...	16
2.1 GENERALITĂȚI PRIVIND SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE DE CREȘTERE A PEȘTILOR	16
2.2 PROBLEME SPECIFICE PRIVIND TRATAREA APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE.....	18
3. METODE DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE	19
3.1 METODE DE ÎNCĂLZIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE.....	19
3.2 METODE DE RĂCIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE.....	23
4. POMPE DE CĂLDURĂ	26
4.1 ROLUL POMPELOR DE CĂLDURĂ	26
4.2 EVOLUȚIA UTILIZĂRII POMPELOR DE CĂLDURĂ	26
4.3 SURSE DE CĂLDURĂ PENTRU EXTRAGEREA ENERGIEI.....	26
4.4 PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE AL UNEI POMPE DE CĂLDURĂ.....	28
4.5 REGIMURI ENERGETICE DE FUNCȚIONARE	31
4.6 CLASIFICAREA POMPELOR DE CĂLDURĂ.....	32
4.7 TIPURI PRINCIPALE DE POMPE DE CĂLDURĂ ÎN FUNCȚIE DE SURSA DE ENERGIE PRIMARĂ UTILIZATĂ.....	32
4.7.1 <i>Instalațiile de pompe de căldură de tipul aer – apă</i>	32
4.7.2 <i>Instalațiile de pompe de căldură de tipul apă – apă</i>	33
4.7.3 <i>Instalațiile de pompe de căldură de tipul sol – apă</i>	34
5. STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ	37
5.1 STADIUL PE PLAN MONDIAL.....	38
5.2 STADIUL ÎN ȚARĂ.....	48
5.2.1 <i>Considerații generale și alegerea tipului cel mai eficient de pompă de căldură</i>	48
6. STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ.....	50
6.1 COMPONENTA ȘI CARACTERISTICILE TEHNICO-FUNCȚIONALE ALE INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ	50
6.1.1 <i>Componenta instalației de încălzire/răcire</i>	50
6.1.2 <i>Caracteristicile tehnico-funcționale ale instalației de încălzire/răcire a apei</i>	52
6.2 METODICA DETERMINĂRIILOR EXPERIMENTALE ALE POMPEI DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT ȘI APARATURĂ UTILIZATĂ PENTRU REALIZAREA ACESTORA	58
6.3 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE ALE POMPEI DE CĂLDURĂ PENTRU REGIMUL DE ÎNCĂLZIRE A APEI.....	63
6.4 DETERMINĂRI EXPERIMENTALE ALE POMPEI DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT PENTRU REGIMUL DE RĂCIRE AL APEI DIN SISTEM.....	66
6.5 STUDIUL CICLULUI FRIGORIFIC AL POMPEI DE CĂLDURĂ CU AJUTORUL SOFTULUI COOLPACK.....	67
6.5.1 <i>Agenți frigorifici</i>	67
6.5.2 <i>Diagrame și tabele ale agenților frigorifici</i>	68
6.5.3 <i>Impactul freonilor asupra mediului</i>	71
6.5.4 <i>Studiul ciclului frigorific cu ajutorul softului CoolPack</i>	71

6.6 CONSUMURI ENERGETICE UNITARE ANUALE ALE UNUI SISTEM ACVACOL RECIRCULANT DE CREȘTERE A PEȘTELOR	78
7. SIMULAREA SISTEMULUI TERMIC AL INSTALAȚIEI CU POMPĂ DE CĂLDURĂ ÎNTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT	83
7.1 CONSTRUIREA SISTEMULUI TERMIC AL BAZINELOR	88
7.1.1 <i>Circuitul secundar</i>	89
7.1.2 <i>Circuitul „Alimentare apa proaspăta”</i>	89
7.1.3 <i>Circuitul pompei de căldură</i>	91
7.2 SIMULAREA SISTEMULUI TERMIC	95
7.2.1 <i>Simularea numărul 1</i>	95
7.2.2 <i>Simularea numărul 2</i>	97
7.2.3 <i>Simularea numărul 3</i>	98
7.2.4 <i>Simularea numărul 4</i>	99
8. CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	104
8.1 CONCLUZII	104
8.2 CONTRIBUȚII PERSONALE	105
ANEXA A: TABELELE CU DATELE SIMULĂRILOR	107
BIBLIOGRAFIE.....	114

Notații, abrevieri, acronime

Mărimi dimensionale

T temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
 t_a [$^{\circ}\text{C}$] = temperatura ambiantă
 t_1 [$^{\circ}\text{C}$] = temperatura apei din sistem la începutul încercării
 t_2 [$^{\circ}\text{C}$] = temperatura apei din sistem la sfârșitul încercării
 E_c [kWh] = energia electrică consumată
 ET [kWh] = energia termică cedată de apă
 EER = eficiența energetică de răcire
 Q_{Aer} [kWh] – energia termică preluată de aer din hală
 q_P [kWh] – energia termică pierdută prin pereți, ferestre, uși etc.
 q_{Aer} = $1,29 \text{ kg/m}^3$ – densitatea aerului
 c_{Aer} = $0,239 \text{ kcal/kg grad.}$ – căldura specifică a aerului
 V_{Aer} = 500 m^3 – volumul de aer din hală
 ϵ [$\text{W/m}^3\text{h}$] – coeficientul de pierdere de căldură
 ϵ = $8 \text{ W/m}^3\text{h}$
 τ [h] – timp
 VT [m^3] – volumul total de apă conținut în sistem
 VB [m^3] – volumul util al unui bazin de creștere
 VBS [m^3] – volumul util al bazinului de stocare
 n – numărul de bazine creștere
 ET [kWh] – energia termică totală consumată pentru
 Q_1 [kWh] – energia termică preluată de apă
 Q_{P1} [kWh] – energia termică cedată de apă mediului înconjurător (căldura pierdută)
 m [kg] – masa totală de apă
 c [kcal/kg grad.] – căldura specifică a apei la presiune constantă
 ρ_a [kg/m^3] – densitatea apei

Lista de tabele

- Tabelul 3.1 Caracteristici tehnice ale încălzitorului de apă electric
- Tabelul 3.2 Caracteristici tehnice ale schimbătorului de căldură multitubular
- Tabelul 3.3 Caracteristici tehnice ale schimbătorului de căldură cu plăci
- Tabelul 3.4 caracteristici tehnice ale răcitorului tip TITAN
- Tabelul 3.4 caracteristici tehnice ale răcitorului tip SK
- Tabelul 4.1 Condițiile de calitate impuse apei folosite ca sursă rece la o pompă de căldură
- Tabelul 5.1 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură AER-APĂ Tip LI 11 AS; LI 16 AS
- Tabelul 5.2 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură apă – apă DIMPLEX:
- Tabelul 5.2.1 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură apă – apă DIMPLEX
- Tabelul 5.2.2 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură apă – apă DIMPLEX
- Tabelul 5.3 Caracteristicile tehnice ale Pompei de căldură IVT Greenline HT Plus
- Tabelul 5.4 Caracteristicile tehnice ale unor pompe de căldură OCHSNER de tip apă – apă
- Tabelul 5.5 Caracteristici tehnice ale pompelor de căldură cu stâlp de gheață
- Tabelul 5.6 Analiză comparativă a diferitelor tipuri de pompe de căldură
- Tabelul 6.1 Caracteristicile funcționale ale pompei de căldură pentru regimul de încălzire temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 35 °C
- Tabelul 6.2 Caracteristicile funcționale ale pompei de căldură pentru regimul de încălzire temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 50 °C
- Tabelul 6.3 Caracteristicile funcționale ale pompei de căldură pentru regimul de răcire temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 18 °C
- Tabelul 6.4 Caracteristici tehnice și funcționale ale compresorului
- Tabelul 6.5 Caracteristici tehnice și funcționale ale vaporizatorului
- Tabelul 6.6 Caracteristici tehnice și funcționale ale condensatorului
- Tabelul 6.7 Caracteristicile agentului frigorific
- Tabelul 6.8 Alimentare energie electrică
- Tabelul 6.9 Dimensiuni conducte de legătură
- Tabelul 6.10 Calitatea apei din puț
- Tabelul 6.11 Instrumente de măsurare ale principalelor subsambluri ale pompei de căldură și ale calității apei din sistemul recirculant asupra cărora s-au făcut determinările experimentale
- Tabelul 6.12 Energie termică consumată pentru diferite rate de înlocuire a apei din sistemul acvacol recirculant până la temperatura $t_2 = 20^{\circ}\text{C}$
- Tabelul 6.13 Energie termică consumată pentru diferite rate de înlocuire a apei din sistemul acvacol recirculant până la temperatura $t_2 = 50^{\circ}\text{C}$
- Tabelul 6.14 Rezultatele determinărilor experimentale pentru regimul de răcire.
- Tabelul 6.15 Valorile consumului unitar de energie electrică pentru vehicularea și tratarea apei din sistemul acvacol recirculant
- Tabelul 6.16 Valorile consumului anual de energie electrică necesară vehiculării și tratării apei din sistemul acvacol recirculant
- Tab.6.16 Valori ale parametrilor termodinamici la saturație pentru R407C
- Tab.6.17 Valorile parametrilor punctelor ciclului frigorific pentru R407C

Lista de figuri

Figura 2.1 Procese unitare și echipamente pentru tratarea apei în sistemele Considerații tehnologice privind asigurarea calității apei în sistemele acvacoale recirculante.....	16
Figura 2.2 Schema de circulație a apei într-un sistem acavacol recirculant [8]	17
Figura 3.1 Încălzitor de apă electric pentru bazine [8,50].....	19
Figura 3.2 Încălzitor de apă electric cu montaj pe conductă [8,50].....	20
Figura 3.3 Schimbător de căldură multi-tubular [8,51]	21
Figura 3.4 Schimbător de căldură cu plăci care utilizează ca și agent primar apă fierbinte [8,50].....	22
Figura 3.5 Instalație de încălzire/răcire a apei, formată din mai multe schimbătoare de căldură cu plăci Zilmet [51]	22
Figura 3.6 Schimbător de căldură cu plăci brazate Alfa Laval [52]	23
Figura 3.7 Răcitor Tip TITAN [54]	23
Figura 3.8 Răcitor Tip SK [54]	24
Figura 3.9 Sistem de răcire produs de RAAL Bistrița S.A. [53]	24
Figura 3.10 Tipuri de instalații de răcire a apei care au versiuni constructive utilizabile pentru încălzire [8]	25
Figura 4.1 Distribuția radiației solare la nivelul atmosferei și a solului [8].....	27
Figura 4.2 Variația temperaturii pentru sol, aer și apă freatică pe parcursul întregului an [8]	27
Figura 4.3 variația temperaturii solului în funcție de adâncime[8]	28
Figura 4.4. Schema de funcționare a unei pompe de căldură [8].....	29
Figura 4.5 Ciclul Carnot ideal inversat [8]	30
Figura 4.6 Variația eficienței energetice a pompei de căldură în funcție de diferența de temperatură [8]	31
Figura 4.7 Pompă de căldură de tipul aer-apă.....	32
Figura 4.8 Schema de funcționare a unei pompe de căldura de tipul apă-apă[8] ...	33
Figura 4.9 Schema de funcționare a pompei de căldură sol-apă cu colectori orizontali [8].....	34
Figura 4.10 Schema constructivă a unei pompe de căldura sol-apă cu sonde [8]... 35	35
Figura 4.11 Instalație cu sonde pentru pompă de caldura de tipul sol-apă [8].....	35
Figura 5.1 Pompă de căldură AER-APĂ Tip LI 11 AS; LI 16 AS [43]	38
Figura 5.2 Sistem pentru încălzire locuință și apă caldă menajeră cu pompă de căldură aer-apă DIMPLEX LI11AS(R), LI16AS(R) [59].....	39
Figura 5.3 Pompă de căldură DIMPLEX SOL - APĂ [43]	40
Figura 5.4 Pompă de căldură IVT aer – aer [42]	40
Figura 5.5 Pompă de căldură IVT Greenline HT Plus sol – apă [41].....	41
Figura 5.6 Pompă de căldură IVT Greenline HT Plus [42].	42
Figura 5.7 Pompă de căldură NIBE FIGHTER 2020 [62].....	43
Figura 5.8 Principiul de funcționare al pompei de căldură NIBE FIGHTER 2020 [62]43	43
Figura 5.9 Pompe de căldură OCHSNER [39]	44
Figura 5.10 Elemente componente ale pompei de căldură OCHSNER [40]	44
Figura 5.11 Compresorul pompei de căldură OCHSNER [40].....	45
Figura 5.12 Pompă de căldură Wiesmann Vitocal 350-G 63 [58]	46
Figura 5.13 Pompa de căldură IDM TERRA SW Max [57]	47
Figura 5.14 Schema de funcționare a pompei de căldură cu stâlp de gheață [64]..	47
Figura 6.1 Schema de funcționare a instalației de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură	50

Figura 6.2 a. Pompa de căldură tip OSWP56; b. Vedere interioară.....	52
Figura 6.3 a. Vas tampons b. Tablou de comandă	53
Figura 6.4 a. Filtru de apă b. Tablou de automatizare și control	54
Figura 6.5 a. Vas expansiune; b. termo-manometru.....	54
Figura 6.6 a. Puț de extracție apă; b. Puț absorbant.....	55
Figura 6.7 Planul de amplasare al pompei de căldură în sistemul acvacol recirculant	59
Figura 6.8 Instrumente de masurare utilizate la determinarile experimentale [37,38]	
a. Termo-anemo-manometru MP200; b. Termometru UNITEST 94009; c. Aparat pentru măsurarea parametrilor electrici UNITEST CHB 140.....	61
Figura 6.9 Multimetru electrochimic.....	61
Figura 6.10 Colorimetru pentru analize complete C 200 cu stativ, eprubete, vas gradat și pâlnii	62
Figura 6.11 Aparatele de măsură a oxigenului și pH-ulu.....	62
Figura 6.12 Diagrama de Igp-h pentru R407C.....	69
Figura 6.13 Caracteristici de transport ale freonului R407C	70
Figura 6.14 Diagrama de presiune-entalpie prin puncte	72
Figura 6.15 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama log(p)	73
Figura 6.16 Ciclul frigorific în diagrama presiune-entalpie R407C	76
Figura 6.17 Interfața „Cycle specification”	77
Figura 6.18 Interfața „Cycle analysis”	77
Figura 6.19 Grafic al consumului anual de energie electrica pentru tratarea și vehicularea apei dintr-un sistem acvacol recirculant	80
Figura 6.20 Consumul energetic anual total al unui sistem acvacol recirculant	81
Figura 7.1 Informațiile geometrice ale unui component Kuli pentru schimbător de căldură în plăci brazate (BPHE).....	83
Figura 7.2 Setarea tipului de curgere.....	84
Figura 7.3 Setarea parametrilor pentru fluidul cald.....	85
Figura 7.4 Setarea parametrilor pentru fluidul rece	85
Figura 7.5 Setarea datelor de schimb termic	86
Figura 7.6 Parametrii generali	86
Figura 7.7 Setarea tipului de fluid	87
Figura 7.8 Setarea debitelor, presiunii de lucru și a temperaturii.....	87
Figura 7.9 Rezultatele simulării.....	88
Figura 7.10 Rețeaua termică a sistemului piscicol	89
Figura 7.11 Definirea bazinului de apă cu ajutorul „Point Mass”,	89
Figura 7.12 Circuitul secundar	90
Figura 7.13 Pierderea căldurii prin aer și pereți.....	91
Figura 7.14 Circuitul „Alimentare apă proaspătă”	91
Figura 7.15 Rată de reîmprospătare cu 40% apă de adaos.....	92
Figura 7.16 Subcomponentul Alimentare apă proaspătă.....	92
Figura 7.17 Circuitul Pompei de căldură	93
Figura 7.18 modul de pornire și oprire a pompei de căldură	94
Figura 7.19 Subsistemul pompei de căldură	94
Figura 7.20 Evoluția sistemului în timp	95
Figura 7.21 Fluxul termic în rezervorul tampon	96
Figura 7.22 Dinamica rezervorului tampon de 1000 l.....	96
Figura 7.23 Noul sistem termic, cu rezervorul tampon de 1000l după Bazinul piscicol	97
Figura 7.24 Rezultatele simulării numărul 2.....	97
Figura 7.25 Comportarea rezervorului tampon la simularea numărul 2	98

Figura 7.26 Simularea sistemului numărul 3.....	98
Figura 7.27 Dinamica rezervorului Tampon în simularea numărul 3	99
Figura 7.28 Dinamica rezervorului tampon simularea numărul 3	99
Figura 7.29 Simularea numărul 4 Fără rezervorul tampon de 1000 l.....	100
Figura 7.30 rezultatele simulării numărul 4 Temperatura în rezervorul tampon ...	100
Figura 7.31 Funcționarea pompei de căldură pentru fiecare simulare	101
Figura 7.32 Inversul timpului de funcționare al pompei de căldură	101
Figura 7.33 Consumul energetic în funcție de simulare	102
Figura 7.34 Energia termică consumată în funcție de simulare	102

1. OBIECTIVUL CERCETĂRII

Tehnologia de creștere a peștilor în sisteme acvacole recirculante este o tehnologie cu un mare consum de energie electrică. Un procent important din costurile de producție o reprezintă cheltuielile cu energia consumată. Făcând o analiză a componentelor legate de energie a costurilor, s-a observă că, cantitatea de energie termică necesară încălzirii, respectiv răcirii apei din bazine, reprezintă aproximativ 40 ÷ 60 % din totalul de energie consumată de sistem (în funcție de cât de friguroasă este iarna, respectiv cât de călduroasă vara) [9]. Din acest motiv se impune utilizarea unor soluții cât mai eficiente de producere a energiei termice necesare acestui tip de sistem. Conform unor studii acest lucru este posibil utilizând pompe de căldură care, în perioadele reci, extrag energia calorică conținută în mediul ambiant, în ape de suprafață, apă freatică, sol sau chiar din aer și o transferă apei din bazine, asigurând o temperatură constantă. Aceeași instalație asigură și răcirea apei din bazine pe timp de vară [9,48,25].

În lucrare de față se prezintă o serie de cercetări privind sistemele acvacole recirculante de creștere a peștilor, metode de încălzire și răcire a apei folosite în mod tradițional în acest tip de sisteme, considerații generale despre utilizarea energiei regenerabile prin intermediul pompelor de căldură, elemente teoretice privind funcționarea acestora, stadiul actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură pe plan mondial și în țară, domenii de utilizare și demonstrarea a eficienței utilizării unei pompe de căldură de tipul apă-apă prin faptul că se va reduce consumul de energie electrică atât pentru încălzirea sau răcirea apei dintr-un sistem acvacol recirculant precum și pentru încălzirea sau răcirea halei în care funcționează acest tip de sistem. Se are în vedere utilizarea rezultatelor cercetării în scopul demonstrării practice a viabilității și a avantajelor acestei tehnologii comparativ cu alte metode de încălzire sau răcire.

2. CONSIDERAȚII PRIVIND SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE DE CREȘTERE A PEȘTILOR

2.1 Generalități privind sistemele acvacole recirculante de creștere a peștilor

În sistemele acvacole recirculante se utilizează diferite tipuri de bazine, dens populate, pentru obținerea produsului piscicol. Un alt avantaj al acestui tip de acvacultură este faptul ca suprafața de teren utilizată este mult mai redusă față de acvacultura practică în mod clasic [23]. Acvacultura este o ramură a agriculturii care se ocupă cu creșterea animalelor și plantelor acvatice[49]

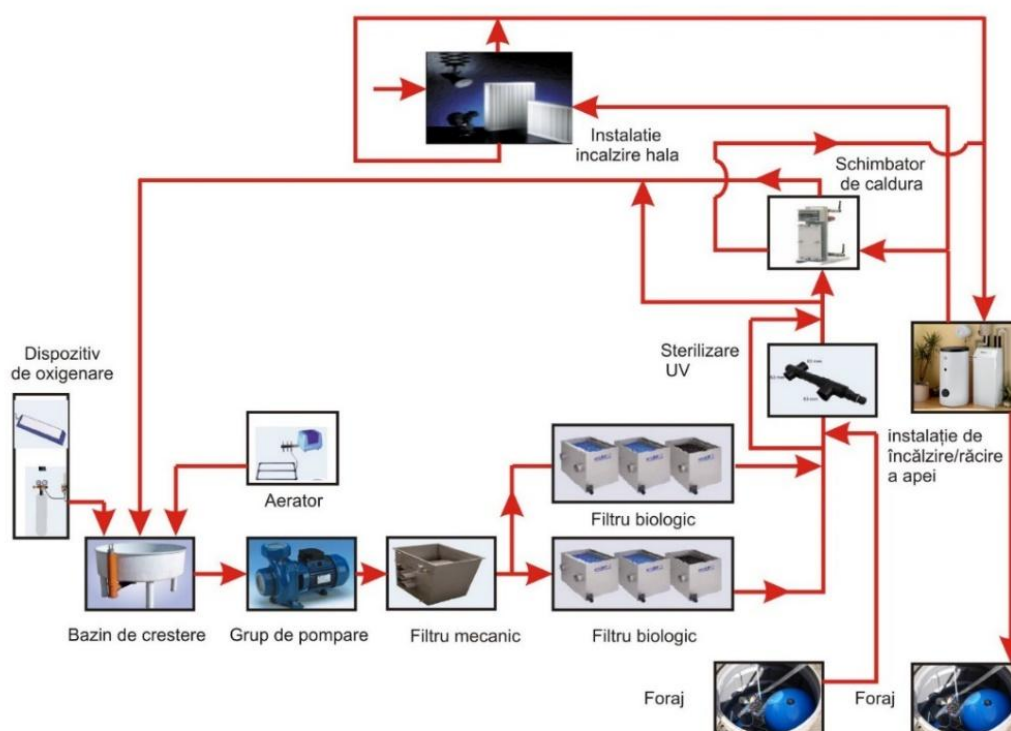


Figura 2.1 Procese unitare și echipamente pentru tratarea apei în sistemele Considerații tehnologice privind asigurarea calității apei în sistemele acvacole recirculante

Chiar dacă aceste tehnologii au un preț foarte ridicat, faptul că se pot obtine produse piscicole, in apropierea piețelor de desfacere si pe parcursul întregului an, prezintă motive foarte solide pentru practicarea acestui tip de

17 CONSIDERAȚII PRIVIND SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE DE CREȘTERE A PEȘTELOR 2

acvacultură. S-au realizat, în ultimul timp, o multitudine de facilități de producție ce utilizează tehnologia tratării și recirculării apei [8,23]. Complexitatea managementului operațional și rezultatele economice demonstrează, în cele mai multe cazuri, că sistemele acvacoale recirculante de mari dimensiuni sunt mai puțin viabile. Deosebit de acestea, sistemele acvacoale recirculante de dimensiuni mici sau medii, ca urmare a simplității și flexibilității managementului tehnologic, aspecte reflectate în valoarea mai redusă a cheltuielilor de exploatare, sunt mai viabile

Probleme de ordin tehnic care apar în timpul exploatării unui sistem acvacol recirculant sunt [1,2,3,4,48] :

- fundamentarea capacității portante și a debitelor de apă necesare pentru asigurarea unor condiții de mediu optime în ceea ce privește conținutul oxigenului și compușii azotului;
- managementul controlului particulelor solide în cadrul sistemului acvacol recirculant, în corelație cu intensitatea producției, respectiv cu cantitatea de hrană administrată;
- utilizarea unor sisteme adecvate de filtrare biologică pentru menținerea concentrației compușilor azotului în domeniul optim impus de cerințele speciei de cultură;
- utilizarea unor echipamente tehnice performante pentru încălzirea/răcirea apei din sistem [1,2,3,4,48].

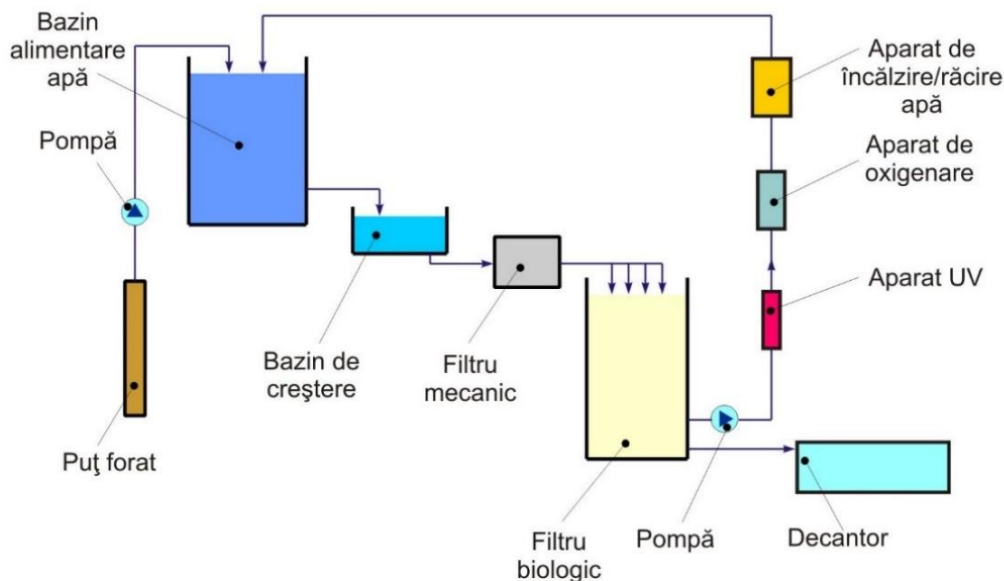


Figura 2.2 Schema de circulație a apei într-un sistem acvacol recirculant [8]

În figura 04 este reprezentată schema tehnologică de circulație a apei într-un sistem acvacol recirculant [8].

Principala problemă întâlnită în sistemele acvacoale recirculante o prezintă gradul ridicat de amoniu nitriți și nitrați. Asigurarea necesarului de oxigen la nivelul cerințelor fiziologice ale speciei de cultură impune, chiar și în cazul debitelor relativ mari de apă proaspătă o aerare eficientă a apei din sistem [7,8].

2.2 Probleme specifice privind tratarea apei în sistemele acvacole recirculante

Recirculând apa din bazinele de creștere printr-un sistem de tratare ce îndepărtează amoniacul, în primul rând, precum și celelalte produse reziduale, se obține același efect ca și în cazul în care apa de alimentare trece o singură dată prin bazin [8,23,24].

În cazul în care unitatea de tratare îndepărtează 50% din azotul amoniacal din apă la o singură trecere a acesteia prin instalațiile de tratare, debitul recirculant al sistemului trebuie să fie de două ori mai mare decât debitul de alimentare al unor bazine prin care apa proaspătă, trece o singură dată [7,8].

3. METODE DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE RECIRCULANTE

3.1 Metode de încălzire a apei în sistemele acvacoale recirculante

În general, atât pentru încălzirea cât și răcirea apei din sistemele acvacoale recirculante se utilizează instalații tehnologice distincte.

În cazul unor debite mici, pentru încălzirea apei se folosesc echipamente electrice (încălzitoare electrice) montate la rezervorul de alimentare cu apă, fie direct pe țevile de alimentare ale bazinelor. În figura 04 este prezentat un încălzitor electric care se montează în bazinul de alimentare. Acesta este prevăzut cu un termostat care permite reglarea temperaturii apei în intervalul $0 \div 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$, cu o precizie de $1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [8].



Figura 3.1 Încălzitor de apă electric pentru bazine [8,50]

Elementul de încălzire este confecționat din oțel inoxidabil termorezistent și are o încărcare termică de $4,5\text{W}/\text{cm}^2$. Puterea echipamentului variază între 1500W și 7500W , în funcție de lungimea elementului de încălzire.



Figura 3.2 Încălzitor de apă electric cu montaj pe conductă [8,50].

În fig. 05 este prezentat un încălzitor electric care se montează pe conductele de apă. Este prevăzut cu un termostat care permite reglarea temperaturii apei în intervalul $16 \div 40$ °C, cu o precizie de 0,5 °C.

Caracteristicile tehnice ale încălzitorului de apă electric prezentat anterior sunt prezentate în tabelul 04 [8,50].

Tabelul 3.1 Caracteristici tehnice ale încălzitorului de apă electric [8,50]

Mă rime	Putere calorică KW	Debit minim de apă încălzit m ³ /h	Debit maxim de apă încălzit m ³ /h	Mas a Kg
1	3	5	30	3
2	6	5	30	3
3	9	5	30	3
4	12	5	30	3

21 METODE DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE
RECIRCULANTE 3



Figura 3.3 Schimbător de căldură multi-tubular [8,51]

În general schimbătoarele de căldură se folosesc în procese de încălzire, topire, sublimare, fierbere, vaporizare, condensare, răcire și solidificare.[21] Schimbătoarele de căldură au o gamă largă aplicabilitate. Acestea sunt utilizate în instalațiile de încălzire, în instalațiile de producere a frigului și la instalațiile de climatizare

În figura 06 este un schimbător de căldură care se montează direct pe conductă și utilizează ca agent de încălzire apa fierbinte obținută de la un boiler electric. În tabelul 3.2. sunt prezentate câteva caracteristici ale acestui echipament pentru o temperatură de 90/70 °C a agentului primar și 26 °C a agentului secundar [8].

Tabelul 3.2 Caracteristici tehnice ale schimbătorului de căldură multitubular [8]

Mărime	Putere calorică KW	Debit agent primar m ³ /h	Debit agent secundar m ³ /h
1	20	0,9	10
2	40	1,7	15
3	70	3	20

În figura 07 este un schimbător de căldură cu plăci care utilizează ca agent primar apă fierbinte, (90 °C), obținută de la o instalație de încălzire cu combustibil lichid sau gazos. În tabelul 3.3 sunt prezentate câteva caracteristici ale schimbătorului de căldură cu plăci [8,54].

Tabelul 3.3 Caracteristici tehnice ale schimbătorului de căldură cu plăci [8,72]

Mărime	Putere calorică KW	Debit agent primar m ³ /h		Debit agent secundar m ³ /h	Masa Kg
1	35	1,5		1,5	45
2	70	3,1		3,0	45
3	105	4,6		4,5	65
4	140	6,2		6,1	65



Figura 3.4 Schimbător de căldură cu plăci care utilizează ca și agent primar apă fierbinte [8,50]

În figura 08 este prezentată o instalație de încălzire și răcire cu schimbator de căldură produsă de firma **ZILMET**. Acest tip de instalație de condiționare termică a apei este formată din mai multe schimbătoare de căldură cu plăci, legate în paralel, care utilizează ca agent primar apă tehnologică rezultată din diverse procese industriale [8,51].

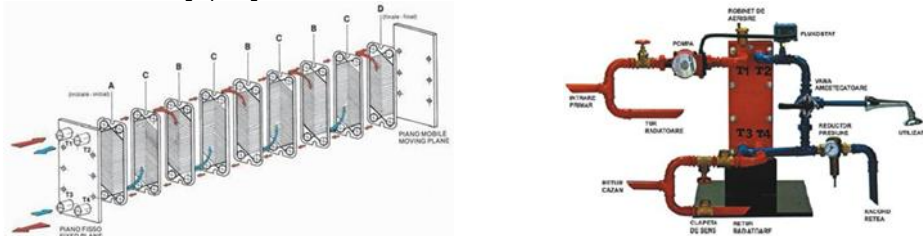


Figura 3.5 Instalație de încălzire/răcire a apei, formată din mai multe schimbătoare de căldură cu plăci Zilmet [51]

Schimbătorul de căldură este format din niște plăci speciale legate între ele de canale prin care circulă agentul primar și cel secundar. Elementele schimbătorului de căldură sunt confecționate din oțel inoxidabil rezistent la temperaturi cuprinse între $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ și $+180\text{ }^{\circ}\text{C}$ și presiunea de 25 bar [8,51].

Schimbătoarele de căldură cu plăci brazate Alfa Laval au un coeficient extrem de ridicat de transfer de căldură, nu necesită întreținere și au o durată de funcționare îndelungată. Datorită faptului că este brazat, la fiecare punct de contact este un transfer optim de căldură și crește rezistența la presiune.



Figura 3.6 Schimbător de căldură cu plăci brazate Alfa Laval [52]

Acest tip de schimbător de căldură are aplicabilitate foarte bună în refrigerare, răcire industrială și răcirea uleiului [52].

3.2 Metode de răcire a apei în sistemele acvacoale recirculante

În fig. 3.7 și 3.8 sunt prezentate două tipuri de răcitoare care se folosesc pentru răcirea continuă a apei din bazine, cu volume cuprinse între 200 și 7000 litri. Ambele echipamente utilizează agent frigorific tip 134A, acest agent frigorific fiind ecologic [8,58].



Figura 3.7 Răcitor Tip TITAN [54]

Răcitorul din figura 09 este echipat cu schimbător de căldură din titan iar cel din figura 10 cu schimbător din material plastic. În tab.3.4 și 3.5 sunt prezentate câteva caracteristici tehnice ale acestor echipamente pentru o diferență de temperatură a apei $\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ [54].

Typ SK



Figura 3.8 Răcitor Tip SK [54]

Tabelul 3.4 caracteristici tehnice ale răcitorului tip TITAN [54]

Tip	Putere consumată KW	Putere de răcire KW	Capacitate bazin răcit l	Debit de apă răcit l/h	Masa Kg
TITAN 250	0,10	0,19	150	200 - 800	12
TITAN 500	0,19	0,39	250	500 - 2000	14,5
TITAN1500	0,37	0,79	700	800 - 2500	16,6
TITAN 2000	0,55	1,65	1500	800 - 4000	31,5



Figura 3.9 Sistem de răcire produs de RAAL Bistrița S.A. [53]

În figura 11 este prezentat un sistem de răcire produs de RAAL Bistrița S.A. [57]

25 METODE DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI ÎN SISTEMELE ACVACOLE
RECIRCULANTE 3

Tab.3.5 caracteristici tehnice ale răcitorului tip SK [54]

Tip	Putere consumată KW	Putere de răcire KW	Capacitate bazin răcit l	Debit de apă răcit l/h	Masa Kg
SK 0,5	0,27	0,29	240	300	25
SK 2	0,37	0,59	400	450	25
SK 3	0,59	0,95	1500	600	44
SK 4	0,95	1,72	2500	750	58
SK 5	1,10	2,10	4000	850	72

În figura 12 sunt alte tipuri de astfel de instalații de răcire a apei, care au și unele versiuni constructive utilizabile și pentru încălzire [8,76]



Figura 3.10 Tipuri de instalații de răcire a apei care au versiuni constructive utilizabile pentru încălzire [8]

4. POMPE DE CĂLDURĂ

4.1 Rolul pompelor de căldură

Pompele de căldură oferă tehnologia necesară pentru utilizarea energiei solare înmagazinată în apă, sol și aer sub formă de energie ecologică. Pompele de căldură obțin aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire din mediul înconjurător. Utilizarea pe scară largă a surselor alternative de energie este îngreunată de variațiile zilnice sau sezoniere la nivelul sursei de energie [8,17,10].

Pompele de căldură sunt sisteme care fac o conversie a energiei și pot ridica temperatura de la un grad scăzut la un grad ridicat. Cu acestea putem obține temperaturi de până la 50-80 °C [8,33].

Prin utilizarea oricărei metode de încălzire a unui spațiu de locuit sau a apei calde menajere, se produc emisii poluante cum ar fi funinginea, acidul sulfuric, monoxidul de carbon, oxidul de azot și dioxidul de carbon. Aceste emisii poluante prezintă un pericol pentru mediul înconjurător și contribuie la creșterea efectului de seră. În cazul utilizării energiei electrice și a termoficării pentru încălzire, emisiile de substanțe nocive apar la producerea acestora în centralele termo-electrice sau în centrele de termoficare [8,30]. Chiar dacă pompele de căldură funcționează electric, crescând astfel consumul de energie electrică, tot va apare o reducere a consumului total de combustibili clasic atunci când sunt înlocuite sistemele de încălzire tradiționale. Astfel, utilizând pompe de căldură se vor reduce poluanții atmosferici [8,31].

4.2 Evoluția utilizării pompelor de căldură

Datorită faptului că pompele de căldură transformă energia din mediul înconjurător (apă, pământ, aer) sunt considerate a fi o sursă de energie alternativă și regenerabilă în toată lumea [8,34].

În țări precum: Canada, Elveția, Norvegia, Austria, Olanda, Suedia, Danemarca, Finlanda și Norvegia, fabricarea și utilizarea instalațiilor de pompe de căldură au luat o amploare deosebită [8,33].

Suedia, țară în care există deja o tradiție a utilizării pompelor de căldură, are ca obiectiv dublarea numărului de pompe de căldură instalate, ajungând la un număr de 720.000 până în 2020 [8].

4.3 Surse de căldură pentru extragerea energiei

Pompele de căldură extrag energia necesară pentru încălzire sau răcire din energia solară acumulată în mediul ambiant. Energia solară este ecologică și regenerativă [8,17].

Distribuția radiației solare la nivelul atmosferei și solului este arătată în figura 4.1 [8].

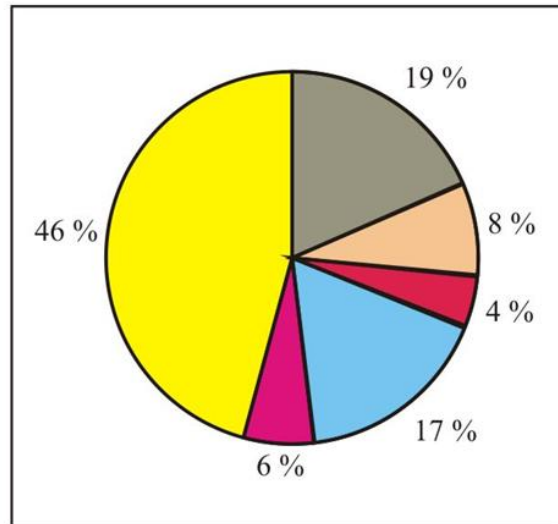


Figura 4.1 Distribuția radiației solare la nivelul atmosferei și a solului [8]

În figura 06 este reprezentată variația medie a temperaturii pentru sol, aer și apă freatică pe parcursul întregului an [8,30]

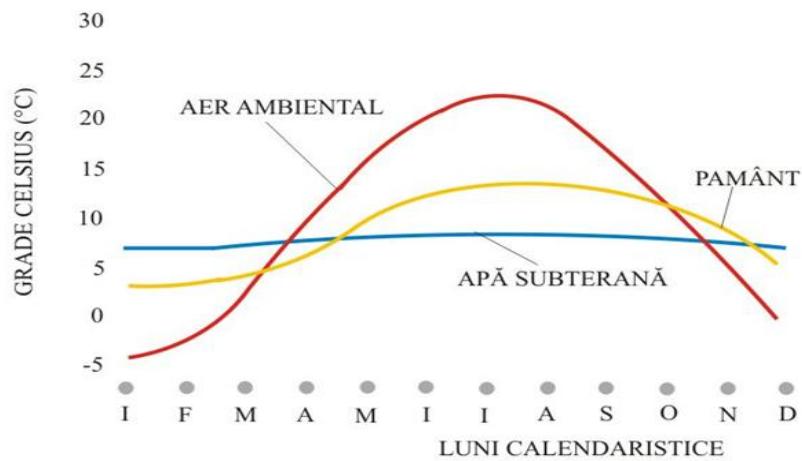


Figura 4.2 Variația temperaturii pentru sol, aer și apă freatică pe parcursul întregului an [8]

Se observă că apa freatică (reprezentată cu albastru în figura 06) are temperatura constantă pe parcursul întregului an. Solul (reprezentat cu galben închis în figura 06) reprezintă o variație mai mare de temperatură față de apa freatică. În cele din urmă aerul (reprezentat cu roșu în figura 06) are cele mai multe variații de temperatură pe parcursul întregului an, ca urmare a acestui fapt aerul este nerecomandat ca fiind utilizat ca sursă de energie primară [8,30].

Ca și surse de energie primară amintim:

- Aerul ambiental;
- Apa din pânza freatică;
- Solul;
- Căldura geotermală;
- Apa din râu și din lac;
- Apa din mare;
- Apa de natură tehnologică [8,30].

În figura 07 este reprezentată variația temperaturii solului în funcție de adâncime [8,30].

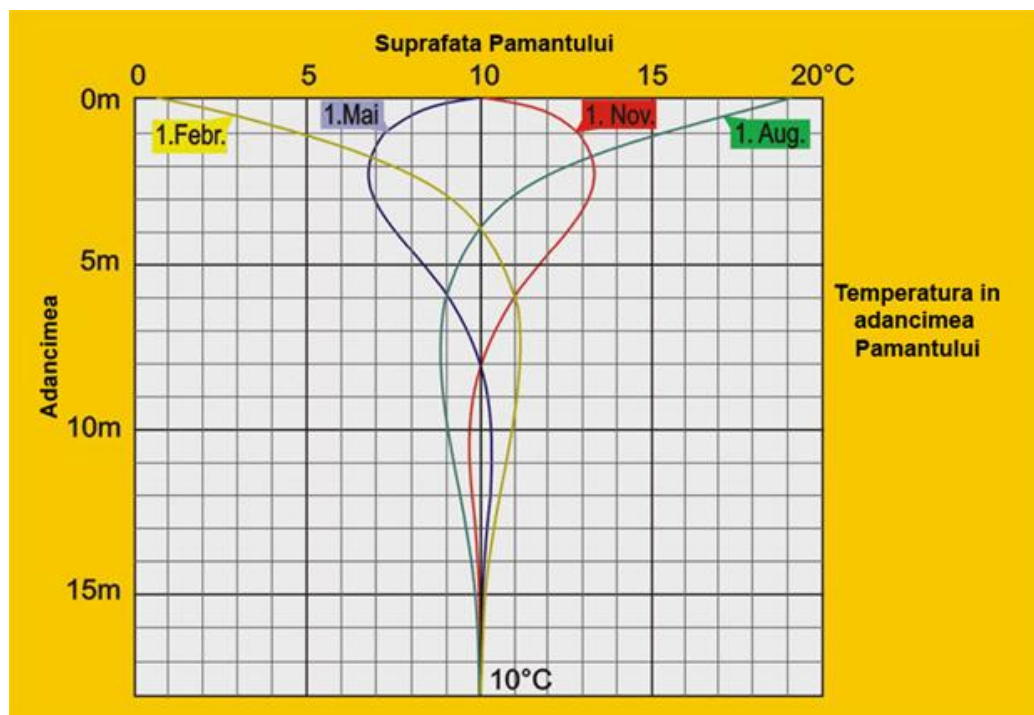


Figura 4.3 variația temperaturii solului în funcție de adâncime[8]

4.4 Principiul de funcționare al unei pompe de căldură

Pompa de căldură funcționează (a se vedea figura 09) după ciclul Carnot inversat, aceasta funcționând în mod similar cu un frigider. [8,27]

La mașinile frigorifice, fluidul de răcire extrage căldura prin intermediul vaporizatorului, iar prin condensator transferă căldura în încăperea, pe când pompa de căldură scoate căldura din sol, apă, aer și o transferă sistemului de încălzire.

În figura 4.4 este reprezentată schema de funcționare a unei pompe de căldură [8,17,28].

Fluidul de lucru, refrigerantul, este o substanță care are un punct de fierbere cu o temperatură foarte redusă, ajunge într-un circuit unde, consecutiv, ajunge în faza de vaporizare, se comprimă, condensează și se destinde [8,17,28]. Lichidul de

lucru din vaporizator se află la presiune redusă. Temperatura din vaporizator este mai mare decât temperatura refrigerantului.

Nivelul de temperatură al căldurii din vaporizator este mai ridicat decât domeniul temperaturii de fierbere corespunzător presiunii refrigerantului. Această diferență de temperatură conduce la o transmisie a căldurii spre refrigerant, iar acesta se vaporizează [8,17].

Vaporii refrigerantului sunt aspirați în mod continuu din vaporizator de către compresor și sunt comprimați. În timpul procesului de comprimare crește presiunea și temperatura vaporilor. Vaporii refrigerantului ajung din compresor în condensator. Fluidul din condensator are o temperatură mai redusă decât temperatura de condensare a refrigerantului, astfel încât vaporii ajung să se răcească și să se condenseze. Prin condensare se transferă fluidului din condensator energia preluată în vaporizator [8,17].

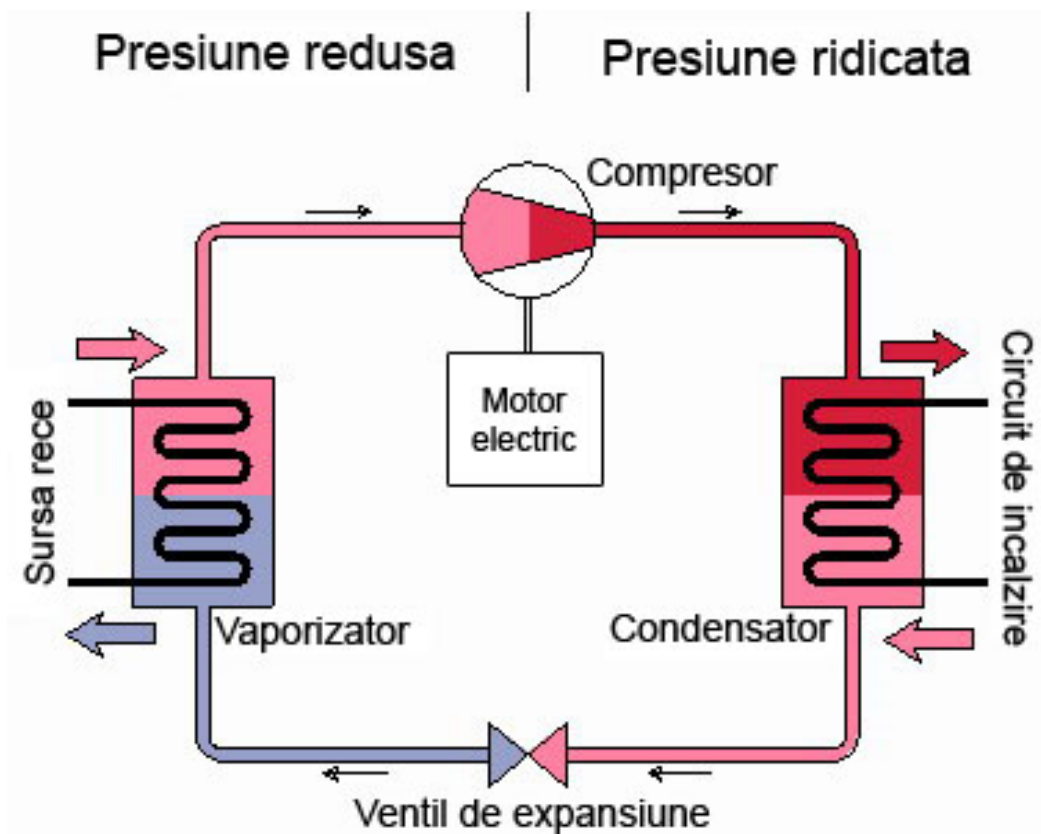


Figura 4.4. Schema de funcționare a unei pompe de căldură [8]

Refrigerantul trece, prin intermediul unui ventil de destindere, la presiunea redusă a vaporizatorului. La intrarea în vaporizator se ating din nou presiunea și temperatura inițială, astfel circuitul se închide. În fig.09 este reprezentat ciclul Carnot ideal inversat în diagrama T – S [8]:

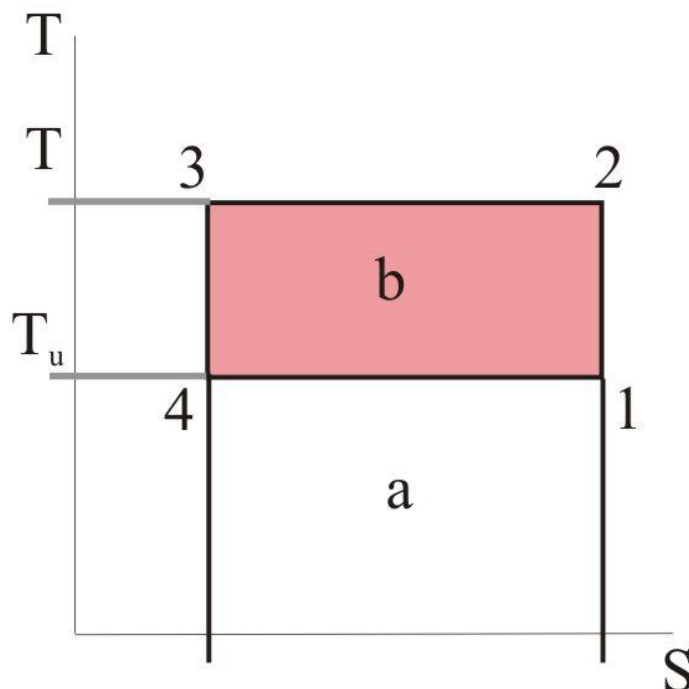


Figura 4.5 Ciclul Carnot ideal inversat [8]

T = temperatura sursei calde;

T_u = temperatura sursei reci;

e = eficiența ciclului;

$T - T_u$ = diferența de temperatură între sursa caldă și cea rece exprimată în grade absolute Kelvin;

Aria a = reprezintă energia mediului înconjurător;

Aria b = reprezintă energia consumată de compresor;

Aria $a + b$ = energia totală;

S = reprezintă entropia [8,32].

Ciclul Carnot reprezentat este unul teoretic și are o eficiență ideală. Datorită diferitelor pierderi prin frecare și a ineficiențelor din sistem, tot timpul valoarea eficienței reale va fi mai scăzută decât a ciclului Carnot cu aproximativ 50%.

Coeficientul de performanță COP depinde de diferența de temperatură dintre sursa caldă și cea rece [8,32,34].

În concluzie dacă se dorește obținerea unei eficiențe maxime, atunci diferența de temperatură dintre sursa rece (apă, aer, sol) și sursa caldă, trebuie să fie cât mai mică.

În figura 4.6 este arătată variația eficienței energetice a pompei de căldură în funcție de diferența de temperatură [8]:

Se poate concluziona, pe baza celor prezentate mai sus, faptul că, cu cât apare o diferență mai mică de temperatură între sursa rece și sursa caldă, crește eficiența pompei de căldură.

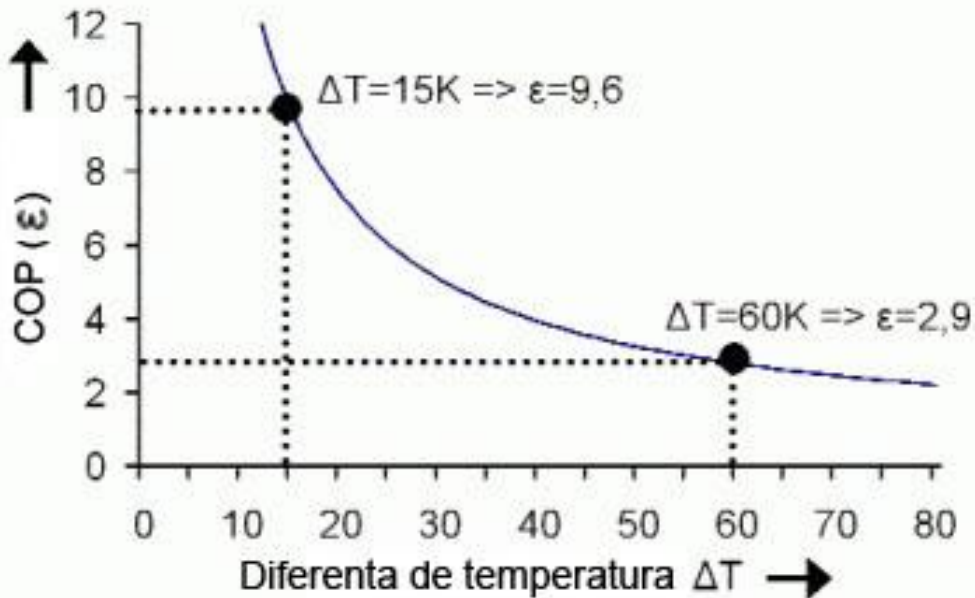


Figura 4.6 Variația eficienței energetice a pompei de căldură în funcție de diferența de temperatură [8]

Dacă spunem că o pompă de căldură are un coeficient de performanță COP=6 (cu precizarea diferenței de temperatură) afirmăm că aceasta produce 5 kW de putere termică cu 1 kW de putere electrică, acesta fiind și randamentul pompei de căldură, dar fiind o valoare supraunitară ar induce în eroare și de aceea s-a convenit să fie numit coeficient de performanță (COP). Coeficientul de performanță al pompei de căldură, pentru regimul de răcire, este denumit EER - eficiență energetică de răcire [8, 29,32, 56]

4.5 Regimuri energetice de funcționare

Unele pompe de căldură pot funcționa și în mod independent, fără ajutorul altor surse de căldură, tehnologia actuală permite acest lucru fără probleme doar pentru anumite modele. Dacă este cazul, pompele de căldură pot funcționa în regim monovalent, regim bivalent – alternativ sau regim bivalent - parțial – paralel. [8]

Dimensionarea unei pompei de căldură este condiționată de alegerea regimului de funcționare. În cazul unei supradimensionări apare o funcționare defectuoasă și o creștere a investiției și uzura acesteia. La o subdimensionare a pompei de căldură apare mărirea timpului de funcționare și uzură[8].

O pompă de căldură subdimensionată duce la mărirea timpului de funcționare cu aceleași efecte de uzură a componentelor. Aici apare necesitatea acordării unei atenții deosebite dimensionării sistemului în care funcționează pompa de căldură [8].

4.6 Clasificarea pompelor de căldură

În continuare se prezintă o clasificare a tipurilor de pompe de căldură.

- După modul ciclului de funcționare și de forma energiei de antrenare [8,10].
- După valoarea puterii instalate (instalații de mici dimensiuni, instalații de dimensiuni medii și instalații de dimensiuni mari) [8].
- După domeniul de utilizare (pompele de căldură folosite pentru condiționarea aerului din clădiri de locuințe sau birouri, în domeniul industriei alimentare) [8,34].

4.7 Tipuri principale de pompe de căldură în funcție de sursa de energie primară utilizată

La ora actuală cele mai utilizate tipuri de instalații de pompe de căldură sunt:

- Pompa de căldură aer – apă;
- Pompa de căldură apă – apă ;
- Pompa de căldură sol – apă [8].

4.7.1 Instalațiile de pompe de căldură de tipul aer – apă

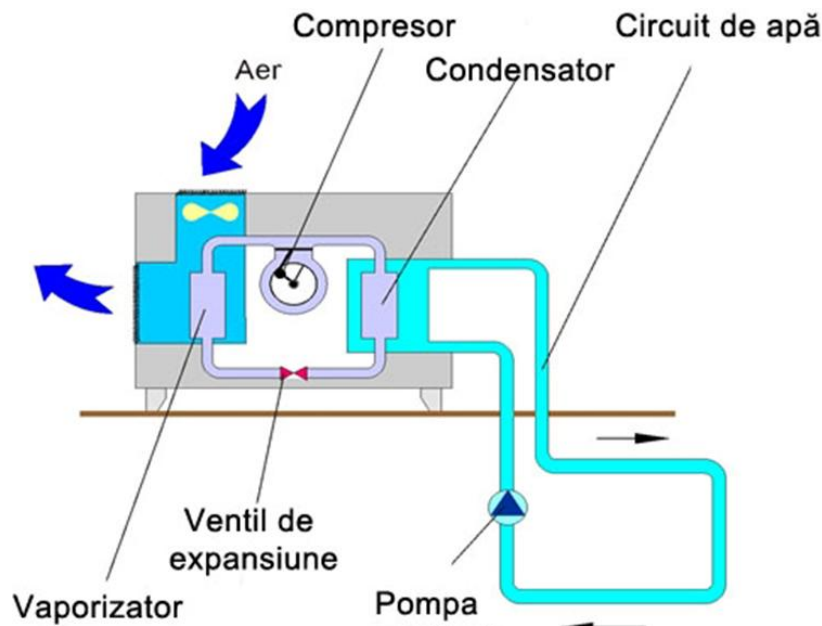


Figura 4.7 Pompă de căldură de tipul aer-apă

Sursa acestui tip de pompă de căldură, aerul, este foarte ușor de procurat și este disponibil peste tot în cantități nelimitate, prin aer se înțelege utilizarea aerului din exterior. În general acest tip de pompe de căldură se utilizează la

prepararea apei calde menajere cât și la încălzire. Acest lucru se datorează în principal prețului scăzut și modului simplu de instalare [8,46].

4.7.2 Instalațiile de pompe de căldură de tipul apă – apă

Pompele de căldură de tipul apă-apă este denumit și sistem de captare cu buclă deschisă. Nu este permisă o viteză de curgere a apei prin vaporizator mai mare de 0,8m/s. Acest tip de pompă de căldură are cel mai ridicat coeficient de performanță (COP) dintre toate tipurile de pompe de căldură[8] .

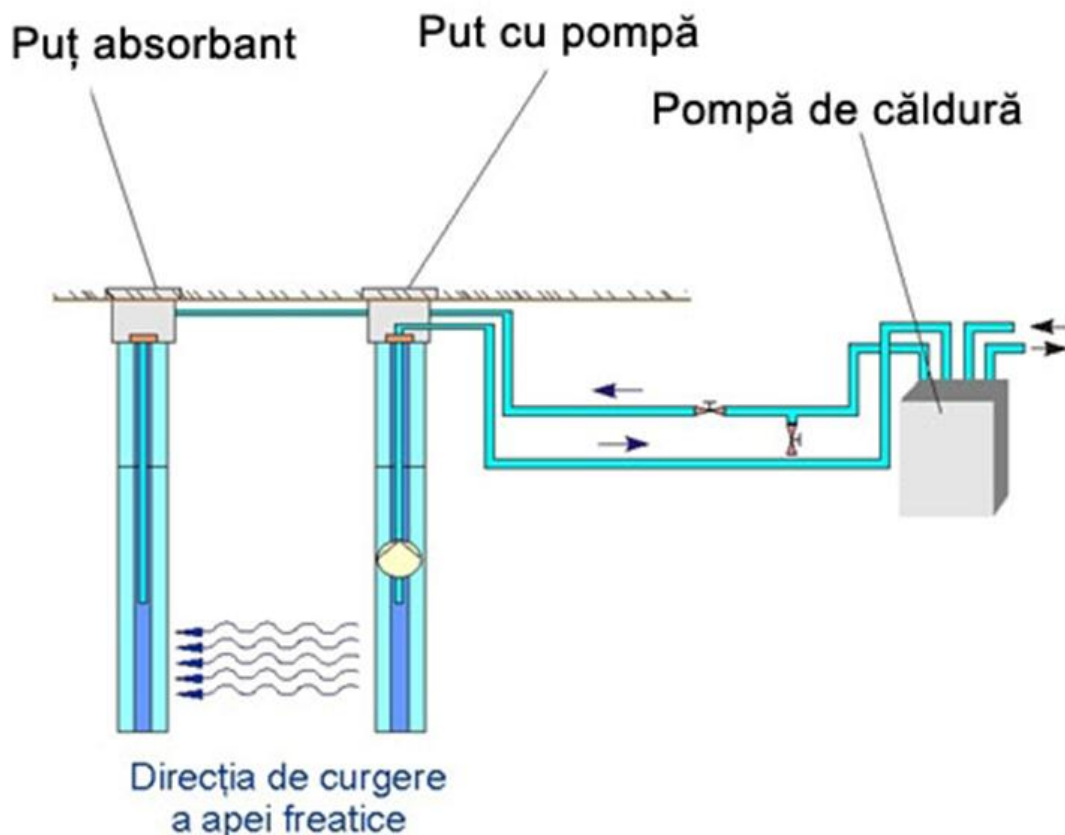


Figura 4.8 Schema de funcționare a unei pompe de căldura de tipul apă-apă[8]

Datorită faptului că în UE există reglementări foarte stricte privind forajele, acest tip de pompă de căldură, cu toate avantajele pe care le prezintă (siguranță în funcționare, COP și EER mari și foarte mari), este mai puțin răspândit [8].

Calitatea apei folosite trebuie să îndeplinească practic calitatea apei potabile. Schema de funcționare a unei asemenea instalații este prezentată în figura 4.8 [8] .

Condițiile de calitate impuse apei folosite ca sursă rece la o pompă de căldură sunt redate în tabelul 4.1

4.7 - Tipuri principale de **pompe de căldură în funcție de sursa de energie primară utilizată** 34

Tabelul 4.1 Condițiile de calitate impuse apei folosite ca sursă rece la o pompă de căldură [8]

conductibilitate electrică	> 450 μ siemens/cm (la temp. de 20 °C)
ph	< 10
clorid	< 100 mg/l
sulfat	< 50 mg/l
nitrat	<100 mg/l
bioxid de carbon liber agresiv	< 5 mg/l
oxigen	< 1 mg/l
amoniu	< 2 mg/l
fier si mangan	< 1 mg/l
sulfit	< 5 mg/l
clor liber	< 5 mg/l

4.7.3 Instalatiile de pompe de căldură de tipul sol – apă

Acest tip de pompă de căldură este foarte utilizată comparativ cu pompa de căldură de tipul apă-apă [8].

Captarea "sursei reci" la pompa de căldură sol- apă se poate face [8]:

- *cu sonde de adâncime* - ce pot ajunge de la 50 la 100m (în cazuri speciale pot ajunge și la 250m)

- *cu captatoare plane* - îngropate la cca 1-1,5 m (se mai pot folosi captatoare sub formă de spirală sau kunette)

- *cu vaporizare directă* dispusă în captatoare plane din cupru

Sistemele de captare din sol mai sunt numite și sisteme cu "buclă închisă" [8].

4.7.3.1 Instalație de pompă de căldură sol-apă cu colectori orizontali

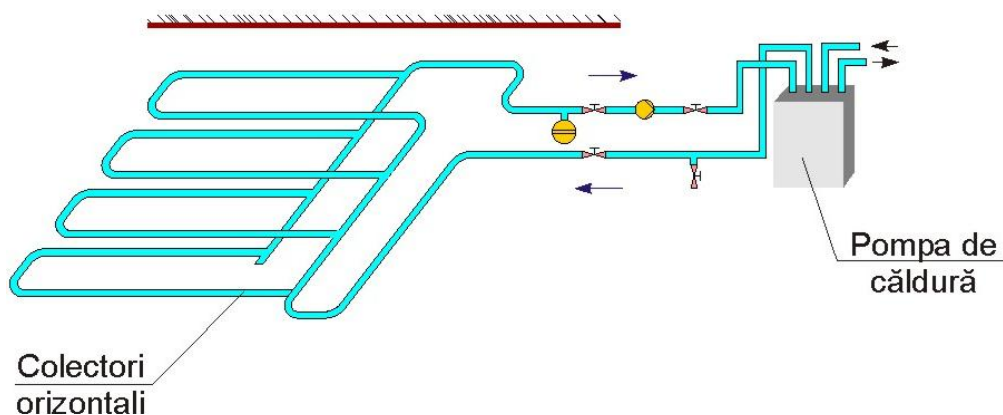


Figura 4.9 Schema de funcționare a pompei de căldură sol-apă cu colectori orizontali [8]

Preluarea de căldură de către pompele de căldură sol-apă cu colectori orizontali din sol, se realizează prin intermediul tuburilor din material plastic cu

suprafață mare, montate în sol. Aceste tuburi sunt confecționate din materiale plastice [8].

4.7.3.2 Instalația de pompă de căldură sol-apă cu sonde

Instalația de pompă de căldură sol-apă cu sonde are nevoie de o suprafață extrem de extinsă pentru a monta sondele acesteia și de aceea nu este foarte des folosită.

O astfel de sondă este prezentată în figura 4.11 [6,8].

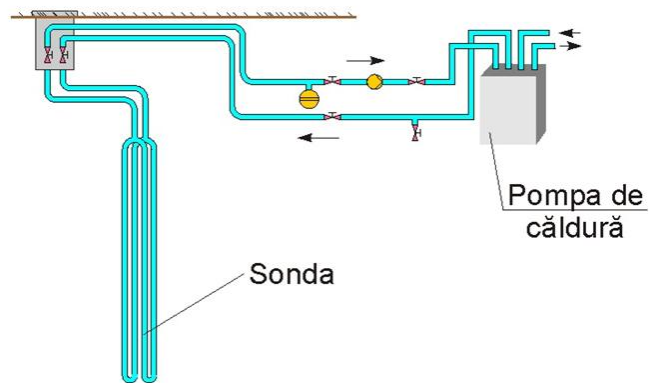


Figura 4.10 Schema constructivă a unei pompe de căldură sol-apă cu sonde [8]

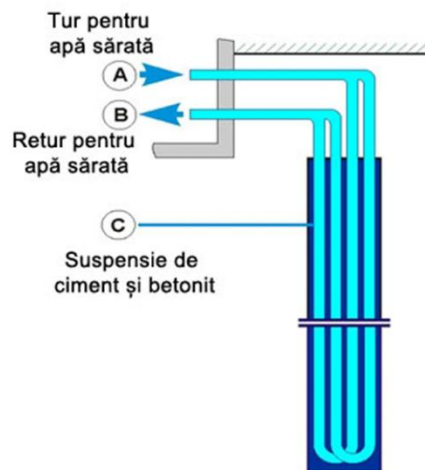


Figura 4.11 Instalație cu sonde pentru pompă de căldură de tipul sol-apă [8]

În continuare se menționează unele condiții pentru montarea sondelor de căldură pentru sol [8]:

- cunoașterea exactă a caracteristicilor solului;

4.7 - Tipuri principale de **pompe de căldură în funcție de sursa de energie primară utilizată** 36

- modul de așezare al straturilor;
- rezistența mecanică a solului [8].

5. STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ

Yujin Nam, Ryoza Ooka, Suckho Hwang au dezvoltat un model numeric pentru a estima rata de schimb de căldură a unei instalații de pompă de căldură având ca sursă apa subterană. În plus ei propun o metodă de estimare a proprietăților solului iar comparația dintre rezultatele experimentale și analiza numerică a modelului mai sus menționat a fost realizată în condițiile unui experiment din 2004. Pentru a utiliza aceste sisteme de pompe de căldură este necesar să se prevadă cu exactitate extragerea căldurii și debitele schimbătoarelor de căldură. Cele mai multe dintre aceste modele sunt bazate pe o conducție termică în coordonate cilindrice, în care efectul de curgere a apei este încorporat în conductivitatea termică efectivă.

Există posibilitatea ca modelele care nu sunt reprezentate suficient să fie inexacte în estimările lor pe perioade mai lungi de timp. Mai mult decât atât, majoritatea modelelor propuse utilizează un schimbător de căldură în formă cilindrică, sub conceptul unui diametru echivalent, și nu ia în considerare forma exactă a schimbătorului de căldură [12].

D. Vanhoudt, D. Geysen, B. Claessens, F. Leemans, L. Jespers și J. Van Bael au executat un test în laborator pentru a cuantifica performanța unei pompe de căldură în mod controlat și activ.

Acest test a dat posibilitatea de a opera pompa de căldură în condiții reale. Ei au observat faptul că într-o săptămână cu căldură moderată în sezonul cald, pompa de căldură are un COP mai mare decât în sezonul rece, iar combinația cu o pompă de căldură activată cu energie eoliană oferă rezultate mai bune decât combinația cu o pompă de căldură activată cu energie solară [13].

Zhiwei Lian, Seong-rzong Park și Henian Qi au comparat și analizat consumul anual de energie al unui sistem de pompă de căldură cu buclă de apă și un sistem de aer condiționat convențional, atunci când acestea sunt aplicate în mai multe orașe din China.

Rezultatele acestei cercetări au arătat faptul că sistemul de pompă de căldură cu buclă de apă are un efect evident de economicitate atunci când este folosit un boiler electric.

Conform calculului din lucrare, rata maximă de economisire a energiei poate ajunge la 19,29%, iar raportul cel mai adecvat dintre sarcina de răcire și sarcina de încălzire pentru pompa de căldură cu buclă de apă este de aproximativ 4,8%.

Având în vedere alte avantaje ale acesteia, pompele de căldură cu buclă de apă pot fi aplicate în clădirile în care raportul dintre sarcina de răcire și sarcina termică nu este mai mare de 4,2 % [14].

K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Zang au revizuit progresele pompelor de căldură. Ei au concluzionat faptul că pompele de căldură sunt folosite pe scara largă pentru îmbunătățirea încălzirii ambientale din surse de energie durabile cum ar fi aerul, apa, solul și călduri reziduale. Acestea pot fi folosite pentru încălzirea și răcirea spațiilor rezidențiale și comerciale, pentru răcirea și încălzirea apei, și în multe procese industriale. Cu o cantitate abundentă de căldură disponibil din diverse surse naturale și căldura generată de diverse procese din industrie, pompa de

căldură a devenit o tehnologie indispensabilă, care poate contribui la menținerea un mediu mai curat [15].

D.S.Kim, I. Moretti, H. Hubert, M. Monsberger au dezvoltat o bază de date pentru pompe de căldură, iar studiul a pus accent în mod special pe influența schimbătoarelor de căldură asupra performanței pompei de căldură. Baza de date cuprinde 475 de seturi de date pentru 69 de pompe de căldură, cu cinci agenți de lucru diferiți. Analizele au arătat că influența unei componente individuale poate fi separată de celelalte, iar rezultatele pot fi exprimate sub forma unei ecuații semi-empirice. S-a constatat faptul că, compresoarele au fost responsabile pentru un maxim de 20% deviere în COP, iar schimbătoarele de căldură cu două faze au provocat o abatere maximă de 15-20% la pompele de căldură studiate [16].

5.1 Stadiul pe plan mondial

DIMPLEX, parte a grupului **GLEN DIMPLEX GROUP**, fondat în anul 1973 în Irlanda, este la ora actuală lider în domeniul producerii instalațiilor de încălzire/răcire cu utilizare de energie electrică [42].



Figura 5.1 Pompă de căldură AER-APĂ Tip LI 11 AS; LI 16 AS

[43]

Tabelul 5.1 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură AER-APĂ Tip LI 11 AS; LI 16 AS [43]

Tip		LI 11AS	LI 16AS
Temperaturi limită de operare apă/aer		55/-20	55/-20
Capacitate de încălzire/COP pentru:			
aer -7 °C /apă 35 °C	kW/-	7,1/2,9	9,8/2,6
aer +2 °C /apă 35 °C	kW/-	8,8/3,2	12,2/3,2
aer +7 °C /apă 35 °C	kW/-	11,3/3,8	15,4/3,7

39 STADIUL ACTUAL AL **DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ 5**

aer +10 °C /apă 35 °C	kW/-	12,2/4,1	16,1/3,8
Consum de energie nominal la aer +2 °C /apă 35 °C	kW	2,74	3,81
Refrigerent R404A	kg	2,5	3,1
Debit apă caldă	m ³ /h	1,0	1,4
Conexiune aer (min.)	cm	50x50	57x57
Greutate	kg	200	235



Figura 5.2 Sistem pentru încălzire locuință și apă caldă menajeră cu pompă de căldură aer-apă DIMPLEX LI11AS(R), LI16AS(R) [59]

Tabelul 5.2.1 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură apă - apă DIMPLEX [43]

Tip		WI 9 CS	WI 14 CS	WI 22 CS	WI 27 CS
Temperaturi limită de operare; apă caldă/apă rece	°C	55/7	55/7	55/7	55/7
Capacitate de încălzire/COP la W10/W50	kW/	8,4/3,4	13,4/3,6	20,8/3,9	26,4/3,8
Capacitate de încălzire/COP la W10/W35	kW/	8,5/5,1	13,6/5,3	21,5/5,7	26,4/5,1
Consum nominal de energie la W10/W35	kW	1,7	2,6	3,8	5,0
Refrigerant R407C	kg	1,7	1,6	3,2	4,5
Greutate	kg	147	151	173	221

IVT Industrier care aparține de **BBT Thermotechnik GmbH**, membru al grupului **Bosch**, s-a specializat în construcția pompelor de căldură de toate tipurile, dar în mod special a celor de tip aer - aer și sol - apă. Având o experiență de peste

30 de ani în domeniu, **IVT** este la ora actuală lider în Europa în domeniul fabricării pompelor de căldură. În cursul anilor firma a produs și comercializat peste 260.000 de pompe de căldură. Componentele acestor echipamente sunt realizate de cele mai prestigioase firme din lume. Astfel, de exemplu, compresoarele utilizate, fabricate de compania **Mitsubishi Electric** sunt de ultimă generație, de tip elicoidal [43]. În domeniul pompelor de căldură tip aer – aer **IVT** colaborează de mulți ani cu **Sharp**. În continuare se prezintă câteva modele construite de această firmă [41].



Figura 5.3 Pompă de căldură DIMPLEX SOL - APĂ [43]

Tabelul 5.2.2 Caracteristici tehnice ale pompei de căldură apă – apă DIMPLEX [43]

Tip			WI 40 CG	WI 90 CG
Temperatura limită de operare; apă caldă/apă rece		°C	55/7	55/7
Capacitate de încălzire la acest stadiu de operare		kW	38,6	80,1
Capacitate de încălzire/COP la W10/W50	(2 compresoare) (1 compresor)	kW/- kW/-	43,0/4,0 20,6/3,8	88,1/3,8 45,8/4,0
Capacitate de încălzire/COP la W10/W35	(2 compresoare) (1 compresor)	kW/- kW/-	44,4/5,7 23,4/5,9	91,2/5,4 50,0/5,9
Consum nominal de energie W10/W35		kW	7,81	16,97
Refrigerant R407C		kg	6,7	15,0



Figura 5.4 Pompă de căldură IVT aer – aer [42]

41 STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ 5



Figura 5.5 Pompă de căldură IVT Greenline HT Plus sol – apă [41]



Figura 5.6 Pompă de căldură IVT Greenline HT Plus [42].

Pompele de căldură **IVT Greenline HT Plus**, utilizează energia solului captată cu ajutorul unor colectori orizontali sau verticali îngropați în pământ. Se fabrică în 6 variante cu putere termică cuprinsă între 6 și 17 kW [42].

Caracteristicile tehnice ale pompei de căldură IVT Greenline sunt prezentate în tabelul 5.3

Tabelul 5.3 Caracteristicile tehnice ale Pompei de căldură IVT Greenline [42]

Tip	HT Plus C/E 6	HT Plus C/E 7	HT Plus C/E 9	HT Plus C/E 11	HT Plus C/E 14	HT Plus C/E 17
Putere termică kW la 0/35 °C	5,9	7,3	9,1	10,7	14,4	16,7
Putere electrică kW la 0/35 °C	1,3	1,6	2,0	2,2	3,1	3,7
Putere termică kW la 0/50 °C	5,4	6,9	8,4	10,1	13,9	16,2
Putere electrică kW la 0/50 °C	1,7	2,1	2,6	3,0	4,2	4,9
Temperatura apei (max) °C	65					
Temperatura agentului frigorific °C	- 5 ÷ +20					
Agent frigorific R407C	1,35	1,4	1,5	1,9	2,2	2,3

NIBE Industrier fondat în anul 1952 în Suedia, este unul din cei mai importanți producători de echipamente de pompe de căldură din Europa. Având peste 5.600 de salariați, compania are filiale în Danemarca, Finlanda, Germania, Anglia, China, Statele Unite ale Americii, etc. [92]



Figura 5.7 Pompă de căldură NIBE FIGHTER 2020 [62]

Pompă de căldură **NIBE FIGHTER 2020** este de tip aer – apă. Aceste echipamente funcționează până la temperaturi exterioare de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, ajungându-se, bineînțeles la un COP foarte mic în acest caz [62].

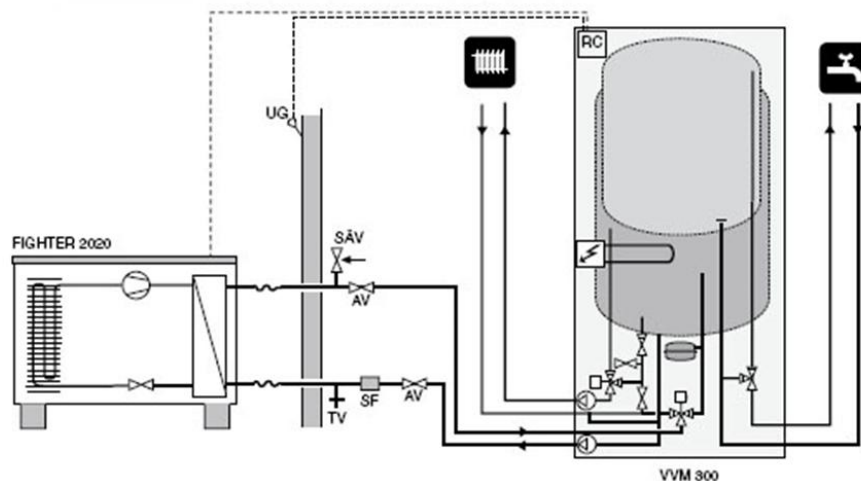


Figura 5.8 Principiul de funcționare al pompei de căldură NIBE FIGHTER 2020 [62]

OCHSNER Wärmepumpen GmbH fondat în anul 1978 în Austria, este unul din cei mai importanți producători de pompe de căldură din Europa. Având filiale în Germania și Polonia produsele firmei sunt apreciate în toată lumea, compania

derulează contracte cu firme importante din Australia și SUA. **OCHSNER GmbH** furnizează instalații de pompe de căldură de mare putere pentru fotele navale americane și chiar pentru NASA.

Firma produce peste 8.000 de pompe de căldură anual și de-a lungul timpului a produs și instalat peste 70.000 de unități [40].



Figura 5.9 Pompe de căldură OCHSNER [39]



Figura 5.10 Elemente componente ale pompei de căldură OCHSNER [40]



Figura 5.11 Compresorul pompei de căldură OCHSNER [40]

Caracteristicile tehnice ale unor pompe de căldură **OCHSNER** de tip apă – apă sunt prezentate în tabelul 12[40]

Tabelul 5.4 Caracteristicile tehnice ale unor pompe de căldură OCHSNER de tip apă – apă [40]

Tip	Temperatura apă sursă/Teperatură apă caldă °C/°C	Putere termică kW	Putere electrică absorbită kW	COP	Temperatura apă max. °C
GMWW 8 plus	W10/W35	7,5	1,3	5,8	65
	W10/W50	6,6	1,7	3,9	65
	W10/W60	6,1	2,1	2,9	65
GMWW 10 plus	W10/W35	9,6	1,6	6,0	65
	W10/W50	8,4	2,1	4,0	65
	W10/W60	8,1	2,7	3,0	65
GMWW 13 plus	W10/W35	13,4	2,2	6,1	65
	W10/W50	12,3	2,9	4,2	65
	W10/W60	11,6	3,7	3,1	65
GMWW 15 plus	W10/W35	15,3	2,5	6,1	65
	W10/W50	14,3	3,4	4,2	65
	W10/W60	13,1	4,4	3,0	65
GMWW 19 plus	W10/W35	18,9	3,1	6,1	65

	W10/W50	17,6	4,2	4,2	65
	W10/W60	16,5	5,3	3,1	65
GMWW 23 plus	W10/W35	22,6	3,7	6,1	65
	W10/W50	20,5	4,9	4,2	65
	W10/W60	19,2	6,2	3,1	65
GMWW 28	W10/W35	26,8	4,7	5,7	55
	W10/W50	25,5	6,9	3,7	55
GMWW 33	W10/W35	33,0	5,7	5,8	55
	W10/W50	31,1	8,2	3,8	55
GMWW 38	W10/W35	37,6	6,6	5,7	55
	W10/W50	34,7	9,4	3,7	55
OWWP46	W10/W35	44,9	8,3	5,4	55
	W10/W50	41,1	11,2	3,7	55
OWWP56	W10/W35	54,4	9,9	5,5	55
	W10/W50	50,4	14,0	3,6	55
OWWP76	W10/W35	72,6	13,1	5,5	55
	W10/W50	66,4	18,3	3,6	55
OWWP96	W10/W35	91,4	16,5	5,5	55
	W10/W50	82,2	22,7	3,6	55

Firma **Wiesmann** oferă o gamă largă de instalații de pompe de căldură, de la uz casnic până la uz industrial. Pompa de căldură Vitocal 350-G produsă de această firmă este o pompa de căldură performantă cu o temperatură pe tur de până la 72°C, fiind ideală și pentru modernizarea caselor cu corpuri de încălzire convenționale



Figura 5.12 Pompă de căldură Wiesmann Vitocal 350-G 63 [58]

47 STADIUL ACTUAL AL DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ 5

Dacă apare solicitarea unui necesar termic ridicat, această pompă de căldură poate opera în sistemul Master/Slave împreună cu o pompă de căldură de același tip sau de exemplu cu o pompă de căldură Vitocal 300-G. Automatizarea Vitotronic 200 optimizează atât funcționarea curentă a sistemului Vitocal 350-G, cât și consumul de energie electrică, reducând costurile operaționale [58].



Figura 5.13 Pompa de căldură IDM TERRA SW Max [57]

Pompa de căldură **IDM TERRA SW Max** din figura 5.13 are o tehnologie controlată HGL care are un aport ridicat la economisirea utilizării surselor de energie și a costurilor asociate acestora. Cu tehnologia controlată HGL 85% din energie intră în circuitul de încălzire la 35 ° C iar cu energia rămasă se atinge aproximativ 62 ° C - pentru alimentarea cu apă caldă a rezervorului tampon [57].

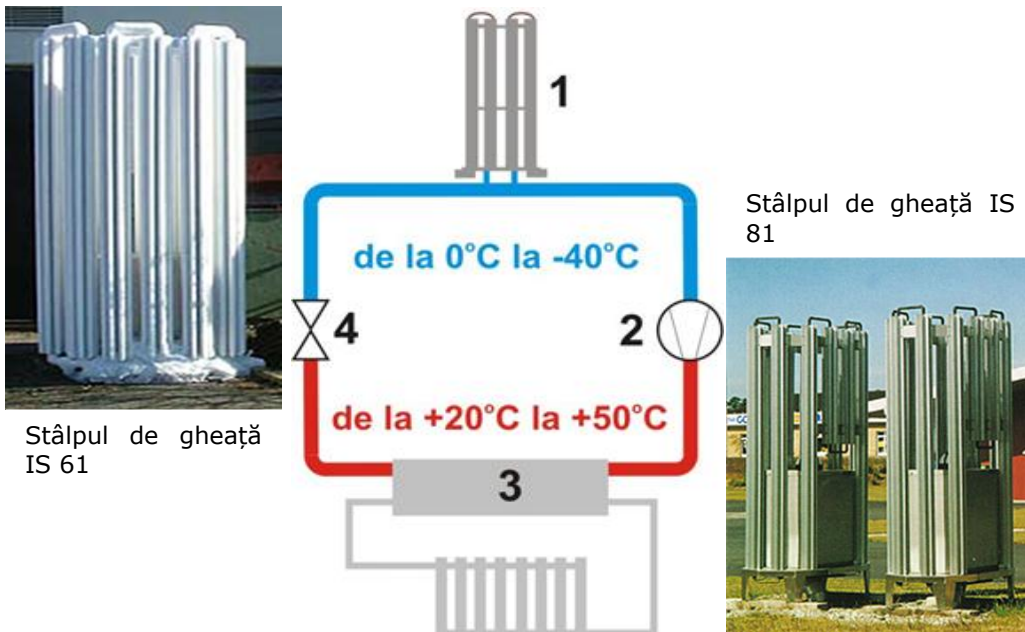


Figura 5.14 Schema de funcționare a pompei de căldură cu stâlp de gheață [64]

Firma **Octopus Energi AB** din Suedia a dezvoltat un model de pompă de căldură aer – apă care utilizează un agent frigorific special, cu temperatură de fierbere foarte joasă. Agentul de lucru preia căldura cedată de vaporii de apă din atmosferă, care condensează pe suprafața schimbătorului de căldură și formează un strat subțire de gheață. Din acest motiv aceste echipamente se numesc pompe de căldură cu stâlp de gheață. Datorită agentului frigorific special utilizat, aceste pompe de căldură pot funcționa cu un COP acceptabil (aprox 2), la temperaturi exterioare foarte joase, de circa – 20 °C [64]:

- 1 – schimbător de căldură exterior din aluminiu (stâlp de gheață)
- 2 – compresor
- 3 – schimbător de căldură interior (condensator)
- 4 – valvă de laminare

Deocamdată firma produce 4 modele de pompe de căldură cu stâlp de gheață, cu puteri termice relativ mici, de până la maxim 25 kW.

În tabelul sunt arătate câteva caracteristici ale acestor pompe de căldură [64]

Tabelul 5.5 Caracteristici tehnice ale pompelor de căldură cu stâlp degheață[64]

Tip		IS 22	IS 48	IS 61	IS 81
Putere electrică	kW	1,5	3	3,7	5
Putere termică*	kW	7,5	15	18,5	25
COP (maxim)	-	5	5	5	5

Putere termică maximă valabil pentru: $t_{\text{aer}} = +5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ și $t_{\text{apă}} = +35 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Aceste pompe de căldură au avantajul că nu sunt necesare săpături sau foraje pentru așezarea colectoarelor, sondelor sau pentru captarea apei subterane, ele funcționând cu un COP eficient utilizând numai energia termică conținută în vaporii de apă din atmosferă. Dar puterea termică este limitată datorită limitării suprafeței de schimb de căldură a stâlpilor. Mărirea suprafețelor de schimb de căldură ai acestor stâlpi devine neeconomică de la anumite dimensiuni. Un alt dezavantaj constă în faptul că eficiența maximă de funcționare (COP = 5) se poate realiza numai dacă temperatura exterioară se situează în intervalul -5 °C , +5 °C. În afara acestui interval, eficiența acestor pompe de căldură scade foarte mult[64]

5.2 Stadiul în țară

În țara noastră nu se fabrică pompe de căldură, dar există mai multe societăți comerciale care au ca domeniu de activitate importul și comercializarea de astfel de echipamente. Aceste firme importă și comercializează instalații de pompe de căldură de la firme precum Helioterm, KNV și altele [44,45,46,61] .

5.2.1 Considerații generale și alegerea tipului cel mai eficient de pompă de căldură

Făcând o analiză comparativă a diferitelor tipuri de pompă de căldură, în funcție de natura sursei de energie utilizate, am obținut datele din tabelul 5.6

S-a observat faptul că pompele de căldură aer – apă au toți parametrii de performanță net inferiori în comparație cu celelalte tipuri constructive. Numai în privința costurilor de instalare, aceste echipamente sunt mai avantajoase. Pompele

49 STADIUL ACTUAL AL **DEZVOLTĂRII INSTALAȚIILOR DE POMPE DE CĂLDURĂ 5**

de căldură apă-apă și sol-apă au aproape toți indicii de performanță apropiați, cu observația că cele sol-apă necesită cheltuieli de instalare foarte mari, care depășesc costurile a două foraje pentru puțuri de apă [8].

Tabelul 5.6 Analiză comparativă a diferitelor tipuri de pompe de căldură [8,17]

Tip/Caracteristică	Aer - Apă	Apă - Apă	Sol - Apă
Valoare COP	mic	mare	mare
Valoare EER	mic	mare	mare
Variația COP în funcție de condițiile climatice	variabil	constant	constant
Variația EER în funcție de condițiile climatice	variabil	constant	constant
Costuri de instalare	mic	mare	foarte mare
Siguranța în funcționare	mic	mare	mare
Putere termică	mic	foarte mare	mare
Posibilitatea răcirii pasive	nu	da	numai la modelele cu sonde verticale

Deoarece instalația de încălzire/răcire a apei pe care se vor efectua determinările experimentale va funcționa în cadrul unui sistem acvacol recirculant (SAR), care presupune în mod obligatoriu, existența a unuia sau mai multor foraje de apă, este avantajos, din toate punctele de vedere, ca pentru realizarea acestui echipament să fie utilizată o pompă de căldură tip apă-apă, care are toate avantajele arătate mai sus. Ar fi inutilă amplasarea de sonde verticale sau de captatoare orizontale, absolut necesare funcționării unei pompe de căldură sol-apă. Aceasta ar reprezenta cheltuieli suplimentare extrem de ridicate, nejustificate. În concluzie, pentru realizarea instalației de încălzire/răcire a apei din sistem acvacol recirculant, soluția optimă este utilizarea unei pompe de căldură tip apă-apă, cu toate avantajele arătate mai sus.

6. STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

6.1 Componenta și caracteristicile tehnico-funcționale ale instalației de încălzire/răcire a apei dintr-un sistem acvacol recirculant cu pompă de căldură

6.1.1 Componenta instalației de încălzire/răcire

În figura 07 este reprezentată schema de funcționare a instalației de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură pe care s-au făcut determinările experimentale.

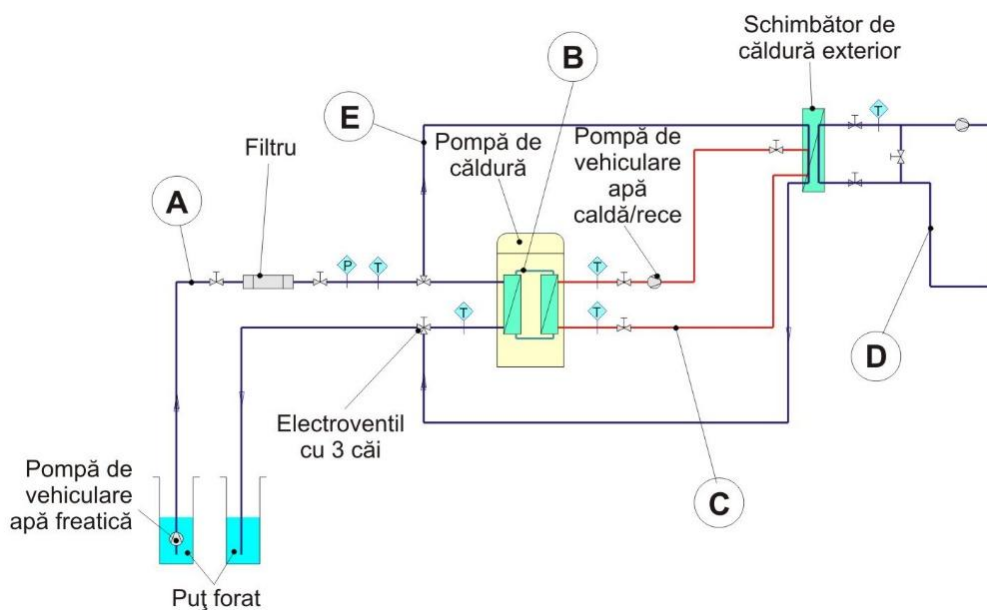


Figura 6.1 Schema de funcționare a instalației de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură

Această instalație cuprinde toate componentele necesare funcționării sale în condiții bune și este alcătuită din următoarele părți principale:

- pompa de căldură;
- pompa de vehiculare sursă rece (apa freatică);
- pompa de vehiculare apă caldă/rece;
- schimbător de căldură extern cu plăci;
- vas tampon;

51 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

- filtru autocurățire;
- electroventile în 3 căi;
- diverse armături și aparatură de măsură;
- sistem de automatizare format din :
 - senzori exterior, interior, tur, retur, vaporizator, condensator;
 - protecție suprasarcină;
 - protecție supraîncălzire compresor;
 - comanda pompă submersibilă, pompe recirculare;
 - limitator temperatură tur;
 - reglaj temperaturi pe ore/zi – rece/cald;
 - protecție îngheț;
 - contor al orelor de lucru al compresorului, o pompă submersibilă și pompe recirculare

Pentru verificarea funcționării corecte a echipamentelor tehnice ale pompei de căldură în sistemul acvacol recirculant s-au efectuat câteva încercări în gol ale instalației și anume, s-a verificat funcționarea echipamentelor tehnice ale acesteia în condițiile în care pompa de recirculare a sistemului acvacol recirculant nu funcționează și s-a constatat faptul că instalația nu poate funcționa în aceste condiții decât o perioadă scurtă de timp fiindcă nu se poate realiza răcirea apei din circuitul secundar.

Acesta fiind un motiv pentru care pompa de căldură nu cuplează iar temperatura din retur s-a constatat ca este foarte apropiată de cea din tur.

Am efectuat înainte de punerea în funcțiune o verificare generală vizuală a instalației și s-au verificat legăturile electrice, inclusiv legarea motoarelor electrice și a pompei de căldură propriu zise la centura de împământare, pe urmă s-a pornit pompa de extragere a apei din puț și s-au verificat atât debitul cât și presiunea apei.

După selectarea modului de funcționare s-a pornit pompa de căldură și s-a verificat etanșeitatea circuitelor hidraulice aflate sub presiune.

Instalația de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură pe care s-au determinat cercetările experimentale este alcătuită din patru circuite distincte (fig.6.1).

Pentru realizarea procesului de încălzire apa freatică extrasă din puț cu ajutorul pompei submersibile a ajuns în vaporizatorul pompei de căldură, unde a cedat căldură agentului frigorific, care s-a vaporizat. Apa freatică, care a avut inițial temperatura de 8 – 10 °C, la trecerea prin vaporizator s-a răcit cu aproximativ 5 °C, ajungând la 3 – 5°C. Această apă a fost reintrodusă în al doilea puț(puțul de golire).

Agentul frigorific, având temperatura de fierbere -2 °C a preluat căldura cedată de apa freatică și s-a transformă în vapori. Vapori au fost comprimați în compresor, și au ajuns la temperatura de +73,5 °C, după care ajuns în condensator, unde, prin condensare, au cedat căldură (căldura latentă de vaporizare) apei din circuitul intermediar.

Agentul frigorific a revenit la starea lichidă și ciclul continuă. Apa din circuitul intermediar încălzită la 65 – 68 °C se introduce în schimbătorul de căldură extern , unde cedează căldură apei recirculate din bazinele de creștere a peștilor.

Procesul de răcire s-a realizează în mod asemănător, doar că s-au inversat circuitele de apă la pompa de căldură. Apa din circuitul secundar a ajuns la vaporizator unde a cedat căldură agentului frigorific care s-a vaporizat, iar apa freatică a preluat căldura de la agentul frigorific în condensator.

Procedul de răcire al apei se utilizează numai în cazuri excepționale (la temperaturi exterioare foarte ridicate). În mod uzual se folosește așa numita răcire

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ 52**

pasivă care constă în introducerea apei freatice direct în schimbătorul de căldură extern prin ocolirea pompei de căldură. În acest fel apa recirculată din bazine cedează căldură în mod direct apei freatice. Acest regim de funcționare este deosebit de avantajos deoarece nu se consumă decât energia electrică necesară antrenării pompei submersibile. Funcționarea întregii instalații este complet automatizată.

6.1.2 Caracteristicile tehnico-funcționale ale instalației de încălzire/răcire a apei

Pompa de căldură cu ajutorul careia s-au determinat cercetările experimentale este de tip apă-apă OCHSNER, model GOLF, tip OSWP56 și poate fi observată în figura 08

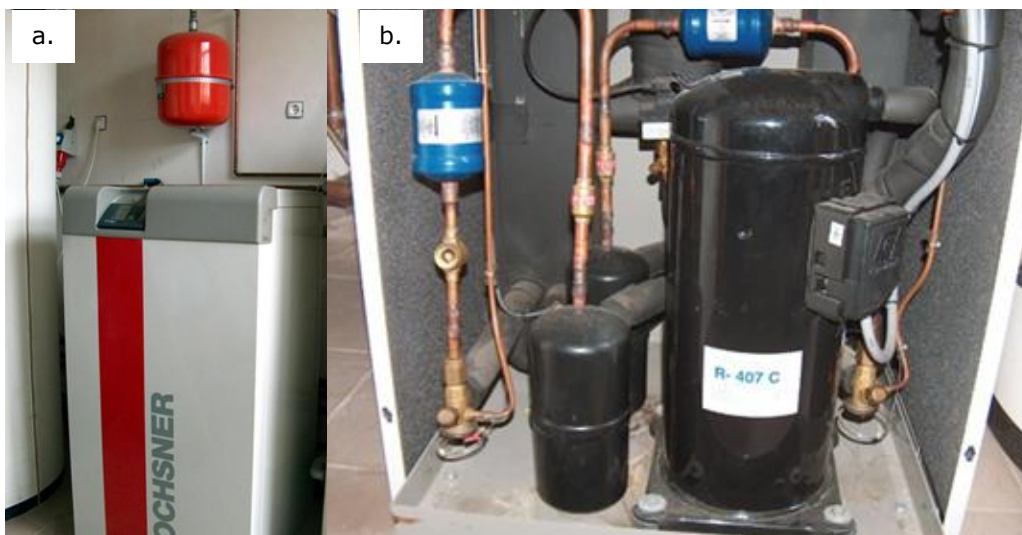


Figura 6.2 a. Pompa de căldură tip OSWP56; b. Vedere interioară

Caracteristici tehnico-funcționale ale instalației de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură pe care s-au făcut determinările experimentale sunt:

- Putere termică 60 kW
- Putere electrică 10,9 kW
- COP 5,5 (coeficient de performanță)
- EER 3,5 (eficiență energetică de răcire)
- Agent frigorific R407C
- Compresor Scroll cu șurub, total ermetic, cu ulei ester ecologic
- Debit nominal apă freatică (sursa de căldură) 9,4 m³/h
- Temperatură apă freatică min. 8°C
- Debit apă din sistemul acvacol recirculant 17 m³/h (4,7 l/s)
- Temperatura apei din sistemul acvacol recirculant 20 °C

Instalația de încălzire/răcire a apei cu pompă de căldură utilizată în sistemele acvacole recirculante este alcătuită din cinci circuite distincte (fig.6.1):

53 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

- A. Circuitul primar al apei freatice extrase din puț, (sursa rece);
- B. Circuitul agentului frigorific (R407C);
- C. Circuitul intermediar de apă caldă sau rece, după caz;
- D. Circuitul de răcire pasivă, care se utilizează pentru răcirea directă a apei din sistemul recirculant;
- E. Circuitul sistemului acvacol recirculant (SAR).

Elementele componente, cele mai importante, ale acestor circuite sunt:

- pompă de căldură cu sursă de căldură apa freatică OCHSNER, model GOLF, tip OSWP56;
- pompa de vehiculare sursă rece (apa freatică);
- pompa de vehiculare apă caldă/rece;
- schimbător de căldură extern cu plăci;
- vas tampon (fig.6.4);
- filtru autocurățire;
- electroventile cu 3 căi;
- diverse armături și aparatură de măsură;
- instalație de automatizare, comandă și control, formată din :
- senzori exterior, interior, tur, retur, vaporizator, condensator
- protecție suprasarcină
- protecție supraîncălzire compresor
- comanda pompă submersibilă, pompe recirculare
- limitator temperatură tur
- reglaj temperaturi pe ore/zi – rece/cald
- protecție îngheț
- contorizare ore lucru compresor, pompă submersibilă, pompe recirculare

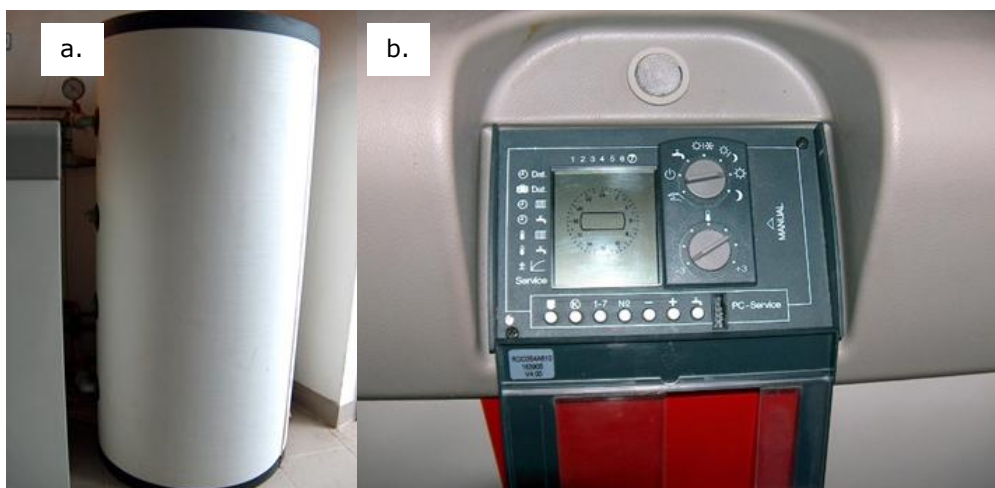


Figura 6.3 a. Vas tampons b. Tablou de comandă

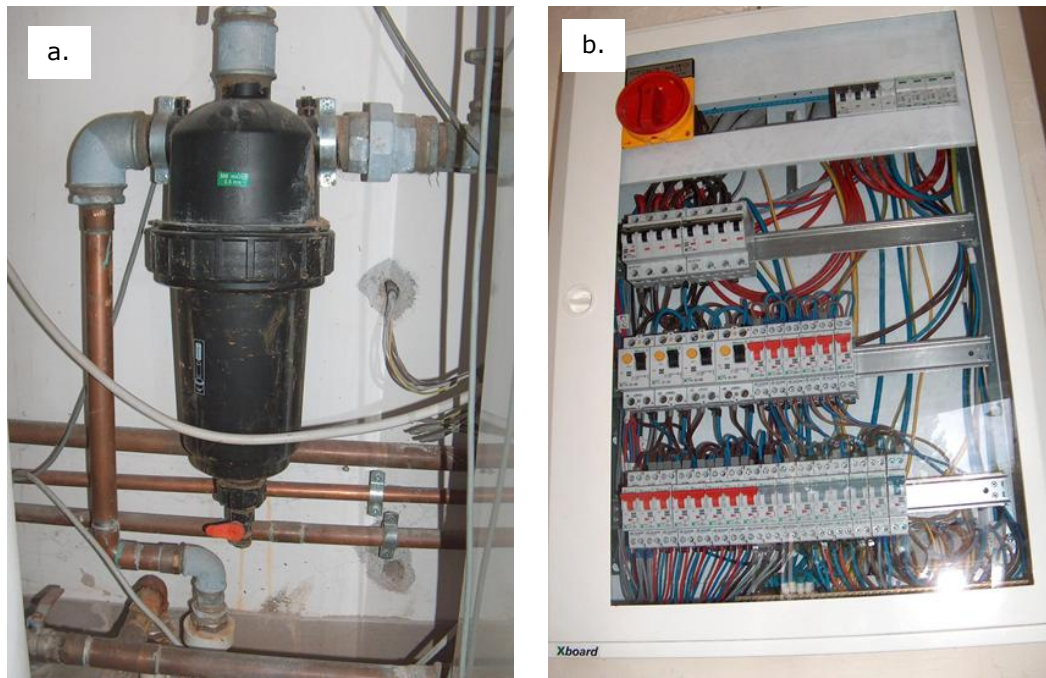


Figura 6.4 a. Filtru de apă b. Tablou de automatizare și control

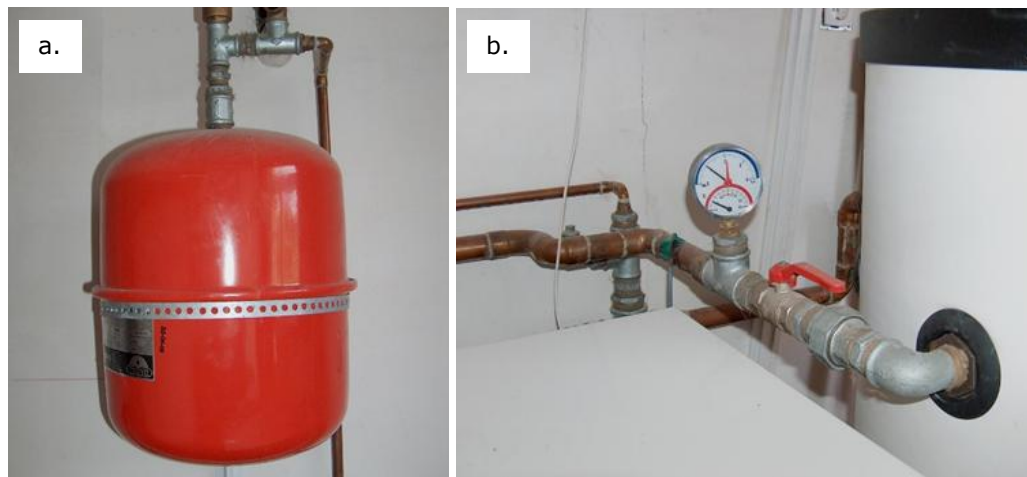


Figura 6.5 a. Vas expansiune; b. termo-manometru

Tabelul 6.1 Caracteristicile funcționalele pompei de căldură pentru regimul de încălzire temperatura sursei reci 10 °C, teperatura apei din tur 35 °C

Capacitate de încălzire	W10/W35*	54,4 kW
Putere absorbită	W10/W35	9,9 kW
Coeficient de performanță, COP	W10/W35	5,5
Curent absorbit	W10/W35	18,8 A

55 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

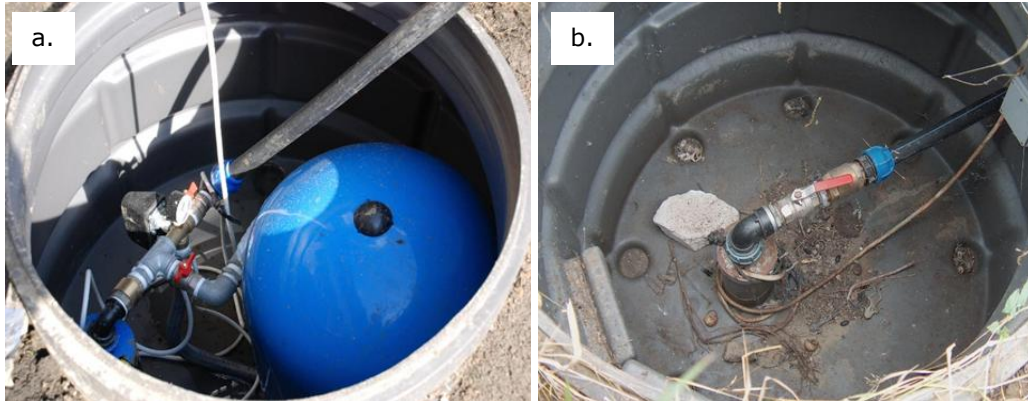


Figura 6.6 a. Puț de extracție apă; b. Puț absorbant

Tabelul 6.1 Caracteristicile funcționalele pompei de căldură pentru regimul de încălzire temperatura sursei reci 10 °C, teperatura apei din tur 35 °C

Capacitate de încălzire	W10/W35*	54,4 kW
Putere absorbită	W10/W35	9,9 kW
Coeficient de performanță, COP	W10/W35	5,5
Curent absorbit	W10/W35	18,8 A

Tabelul 6.2 Caracteristicile funcționalele pompei de căldură pentru regimul de încălzire temperatura sursei reci 10 °C, teperatura apei din tur 50 °C

Capacitate de încălzire	W10/W50**	50,4 kW
Putere absorbită	W10/W50	14,0 kW
Coeficient de performanță, COP	W10/W50	3,6
Curent absorbit	W10/W50	23,8 A

Tabelul 6.3 Caracteristicile funcționalele pompei de căldură pentru regimul de răcire temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 18 °C;

Capacitate de răcire	W10/W18***	63,6 kW
Putere absorbită	W10/W18	9,5 kW
Eficiența energetică de răcire EER	W10/W18	6,7
Curent absorbit	W10/W18	16,5 A

* temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 35 °C;

** temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 50 °C;

*** temperatura sursei reci 10 °C, temperatura apei din tur 18 °C;

Tabelul 6.4 Caracteristici tehnice și funcționale ale compresorului

Tip constructiv	Scroll cu șurub, total ermetic, cu ulei esteric ecologic
Trepte de putere	1
Turație	2900 rot/min
Curent max. absorbit în regim normal	32 A
Curent max. absorbit la pornire	70 A

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ** 56

Tabelul 6.5 Caracteristici tehnice și funcționale ale vaporizatorului

Tipul	Schimbător de căldură cu plăci
Presiune maximă apă	6 bar
Presiune maximă agent frigorific	6 bar
Debit apă (sursă rece)	9,5 m ³ /h
Cădere de presiune internă	0,2 bar
Diferența de temperatură apă (sursă rece)	4 °K
Domeniu de temperatură apă (sursă rece)	+8 / +25°C
Presiune de încercare	45 bar

Tabelul 6.6 Caracteristici tehnice și funcționale ale condensatorului

Tipul	Schimbător de căldură cu plăci
Presiune maximă apă	6 bar
Presiune maximă agent frigorific	30 bar
Debit apă	9,4 m ³ /h
Cădere de presiune internă	0,18 bar
Diferența de temperatură apă	5 °K
Domeniu de temperatură apă	max. +55°C
Presiune de încercare	45 bar

Tabelul 6.7 Caracteristicile agentul frigorific

Agent frigorific	R407C
Cantitate	8,8 Kg

Tabelul 6.8 Alimentare energie electrică

Tensiune de alimentare/frecvență	400/50 V/Hz
----------------------------------	-------------

Tabelul 6.9 Dimensiuni conducte de legătură

Tur și retur circuit apă (sursă rece)	2"
Tur și retur circuit apă încălzire	2"

Electroventil cu 3 căi

- Intrări/ieșiri: 2"
- Debit maxim: 15 m³/h

Vas tampon OCHSNER

- Izolație: pierdere 1°C/24h
- Capacitate: 1.000 litri

Automatizare

- Senzori exterior, interior, tur, retur, vaporizator, condensator, legați la automatizarea pompei de caldură, comenzi pompe de la pompa de caldură
- Protecție suprasarcină
- Protecție supraîncălzire compresor
- Limitator curent absorbit
- Interfață RS232 și modul RZB 565 pt. telecomandă și citire de date; E-BUS
- Comanda pompă submersibilă, pompe recirculare în pompa de caldură

57 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

- Limitator temperatură tur
- Reglaj temperaturi pe ore/zi – rece/cald
- Modificare local temperatură + 3°C
- Protecție îngheț
- Contorizare ore lucru compresor, pompă submersibilă, pompă recirculare
- Contorizare erori pe dată/oră

Sursa rece (apă freatică)

- Debit nominal apă freatică (sursa de căldură): min. 9,4 m³/h
- Temperatură apă freatică: min. 8°C

Circuitul sistemului acvacol recirculant, SAR

- Volumul total de apă conținut în sistem: 70,05 m³
- Intensitatea recirculării: 12 ori/24 ore
- Rata de recirculare: 10 % din volumul total în 24 de ore
- Debit apă din sistemul acvacol recirculant: 25,425 m³/h (7,06 l/s)
- Temperatura apei din sistemul acvacol recirculant: 20 °C (pentru specii de sturioni)

În primul rând s-a efectuat alimentarea dulapului instalației electrice de automatizare cu curent electric la 400/50 V/Hz.

Apoi s-au verificat cantitatea (debitul) și calitatea apei de alimentare a instalației. Conform documentației, pentru funcționarea la parametrii optimi, pompa de căldură trebuie alimentată cu apă (sursa rece) la un debit:

$$Q = 9,5 \text{ m}^3/\text{h} = 2,64 \text{ l/s}$$

S-a măsurat debitul de apă extras din puțul forat și s-a constatat că acesta este de 14,8 m³/h și că acoperă necesitățile tehnologice ale instalației.

Temperatura apei extrase din puț a fost, pe toată durata încercărilor, de 10,3 °C.

Deoarece anumite substanțe conținute în apă pot influența negativ funcționarea instalației, calitatea apei utilizate ca sursă rece trebuie să satisfacă anumite cerințe. De aceea s-au efectuat mai multe analize ale calității apei din puț, iar mediile rezultatelor obținute au fost introduse în tabelul nr.1.

Tabelul 6.10 Calitatea apei din puț

Nr. crt.	Caracteristica / UM	Valoare prescrisă	Simbol	Valoare măsurată	Indice de calitate
1	Conductibilitate electrică (μS /cm)	> 600	-	800	+
2	pH	< 6 6-8 >8	0 + -	6,2	+
3	Clorid (mg/l)	< 100 100 -200 >200	+ 0 -	50	+
4	Sulfat (mg/l)	< 50 50-100 >100	+ 0 -	20	+
5	Bioxid de carbon (mg/l) liber agresiv	< 5 5-20	+ 0	3	+

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ** 58

		>20	-		
6	Oxigen (mg/l)	< 1 1-8 >8	+ 0 -	2	0
7	Amoniu (mg/l)	< 2 >20	+ -	0,1	+
8	Fier și Mangan (mg/l)	<0,2 >0,2	+ 0	0,1	+
9	Sulfit (mg/l)	< 5	+	0	+
10	Clor liber (mg/l)	<0,5	+	0,01	+

Indicii de calitate din tabelul de mai sus au următoarele semnificații:

+ = normal

0 = pot apare coroziuni dacă mai mulți factori au valoarea 0

- = negativ

Dacă se analizează datele din tabelul 12a observăm faptul că apa utilizată ca sursă rece corespunde calitativ din toate punctele de vedere cerințelor impuse.

Apa utilizată ca sursă rece în pompa de căldură trebuie reintrodusă în sol, într-un puț de recirculare (absorbant figura 12b).

Extracția și recircularea apei trebuie să se realizeze în direcția de curgere a apei freactice, pentru evitarea unui „scurtcircuit”. Între extracție (puț cu pompă fig. 12a) și recirculare (puț absorbant figura 12b) trebuie să se mențină o distanță de aproximativ 5 m. Puțul absorbant trebuie astfel realizat încât scurgerea apei să se realizeze sub nivelul apei freactice.

Am verificat amplasarea puțului absorbant, acesta situându-se la aproximativ 12 m de puțul de extracție.

Experimentările au avut loc în perioada februarie-martie 2016, iar temperaturile scăzute nu au permis popularea bazinelor de creștere cu material piscicol înainte de această perioadă.

6.2 Metodica determinărilor experimentale ale pompei de căldură într-un sistem acvacol recirculant și aparatură utilizată pentru realizarea acestora

Sistemul acvacol recirculant pe care s-au efectuat determinările experimentale este alcătuit din 9 bazine de creștere a peștilor cu diametru de 3m și înălțime de 1m, cu un volum util de 5,65 m³, fiecare. Evacuarea apei uzate din bazine se realizează printr-un canal central dispus de-a lungul întregii hale. Apa uzată este curățată de particulele solide reziduale în suspensie, într-un filtru mecanic rotativ. De aici apa este dirijată într-un filtru biologic unde se îndepărtează restul de impurități. O pompă centrifugală amplasată la ieșirea din filtrul biologic împinge apa în bazinul rezervor. Din acest rezervor de apă se face alimentarea fiecărui bazin de creștere prin intermediul unei rețele de țevi din PVC. Nivelul minim al apei din rezervor se situează deasupra nivelului bazinelor de creștere, prin urmare alimentarea acestora se realizează prin cădere liberă.

Reglarea debitului de apă recirculată se face cu ajutorul unor robineteți, la fiecare bazin în parte. Înainte de a alimenta bazinele de creștere apa este tratată cu radiații UV, după care este încălzită sau răcită, după caz în instalația de încălzire/răcire cu pompă de căldură.

59 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

Volumul de apă conținut într-un bazin Ø3 este :

$$V_{\phi 3} = 5,65 \text{ m}^3$$

Debitul de apă (pentru 8 recirculări / 24 ore), la un bazin Ø3 este :

$$q_{\phi 3} = 8/24 \times 5,65 = 1,88 \text{ m}^3/\text{h}$$

sau :

$$q_{\phi 3} = 1,88 \cdot \frac{1000}{3600} = 0,52 \frac{l}{s} \quad (6.1)$$

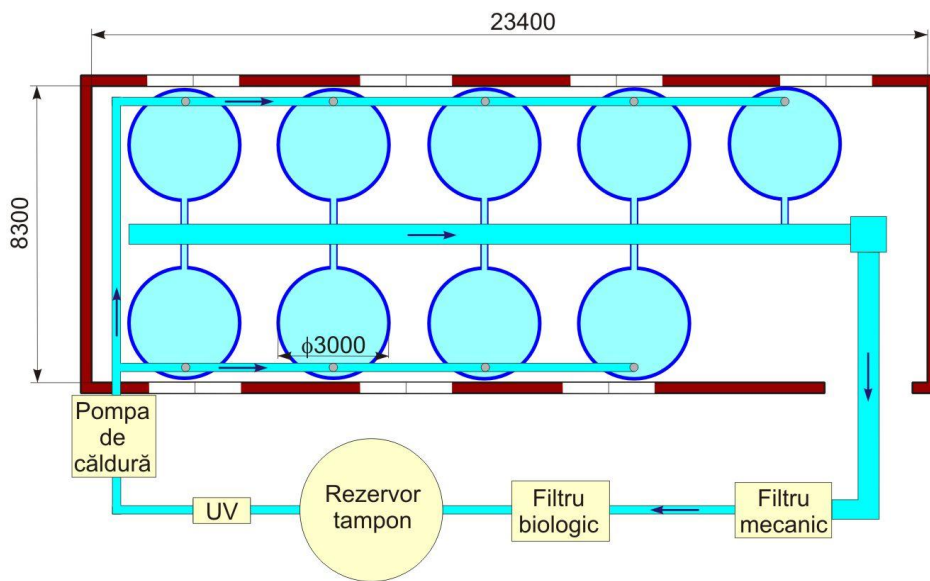


Figura 6.7 Planul de amplasare al pompei de căldură în sistemul acvacol recirculant

Debitul total de apă recirculată (pentru 8 recirculări / 24 ore) este :

$$Q = 9 \cdot 1,88 = 16,92 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (6.2)$$

sau :

$$q = 16,92 \cdot \frac{1000}{3600} = 4,7 \frac{l}{s} \quad (6.3)$$

Rezultă că toate echipamentele sistemului, inclusiv instalația de încălzire/răcire a apei vor trebui dimensionate pentru acest debit de apă.

Pentru verificările dimensionale ale principalelor subansambluri ale pompei de căldură pentru sisteme acvacole recirculante, ale țevilor și armăturilor mai importante, precum și pentru determinarea parametrilor de lucru (debite, temperaturi, presiuni etc.), parametrilor de calitate ai apei (oxigen dizolvat, pH, nitriți, nitrați, sulfat, bioxid de carbon liber agresiv, sulfid, clor liber etc.) și electrici (tensiune de alimentare, curent absorbit de motoarele electrice) s-au utilizat două categorii de instrumente de măsură:

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ** 60

Tabelul 6.11 Instrumente de măsurare ale principalelor subansambluri ale pompei de căldură și ale calității apei din sistemul recirculant asupra caruia s-au făcut determinările experimentale

Nr. crt.	Denumirea instrumentului sau aparatului de măsură	Domeniul de măsurare/ caracteristici	Precizie
1	Ruletă metalică	0 ... 2 m	CP 3
2	Ruletă metalică	0 ... 10 m	CP 3
3	Șubler 200 × 0,1 STAS 1373/2-73	0 ... 200 mm	0,1 mm
4	Termometru tehnic cu capilar masiv STAS 8374/1-69	- 20 ... +30 °C	± 0,2 °C
5	Termometru digital cu laser tip UNITEST 94009, seria 021117918	- 50 °C ... 0 °C 0 °C ... +200 °C +200 °C...+1.333 °C	± 2 % ± 1,5 % ± 1 %
6	Termo-anemo-manometru electronic cu senzor piezorezistiv, cu software și interfață PC, MP200	0 ... ±1.000 mmCA	±0,5% × val.măs. ±1 mmCA
		- 200 ...+1.300 °C	±0,5% × val.măs. ±0,8 °C
7	Aparat digital pentru măsurarea parametrilor electrici tip UNITEST CHB 140, seria IM 04029341	0 ... 400 A 0 ... 600 V c.a. 0 ... 400 Ω	± 0,2 % + 1 °C ± 0,1 % + 0,8 °C ± 0,2 % + 2 °C
8	Multimetru electrochimic	C 863 – T	-
9	Colorimetru pentru analize complete	C 200	-
10	Kit Duritate	Ca (LR) 0,00-2.70 mg/L	-
11	Kit Fier total	(LR) 0-400 μg/L	-
12	Kit Amoniu	(LR) 0,00-3,00 mg/L	-
13	Kit Nitrat	0,0-30,0 mg/L	-
14	Kit Nitrit	(HR) 0-150mg/L	-
15	Kit Fosfor	0,0-15,0 mg/L	-
16	Kit Clor total	0,00-3,50 mg/L	-
17	Kit Acid cianuric	0-80 mg/L	-
18	Kit Iod	0,0-12,5 mg/L	-
19	Kit Mangan	(HR) 0,0-20,0 mg/L	-
20	Kit Fosfat	(HR) 0,0-30,0 mg/L	-
21	Cilindru gradat, A	100 ml, cu cioc	-
22	Pipetă gradată, cu o cotă	marcaj maroniu	-
23	Balon cotat	tip A, cu dop din plastic 5 ml	-
24	Balon cotat	tip A, cu dop din plastic 10 ml	-

61 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

Nr. crt.	Denumirea instrumentului sau aparatului de măsură	Domeniul de măsurare/ caracteristici	Precizie
25	Balon cotat	tip A, cu dop din plastic 25 ml	-
26	Eprubetă cu gradajie	dop de plastic, 10 ml	-
27	Debitmetru cu inducție FLONET FN 20	0.72 – 72 m ³ /h 0,1 – 10 m/s	±0,5%
28	Aparat de fotografiat digital BENQ	-	-



a

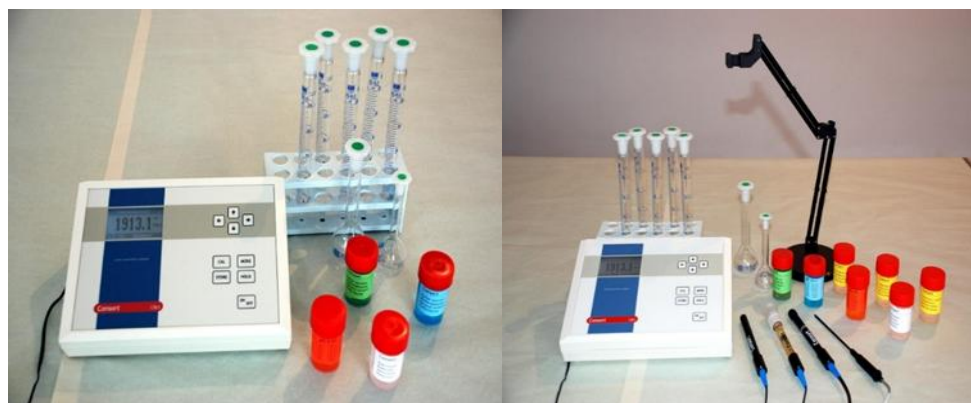


b.



c.

Figura 6.8 Instrumente de masurare utilizate la determinarile experimentale
a. Thermo-anemo-manometru MP200; b. Termometru UNITEST 94009; c. Aparat pentru măsurarea parametrilor electrice UNITEST CHB 140



Multimetru electrochimic C – 863 cu set kituri

Multimetru electrochimic C – 863 cu electrozi de măsură

Figura 6.9 Multimetro electrochimic

63 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

- alte instrumente de reglare și măsurare a parametrilor electrici (putere absorbită, curent absorbit) precum și contorizare energie consumată, care sunt montate în interiorul dulapului electric și de automatizare.

6.3 Determinări experimentale ale pompei de căldură pentru regimul de încălzire a apei

În prima fază s-a umplut sistemul cu apă, s-a umplut bazinul de stocare cu apă după care, am deschis robinetii de alimentare ai bazinelor de creștere. Conform calculului, a rezultat un volum total de apă în sistem de 70,05 m³:

$$V_T = n \cdot V_B + V_{BS} \quad (6.4)$$

unde:

V_T [m³] – volumul total de apă conținut în sistem

V_B [m³] – volumul util al unui bazin de creștere

V_{BS} [m³] – volumul util al bazinului de stocare

n – numărul de bazine creștere

rezultă:

$$V_T = 9 \cdot 5,65 + 21,2m^3 \quad (6.5)$$

În calcul am neglijat cantitatea de apă aflată în conducte, deoarece aceasta reprezintă cca. 0,01% din volumul total de apă.

Datorită faptului că forajul pentru alimentarea cu apă proaspătă a sistemului este echipat cu o pompă de capacitate mică (aproximativ 0.2 m³/h), umplerea întregului sistem cu apă s-a realizat în mai multe etape, totalizând 36 de ore. Din cauza acestui lucru, temperatura apei din sistem, t_1 , a ajuns la temperatura mediului ambiant, t_a .

$$t_1 = t_a = 14^\circ\text{C}$$

Am stabilit ca temperatura de funcționare a sistemului să fie:

$$t_2 = 20^\circ\text{C}$$

Cu ajutorul pompei de recirculare am început vehicularea apei din sistem. Fiindcă vehicularea apei prin filtre nu are nici o influență asupra bilanțului termic al pompei de căldură ci doar a întregului sistem cât și evitarea atât a pierderilor de apă cât și a consumului inutil de energie electrică s-a realizat legarea directă a evacuării bazinelor la aspirația pompei de recirculare.

Pasul următor în determinarea cercetărilor experimentale a pompei de căldură, a fost punerea ei în funcțiune. Am ales un regim de funcționare care să permită încălzirea apei din turul circuitului secundar până la 35 °C. Am constatat faptul că după o funcționare de aproximativ 10 ore, apa din sistemul acvacol recirculant a ajuns la temperatura $t_2 = 20^\circ\text{C}$.

În urma calculelor a reieșit că pentru regimul de încălzire a apei din sistemul acvacol recirculant s-a consumat o cantitate de energie termică totală [35] $E_T = 543,7$ kWh:

$$E_T = Q_1 + Q_{P1} \quad (6.6)$$

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ 64**

unde:

E_T [kWh] – energia termică totală consumată pentru încălzirea
apei

Q_1 [kWh] – energia termică preluată de apă

Q_{P1} [kWh] – energia termică cedată de apă mediului înconjurător
(căldura pierdută)

$$Q_1 = m \cdot c \cdot \Delta t = \rho_a \cdot V_T \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (6.7)$$

unde:

m [kg] – masa totală de apă

c [kcal/kg grd.] – căldura specifică a apei la presiune constantă

ρ_a [kg/m³] – densitatea apei

rezultă:

$$Q_1 = 1.000 \cdot 72,05 \cdot 1(20 - 14) = 432.300 \text{ kcal}$$

sau

$$Q_1 = 1,163 \cdot 10^{-3} \cdot 432.300 = 502,8 \text{ kWh}$$

Energia termică cedată de apă mediului înconjurător se calculează cu formula următoare:

$$Q_{P1} = Q_{Aer} + q_P \quad (6.8)$$

unde:

Q_{Aer} [kWh] – energia termică preluată de aer din hală

q_P [kWh] – energia termică pierdută prin pereți, ferestre, uși etc.

$$Q_{Aer} = q_{Aer} \cdot V_{Aer} \cdot C_{Aer} \cdot (t_2 - t_1) \quad (6.9)$$

unde:

$q_{Aer} = 1,29 \text{ kg/m}^3$ – densitatea aerului

$C_{Aer} = 0,239 \text{ kcal/kg grd.}$ – căldura specifică a aerului

$V_{Aer} = 500 \text{ m}^3$ – volumul de aer din hală

rezultă:

$$Q_{Aer} = 1,29 \cdot 500 \cdot 0,239 \cdot (20 - 14) = 962 \text{ kcal}$$

sau $Q_{Aer} = 0,92 \text{ kWh}$

$$q_P = \epsilon V_{Aer} \cdot T \quad (6.10)$$

unde:

ϵ [W/m³h] – coeficientul de pierdere de căldură

$\epsilon = 8 \text{ W/m}^3\text{h}$

τ [h] – timp

$$q_P = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 500 \cdot 10 = 40 \text{ kWh}$$

rezultă:

$$Q_{P1} = 0,92 + 40 = 40,92 \text{ kWh}$$

65 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

și

$$E_r = Q_1 + Q_{P1} = 502,8 + 40,92 = 543,7 \text{ kWh}$$

După 10 ore de funcționare am citit cantitatea de energie electrică consumată pe contorul electric al pompei de căldură:

$$E_c = 99 \text{ kWh}$$

Pe urmă am determinat coeficientul de performanță al pompei de căldură COP=5,49

$$COP = \frac{E_T}{E_c} = \frac{543,7}{99} = 5,49 \quad (6,11)$$

În faza următoare a determinărilor experimentale am urmărit posibilitatea menținerii temperaturii apei din sistemul acvacol recirculant la 20° C ($t_s = 20^\circ \text{C}$), la diferite rate de înprospătare a apei. Astfel am făcut un adaos de apă de 10 % / 24 ore, 20 % / 24 ore, 30 % / 24 ore, 40 % / 24 ore și 50 % / 24 ore.

La rata de înlocuire a apei 10 % / 24 ore, volumul de apă recirculat în sistem este:

$$V_R = 25,5 \text{ m}^3$$

Volumul de apă de înlocuire este:

$$V_{i1} = 100\% \cdot 25,5 \sim 2,5 \text{ m}^3/24h$$

După înlocuirea unei cantități de aproximativ 2,5 m³, temperatura apei din bazin a ajuns de la 20° C la 18 °C:

$$t_1 = 18^\circ \text{C}$$

Am calculat energia termică consumată pentru încălzirea apei până la temperatura $t_2 = 20^\circ \text{C}$ și am citit consumul de energie electrică. Am repetat experimentările pentru diferite rate de înlocuire a apei din sistem [36]. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul nr. 6.12 .

Tabelul 6.12 Energie termică consumată pentru diferite rate de înlocuire a apei din sistemul acvacol recirculant până la temperatura $t_2 = 20^\circ \text{C}$

Nr. crt.	Rata de înlocuire [%/24 ore]	Cantitatea de apă de înlocuire [m ³ /24 ore]	Temperatura t_1 [°C]	Temperatura t_2 [°C]	E_T [kWh]	E_c [kWh]	COP
1	10	2,5	18	20	59,3	11,2	5,3
2	15	3,8	17,5	20	75,7	13,9	5,3
3	20	5	17	20	89	16,5	5,4
4	30	7,5	16	20	118,6	21,8	5,4
5	35	8,92	15,4	20	134,7	24,9	5,4
6	40	10	15	20	148,3	27,3	5,4

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ 66**

7	50	12,5	14	20	178	32,5	5,5
8	60	15.3	13.1	20	191.98	38.52	5.5
9	65	16.58	12.4	20	201.23	41.26	5.6

Rezultă un coeficient de performanță mediu:

$$COP_{Mediu} = 5,4$$

Diferența față de COP teoretic apare din cauza pierderilor de căldură în mediul ambiant, acest lucru datorându-se lipsei izolațiilor corespunzătoare.

Am dorit să verificăm parametrii de funcționare ai pompei de căldură pentru sisteme acvacole recirculante și la alt regim, pentru acest lucru am fixat temperatura apei din turul circuitului secundar la 50 °C și am repetat experimentările anterioare. Rezultatele s-au trecut în tabelul nr. 6.13.

Tabelul 6.13 Energie termică consumată pentru diferite rate de înlocuire a apei din sistemul acvacol recirculant până la temperatura $t_2 = 50^\circ\text{C}$

Nr. crt.	Rata de înlocuire [%/24 ore]	Cantitatea de apă de înlocuire [m ³ /24 ore]	Temperatura t_1 [°C]	Temperatura t_2 [°C]	E_T [kWh]	E_c [kWh]	COP
1	10	2,5	18	20	59.3	16,5	3,6
2	20	5	17	20	89	25,4	3,5
3	26	6.6	16.4	20	107.95	30.9	3.5
4	30	7,5	16	20	118,6	33,9	3,5
5	40	10	15	20	148,3	41,2	3,6
6	50	12.75	13.9	20	181.5	48.6	3.6
7	55	14.0	13.4	20	196.0	51.6	3.65
8	60	15.3	12.9	20	211.17	54.41	3.6

Rezultă un coeficient de performanță mediu:

$$COP_{Mediu} = 3,55$$

6.4 Determinări experimentale ale pompei de căldură într-un sistem acvacol recirculant pentru regimul de răcire al apei din sistem

Fiindcă determinările experimentale au avut loc în perioada februarie-martie 2016, când temperaturile medii s-au situat în jurul valorii de 12÷15°C ziua (chiar mai scăzute în anumite intervale), funcția de răcire a instalației nu a putut fi experimentată în condiții optime.

Hala în care este situat sistemul acvacol recirculant pe care am efectuat determinările experimentale nu este echipată cu instalație de încălzire și nici bazinul de stocare nu este prevăzut cu o izolație termică corespunzătoare. Din acest motiv, chiar dacă s-ar recurge la o încălzire prealabilă a apei din sistem, lucru care ar fi fost

67 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

posibil, nu am fi putut trage concluzii clare și sigure în privința eficienței de răcire a pompei de căldură în sistemul acvacol recirculant. Încercările s-au repetat pentru alte valori ale temperaturii apei. Rezultatele sunt trecute în tabelul nr. 6.14

Tabelul 6.14 Rezultatele determinărilor experimentale pentru regimul de răcire.

Nr. crt.	t_a [°C]	t_1 [°C]	t_2 [°C]	E_c [kWh]	E_T [kWh]	EER
1	18	26	20	20.7	139.1	6.6
2	18	25	20	17,3	116	6,7
3	18	24.6	20	15.9	106.8	6.7
4	18	24	20	13,9	93	6,7
5	18	23	20	10,4	69,6	6,7
6	18	22.3	20	7.96	53.4	6.7
7	18	22	20	6,9	46,4	6,7
8	18	21	20	3.3	22.95	6.8

Unde:

t_a [°C] = temperatura ambiantă

t_1 [°C] = temperatura apei din sistem la începutul încercării

t_2 [°C] = temperatura apei din sistem la sfârșitul încercării

E_c [kWh] = energia electrică consumată

E_T [kWh] = energia termică cedată de apă

EER = eficiența energetică de răcire

6.5 Studiul ciclului frigorific al pompei de căldură cu ajutorul softului CoolPack

6.5.1 Agenți frigorifici

Agenții frigorifici preiau căldură prin vaporizare și cedează căldură prin condensare.

Agentul frigorific este o substanță chimică care circulă într-un circuit închis în interiorul aparatului de aer condiționat pentru a transporta căldura unui sistem cu pompă de căldură de la și către aerul din exterior și interiorul locuinței.

Agentul frigorific trebuie să fie eficient, în așa fel încât să nu dăuneze organismului uman. Singurul care îndeplinește acest lucru este freonul.

Agenții trebuie să aibă proprietăți termodinamice și caracteristici de transfer de căldură și să corespundă din punct de vedere protecției mediului [5].

Amoniacul R717 este o altă substanță utilizată de frigotehniști este un agent frigorific clasic ,el este ecologic, cu proprietăți termodinamice pozitive, dar ca dezavantaj are un nivel de toxicitate si inflamabilitate ridicat.

Cele mai importante domenii de utilizare a freonilor sunt: în aparate casnice, răcitoare de apă, frig comercial, frig industrial, climatizare, aer condiționat auto și în pompe de căldură [19].

Proprietățile necesare ale agenților frigorifici :

- presiunea de vaporizare trebuie să fie apropiată de presiunea atmosferică, pentru a nu apărea vidul în instalație;
- presiunea de condensare trebuie să fie relativ redusă;
- căldura preluată de agentul frigorific prin vaporizare trebuie să fie mare, pentru a avea debite masice reduse;
- să nu fie poluanți;
- compoziție chimică constantă;
- să fie inerți față de componentii aerului;
- să nu aibă miros neplăcut;
- să nu fie inflamabili;
- să prezinte o solubilitate parțială față de apă;
- să nu aibă proprietăți corozive;
- punctul de îngheț trebuie să fie sub temperatura de vaporizare;
- să prezinte o contribuție cât mai scăzută la încălzirea globală.

6.5.2 Diagrame și tabele ale agenților frigorifici

Pentru a estima mărimile agenților frigorifici se utilizează diagrame termodinamice, care permit studierea ciclurilor termodinamice ale instalațiilor frigorifice sau pompelor de căldură.

Cele mai utilizate diagrame termodinamice pentru agenții frigorifici sunt T-s, h-s, lg(p)-h.

Diagrama logaritmică presiune-entalpie este cea mai utilizată. Această diagramă are denumirea de lg(p)-h, unde lg(p) este scara logaritmică de reprezentare a presiunii și h indică entalpia.

69 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

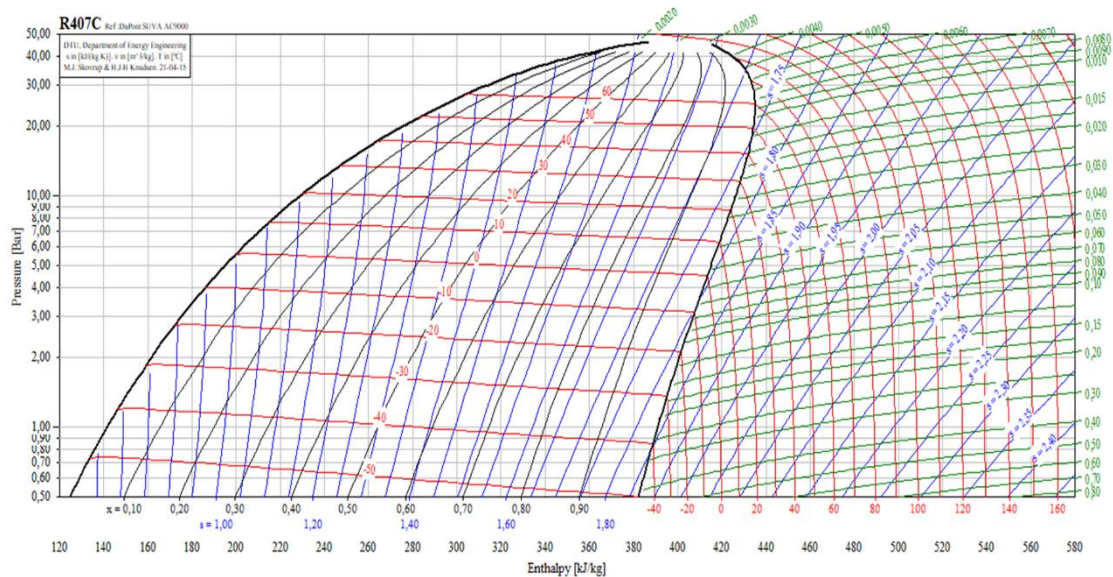


Figura 6.12 Diagrama de lgp-h pentru R407C

Punctul critic este punctul de maxim la această diagramă, în diagrama de mai sus sunt reprezentate izotermele pe tot câmpul diagramei, la fel ca și curbele izentropice ($s = \text{constant}$), iar în domeniul vaporilor supraîncălziți sunt reprezentate și curbele izocore.

Avantajul folosirii diagramelor termodinamice, în programul CoolPack, este acela că parametrii se poate citi ușor cu ajutorul cursorului, fiind afișați în partea de jos a diagramei.

Tab.6.15 Valori ale parametrilor termodinamici la saturație pentru R407C

T	p	v _l	v _g	h _l	h _g	R	s _l	s _g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg·K)	kJ/(kg·K)
-35,00	1,085	0,7346	0,20509	143,21	392,08	248,87	0,7928	1,8378
-30,00	1,369	0,7443	0,16488	149,63	395,28	245,65	0,8192	1,8295
-25,00	1,709	0,7544	0,13381	156,44	398,45	242,02	0,8466	1,8219
-20,00	2,113	0,7648	0,10954	162,63	401,58	238,95	0,8710	1,8149
-15,00	2,587	0,7757	0,09038	169,36	404,67	235,31	0,8970	1,8086
-10,00	3,140	0,7869	0,07511	176,23	407,69	231,47	0,9231	1,8027
-5,00	3,782	0,7986	0,06283	183,22	410,66	227,43	0,9491	1,7973
0,00	4,520	0,8109	0,05286	190,25	413,54	223,29	0,9748	1,7922
5,00	5,365	0,8237	0,04471	197,53	416,33	218,80	1,0008	1,7875
10,00	6,327	0,8371	0,03799	204,99	419,03	214,03	1,0271	1,7830
15,00	7,415	0,8512	0,03242	212,63	421,60	208,97	1,0534	1,7786
20,00	8,642	0,8661	0,02776	220,46	424,04	203,57	1,0799	1,7743
25,00	10,018	0,8818	0,02385	228,51	426,32	197,81	1,1066	1,7701
30,00	11,557	0,8986	0,02053	236,80	428,43	191,62	1,1337	1,7658
35,00	13,270	0,9165	0,01771	245,36	430,33	184,96	1,1611	1,7613
40,00	15,171	0,9358	0,01530	254,23	431,98	177,76	1,1889	1,7566
45,00	17,275	0,9568	0,01322	263,44	433,36	169,92	1,2174	1,7515
50,00	19,597	0,9798	0,01142	273,07	434,40	161,34	1,2466	1,7458
55,00	22,153	1,0054	0,00985	283,18	435,04	151,86	1,2767	1,7395
60,00	24,959	1,0343	0,00847	293,88	435,17	141,29	1,3080	1,7321
65,00	28,035	1,0680	0,00725	305,33	434,66	129,33	1,3409	1,7234
70,00	31,400	1,1087	0,00617	317,77	433,29	115,52	1,3761	1,7128
75,00	35,074	1,1610	0,00518	331,64	430,73	99,09	1,4147	1,6994
80,00	39,080	1,2375	0,00428	347,84	426,33	78,49	1,4592	1,6814
85,00	43,442	1,4020	0,00341	375,78	418,83	43,05	1,5355	1,6557
86,74	46,191	1,9000	0,00190	378,41	378,41	0,00	1,5403	1,5403

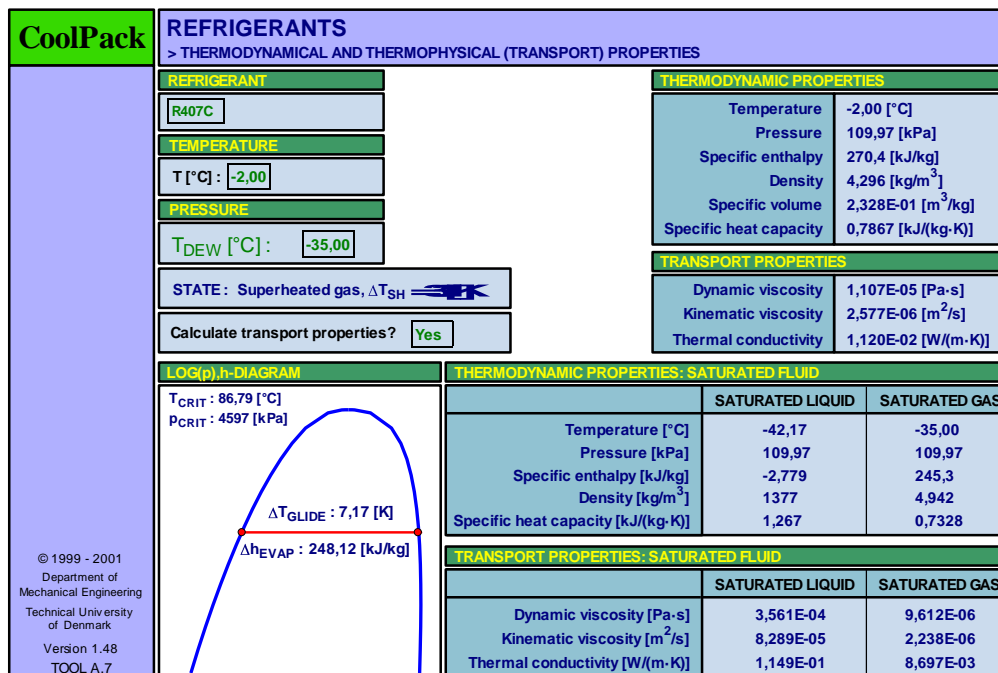


Figura 6.13 Caracteristici de transport ale freonului R407C

6.5.3 Impactul freonilor asupra mediului

Deteriorarea stratului de ozon a dus la interzicerea folosirii compuşilor cu ODP.

O alegere substitutivă eficientă sunt substanţele naturale folosite ca agenţi frigorifici: hidrocarburile, amoniacul, apa, dioxidul de carbon şi aerul.

Un freon ecologic trebuie să fie caracterizat prin: bune proprietăţi tehnologice, toxicitate, inflamabilitate, acţiune redusă asupra ozonului stratosferic, efectul de seră redus [19].

Pentru a îndeplini ultimele două condiţii freonul ecologic trebuie să fie lipsit de atomi de clor sau de brom si să absoarbă cât mai puţin radiaţia IR, pentru a nu contribui la efectul de seră. În aceste condiţii, se încadrează agentul frigorific R407C, care este unul din principalii înlocuitori ai agenţilor frigorifici domestici şi al celor utilizaţi în climatizarea autovehiculelor [19].

Rolul ozonului atmosferic are rol de protecţie a vieţii. stratul de ozon reţine radiaţiile ultraviolete care nu sunt dăunătoare. Radiaţiile UV duc la boli de piele, boli infecţioase, influenţe negative în dezvoltarea vegetaţiei [19].

Efectul de seră este un fenomen benefic, fără de care temperatura medie a Terrei ar fi fost de -18°C în loc de $+15^{\circ}\text{C}$. În ultimii ani s-a constatat o creştere semnificativă al efectului de sera prin creşterea concentraţiei unor gaze, care absorb radiaţia IR, printre care şi freonii. Examinarea cantitativă se face prin potenţialul global de încălzire al atmosferei GWP (Global Warming Potenţial). Aceiaşi freoni care au ODP mare au şi GWP mare, deci ambele efecte sunt favorizate de aceleaşi reguli de compoziţie [19].

Suplimentar acţiunii directe (scăpării în atmosferă) a freonilor asupra efectului de seră, acţiunea indirectă este mai mare decât cea directă, prin CO_2 degajat în timpul producerii energiei necesare acţionării instalaţiilor frigorifice. Coeficientul de performanţă al unui sistem frigorific este exprimat de eficienţa termo-frigorifică a acestuia, esenţială în studiul efectelor directe şi indirecte [19].

Acestea fiind spuse, concluzionăm faptul ca scăderea concentraţiei în stratul de ozon stratosferic şi accentuarea efectului de seră corelate cu cercetările experimentale a demonstrat că utilizarea necontrolată a freonilor poate constitui o cauză potenţială. De aceea, factorii responsabili au decis diminuarea producţiei de freoni, testaţi ca distructivi, şi accentuarea cercetării în vederea fabricării de freoni ecologici, ca, de exemplu, R407C şi R600a [20].

Impactul asupra încălzirii globale şi al echipamentelor frigorifice este acum considerat şi reflectat prin conceptele: TEWI (Total Equivalent Warming Impact) sau LCCP (Life Cycle Climate Performance) ceea ce a reînnoit interesul asupra eficienţei energetice.

6.5.4 Studiul ciclului frigorific cu ajutorul softului CoolPack

Programul CoolPack s-a dezvoltat în anul 1998 iar obiectivul acestui proiect a fost să dezvolte modele de simulare pentru optimizarea consumului de energie a sistemelor de refrigerare.

În funcţionarea reală a instalaţiilor frigorifice, condiţiile de lucru sunt diferite de cele ideale şi teoretice, studiate cu ocazia definirii ciclurilor frigorifice fundamentale [18].

Câteva dintre condiţiile reale de funcţionare a instalaţiilor frigorifice, care influenţează parametrii de performanţă ai ciclurilor frigorifice sunt :

- prezenţa supraîncălzirii în evaporator şi a subrăcirii în condensator;

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ** 72

- apariția pătrunderilor de căldură pe conductele de aspirație;
- existența pierderilor de presiune;
- existența schimbului de căldură în instalațiile cu agent frigorific;
- comprimarea vaporilor în condiții neadiabactice;
- răcirea compresorului

Descrierea unui ciclu într-o treaptă de comprimare, iar schema de principiu a instalației care realizează acest ciclu va fi reprezentată pe diagrama $\log(p)$ - h .

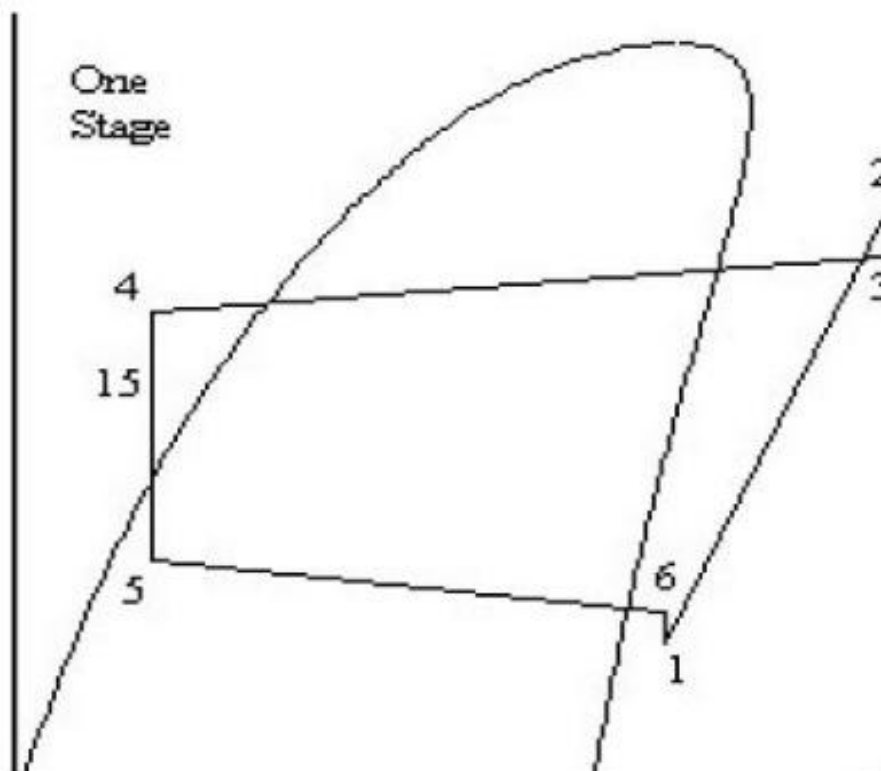


Figura 6.14 Diagrama de presiune-entalpie prin puncte

Segmentul 1-2, reprezintă comprimarea făcută de compresor pentru a prelua freonul vaporizat R407C, de la presiunea p_1 (presiunea pe aspirație) la presiunea p_3 (presiunea pe refulare).

Segmentul 2-3, reprezintă cantitatea de căldură (pentru kg de agent frigorific), gazul supraîncălzit trebuie să cedeze temperatură pentru a reveni la starea lichidă.

Segmentul 3-4, reprezintă cantitatea de căldură cedată pentru a reveni la starea lichidă.

Segmentul 4-5, reprezintă destinderea freonului în ventilul de expansiune, de la presiunea de condensare (2 bar) la presiunea de vaporizare (22 bar).

Pe segmentul 5-6, lichidul absoarbe căldură și se transformă din nou în vapori.

73 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

Segmentul 6-1 reprezintă supraîncălzirea vaporilor de la ieșirea din evaporator până la compresor.

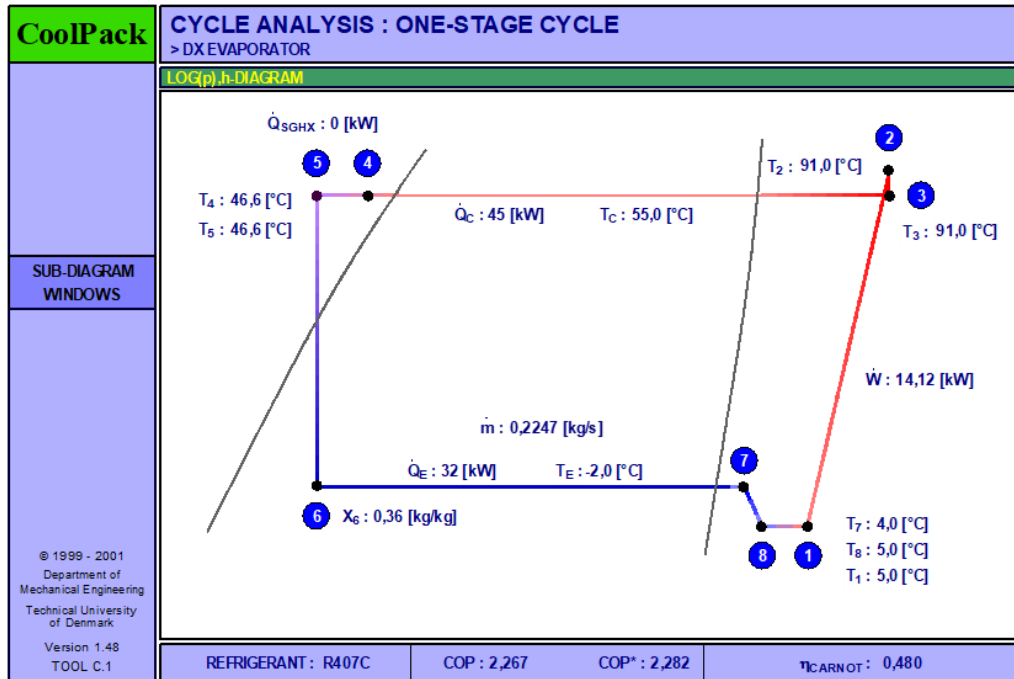


Figura 6.15 Reprezentarea proceselor de lucru în diagrama log(p)

Date de intrare cu caracter obligatoriu :

- puterea frigorifică pe care o are instalația;
- agentul frigorific;
- temperatura de vaporizare și condensare și sunt notate în programul CoolPack cu T_E și T_C .

Puterea frigorifică se găsește în program la fereastra "CYCLE CAPACITY"-puterea frigorifică a ciclului.

\dot{Q}_E – puterea frigorifică [kW];

\dot{m} – debitul masic [kg/s];

\dot{V}_S – debitul volumic aspirat [m³/h].

Agentul frigorific se găsește în fereastra "REFRIGERANT", unde se numără numeroși agenți ecologici.

Valorile de joasă și înaltă presiune, temperaturile și debitele volumetrice sunt condiționate de valorile temperaturii apei din condensator în timpul încercării.

Subrăcirea este diferența dintre temperatura de condensare (T_C) și temperatura lichidului la ieșire din condensator (T_4). În programul CoolPack subrăcirea este notată cu ΔT_{sc} iar valoarea subrăcirii fiind de 4...7 °C, având relația:

$$\Delta T_{sc} = T_c - T_4 \quad (6.12)$$

**STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI
DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ 74**

După ce se cunoaște valoarea subrăcirii se realizează valoarea temperaturii la ieșire din condensator:

$$T_4 = T_c - \Delta T_{SC} \quad (6.13)$$

Cu cât subrăcirea este mai accentuată, cu atât se reduce debitul masic de agent frigorific pentru aceeași putere frigorifică și simultan crește puterea frigorifică a instalației.

Supraîncălzirea este diferența dintre temperatura vaporilor la ieșire din vaporizator și temperatura de vaporizare, notate în programul CoolPack cu T_E și supraîncălzirea cu ΔT_{SH} .

Valoarea normală a supraîncălzirii fiind în intervalul 5...8°C.

Relația supraîncălzirii este:

$$\Delta T_{SH} = T_7 - T_E \quad (6.14)$$

Iar după ce se cunoaște valoarea supraîncălzirii se poate afla valoarea temperaturii la ieșire din evaporator:

$$T_7 = T_E + \Delta T_{SH} \quad (6.15)$$

Partea pozitivă a supraîncălzirii este că înlătură loviturile de berbec din interiorul cilindrului compresorului. Iar partea negativă este că dacă supraîncălzirea este mai accentuată, cu atât este mai ridicată temperatura de aspirație, iar dacă temperatura compresorului este ridicată atunci vâscozitatea uleiului scade, atunci lubrifierea este mai puțin eficientă. Efectele asupra debitului masic sunt reduse.

Procesul termodinamic din conducta de aspirație are loc în porțiunea 7-8 din schema instalației.

Pentru conducta de aspirației se calculează întotdeauna mărimile din fereastra

“SUCCION LINE”:

- \dot{Q}_{SL} - sarcina termică a conductei de aspirație [W];
- T_{OUT} - temperatura de ieșire din conducta de aspirație [°C];
- $\Delta T_{SH,SL}$ - gradul de supraîncălzire pe conducta de aspirație [K].

De regulă în programul CoolPack temperaturile se introduc și se calculează în °C, iar diferențele de temperatură în K.

Din cauza frecărilor dintre agentul frigorific și pereții conductei apar pierderi de presiune. În programul CoolPack pot fi transmise valorile de căderilor de presiune și refulare, deoarece acestea afectează valoarea raportului de comprimare al compresorului. Conductele de aspirație se regăsesc în program pe direcția 7-8 iar în cazul refulării pe direcția 2-3 din schema instalației.

În programul CoolPack pierderile de presiune se regăsesc pe conductele de aspirație și refulare care sunt asimilate în program pe segmentul 7-8 și 2-3 din schema instalației frigorifice ,cele doua timpuri de pierderi includ și laminările produse în supapele de aspirație și refulare.

Aceste pierderi afectează valoarea raportului de comprimare, care este cel mai important parametru de funcționare a compresorului.

Notațiile pierderilor de presiune sunt :

- Δp_{SL} [bar] -pierderile de presiune la aspirație;

75 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

- Δp_{DL} [bar] -pierderile de presiune la refulare.

Considerăm că se realizează o comprimare adiabatică, ($s=\text{constant}$) și există unele elemente care îndepărtează comprimarea de funcționarea ideală și măresc lucrul mecanic și puterea pentru a realiza comprimarea, ele sunt:

- răcirea vaporilor de către pereții cilindrului în timpul procesului de refulare;
- încălzirea vaporilor de către pereții cilindrului în timpul procesului de aspirație;
- frecările dintre agentul frigorific și cilindru.

Sunt două opțiuni care pot fi selectate în fereastra programului, randamentul izentropic al comprimării și valoarea puterii totale consumate de compresor, exprimată în kW.

În programul CoolPack efectul reducerii entalpiei și a temperaturii T_2 se regăsește în trei moduri:

- f_Q este factorul de răcire și este exprimat în procente. Pentru compresoarele ermetice pot avea valori de până la 75% , pentru cele semiermetice 10...25%, pentru compresoare deschise valori între 5...15% și cele cu șurub valori peste 75%;
- Q_{LOSS} [kW] este căldura cedată;
- T_2 [°C] este temperatura vaporilor refuțați de compresor.

În program se regăsește și coeficientul de debit η_{VOL} care este raportul dintre debitul volumic aspirat în cilindru și debitul volumic descris de pistoane.

Sunt enumerate câteva elemente ca să se diminueze debitul aspirat de compresor:

- laminarea vaporilor în supapa de aspirație;
- încălzirea vaporilor în timpul procesului de aspirație;
- existența spațiului mort.

Dacă valoarea coeficientului de debit este redusă atunci și performanța instalației frigorifice este în scădere. În fereastra unde se găsește eficiența volumetrică se regăsește și debitul volumic aspirat \dot{V}_s și debitul volumic descris de pistoane și care este notat cu \dot{V}_D .

Alte informații care se regăsesc în CoolPack:

- $T_{2,IS}$ - temperatura de refulare în condiții adiabatic exprimată în [°C];
- $T_{2,W}$ - temperatura de refulare în condiții reale exprimată în [°C];
- $\frac{p_2}{p_1}$ – raportul de comprimare.

Măsurătorile s-au realizat pentru un interval de timp de zece ore și s-au măsurat următoarele mărimi:

- temperatura de vaporizare = -2 [°C]
- temperatura de condensare = 55 [°C]
- energia electrică la bornele pompei de căldură = 100 kWh
Agentul frigorific utilizat a fost freon R407C.

STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ 76

Cu aceste măsurători s-a obținut ciclul frigorific în diagrama presiune-entalpie a freonul R407C.

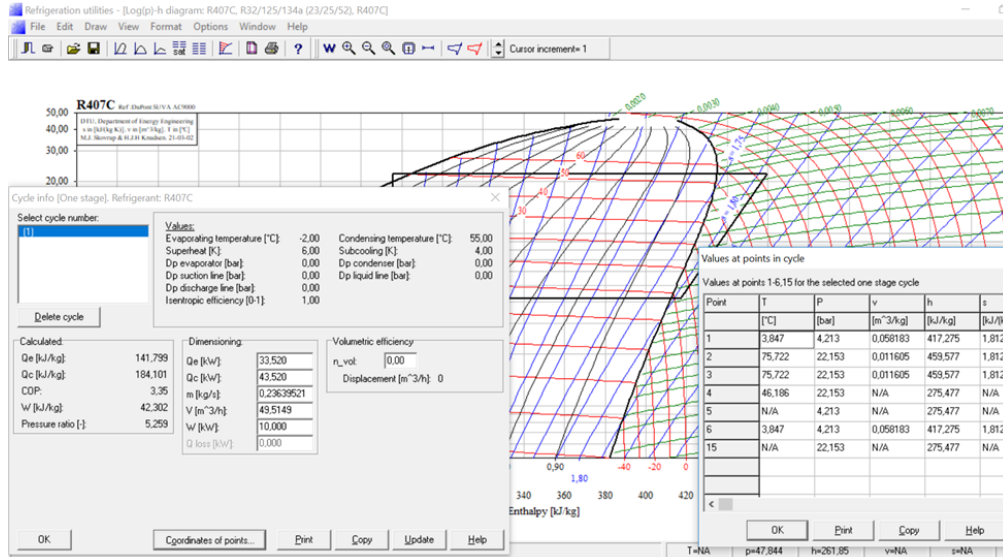


Figura 6.16 Ciclul frigorific în diagrama presiune-entalpie R407C

Cu ajutorul diagramei de mai sus am obținut valorile punctelor ciclului frigorific:

Tabelul.6.16 Valorile parametrilor punctelor ciclului frigorific pentru R407C

STATE POINTS					Additional information
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m³]	
1	5,0	417,5	271,3	16,9	Pressure ratio (p_2 / p_1) : 5,407 $T_{2,1S}$: 53,2 [°C] $T_{2,1S}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression $T_{2,W}$: 52,4 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression
2	91,0	2257,2	327,8	78,8	
3	91,0	2229,5	328,1	77,6	
4	46,6	2229,5	127,9	1039,6	
5	46,6	2229,5	127,9	1039,6	
6	-6,2	424,9	127,9	-----	
7	4,0	424,9	270,3	17,3	
8	5,0	417,5	271,3	16,9	
		COP :2,267		COP* :2,282	

77 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

CYCLE SPECIFICATION									
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT			
T_E [°C]:	-2,0	ΔT_{SH} [K]:	6	ΔP_{SL} [K]:	0,5	No SGHX	0,00	R407C	
T_C [°C]:	55,0	ΔT_{SC} [K]:	4	ΔP_{DL} [K]:	0,5				
CYCLE CAPACITY									
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	32	\dot{Q}_E [kW]	32	\dot{Q}_C [kW]	45	\dot{m} [kg/s]	0,2247	\dot{V}_S [m ³ /h]	47,98
COMPRESSOR PERFORMANCE									
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,7	η_{IS} [0,700 [-]		\dot{W} [kW]	14,12				
COMPRESSOR HEAT LOSS									
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q [10,0 [%]		T_2 [°C]	91,0	\dot{Q}_{LOSS} [kW]	1,412		
SUCTION LINE									
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0	\dot{Q}_{SL} [W]	214	T_8 [°C]	5,0	$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	1,0		

Figura 6.17 Interfața „Cycle specification”

Calculul s-a efectuat în modulul „Cycle analysis” și sau introdus următoarele date de intrare:

- Agentul frigorific R407C
- Temperatura de condensare 55[°C] și temperatura de vaporizare - 2,00[°C];
- Subrăcirea 4[°C] și supraîncălzirea 6[°C];
- Puterea frigorifică 10 kW.

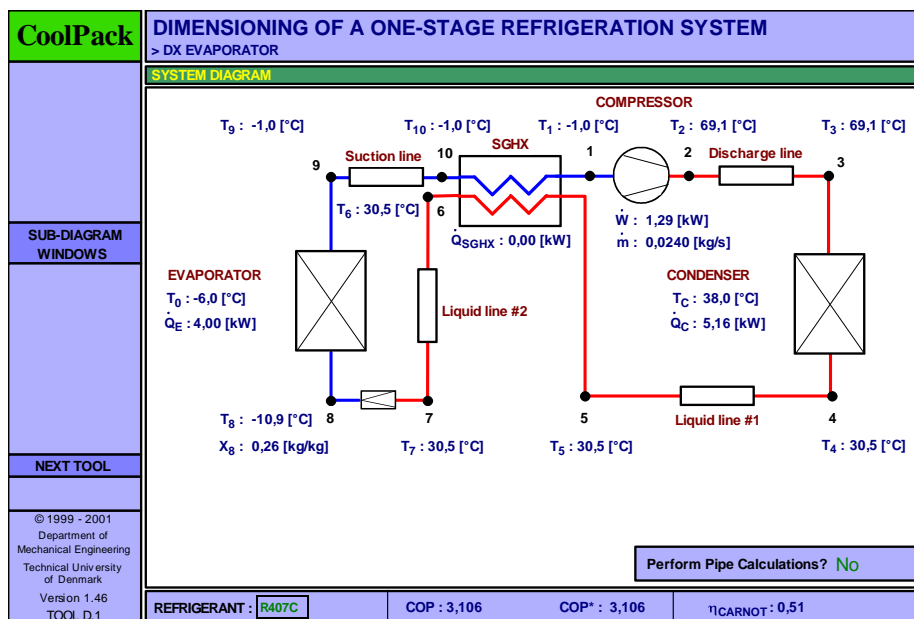


Figura 6.18 Interfața „Cycle analysis”

În programul CoolPack s-a studiat ciclul frigorific al pompei de căldură și s-a făcut o scurtă descriere a agenților frigorifici de lucru

Pentru estimarea mărimilor agenților frigorifici de lucru s-au utilizat diagrame termodinamice, care au permis studiul ciclurilor termodinamice ale instalațiilor frigorifice sau pompelor de căldură.

Ciclul a fost studiat în diagrama agentului de lucru pentru datele măsurate pe instalația cu pompe de căldură.

Coeficientul de performanță termică obținut în urma simulării cu programul CoolPack este diferit față de cel determinat experimental pe instalația în funcțiune. Diferența poate fi explicată prin pierderile ireversibile care apar în instalația reală.

Simulările cu ajutorul programului CoolPack pot fi folosite pe viitor pentru optimizarea parametrilor de funcționare ai instalațiilor cu pompă de căldură.

6.6 Consumuri energetice unitare anuale ale unui sistem acvacol recirculant de creștere a peștilor

În general energia necesară funcționării unui sistem acvacol recirculant de creștere a peștilor este de două categorii: *Energie electrică* necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice și *Energie calorică* necesară pentru încălzirea/răcirea apei din sistem și a halei.

Energia electrică este necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice cum sunt unele tipuri de filtre mecanice, pompele de aerare și instalațiile de sterilizare cu UV

Consumul de energie electrică pentru 1 m³ de apă al acestor echipamente variază în limite largi în funcție de tip, de modul de utilizare, cantitatea și calitatea furajului administrat materialului piscicol (specia de pește crescută în sistemul acvacol recirculant) precum și de gradul de utilizare al acestuia, densitatea de populare dar și de alți factori.

Grupul de pompare are rolul de a asigura circulația apei în sistem. Consumul de energie depinde de tipul pompei, randament, înălțimea de pompare și rezistența hidraulică a sistemului. Pentru vehicularea unui m³ de apă la o înălțime de pompare de un metru coloană de apă se consumă în general 4,6 – 6 Wh/m³ energie electrică.

Filtrele mecanice radiale, rotative, tip „tobă”, cele mai des utilizate pentru filtrarea mecanică în sistemele acvacole recirculante, utilizează energie pentru realizarea mișcării de rotație a tamburului și pentru acționarea pompei de spălare a materialului filtrant.

Consumul de energie unitar depinde de dimensiunea orificiilor materialului filtrant și de intensitatea spălării acestuia, situându-se în intervalul 3,7 – 4,5 Wh/m³.

Rolul pompelor de aerare este de a introduce aer în apa din sistemul acvacol recirculant pentru a măări concentrația de oxigen din apă. Cantitatea de oxigen de care au nevoie peștii depinde în principal de specie, vârstă și densitatea de populare, precum de alți factori cum ar fi temperatura și pH-ul apei, concentrația de amoniu, nitriți și nitrați, etc. Consumul energetic mediu pentru procesul de aerare este de 3-6Wh/m³.

Dezinfecția cu raze ultraviolete este capacitatea de penetrare a luminii UV pentru a distruge toate formele de bacterii, viruși cât și alte organisme mici prezente în apa de cultură.

Pentru obținerea unei capacități maxime de dezinfecție cu raze UV se ia în considerare un consum energetic de aproximativ 5 Wh/m³

79 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

Tabelul 6.6.1 Valorile consumului unitar de energie electrica pentru vehicularea si tratarea apei din sistemul acvacol recirculant

Echipament	Valoare consum unitar Wh/mc apă	Observații
Pompe de recirculare	4,6 – 6 (media 5,3)	Pentru h = 1m
Filtrele mecanice (tobă)	3,7 – 4,5 (media 4,1)	Pentru găuri D = 0,07mm
Pompele de aerare	2 – 6 (media 4)	Funcționare continuă
Sterilizare cu UV	5	

Sistemul acvacol recirculant de creștere a pestilor pe care s-au executat cercetările experimentale are un volum total de apă de 70 m³ și durata medie de rezidență hidraulică 30 minute (două recirculări/oră).

Volumul total de apă vehiculată în sistem este:

$$Q_t = 2 \cdot V_t + Q_A \quad (6.16)$$

unde: V_t este volumul total de apă conținută în sistem

Q_A este volumul apei de adaos, care la o spălare judicioasă a filtrului reprezintă cca. 10% din V_t

$$Q_t = 2 \cdot 70 + \frac{10}{100} \cdot 70 = 147 \text{ mc/h}$$

Diferența de nivel dintre aspirația pompelor și gura de umplere a rezervorului tampon este 6 m. Înălțimea de pompare, luând în calcul și rezistențele hidraulice ale rețelei este de 7 mca.

Consumul anual de energie al diferitelor echipamente din componența sistemului acvacol recirculant este:

Energia consumată de pompele de recirculare, cu un consum unitar 5,3 Wh/mc apă, E_p :

$$E_p = 5,3 \cdot 147 \cdot 7 \cdot 24 \cdot 365 = 47,775 \text{ kWh}$$

Energia consumată de filtrul mecanic, cu un consum unitar 4,1 Wh/mc apă, E_{FM} :

$$E_{FM} = 4,1 \cdot 147 \cdot 24 \cdot 365 = 5.280 \text{ kWh}$$

Energia consumată pentru aerare, cu un consum unitar 4 Wh/mc apă, E_A :

$$E_A = 4 \cdot 147 \cdot 24 \cdot 365 = 5.150 \text{ kWh}$$

Energia consumată pentru dezinfecție cu raze UV, cu un consum unitar 5 Wh/mc apă, E_{UV} :

$$E_{UV} = 5 \cdot 147 \cdot 24 \cdot 365 = 6.438 \text{ kWh}$$

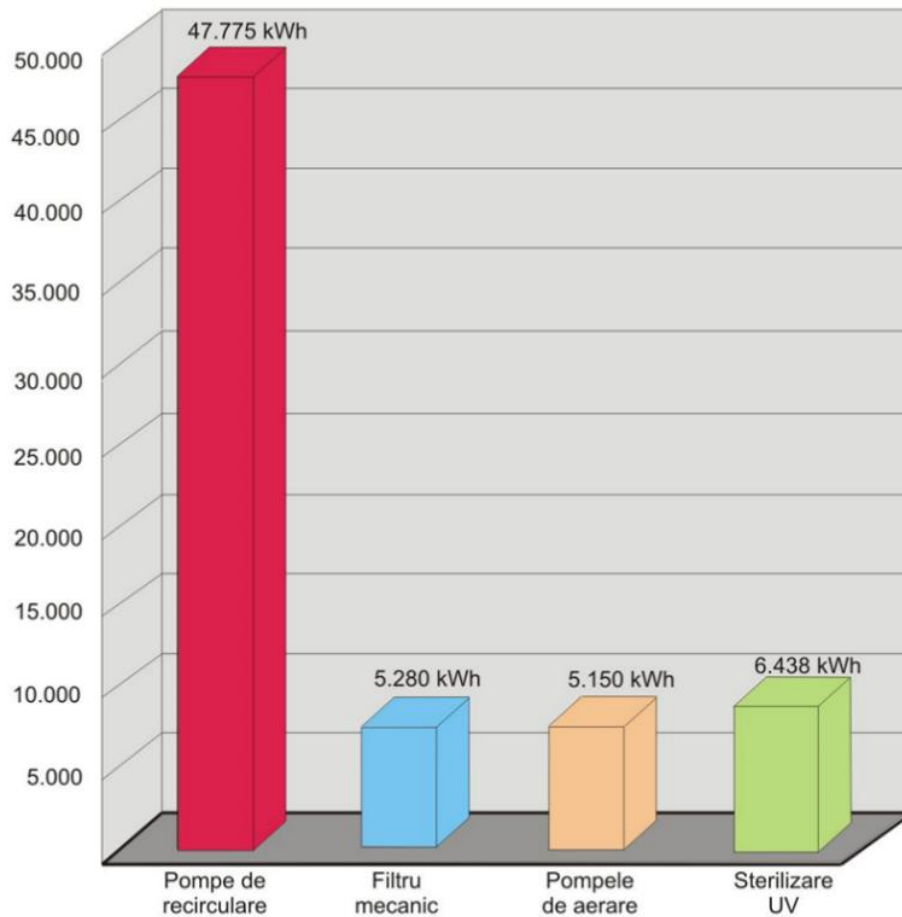


Figura 6.19 Grafic al consumului anual de energie electrica pentru tratarea si vehicularea apei dintr-un sistem acvacol recirculant

Energia calorică necesară pentru încălzirea apei din sistem și a halei

Energia calorică consumată pentru încălzirea apei din sistem E_{IA}

$$E_{IA} = e \cdot (t_a - t_f) \cdot Q_A \cdot \tau_1 \quad (6.17)$$

unde:

$e = 1,16$ kWh, energia calorică consumată pentru creșterea cu 1°C a temperaturii unei cantități de 1 m^3 de apă.

$t_a = 20^\circ\text{C}$, temperatura apei din bazinele de creștere

$t_f = 12^\circ\text{C}$, temperatura apei din foraj

$Q_A = 15 \text{ m}^3/24\text{h}$, cantitatea de apă de adaos

81 STUDIUL EXPERIMENTAL AL INSTALAȚIEI DE ÎNCĂLZIRE/RĂCIRE A APEI DINTR-UN SISTEM ACVACOL RECIRCULANT CU POMPĂ DE CĂLDURĂ

$\tau_1 = \text{cca.180 zile}$, numărul de zile dintr-un an în care apa de adaos trebuie încălzită

$$E_{IA} = 25.056 \text{ kW h}$$

Energia calorică consumată pentru încălzirea halei E_{IH}

$$E_{IH} = c \cdot S \cdot \tau_2 \tag{6.18}$$

unde: $c = 40 \text{ kW/m}^2$, necesarul de energie calorică pentru încălzirea unui spațiu bine izolat, conform DIN 4701[63] (pentru o înălțime standard de 3 m)

$S = 589 \text{ m}^2$, suprafața halei în care se află amplasat sistemul acvacol recirculant pe care s-au făcut determinările experimentale

$\tau_2 = 120 \text{ zile}$, perioada dintr-un an, în care trebuie încălzită hala

$$E_{IH} = 28.272 \text{ kW h}$$

Tabelul 6.16 Valorile consumului anual de energie electrica necesară vehiculării și tratării apei din sistemul acvacol recirculant

Echipament	Valoare consum anual kWh	Observații
Pompe de recirculare	47.775	Pentru $H = 7\text{m}$
Filtrele mecanice (tobă)	5.280	Pentru găuri $D = 0,07\text{mm}$
Pompele de aerare	5.150	
Sterilizare cu UV	6.438	
Total	64,643	

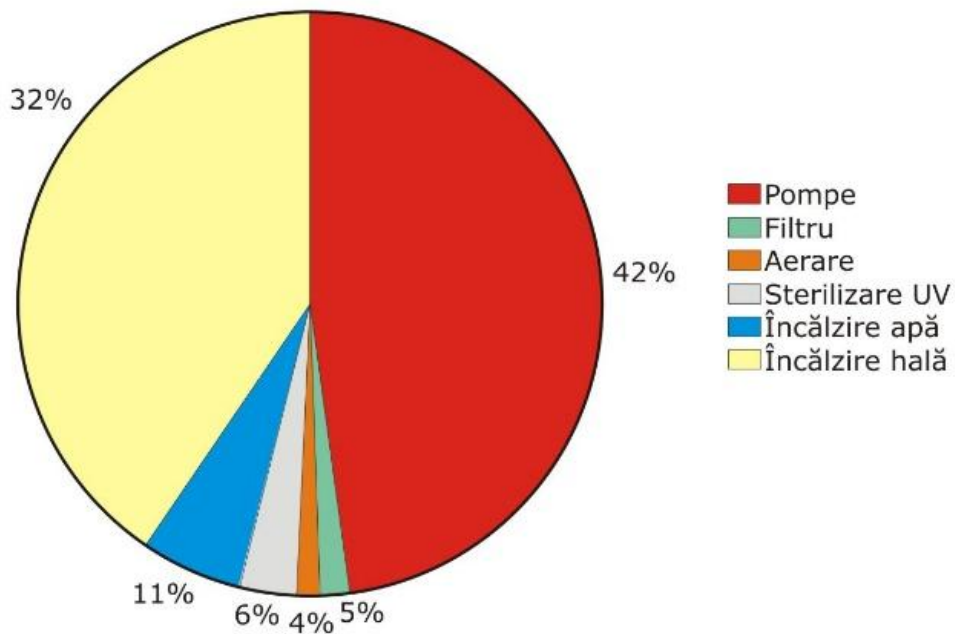


Figura 6.20 Consumul energetic anual total al unui sistem acvacol recirculant

Din diagrama din figura 13 se poate observa cum consumul anual de energie al sistemului de 117,971kWh se compune din:

- energia consumată de pompele de recirculare $E_p = 42\%$
- energia consumată de filtrul mecanic $E_{FM} = 5\%$
- energia consumată pentru aerare $E_A = 4\%$
- energia consumată pentru sterilizare cu UV $E_{UV} = 6\%$
- energia consumată pentru încălzirea apei de adaos $E_{IA} = 11\%$
- energia consumată pentru încălzirea halei $E_{IH} = 32\%$

Sistemele acvacole recirculante au o tehnologie energofagă, energia consumată de întregul sistem acvacol recirculant este de două feluri și anume energie electrică necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice și energie calorică necesară pentru încălzirea și răcirea apei din sistem și a halei în care este amplasat acesta. Procentul cel mai însemnat din consumul energetic total al unui sistem acvacol recirculant (circa.42%) o reprezintă energia consumată pentru vehicularea apei în sistem. Acest consum poate fi micșorat prin proiectarea unor sisteme acvacole recirculante care să necesite o înălțime de pompare cât mai mică și prin evitarea unor pompări inutile ale apei dar și prin proiectarea judicioasă a rețelelor hidraulice. Costurile legate de energia termică (E_{IA} și E_{IH}) constituie și ea o pondere însemnată din consumul energetic total, aproximativ 32%.

Reducerea acestor consumuri se poate realiza prin diminuarea pierderilor de căldură prin izolarea cât mai eficientă a construcțiilor și a rețelelor de apă exterioare (dacă este cazul).

O modalitate eficientă din punct de vedere energetic de reducere consumului de energie termică este utilizarea unor surse de energie alternativă, cum ar fi de exemplu pompele de căldură, care folosesc energia mediului pentru a produce energie calorică.

7. Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvacol recirculant

Proiectarea unei rețele termice este din ce în ce mai importantă în dezvoltarea diferitelor aplicații statice sau mobile. Proiectarea și testarea exclusivă pe standuri de testare sau la locul rețelei termice este o activitate care consumă foarte mult timp și este și foarte costisitoare în același timp, de multe ori fiind aproape imposibil de realizat. Așadar este nevoie de instrumente care să poată simula analitic performanțele rețelelor termice în condițiile reale de funcționare și care să dea în același timp încredere în rezultatele obținute [65].

Softul Kuli este un astfel de instrument. Deși a fost inițial conceput să deservească în principal industria auto, poate fi folosit cu succes pentru orice tip de aplicație care implică rețele termice [65].

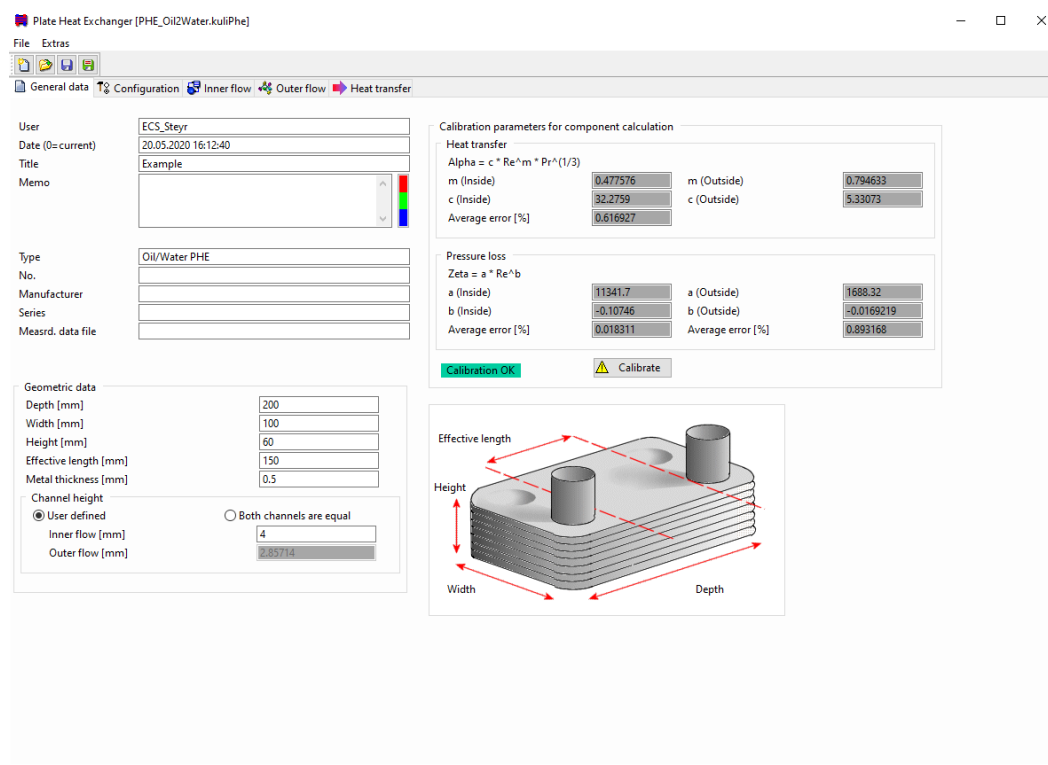


Figura 7.1 Informațiile geometrice ale unui component Kuli pentru schimbător de căldură în plăci brazate (BPHE)

Astfel, Kuli utilizează așa numitele componente pentru a simula diferitele tipuri de schimbătoare de căldură, ventilatoare, pompe, compresoare etc,

Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant** 84

integrându-le în rețele termice complexe. Aceste rețele termice complexe simulează situațiile reale din funcționarea diferitelor aplicații. Aceste sisteme pot simula condiții de funcționare (debite, temperaturi, presiuni, turații, etc) independente de datele experimentale utilizate în crearea componentelor. De asemenea sistemul permite și extrapolări dimensionale, astfel încât se elimină nevoia de a proiecta, executa și testa orice altă soluție nouă în vederea evaluării performanțelor hidraulice și termice ale acesteia.

Pentru setarea unui experiment nou prima etapă este cea a definirii componentelor. Componentele se aleg în funcție de tipul de fluid cald pe care vrem să îl răcim dar și în funcție de tipul de soluție constructivă aleasă.

Kuli are integrate majoritatea soluțiilor constructive folosite în industrie astfel oferindu-i și o mare versatilitate. Deci se pot defini radiatoare, răcitoare de ulei, răcitoare de aer de supraalimentare sau aer comprimat, condensatoare, vaporizatoare. Acestea pot fi răcite cu aer ambiental sau dacă nu se pot defini și schimbătoare de căldură lichid – lichid (apă răcită cu apă)

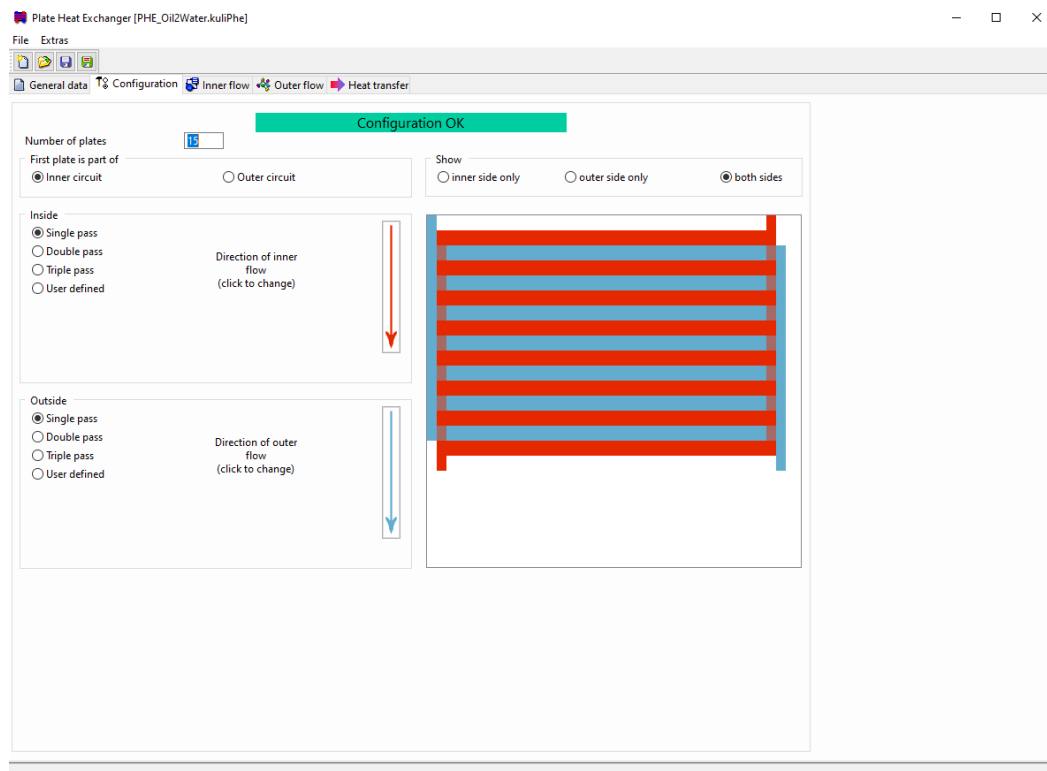


Figura 7.2 Setarea tipului de curgere

Spre exemplu dacă se ia un schimbător de căldură apă – apă trebuie să fie definiți parametrii geometrici și configurația curgerii, căderile de presiune pe partea de fluid cald, căderile de presiune pe partea de fluid rece și fluxul termic realizat.

De regulă se pleacă de la schimbătoare de căldură cunoscute, în sensul că se cunosc performanțele acestora.

După cum se poate observa și din figura 08 aici se pot defini lungimea, lățimea, lungimea efectivă de curgere și grosimea foliei de metal.

85 Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant

Tot la etapa de setare a dimensiunilor este nevoie și de definirea tipului curgerii. La acest tip de schimbătoare de căldură aceasta poate fi echicurent sau contracurent și se mai definește și poziția racorzilor de intrare pentru fiecare fluid. Tot aici se definește și numărul de treceri, acest lucru se poate vedea în figura 09.

Pasul următor a fost introducerea datelor pentru partea de fluid cald. În figura 10. se poate vedea că este necesară introducerea tipului de fluid, a presiunii la care au fost determinate datele și datele de cădere de presiune în funcție de debitul de fluid și temperaturile de intrare și ieșire.

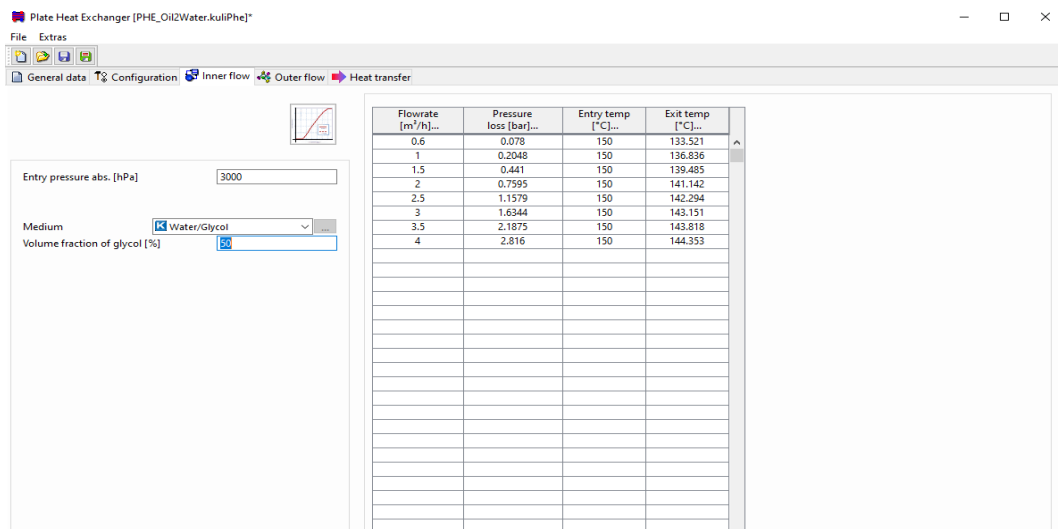


Figura 7.3 Setarea parametrilor pentru fluidul cald

Același mod de lucru a fost aplicat și pentru fluidul rece figura 11

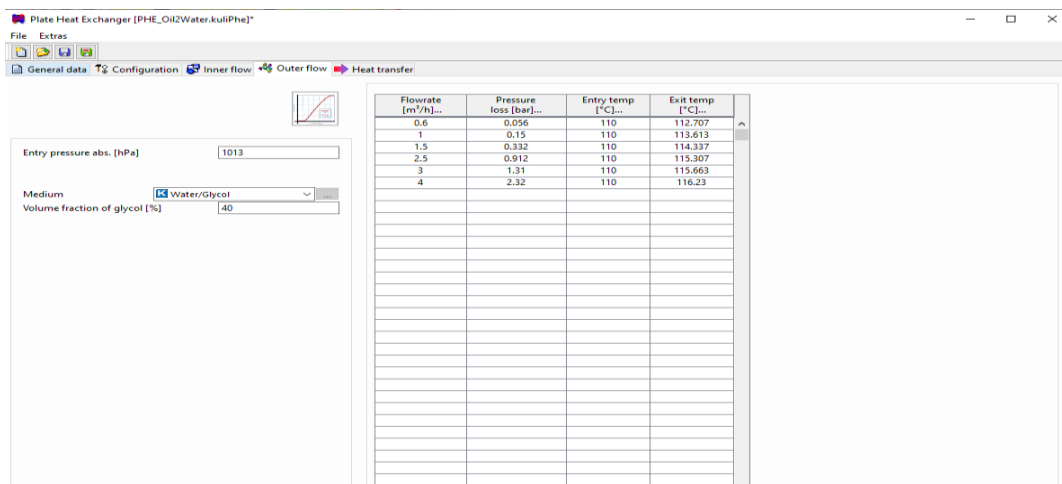


Figura 7.4 Setarea parametrilor pentru fluidul rece

În final au fost introduse datele schimbului termic figura 12.

Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant 86

Aici este nevoie de corespondența debitelor de fluid rece și fluid cald, fluxul termic și temperaturile de intrare ale fluidelor. Fluxul termic poate fi determinat automat în funcție de temperaturile de intrare și ieșire ale unui sau altui fluid.

Inner flow rate [m³/h]...	Outer flow rate [m³/h]...	Exchanged heat (abs) [kW]...	Inner entry temperature [°C]...	Outer entry temperature [°C]...	Inner exit temperature [°C]...
0.6	0.6	7.79176	150	110	137.117
0.6	2	9.93628	150	110	133.563
0.6	3	10.3675	150	110	132.848
1.5	0.6	11.0011	150	110	142.73
1.5	2	16.0447	150	110	139.392
1.5	3	17.2497	150	110	138.594
2.5	0.6	12.5864	150	110	145.011
2.5	2	19.7359	150	110	142.174
2.5	3	21.6149	150	110	141.428
3.5	0.6	13.5579	150	110	146.162
3.5	2	22.2756	150	110	143.692
3.5	3	24.7098	150	110	143.002
4.2	0.6	14.0535	150	110	146.685
4.2	2	23.6736	150	110	144.414
4.2	3	26.447	150	110	143.759

Figura 7.5 Setarea datelor de schimb termic

După introducerea datelor și definirea componentului s-a trecut la setarea efectivă a simulării. Aici după deschiderea unui nou sistem s-au inserat componentele create anterior. În zona de parametrii generali, după care s-a trecut la setarea datelor de intrare dorite .

ID	Width Diameter	Height [mm]	Depth [mm]	Pos x [mm]	Pos y [mm]	Pos z [mm]	Comment
- Components							
- Circuits / Air Path							
1.Water circuit	-	-	-	-	-	-	
2.Water circuit	-	-	-	-	-	-	
- Fluid component(s)							
1.Plate Heat Exchanger							

Figura 7.6 Parametrii generali

87 Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant

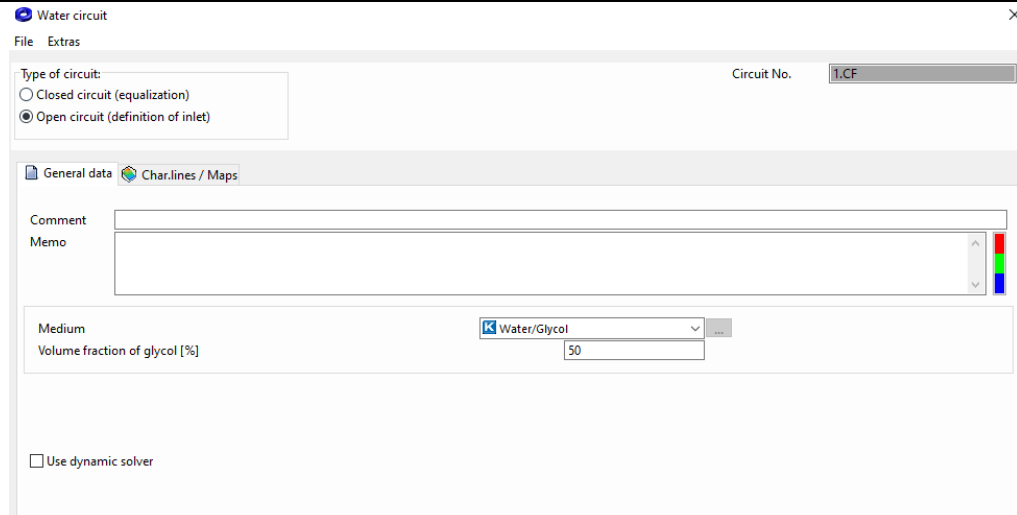


Figura 7.7 Setarea tipului de fluid

Aici s-a ales tipul fluidului (care poate fi diferit de cel definit în component) și tipul circuitului (închis sau deschis). La circuitele închise s-au setat parametrii inițiali ai fluxul termic dorit și s-a obținut temperatura de ieșire pentru acest flux, pe când la circuitul deschis s-a setat ca parametru initial temperatura de intrare și s-a obținut fluxul termic realizat.

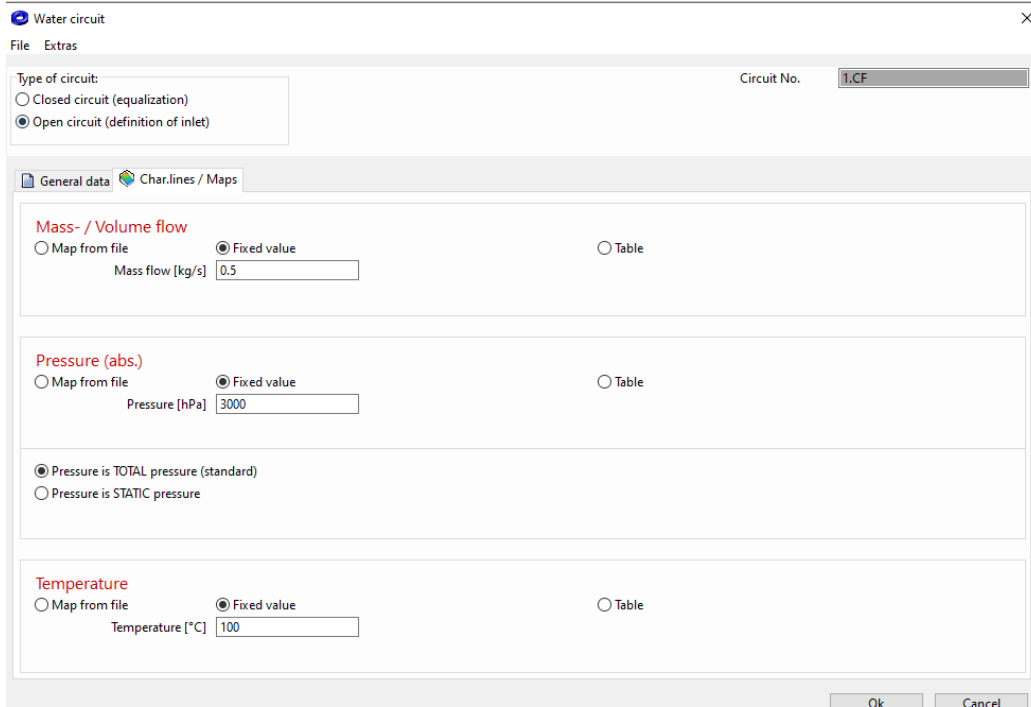


Figura 7.8 Setarea debitelor, presiunii de lucru și a temperaturii

În această etapă s-au definit debitele dorite, temperaturile de intrare sau fluxul termic dorit.

Acum având toți parametrii s-a lansat calcularea rezultatelor. Rezultatele pot fi evaluate din Kuli Lab și sunt de regulă prezentate tabelar, după cum se poate observa în figura 16.

Data source	Component	Value	Unit	1
x.hdmb	Plate Heat Exchanger 1	Filename		PHE_Oil2...
		Height	mm	60
		Width	mm	100
		Depth	mm	200
		Flow length	mm	150
		Mass flow rate IM	kg/s	0.5
		Entry Velocity IM	m/s	0.1841
		Pressure difference IM	mbar	-620.8994
		Entry temperature IM	°C	150
		Exit temperature IM	°C	141.1715
		Thermal output IM	kW	16.3674
		Pressure difference OM	mbar	-461.4853
		Entry temperature OM	°C	80
		Exit temperature OM	°C	89.0796
Thermal output OM	kW	16.3663		

Figura 7.9 Rezultatele simulării

7.1 Construirea sistemului termic al bazinelor

Realizarea rețelei termice a sistemului acvacol recirculant împreună cu pompa de căldură s-a realizat în Kuli prin introducerea unor elemente care să simuleze masa termică a apei prezente în sistemul secundar, masa apei ce se află în bazinele piscicole. Astfel utilizând schema din figura 07 s-a realizat rețeaua termică din figura 017 de mai jos:

89 Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant**

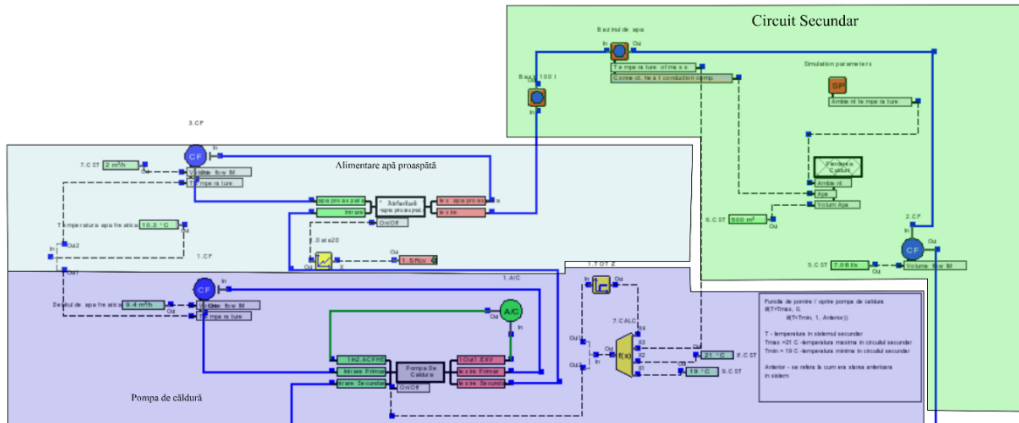


Figura 7.10 Rețeaua termică a sistemului piscicol

Această rețea termică simulează pompa de căldură și sistemul de extracție a apei freatice, sistemul circuitului secundar și sistemul de alimentare cu apă proaspătă iar în cele ce urmează s-a tratat în detaliu fiecare dintre aceste subsisteme.

7.1.1 Circuitul secundar, evidențiat în figura 017 prin culoarea verde deschis, se compune din punct de vedere termic dintr-un bazin de apă – ce reprezintă cele 9 bazine cu pești -cu un volum de 70.05 m³, denumit „Bazinul de apă” în figura 017; un rezervor tampon de 1000 l, „Bazin 1000 l” o pompă de apă denumită „2. CP” și sistemul de pierdere a căldurii prin aerul din incintă și pierderea căldurii prin pereții clădirii către aerul ambiant. Toate aceste componente sunt interconectate prin celelalte două subsisteme formând o rețea termică complexă.

Pentru a simula bazinele de pești s-a folosit un component special din softul Kuli, și anume „Point Mass”.

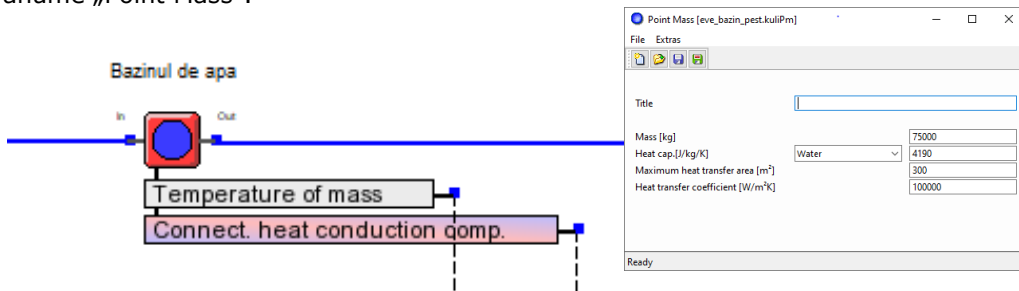


Figura 7.11 Definiția bazinului de apă cu ajutorul „Point Mass”,

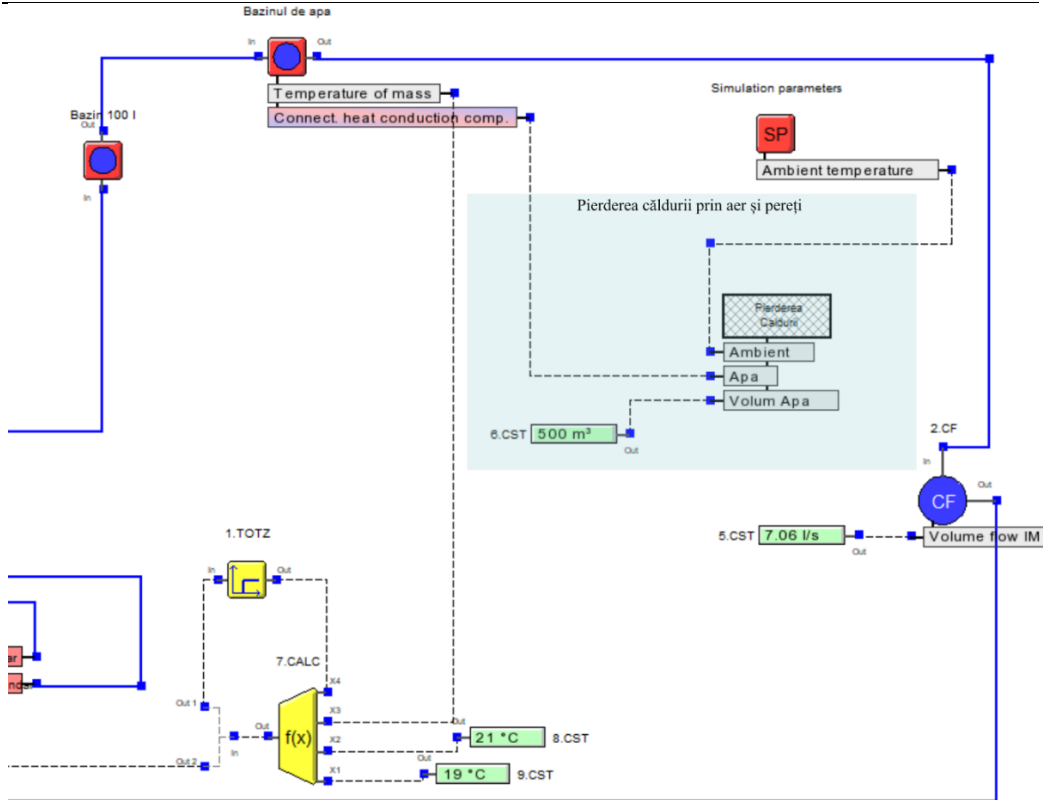


Figura 7.12 Circuitul secundar

Un component „Point Mass”(PM) se definește ca fiind o masă termică care comunică cu restul circuitului printr-un schimb termic convectiv folosind metoda logaritmică descrisă de ecuația (66):

$$\Delta T = \frac{T_{intrare} - T_{ieșire}}{\ln\left(\frac{T_{intrare} - T_{pm}}{T_{ieșire} - T_{pm}}\right)} \quad (7.1)$$

unde $T_{intrare}$, $T_{ieșire}$ sunt temperaturile apei la intrarea și ieșirea din PM, iar T_{pm} este temperatura PM-ului. Pentru definirea PM-ului sunt necesare mărimile fizice ce definesc masa totală, tipul de substanță – în cazul de față apa - suprafața de schimb termic și coeficientul de transfer volumetric – în cazul nostru acestea sunt foarte mari pentru a simula schimbul termic prin amestecare. Toate aceste informații se pot vedea în figura 018

Pierdere de căldură cu mediul ambiant a componentului s-a modelat în subcomponentul „Pierdere de căldură prin aer și pereți” printr-o conducție termică cum se vede în figura 7.11. Acest subcomponent este definit din două componente de conducție 1.HCC și 2.HCC care realizează schimbul termic între „Bazinul de apă” și ambiant prin aerul din încăpere care este modelat de un component „Point Mass” 2. PM izolat. Masa componentului 2. PM este definită ca fiind volumul setat de 500

91 Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant**

m^3 și densitatea aerului la temperatura componentului. Ultimul component important este cel denumit 4.PM care simulează aerul ambiental care are temperatura constantă

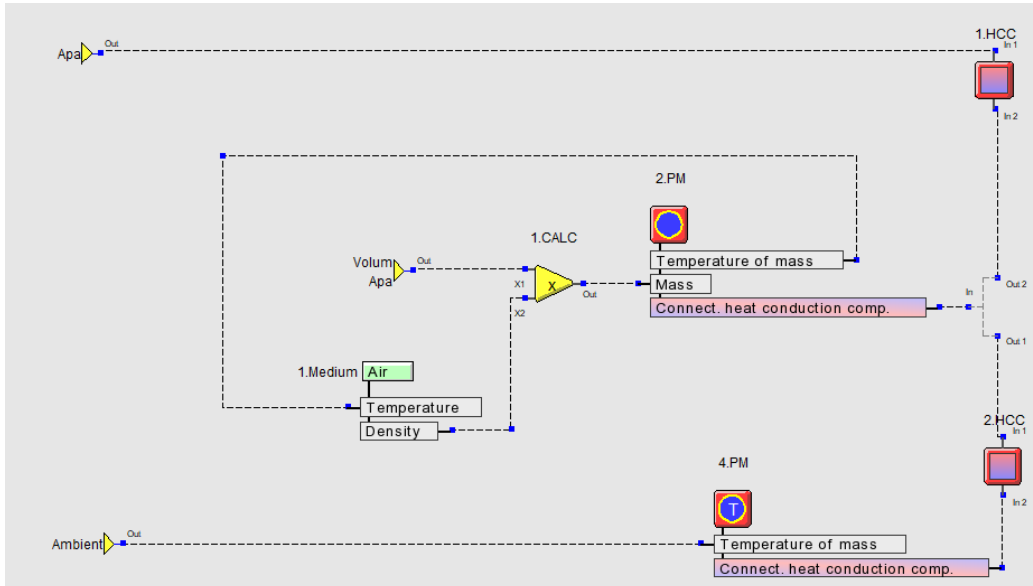


Figura 7.13 Pierderea căldurii prin aer și pereți

Componentele ce definesc conducția sunt definite în Kuli [67] prin formulele clasice.

Acest subcomponent este conectat la capătul Apă cu conducția componentului „Bazinul de apă” (vezi figura 019) și cu capătul Ambient la temperatura ambientală definită în „Simulation parameters”. Volumul de aer din interiorul clădirii este definit de constanta 6.CST din subsistemul Circuitul secundar.

7.1.2 Circuitul „Alimentare apă proaspătă” se compune din subcomponentul Alimentare apă proaspătă și circuitul ce simulează extragerea apei freatică, detaliat în figura 7.1.4

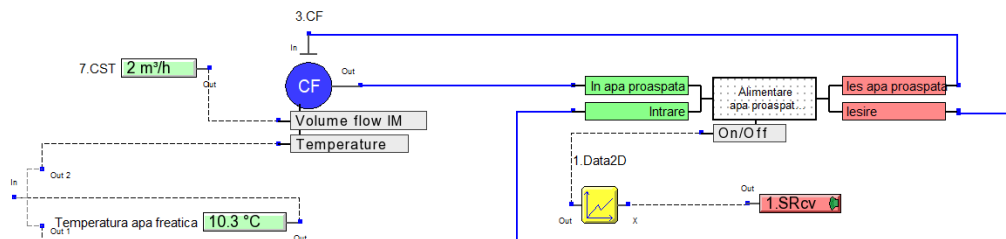


Figura 7.14 Circuitul „Alimentare apă proaspătă”

Simularea extragerii apei freatică se face prin pompa definită de componentul 3.CF care are un debit constant de $2 m^3/h$. Sistemul se pornește și se oprește în funcție de tabelul definit în 1.Data2D. Sistemul se pornește o dată la 24h,

Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant** 92

după cum se vede din figura 021, și funcționează un timp definit de cantitatea de apă ce trebuie reîmprospătată, în figura 022 este arătat exemplul de rată de reîmprospătare cu 40% apă de adaos.

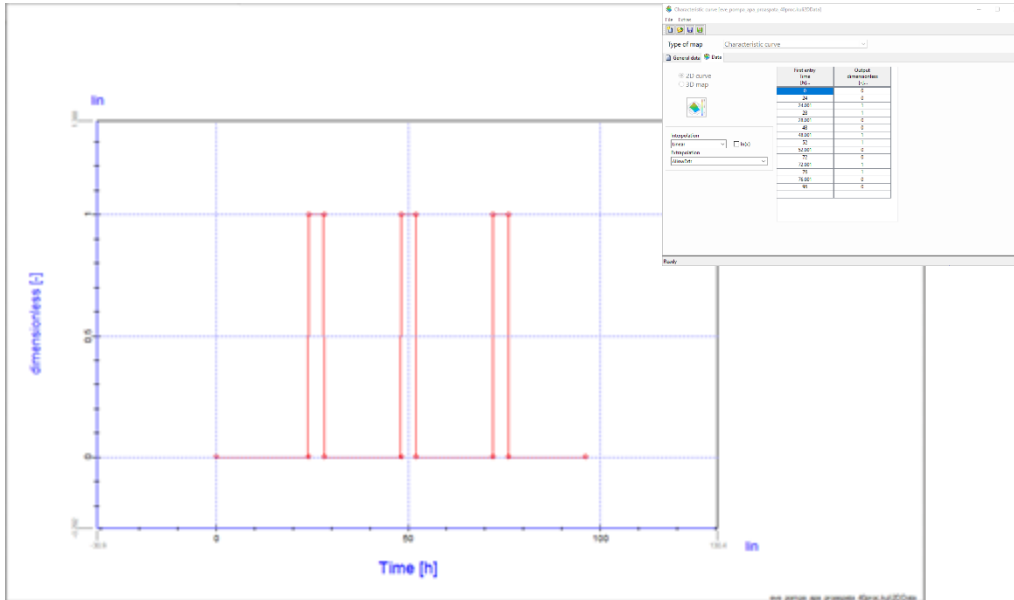
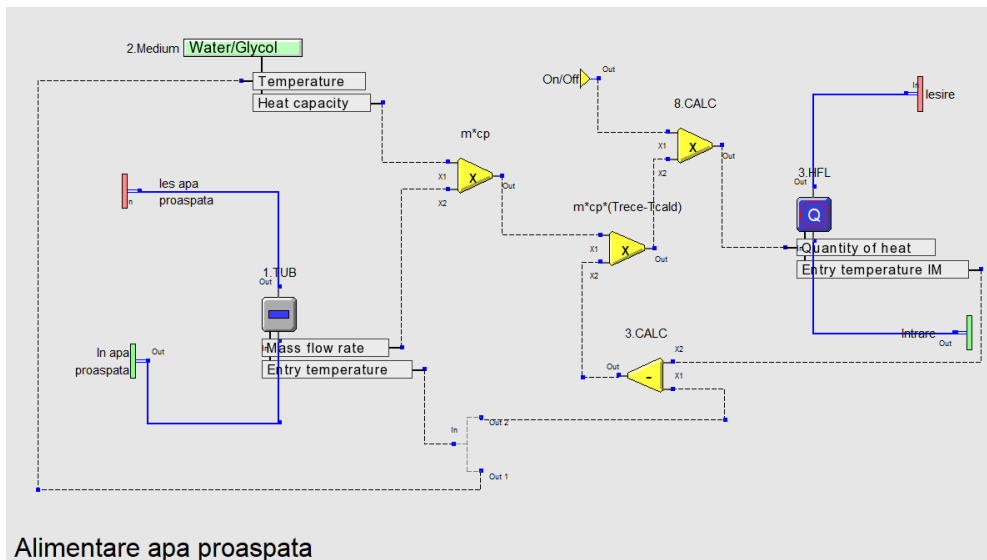


Figura 7.15 Rată de reîmprospătare cu 40% apă de adaos

Subcomponentul principal modelează procesul prin care amestecarea apei freatice reci modifică temperatura apei din sistem prin amestecare. Acest model este definit în figura 023.



Alimentare apă proaspătă

Figura 7.16 Subcomponentul Alimentare apă proaspătă

93 Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant**

Softul de simulare Kuli nu are capabilitatea de a simula schimbul termic al fluidelor prin amestecare, de aceea acesta a trebuit realizat folosind componentele existente. În figura 7.1.6 acesta este simulat printr-o țevă, 1. TUB, prin care trece apa freatică. Din acest component sunt extrase debitul „Mass flow rate” și temperatura „Entry Temperature” cu aceste două mărimi termice se poate calcula căldura ce trebuie extrasă din circuitul secundar și care este modelată printr-un component „Heat trarget” 3. HFL. În mare sistemul este simulat pornind de la ecuația de bilanț energetic din ecuația de mai jos

$$E_{st} = Q_{intrare} - Q_{ieșire} \Rightarrow M \cdot \frac{c_p dT}{d\tau} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{rece} - \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{sistem} \quad (7.2)$$

Rezolvând ecuația diferențială, am ajuns la o variație a temperaturii din sistem T_{sistem} cu timpul ce are formula:

$$T_{sistem} = T_{rece} + (T_{sistem} - T_{rece})|_{init} e^{-\frac{\dot{m}}{M}\tau} \quad (7.3)$$

Fiind interesați de căldura ce trebuie extrasă din sistem, aceasta se poate realiza prin ecuația:

$$\dot{Q}(\tau) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{rece} - T_{sistem}(\tau)) \quad (7.4)$$

Ecuația (7.4) este aplicată la momentul de timp instantaneu τ . Temperatura $T_{sistem}(\tau)$ este preluată din componentul 3.HFL.

7.1.3 Circuitul pompei de căldură, conține componente ce simulează termic sistemul dar și componente ce simulează algoritmul de funcționare a acesteia în relație cu temperatura din sistemul secundar. Acest subsistem este detaliat în figura 024, și descris în cele ce urmează.

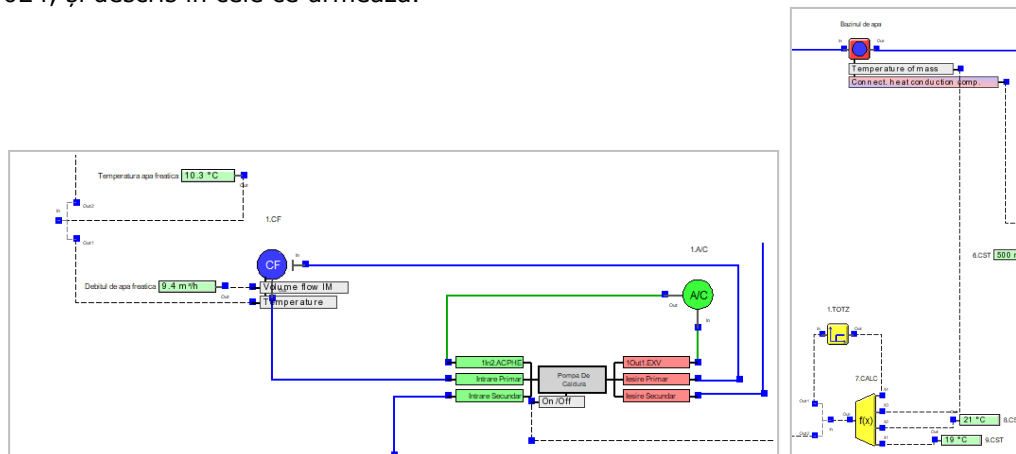


Figura 7.17 Circuitul Pompei de căldură

Modelarea pompei de căldură este realizat printr-un subcomponent deoarece aceasta este un sistem complex în sine.

Pompa termică extrage apa freatică folosind pompa de apă 1.CF pentru circuitul primar, cu un debit de 9.4 m³/h și o temperatură de 10.3 °C constante. În

circuitul secundar pompa de căldură introduce căldură cu un COP de aproximativ 5.5.

Pompa de căldură se pornește și se oprește în funcție de temperatura din „Bazinul de apă”. Acest algoritm este realizat prin componentele 7.CALC și 1.TOTZ. Primul, componentul 7. CALC are implementat algoritmul descris mai jos prin pseudocod în caseta **Error! Reference source not found.**:

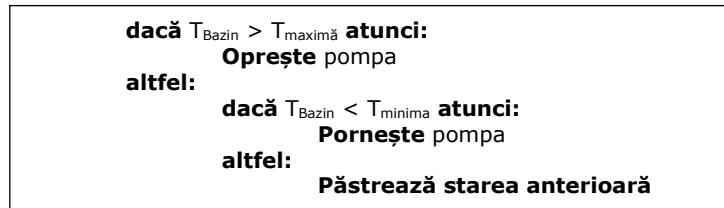


Figura 7.18 modul de pornire și oprire a pompei de căldură

Variabilele din figura 025 sunt definite în figura 008 astfel: T_{Bazin} se referă la „Temperature of mass” a componentului „Bazinul de apă”, $T_{\text{maximă}}$ se referă la valoarea constantă 8.CST, iar $T_{\text{minimă}}$ se referă la valoarea constantă 9.CST.

Subsistemul pompei de căldură este simulat folosind capabilitatea Kuli de a simula sisteme refrigerante din figura 026. Acesta este compus din două schimbătoare de căldură în contra curent reprezentate de componentele 2.ACPHE și 3.ACPHE. Acestea se conectează cu un circuit la circuitele de apă și cu celălalt circuit la circuitul refrigerant reprezentat prin linia verde. Circuitul refrigerant este compus și dintr-un compresor 1.COM și un ventil de laminare 1.EXV. Controlul circuitului refrigerant se realizează prin concesiuena On/Off care controlează viteza compresorului. Dacă aceasta este 0 înseamnă că compresorul este închis, și sistemul refrigerant nu funcționează

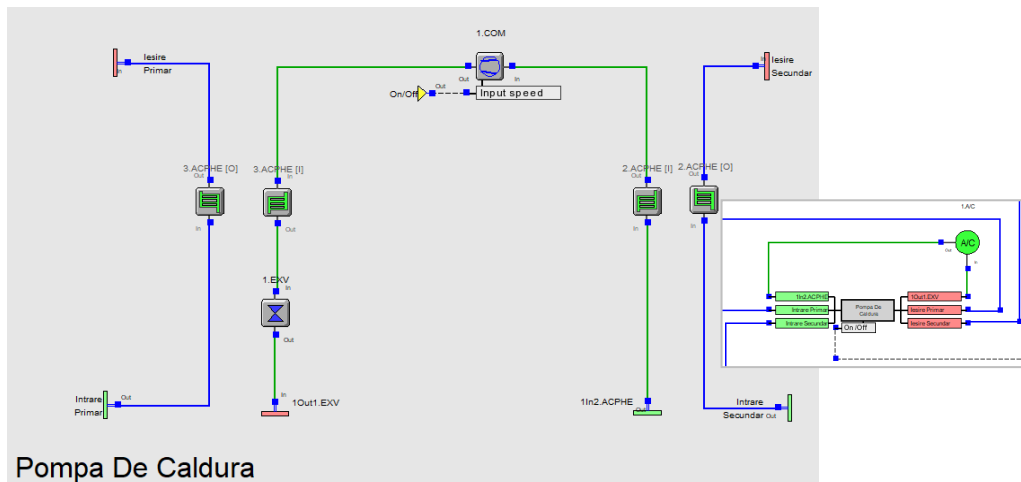


Figura 7.19 Subsistemul pompei de căldură

7.2 Simularea sistemului termic

Așa cum s-a mai precizat, simularea unei rețele termice este foarte importantă pentru că se pot încerca foarte ușor diferite variante ale acestei rețele. În plus se pot calcula mult mai mulți parametri față de parametri măsurabili dintr-un experiment.

Sistemul descris mai sus a fost simulat pentru 96 de ore de funcționare. Funcționarea pompei de căldură începe în momentul în care sistemul este umplut cu apa freatică. Acesta se află inițial la temperatura ambientului, de 14 °C.

7.2.1 Simularea numărul 1

În figura 027. este prezentată evoluția pe temperaturii apei din „Bazinul de apă” – Temperatura Bazin - parcursul celor 96 de ore de simulare a sistemului. În această figură mai sunt reprezentate și momentele în care funcționează pompa de căldură trasată prin linia întreruptă de culoare neagră, dar și alimentarea cu apă proaspătă trasată cu linie punctată de culoare albastră.

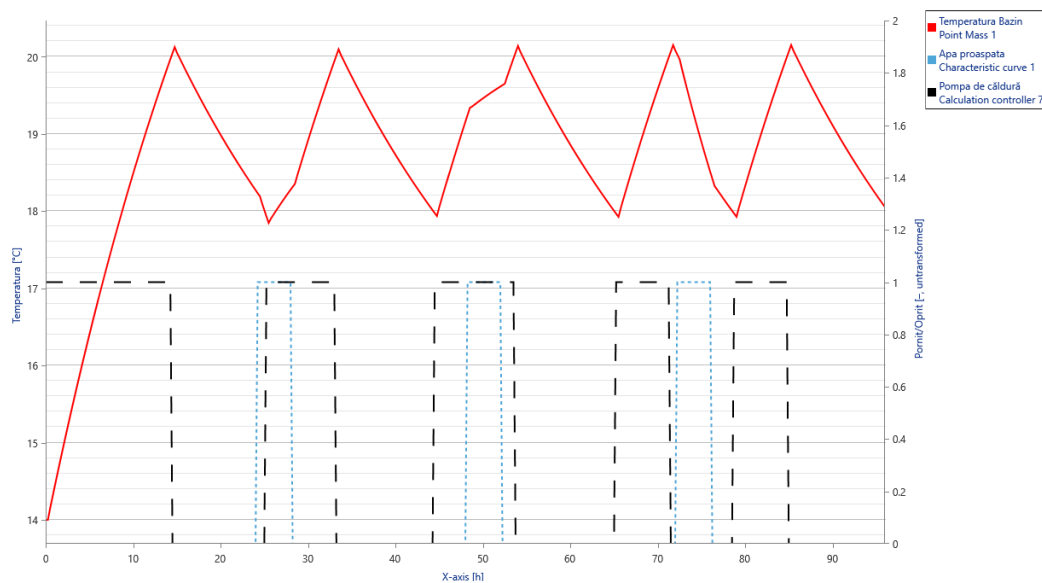


Figura 7.20 Evoluția sistemului termic în timp

Din figura 027 se poate observa că în primele 15 ore de la pornirea pompei temperatura apei în bazin urcă până la 20 °C, linia roșie continuă. După oprirea pompei de căldură temperatura apei în bazin începe să scadă iar după primele 24 h se observă o scădere accentuată, ce coincide cu momentul în care se începe înlocuirea apei cu apă proaspătă. În momentul în care se detectează o temperatură în bazin mai mică decât temperatura minimă admisă, pompa de căldură se pornește din nou. Acest proces se repetă de mai multe ori în cele 96 de ore de funcționare.

Interesant de observat este momentul în jurul orelor 50 în momentul în care apa începe să se schimbe cu apa freatică iar pompa de căldură este pornită, se observă influența asupra temperaturii apei din bazin.

Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant** 96

Ceea ce se dorește a se accentua este faptul că acest sistem este un sistem dinamic iar măsurătorile efectuate nu reflectă dinamica acestuia.

În figura 028 este reprezentat fluxul termic total introdus în bazin, reprezentat prin linia roșie continuă. Linia albastră punctată reprezintă fluxul termic pierdut prin schimbul termic cu aerul și pierderea de căldură prin pereți clădirii către mediul ambiant.

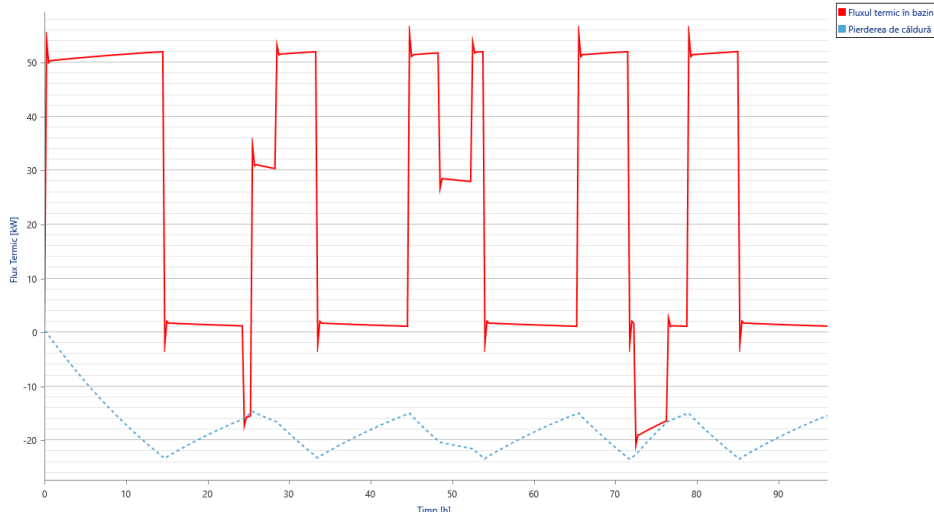


Figura 7.21 Fluxul termic în rezervorul tampon

În figura 028 se observă clar momentele în care apa din bazin este reîmprospătată, fiind reprezentată de zonele cu fluxul termic negativ sau cu o scădere bruscă a fluxului.

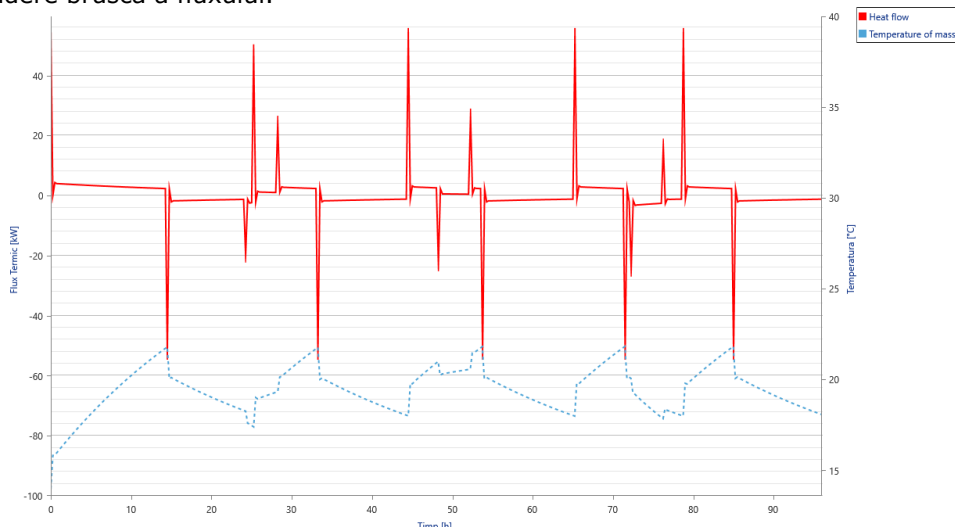


Figura 7.22 Dinamica rezervorului tampon de 1000 l

Interesantă este dinamica rezervorului tampon de 1000 l, aceasta fiind reprezentată în figura 029 Din acest grafic se poate observa caracteristica de

97 Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant

tampon a acestui rezervor, dacă se observă variația temperaturii reprezentată cu linie punctată albastră.

Cu ajutorul acestor simulări putem să ne punem întrebări de genul „Ce se întâmplă dacă?”.

7.2.2 Simularea numărul 2

Spre exemplu s-a realizat o mică modificare în sistem, s-a mutat rezervorul tampon de 1000 l după bazinul piscicol. Această modificare se observă în figura 030.

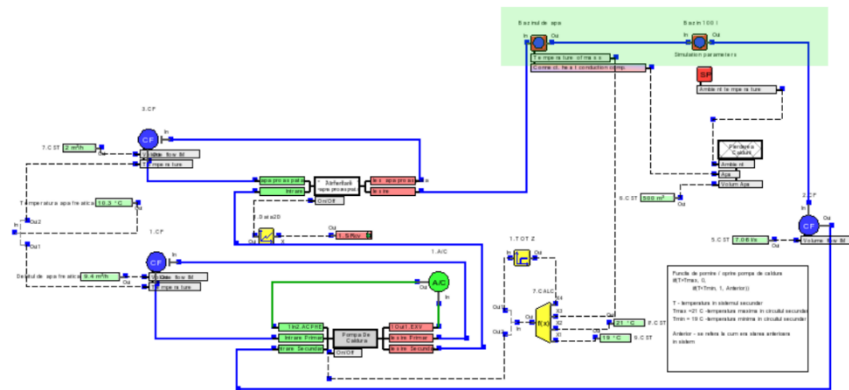


Figura 7.23 Noul sistem termic, cu rezervorul tampon de 1000l după Bazinul piscicol

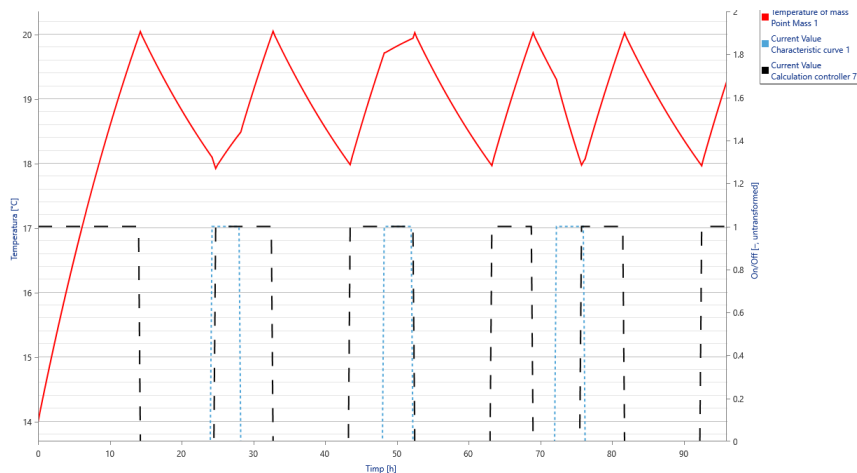


Figura 7.24 Rezultatele simulării numărul 2

Realizând simularea s-a obținut o comportare aproape identică cu prima simulare, așa cum se poate observa din figura 031, diferența se observă doar dacă ne uităm la comportarea dinamică a rezervorului tampon de 1000 l din figura 030

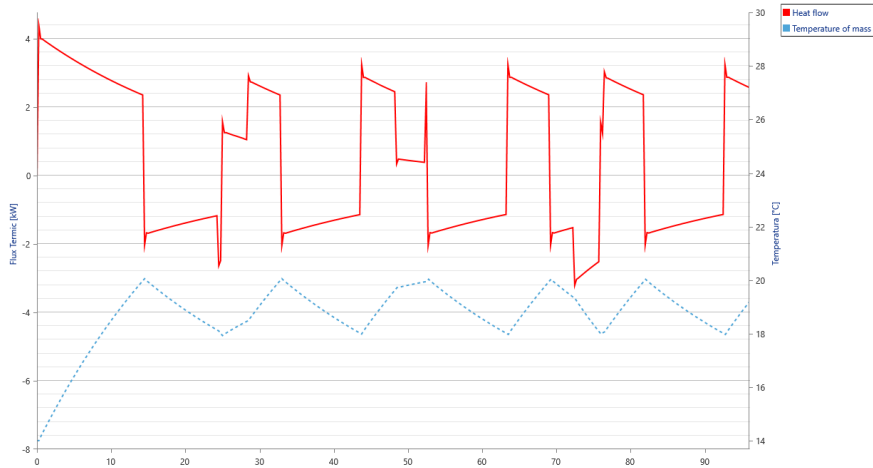


Figura 7.25 Comportarea rezervorului tampon la simularea numărul 2

Pentru a observa totuși diferența dintre cele două simulări trebuie să calculăm energia totală consumată de pompa de căldură pentru cele 96 de ore de funcționare din tabelul 08, de mai jos:

Tabelul 7.1 Energia consumată de pompa de căldură

	Et	Ec	
Simularea numărul 1	2407.2	438.1	kWh
Simularea numărul 2	2543.2	462.8	kWh

Prin această modificare se poate observa clar că prima configurație este mai bună cu 5% la consumul energetic Ec.

7.2.3 Simularea numărul 3

În continuare s-a efectuat o modificare, re poziționarea rezervorului tampon pentru alimentare cu apă proaspătă, după bazin, ca în figura 033

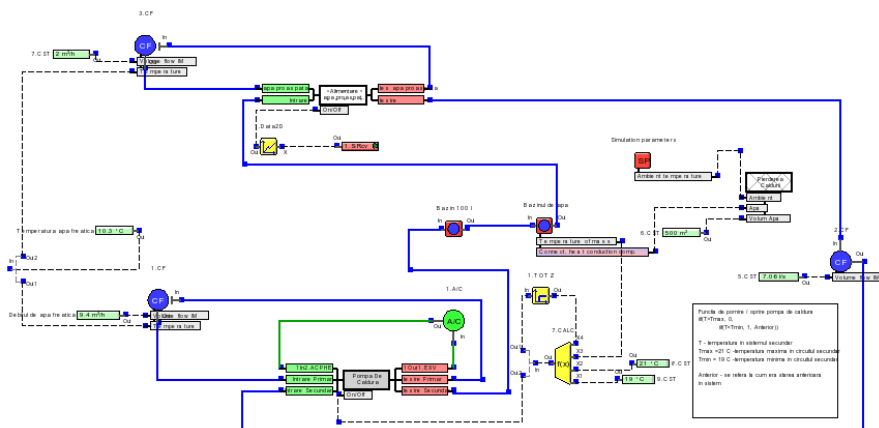


Figura 7.26 Simularea sistemului numărul 3

99 Simularea sistemului termic al instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant

După simulare se observă dinamica sistemului in figura 034

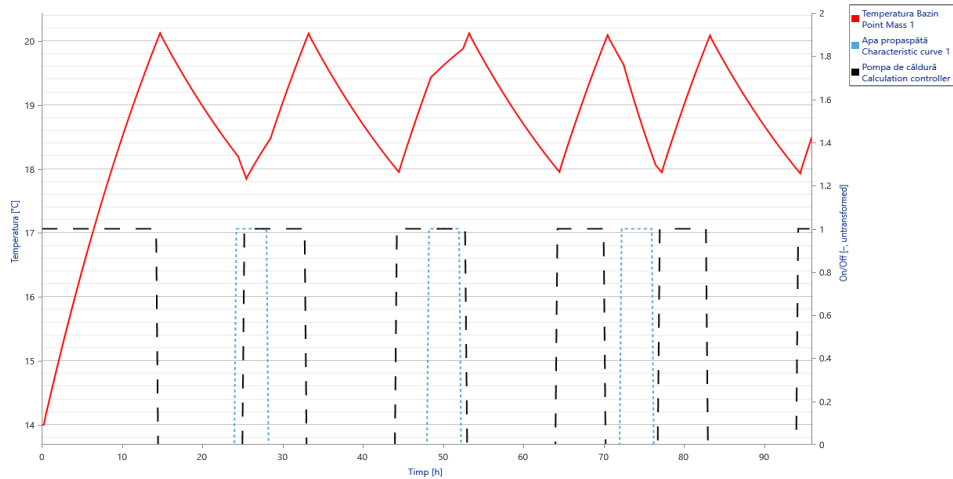


Figura 7.27 Dinamica rezervorului Tampon în simularea numărul 3

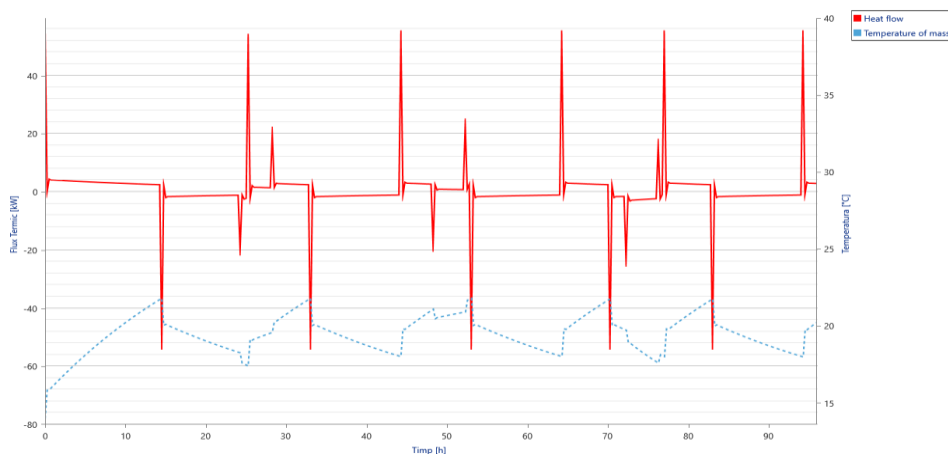


Figura 7.28 Dinamica rezervorului tampon simularea numărul 3

7.2.4 Simularea numărul 4

Pentru a observa influența rezervorului tampon de 1000 l asupra consumului energetic s-a realizat o simulare în care acesta lipsește, după cum se poate observa din figura 036

Dinamica acestei simulări nu diferă foarte mult de dinamica primei simulări, după cum se poate observa din figura 037.

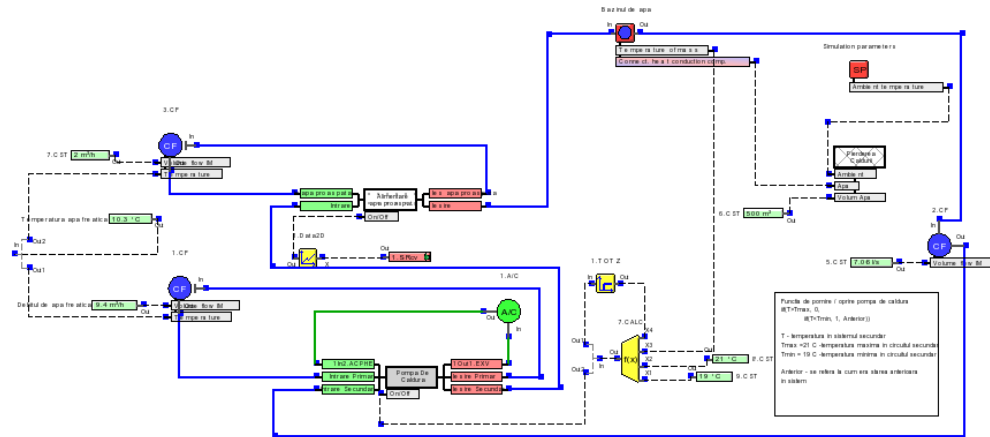


Figura 7.29 Simularea numărul 4 Fără rezervorul tampon de 1000 l

Totuși pentru a putea lua o decizie asupra celei mai bune configurații va trebui să realizăm o comparație a energiei consumate pentru toate cele 4 simulări.

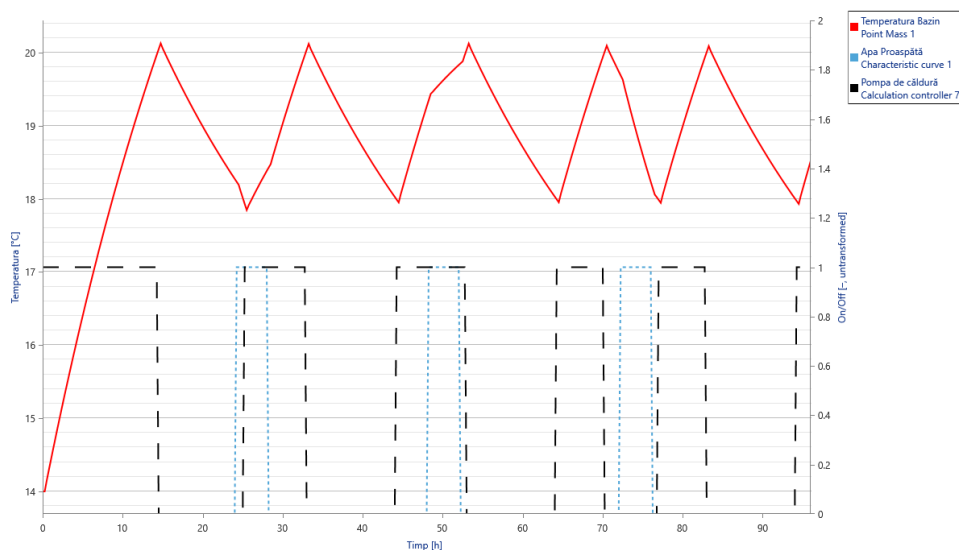


Figura 7.30 rezultatele simulării numărul 4 Temperatura în rezervorul tampon

În primă fază în figura 038 de mai jos se poate observa timpul de pornire și durata de funcționare a pompei termice din fiecare simulare. Vizual se poate inspecta aria de sub curbe, arie, care este un indicator clar.

101 Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant**

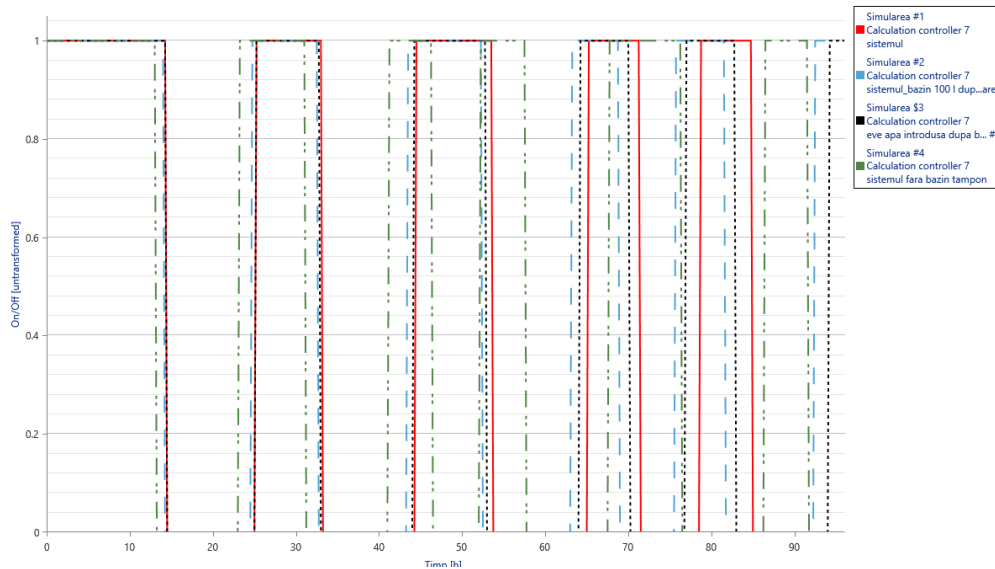


Figura 7.31 Funcționarea pompei de căldură pentru fiecare simulare

Calculând inversul ariei ce corespunde timpului de funcționare a pompei de căldură pentru fiecare simulare obținem figura 7.32 de mai jos, în care numărul cel mai mare reprezintă eficiența cea mai bună. În această figură se observă că prima simulare este cea mai eficientă, urmată de simularea 3, simularea 4 și în final de simularea 2

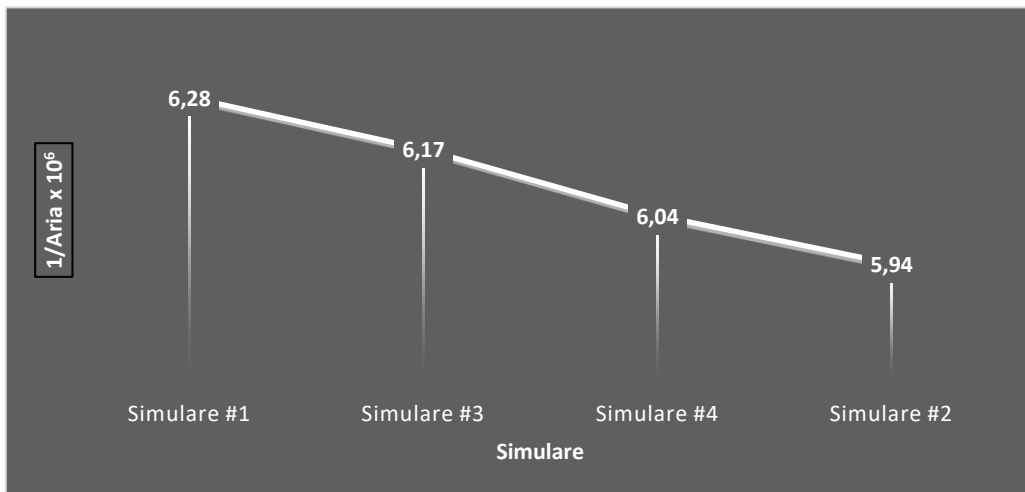


Figura 7.32 Inversul timpului de funcționare al pompei de căldură

În tabelul de mai jos sunt trecute valorile obținute pentru energia termică și energia consumată pentru cele 96 de ore de funcționare. Așa cum s-a observat în figura 039, simularea numărul 1 are cel mai mic consum de energie, urmată de

Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant** 102

simularea cu numerele 3, 4, și în final simularea numărul 2. Pentru o mai bună imagine aceste valori sunt prezentate și grafic în figurile 040 și 041

Tabelul 7.2 Toate rezultatele celor 4 simulări pe 96 ore funcționare

	Et	Ec	
Simularea numărul 1	2407.2	438.1	kWh
Simularea numărul 2	2543.2	462.8	kWh
Simularea numărul 3	2448.0	445.5	kWh
Simularea numărul 4	2502.4	455.4	kWh

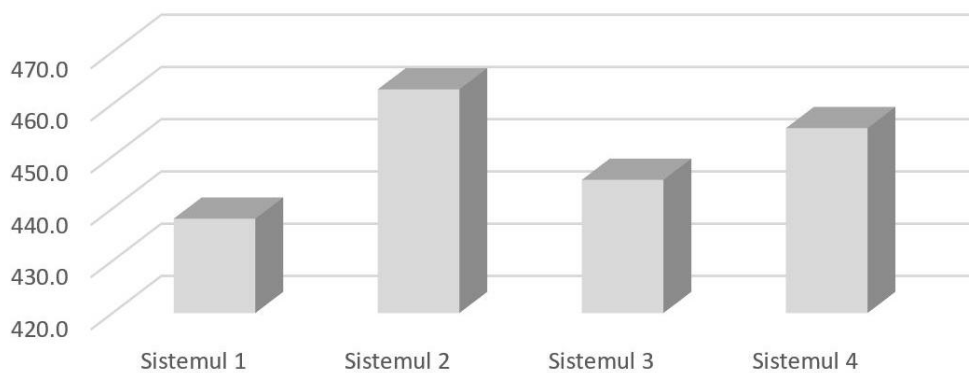


Figura 7.33 Consumul energetic în funcție de simulare

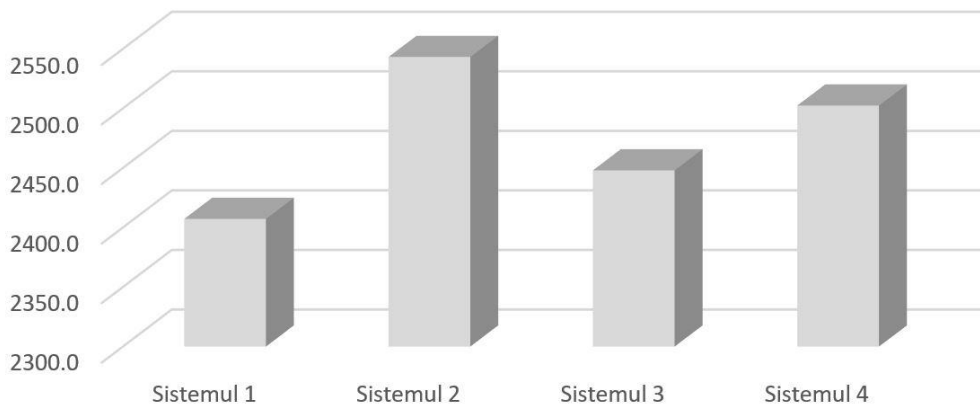


Figura 7.34 Energia termică consumată în funcție de simulare

S-au realizat în programul Kuli un număr de 4 simulări în care s-au experimentat diferite configurații ale sistemului termic al de instalației de încălzire cu pompă de căldură a unor bazine dintr-un sistem acvicol recirculant. Simulările analizează dinamica termică a sistemului pentru 96 de ore de funcționare începând cu alimentarea instalației.

103 Simularea sistemului termic al **instalației cu pompă de căldură într-un sistem acvicol recirculant**

Din datele analizate anterior reiese faptul că poziția și existența rezervorului tampon de 1000 l este importantă în reducerea consumului energetic al sistemului termic studiat. Datorită faptului că simularea numărul 2 este cea mai ineficientă ne indică faptul că poziția bazinului tampon de 1000 l este mai importantă decât existența acestuia.

O altă concluzie care se poate trage este că și poziția din sistem a alimentării cu apă proaspătă este importantă, optimul fiind între pompa de căldură și bazinul tampon de 1000 l. În această configurație rezervorului tampon are cea mai mare influență asupra consumului energetic al sistemului.

8. Concluzii și contribuții personale

8.1 Concluzii

Sistemele acvacoale recirculante au o tehnologie energofagă, energia consumată de întregul sistem acvacol recirculant este de două feluri și anume energie electrică necesară acționării diferitelor echipamente tehnologice și energie calorică necesară pentru încălzirea și răcirea apei din sistem și a halei în care este amplasat acesta.

Pentru micșorarea consumurilor energetice legate de filtrare, aerare și dezinfecție cu radiații UV (care împreună nu reprezintă decât cca. 15% din consumul total), se poate interveni într-o măsură limitată, prin utilizarea unor echipamente cât mai eficiente și cu randamente cât mai ridicate.

Pondere cea mai însemnată din consumul energetic total al unui sistem acvacol recirculant (cca.42%) o reprezintă energia consumată pentru vehicularea apei în sistem. Această pondere crește odată cu mărirea sistemului și cu mărirea intensității de recirculare, adică a volumului total de apă vehiculată.

Consumul de energie pentru vehicularea apei poate fi redus semnificativ prin dezvoltarea unor sisteme care să necesite o înălțime de pompare cât mai mică, evitarea unor pompări inutile și prin proiectarea judicioasă a rețelelor hidraulice.

În acest mod, prin reducerea de pompare la aproximativ 4mca, se obține o reducere a consumului energetic al pompelor cu aproximativ 43% ceea ce în cazul sistemului analizat reprezintă aproximativ 18% din consumul total.

Cheltuielile cu energia termică (E_{IA} și E_{IH}) constituie o pondere însemnată din consumul energetic total, aproximativ 43%.

Reducerea acestor consumuri se poate realiza prin diminuarea pierderilor de căldură prin izolarea cât mai eficientă a construcțiilor și a rețelelor de apă exterioare (dacă este cazul).

O modalitate eficientă din punct de vedere energetic de reducere consumului de energie termică este utilizarea unor surse de energie alternativă, cum ar fi de exemplu pompele de căldură, care folosesc energia mediului pentru a produce energie calorică.

Prin utilizarea pentru încălzirea și răcirea apei dintr-un sistem acvacol recirculant a unei pompe de căldură, tip apă – apă cu un COP = 5,4, 1 kWh energie termică se obține de 2,2 ori mai ieftin, comparativ cu utilizarea gazului metan și de 5,4 ori mai ieftin decât folosind energie electrică, la tarifele actuale.

Reducând cheltuielile cu energia termică cu 81% se obține o diminuare a costurilor energetice totale ale funcționării unui sistem acvacol recirculant cu aproximativ 35%.

Cu ajutorul programului CoolPack, după o scurtă descriere a agenților frigorifici, s-a studiat ciclul frigorific al pompei de căldură.

Ciclul a fost studiat în diagrama freonului R407C pentru datele măsurate pe instalația cu pompă de căldură.

COP-ul obținut în urma simulării cu programul CoolPack este diferit față de cel determinat experimental pe instalația în funcțiune.

Simulările cu ajutorul programului CoolPack pot fi folosite pe viitor pentru optimizarea parametrilor de funcționare ai instalațiilor cu pompă de căldură.

Am realizat în programul Kuli un număr de 4 simulări pentru diferite configurații ale sistemului termic. Simulările analizează dinamica termică a sistemului pentru 96 de ore de funcționare începând cu alimentarea instalației.

Prima simulare analizează evoluția termică a instalației în prezența unui bazin tampon de 1000 l și a unei configurații în care apa este reîmprospătată odată la 24 ore cu un volum de 40% din capacitate.

A doua simulare analizează evoluția termică a instalației cu poziționarea bazinului de 1000 l după bazinele de pești

A treia simulare analizează evoluția termică a instalației cu modificarea poziției apei de reîmprospătare

Cea de a patra simulare analizează evoluția termică a instalației fără bazinul tampon de 1000 l.

Toate aceste configurații au o evoluție termică foarte apropiată, diferența lor este dată doar de timpul de funcționare al pompei termice. Astfel așa cum am arătat mai sus prima configurație are cel mai mic consum energetic, urmată de a treia și a patra configurație. Cea mai ineficientă configurație fiind simularea a doua.

Din cele de mai sus se poate concluziona că poziția și existența bazinului tampon de 1000 l este importantă în reducerea consumului energetic al sistemului termic studiat. Datorită faptului că simularea 2 este cea mai ineficientă ne indică faptul că poziția bazinului tampon de 1000 l este mai importantă decât existența acestuia.

Deasemenea, și poziția din sistem a alimentării cu apă proaspătă este importantă, optimul fiind între pompa de căldură și bazinul tampon de 1000 l. În această configurație bazinul tampon are cea mai mare influență asupra consumului energetic al sistemului.

Simulările termice sunt foarte importante, acestea ne permit realizarea unor modificări virtuale ale sistemului termic fără să implice costuri suplimentare. Mai mult, acestea permit studierea dinamicii sistemului termic în timp ceea ce în realitate este costisitoare și consumatoare de timp, și nu este tot timpul posibilă.

Pe viitor se dorește analiza exergetică a funcționării pompelor de căldură, prin care s-ar pune în evidență avantajele față de sistemele clasice de încălzire.

8.2 Contribuții personale

Teza de doctorat „**Studii și cercetări privind eficientizarea consumului energetic al pompelor de căldură într-un sistem acvacol recirculant**” se bazează pe cunoștințe teoretice și practice acumulate în aproximativ 10 ani de experiență ai autoarei în domeniul cercetării-dezvoltării în domeniul agricol și al industriei alimentare.

Se pot enumera următoarele contribuții personale și rezultate:

- consultarea unei vaste bibliografii în domeniul sistemelor acvacole recirculante de creștere a peștilor;
- studiul stadiului actual al dezvoltării instalațiilor de pompe de căldură la nivel mondial și național;
- efectuarea determinărilor experimentale pe o instalație cu pompă de căldură într-un sistem acvacol recirculant pentru stabilirea consumului de energie electrică la diferite rate de schimbare ale apei din sistem la diferite temperaturi atât pentru regimul de încălzire cât și pentru regimul de răcire al apei;

- studierea cu ajutorul programului CoolPack a ciclului teoretic al pompei de căldură pentru regimul de încălzire;
- compararea în CoolPack al ciclului teoretic al pompei de căldură cu cel real din timpul funcționării;
- realizarea în programul Kuli a unui număr de 4 simulări în care s-au încercat diferite configurații ale sistemului termic al instalației de încălzire cu pompă de căldură a unor bazine dintr-un sistem acvacol recirculant rezultând un număr de 46 de tabele prezente în anexa A (în anexă s-au trecut doar câteva valori selective);
- demonstrarea în programul Kuli a influenței poziției rezervorului tampon de alimentare cu apă proaspătă asupra consumului energetic al întregului sistem;
- determinarea prin calcul al consumului energetic total al unui sistem acvacol recirculant, de unde reiese faptul că din procentul total de energie consumată, (42%) reprezintă energia consumată pentru vehicularea apei în sistem. Această pondere crește odată cu mărirea sistemului și cu mărirea intensității de recirculare, adică a volumului total de apă vehiculată în sistem. Acest consum de energie putând fi redus prin dezvoltarea unor sisteme care să necesite o înălțime de pompare cât mai mică, evitarea unor pompări inutile și prin proiectarea judicioasă a rețelelor hidraulice.
De menționat sunt lucrările apărute în:

- *Experimental Heat Transfer indexată ISI*

Marțian Vlad, Septimiu Albețel, **Laza (David) Evelin-Anda**, Nagi Mihai "Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins" *Experimental Heat Transfer* ID UEHT-2016-0076.R2

- *8th International Conference on Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development, TE-RE-RD 2019 revistă indexată ISI*

Laza (David) E.A., Dumitrescu L., Boboc M., Moiceanu G., "Greenhouse Heating by using an installation of biogaz gazeification"
Septimiu Albetel, Alexandru Rus, **Evelin David (Laza)**, Vlad Martian "The Amplitude Influence on the Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger used in Agriculture Applications"

Anexa A: Tabelele cu datele simulărilor

Simulările numărul 1 și numărul 2

Timp min	Simularea numărul 1				Simularea numărul 2			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
0.	14.	0.	54.4	9.9	14.	0.	54.4	9.9
15.	14.	0.	54.4	9.9	14.1	-0.6	54.4	9.9
30.	14.1	-0.6	54.4	9.9	14.3	-1.1	54.4	9.9
45.	14.3	-1.1	54.4	9.9	14.4	-1.6	54.4	9.9
60.	14.4	-1.6	54.4	9.9	14.6	-2.1	54.4	9.9
75.	14.6	-2.1	54.4	9.9	14.7	-2.6	54.4	9.9
435.	17.4	-13.	54.4	9.9	17.5	-13.4	54.4	9.9
450.	17.5	-13.4	54.4	9.9	17.6	-13.8	54.4	9.9
465.	17.6	-13.8	54.4	9.9	17.7	-14.2	54.4	9.9
480.	17.7	-14.2	54.4	9.9	17.8	-14.5	54.4	9.9
495.	17.8	-14.5	54.4	9.9	17.9	-14.9	54.4	9.9
510.	17.9	-14.9	54.4	9.9	18.	-15.3	54.4	9.9
525.	18.	-15.3	54.4	9.9	18.1	-15.7	54.4	9.9
780.	19.6	-21.2	54.4	9.9	19.6	-21.6	54.4	9.9
795.	19.6	-21.6	54.4	9.9	19.7	-21.9	54.4	9.9
810.	19.7	-21.9	54.4	9.9	19.8	-22.2	54.4	9.9
825.	19.8	-22.2	54.4	9.9	19.9	-22.5	54.4	9.9
840.	19.9	-22.5	54.4	9.9	20.	-22.8	54.4	9.9
855.	20.	-22.8	54.4	9.9	20.	-23.1	0.	0.
870.	20.	-23.1	0.	0.	20.	-22.8	0.	0.
1395.	18.4	-16.8	0.	0.	18.3	-16.3	0.	0.
1410.	18.4	-16.6	0.	0.	18.2	-16.1	0.	0.
1425.	18.3	-16.5	0.	0.	18.2	-16.	0.	0.
1440.	18.3	-16.3	0.	0.	18.1	-15.8	0.	0.
1455.	18.2	-16.2	0.	0.	18.1	-15.6	0.	0.
1470.	18.2	-16.	0.	0.	18.	-15.3	0.	0.
1485.	18.1	-15.7	0.	0.	17.9	-15.	54.4	9.9
1500.	18.	-15.3	0.	0.	18.	-15.2	54.4	9.9

Timp min	Simularea numărul 1				Simularea numărul 2			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
1515.	17.9	-15.	54.4	9.9	18.	-15.4	54.4	9.9
1530.	17.8	-14.7	54.4	9.9	18.1	-15.5	54.4	9.9
1875.	19.4	-20.5	54.4	9.9	19.6	-21.3	54.4	9.9
1890.	19.4	-20.8	54.4	9.9	19.6	-21.6	54.4	9.9
1905.	19.5	-21.1	54.4	9.9	19.7	-21.9	54.4	9.9
1920.	19.6	-21.4	54.4	9.9	19.8	-22.2	54.4	9.9
1935.	19.7	-21.8	54.4	9.9	19.9	-22.5	54.4	9.9
1950.	19.8	-22.1	54.4	9.9	20.	-22.8	54.4	9.9
1965.	19.9	-22.4	54.4	9.9	20.1	-23.1	0.	0.
1980.	19.9	-22.7	54.4	9.9	20.	-22.8	0.	0.
1995.	20.	-23.	0.	0.	19.9	-22.6	0.	0.
2010.	20.1	-23.3	0.	0.	19.9	-22.4	0.	0.
2025.	20.	-23.	0.	0.	19.8	-22.2	0.	0.
2040.	20.	-22.8	0.	0.	19.8	-22.	0.	0.
2055.	19.9	-22.6	0.	0.	19.7	-21.8	0.	0.
2070.	19.9	-22.4	0.	0.	19.6	-21.6	0.	0.
2355.	18.9	-18.6	0.	0.	18.7	-17.9	0.	0.
2550.	18.3	-16.4	0.	0.	18.1	-15.8	0.	0.
2565.	18.3	-16.2	0.	0.	18.1	-15.7	0.	0.
2580.	18.2	-16.1	0.	0.	18.1	-15.5	0.	0.
2595.	18.2	-15.9	0.	0.	18.	-15.4	0.	0.
2610.	18.1	-15.8	0.	0.	18.	-15.2	54.4	9.9
2625.	18.1	-15.6	0.	0.	18.1	-15.7	54.4	9.9
2640.	18.1	-15.5	0.	0.	18.2	-16.	54.4	9.9
2655.	18.	-15.3	0.	0.	18.3	-16.4	54.4	9.9
2670.	18.	-15.2	54.4	9.9	18.4	-16.8	54.4	9.9
2685.	17.9	-15.	54.4	9.9	18.5	-17.1	54.4	9.9
2700.	18.	-15.5	54.4	9.9	18.6	-17.5	54.4	9.9
2715.	18.1	-15.8	54.4	9.9	18.7	-17.8	54.4	9.9
2730.	18.2	-16.2	54.4	9.9	18.8	-18.2	54.4	9.9
3105.	19.6	-21.4	54.4	9.9	19.9	-22.6	54.4	9.9
3120.	19.6	-21.5	54.4	9.9	19.9	-22.7	54.4	9.9
3135.	19.6	-21.5	54.4	9.9	19.9	-22.7	54.4	9.9

Timp min	Simularea numărul 1				Simularea numărul 2			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
3150.	19.7	-21.6	54.4	9.9	20.	-23.1	0.	0.
3165.	19.7	-21.9	54.4	9.9	20.	-22.8	0.	0.
3180.	19.8	-22.3	54.4	9.9	19.9	-22.5	0.	0.
3195.	19.9	-22.6	54.4	9.9	19.8	-22.3	0.	0.
3210.	20.	-22.9	54.4	9.9	19.8	-22.1	0.	0.
3225.	20.1	-23.2	0.	0.	19.7	-21.9	0.	0.
3645.	18.7	-18.	0.	0.	18.4	-16.7	0.	0.
3660.	18.7	-17.8	0.	0.	18.3	-16.5	0.	0.
3675.	18.6	-17.7	0.	0.	18.3	-16.4	0.	0.
3690.	18.6	-17.5	0.	0.	18.2	-16.2	0.	0.
3705.	18.5	-17.3	0.	0.	18.2	-16.1	0.	0.
3720.	18.5	-17.2	0.	0.	18.2	-15.9	0.	0.
3735.	18.5	-17.	0.	0.	18.1	-15.8	0.	0.
3750.	18.4	-16.8	0.	0.	18.1	-15.6	0.	0.
3765.	18.4	-16.7	0.	0.	18.	-15.4	0.	0.
3780.	18.3	-16.5	0.	0.	18.	-15.3	0.	0.
3795.	18.3	-16.4	0.	0.	18.	-15.2	54.4	9.9
3810.	18.2	-16.2	0.	0.	18.1	-15.6	54.4	9.9
3825.	18.2	-16.	0.	0.	18.2	-16.	54.4	9.9
3840.	18.2	-15.9	0.	0.	18.3	-16.3	54.4	9.9
3855.	18.1	-15.7	0.	0.	18.4	-16.7	54.4	9.9
3870.	18.1	-15.6	0.	0.	18.5	-17.1	54.4	9.9
3885.	18.	-15.4	0.	0.	18.6	-17.4	54.4	9.9
3900.	18.	-15.3	0.	0.	18.7	-17.8	54.4	9.9
3915.	18.	-15.1	54.4	9.9	18.7	-18.1	54.4	9.9
3930.	17.9	-15.	54.4	9.9	18.8	-18.5	54.4	9.9
3945.	18.	-15.4	54.4	9.9	18.9	-18.8	54.4	9.9
4095.	19.	-19.	54.4	9.9	19.8	-22.1	54.4	9.9
4110.	19.1	-19.4	54.4	9.9	19.9	-22.4	54.4	9.9
4125.	19.2	-19.7	54.4	9.9	19.9	-22.7	54.4	9.9
4140.	19.2	-20.	54.4	9.9	20.	-23.	0.	0.
4155.	19.3	-20.4	54.4	9.9	20.	-22.8	0.	0.
4170.	19.4	-20.7	54.4	9.9	19.9	-22.5	0.	0.

	Simularea numărul 1				Simularea numărul 2			
Timp	Tbazin	Qcond	Qt	Qc	Tbazin	Qcond	Qt	Qc
min	°C	kW	kW	kW	°C	kW	kW	kW
4185.	19.5	-21.	54.4	9.9	19.8	-22.3	0.	0.
4200.	19.6	-21.4	54.4	9.9	19.8	-22.1	0.	0.

Simulările numărul 3 și numărul 4

	Simularea numărul 3				Simularea numărul 4			
Timp	Tbazin	Qcond	Qt	Qc	Tbazin	Qcond	Qt	Qc
min	°C	kW	kW	kW	°C	kW	kW	kW
0.	14.0	0.0	54.4	9.9	14.	0.	54.4	9.9
15.	14.0	0.0	54.4	9.9	14.1	-0.6	54.4	9.9
780.	19.6	-21.2	54.4	9.9	20.	-22.9	54.4	9.9
795.	19.6	-21.6	54.4	9.9	20.1	-23.2	0.	0.
810.	19.7	-21.9	54.4	9.9	20.	-22.9	0.	0.
825.	19.8	-22.2	54.4	9.9	19.9	-22.7	0.	0.
840.	19.9	-22.5	54.4	9.9	19.9	-22.5	0.	0.
855.	20.0	-22.8	54.4	9.9	19.8	-22.2	0.	0.
870.	20.0	-23.1	0.	0.	19.8	-22.	0.	0.
885.	20.1	-23.4	0.	0.	19.7	-21.8	0.	0.
900.	20.1	-23.1	0.	0.	19.6	-21.5	0.	0.
915.	20.0	-22.9	0.	0.	19.6	-21.3	0.	0.
930.	19.9	-22.7	0.	0.	19.5	-21.1	0.	0.
945.	19.9	-22.5	0.	0.	19.5	-20.9	0.	0.
960.	19.8	-22.3	0.	0.	19.4	-20.7	0.	0.
975.	19.8	-22.0	0.	0.	19.4	-20.4	0.	0.
990.	19.7	-21.8	0.	0.	19.3	-20.2	0.	0.
1005.	19.7	-21.6	0.	0.	19.2	-20.	0.	0.
1020.	19.6	-21.4	0.	0.	19.2	-19.8	0.	0.
1035.	19.6	-21.2	0.	0.	19.1	-19.6	0.	0.
1365.	18.5	-17.1	0.	0.	18.1	-15.6	0.	0.
1380.	18.4	-17.0	0.	0.	18.	-15.4	0.	0.
1395.	18.4	-16.8	0.	0.	18.	-15.2	54.4	9.9
1410.	18.4	-16.6	0.	0.	18.1	-15.7	54.4	9.9
1425.	18.3	-16.5	0.	0.	18.2	-16.1	54.4	9.9
1860.	19.4	-20.6	54.4	9.9	20.	-22.8	54.4	9.9

111 Anexa A: Tabelele cu datele simulărilor

Timp min	Simularea numărul 3				Simularea numărul 4			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
1875.	19.5	-20.9	54.4	9.9	20.1	-23.2	0.	0.
1890.	19.6	-21.2	54.4	9.9	20.	-22.9	0.	0.
1905.	19.6	-21.5	54.4	9.9	19.9	-22.7	0.	0.
1920.	19.7	-21.9	54.4	9.9	19.9	-22.4	0.	0.
1935.	19.8	-22.2	54.4	9.9	19.8	-22.2	0.	0.
1950.	19.9	-22.5	54.4	9.9	19.8	-22.	0.	0.
1965.	20.0	-22.8	54.4	9.9	19.7	-21.7	0.	0.
1980.	20.0	-23.1	0.	0.	19.6	-21.5	0.	0.
1995.	20.1	-23.4	0.	0.	19.6	-21.3	0.	0.
2010.	20.1	-23.1	0.	0.	19.5	-21.1	0.	0.
2025.	20.0	-22.9	0.	0.	19.5	-20.8	0.	0.
2040.	19.9	-22.7	0.	0.	19.4	-20.6	0.	0.
2055.	19.9	-22.4	0.	0.	19.3	-20.4	0.	0.
2070.	19.8	-22.2	0.	0.	19.3	-20.2	0.	0.
2085.	19.8	-22.0	0.	0.	19.2	-20.	0.	0.
2100.	19.7	-21.8	0.	0.	19.2	-19.8	0.	0.
2115.	19.7	-21.6	0.	0.	19.1	-19.6	0.	0.
2130.	19.6	-21.4	0.	0.	19.1	-19.4	0.	0.
2145.	19.5	-21.2	0.	0.	19.	-19.2	0.	0.
2160.	19.5	-21.0	0.	0.	19.	-19.	0.	0.
2175.	19.4	-20.8	0.	0.	18.9	-18.8	0.	0.
2190.	19.4	-20.6	0.	0.	18.9	-18.6	0.	0.
2205.	19.3	-20.4	0.	0.	18.8	-18.4	0.	0.
2220.	19.3	-20.2	0.	0.	18.8	-18.2	0.	0.
2235.	19.2	-20.0	0.	0.	18.7	-18.	0.	0.
2250.	19.2	-19.8	0.	0.	18.7	-17.8	0.	0.
2430.	18.6	-17.6	0.	0.	18.1	-15.7	0.	0.
2445.	18.6	-17.4	0.	0.	18.1	-15.5	0.	0.
2460.	18.5	-17.3	0.	0.	18.	-15.4	0.	0.
2475.	18.5	-17.1	0.	0.	18.	-15.2	54.4	9.9
2490.	18.4	-16.9	0.	0.	18.1	-15.7	54.4	9.9
2505.	18.4	-16.8	0.	0.	18.2	-16.1	54.4	9.9
2520.	18.4	-16.6	0.	0.	18.3	-16.5	54.4	9.9

Timp min	Simularea numărul 3				Simularea numărul 4			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
2535.	18.3	-16.5	0.	0.	18.4	-16.9	54.4	9.9
2550.	18.3	-16.3	0.	0.	18.5	-17.2	54.4	9.9
2565.	18.2	-16.1	0.	0.	18.6	-17.6	54.4	9.9
2580.	18.2	-16.0	0.	0.	18.7	-18.	54.4	9.9
2595.	18.1	-15.8	0.	0.	18.8	-18.4	54.4	9.9
2610.	18.1	-15.7	0.	0.	18.9	-18.8	54.4	9.9
2625.	18.1	-15.5	0.	0.	19.	-19.1	54.4	9.9
2640.	18.0	-15.4	0.	0.	19.1	-19.5	54.4	9.9
2655.	18.0	-15.2	54.4	9.9	19.2	-19.9	54.4	9.9
2670.	18.0	-15.1	54.4	9.9	19.3	-20.2	54.4	9.9
2685.	18.1	-15.5	54.4	9.9	19.4	-20.6	54.4	9.9
2700.	18.2	-15.9	54.4	9.9	19.5	-20.9	54.4	9.9
2715.	18.3	-16.3	54.4	9.9	19.6	-21.3	54.4	9.9
2730.	18.4	-16.6	54.4	9.9	19.7	-21.6	54.4	9.9
2745.	18.4	-17.0	54.4	9.9	19.7	-22.	54.4	9.9
2760.	18.5	-17.4	54.4	9.9	19.8	-22.3	54.4	9.9
2775.	18.6	-17.7	54.4	9.9	19.9	-22.7	54.4	9.9
2790.	18.7	-18.1	54.4	9.9	20.	-23.	0.	0.
2805.	18.8	-18.4	54.4	9.9	19.9	-22.7	0.	0.
2820.	18.9	-18.8	54.4	9.9	19.9	-22.5	0.	0.
2835.	19.0	-19.1	54.4	9.9	19.8	-22.2	0.	0.
2850.	19.1	-19.5	54.4	9.9	19.8	-22.	0.	0.
2865.	19.2	-19.8	54.4	9.9	19.7	-21.8	0.	0.
2880.	19.3	-20.1	54.4	9.9	19.6	-21.6	0.	0.
2895.	19.4	-20.5	54.4	9.9	19.6	-21.3	0.	0.
3090.	19.8	-22.1	54.4	9.9	18.2	-16.1	0.	0.
3105.	19.8	-22.2	54.4	9.9	18.1	-15.7	0.	0.
3120.	19.8	-22.3	54.4	9.9	18.	-15.3	0.	0.
3135.	19.9	-22.4	54.4	9.9	17.9	-15.	54.4	9.9
3150.	19.9	-22.5	54.4	9.9	18.	-15.4	54.4	9.9
3165.	20.0	-22.8	54.4	9.9	18.1	-15.8	54.4	9.9
3180.	20.0	-23.1	0.	0.	18.2	-16.2	54.4	9.9
3195.	20.1	-23.4	0.	0.	18.4	-16.6	54.4	9.9

113 Anexa A: Tabelele cu datele simulărilor

Timp min	Simularea numărul 3				Simularea numărul 4			
	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW	Tbazin °C	Qcond kW	Qt kW	Qc kW
3420.	19.3	-20.2	0.	0.	19.8	-22.1	54.4	9.9
3435.	19.2	-20.0	0.	0.	19.9	-22.5	54.4	9.9
3450.	19.2	-19.8	0.	0.	20.	-22.8	54.4	9.9
3465.	19.1	-19.6	0.	0.	20.1	-23.1	0.	0.
3480.	19.1	-19.4	0.	0.	20.	-22.9	0.	0.
3495.	19.0	-19.2	0.	0.	19.9	-22.6	0.	0.
3795.	18.1	-15.8	0.	0.	18.8	-18.3	0.	0.
3810.	18.1	-15.7	0.	0.	18.8	-18.2	0.	0.
3825.	18.1	-15.5	0.	0.	18.7	-18.	0.	0.
3840.	18.0	-15.4	0.	0.	18.7	-17.8	0.	0.
3855.	18.0	-15.2	54.4	9.9	18.6	-17.6	0.	0.
3870.	18.0	-15.1	54.4	9.9	18.6	-17.4	0.	0.
3885.	18.1	-15.5	54.4	9.9	18.5	-17.2	0.	0.
4020.	18.9	-18.8	54.4	9.9	18.1	-15.7	0.	0.
4035.	19.0	-19.1	54.4	9.9	18.1	-15.5	0.	0.
4050.	19.1	-19.5	54.4	9.9	18.	-15.4	0.	0.
4065.	19.2	-19.8	54.4	9.9	18.	-15.2	54.4	9.9
4200.	19.9	-22.7	54.4	9.9	18.9	-18.7	54.4	9.9

Bibliografie

1. Bura M. – Acvacultură specială; Ed. Orizonturi Universitare Timișoara, 2002
2. Cristea V. ,Ceapă C. , Rauta M. – Oportunitatea și condițiile introducerii sistemelor superintensive în acvacultura României. Proceedings of “Aquarom 98” Symposium, Galați
3. Cristea V. , Grecu I., Ceapă C. , – Ingineria sistemelor recirculante din acvacultură, Ed.Didactică și Pedagogică, București, 2002
4. Rakocy J., Losordo M.T., Masser P.M. – Recirculating aquaculture tank production systems. Integrating fish and plant culture; Southern regional aquaculture center, nr. 454, 1999
5. <http://www.termo.utcluj.ro/ccfif/ccfif.pdf>
6. Radenco V. – Instalații de pompe de căldură, Ed. Tehnică, București, 1985
7. Răută M., Cristea V., Lazu D., 1991 Possibilites d’obtention d’une production de poissons par modification de la technologie d’exploitation et de la conception d’aménagement. Buletinul Universității Galați,
8. PN 06-20 02 05 - Cercetarea și fundamentarea științifică a tehnologiei pentru obținerea de energie neconvențională utilizată la încălzirea/răcirea apei, folosind pompe de căldură, în sistemele recirculante din halele fermelor piscicole București 2007
9. Ph.D. Eng. Pop A., Ph.D. Eng. Gál D., Eng. David P., Eng. Popovici V, Modular recirculating aquatic system for super-intesive fish breeding / sistem acvacol recirculant modular pentru creșterea superintensivă a peștilor. INMA Bucharest, HAKI Szarvas
10. Gavrilescu R. Pompe de căldură. Editura Matixrom, București 2003,
11. <https://ro.scribd.com/document/116113653/instalatii-frigorifice>
12. Yujin Nam*, Ryoza Ooka, Suckho Hwang Development of a numerical model to predict heat exchange rates for a ground-source heat pump system. Japan 2008 Elsevier B.V.
13. D. Vanhoudt, D. Geysen, B. Claessens, F. Leemans, L. Jespers si J. Van Bael An actively controlled residential heat pump: Potential on peak shaving and maximization of self-consumption of renewable energy (2014)
14. Zhiwei Lian, Seong-rzong Park și Henian Qi Analysis on energy consumption of water-loop heat pump system in China (2005)
15. K.J. Chua, S.K. Chou, W.M. Zang Advances in heat pump systems: A review (2010)
16. D.S.Kim, I. Moretti, H. Hubert, M Monsberger Heat exchangers and the performance of heat pumps – Analysis of a heat pump database.(2011)
17. Gavriluc R. – Pompe de căldură de la teorie la practică, Ed. Matrix, București, 1999
18. <https://www.ipu.dk/wp-content/uploads/2018/09/coolpack-tutorial.pdf>
19. <http://sebeca.md/wp-content/uploads/2011/11/manualul-frigotehnistului.pdf>
20. <https://resources.saylor.org/wwwresources/archived/site/wp-content/uploads/2013/08/BolesLectureNotesThermodynamicsChapter10.pdf>

21. https://www.academia.edu/26249398/Manual_de_Utilizare_Presostat_electronic_PresSystem_User_Manual_Made_in_Italy
22. Nagi, M. - Utilaje termice Lito U.T.T., Timișoara, 1995
23. Pop A., David P. (2007) – Utilizarea pompelor de căldură pentru încălzirea/răcirea apei din sistemele recirculante de creștere superintensivă a peștilor, "INMATEH 2007 – V c" nr.23, I.N.M.A. București, noiembrie 2007, ISSN 1583 – 1019, p. 209-214;
24. Pop A. (2007) – Cercetarea și dezvoltarea unei tehnologii pentru creșterea superintensivă a peștilor într-un sistem recirculant cu optimizarea parametrilor tehnologici și asigurarea protecției sanitar-veterinare
25. **David (căs. Laza) E-A**, Pop A., Andrei Sorin - Theoretical considerations regarding improving energy consumption of a recirculating aquaculture system of superintensive fish growing / Considerații teoretice privind îmbunătățirea consumului energetic al unui sistem acvacol recirculant de creștere superintensivă a peștilor, ISB INMA TEH' 2014, International Symposium, 30 octombrie – 1 noiembrie București, ISSN 2344-4118.
26. Bălan M. Instalații frigorifice Edit Todesco Cluj-Napoca, 2000
27. Bălan M. Reglarea și automatizarea instalațiilor frigorifice –note de curs
28. Bălan M Utilizarea frigului artificial – note de curs
29. Bălan M, Pleșa A. Instalații frigorifice Construcție, funcționare și calcul. Cluj Napoca 2002.
30. Cane D. Geoexchange heating/cooling systems 2002- internet
31. Gavriliuc R. Pompe de căldură de la teorie la practică Edit Matrix Buc. 1999
32. Macovescu S Camere și instalații frigorifice Casa cărții de știință Cluj 2004
33. Popa B. Termotehnică, mașini și instalații termice Edit Didactică și pedagogică București 1971
34. Radcenco V. Instalații de pompe de căldură Edit Tehnică București 1985
35. <https://www.ontario.ca/page/earth-energy-systems-ontario>
36. STAS 1907/1,2 Calculul Necesarului de căldură
37. STAS 6648/1,2 Parametri climatici exteriori, calculul aperturilor de căldură din exterior
38. https://ro.wikipedia.org/wiki/Schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83
39. Catalog AGK Kronawitter GmbH 2010;
40. <http://www.ochsner.at/>
41. <http://www.stiebel-eltron.de/>
42. <http://www.ivt.se/>
43. <http://www.dimplex.de/>
44. <http://global.mitsubishielectric.com/>
45. <http://www.knv.at/>
46. <http://www.heliotherm.com/>
47. <https://www.octopusenergy.eu/products/>
48. https://haki.naik.hu/sites/default/files/uploads/2018-09/sustainaqua_handbook_ro.pdf
49. <https://dexonline.ro/definitie/acvacultur%C4%83>
50. <https://www.echipamenteacvarii.ro/incalzitor-iaz-piscina-profesional-1-kw-2kw-3kw-heater-pond-profi>
51. http://www.calorserv.ro/produse/Centrale-Termice/Schimbatoare-de-caldura/Schimbatoare-de-caldura-in-placi/schimbatoare_in_placi_schimbator/schimbator-de-caldura-z2-10-7-p-26-4-kw-ZILZ210/schimbator-de-caldura-t2-18-ALF2B1805N

52. https://www.alfalaval.ro/produse/transfer-termic/prezentare-general-a-schimbatorului-de-caldura/?gclid=EAIaIQobChMIz7G8sYX97gIV1fhRCh1mYADqEAAAYASAAEgJy2_D_BwE
53. <https://www.raal.ro/page.php?id1=3&id2=4&id3=0>
54. <https://aqua-planet.ro/produs/racitor-aqua-medic-gama-titan-1500/>
55. <https://termice.ro/pompe-de-caldura-intrebuintare-2/>
56. <https://pompedecalduraasg.ro/coeficientul-de-performanta-al-unei-pompe-de-caldura>
57. <http://www.idm-energie.at/>
58. <https://www.viessmann.family/en>
59. <http://www.dimplex.de/>
60. <http://global.mitsubishielectric.com/>
61. <http://www.knv.at/>
62. https://www.trust-expert.ro/produse/pompe-de-caldura-aer-apa/nibe-f2120/?gclid=EAIaIQobChMIi_ah47uH7wIVBbTVCh2mJAOrEAAAYiAAEgLOgvD_BwE
63. <https://www.aivc.org/resource/german-standard-din-4701-rules-calculating-building-heat-demand-din-4701-regeln-fur-die>
64. <https://www.octopusenergy.eu/products/>
65. [kuli] <https://kulihelp.magna.com/km/14>
66. [kPM] <https://kulihelp.magna.com/km/14/kuli-ecodrive/drive/components/point-masses>
67. [kCond] <https://kulihelp.magna.com/km/14/kuli-ecodrive/eco/battery/heat-conduction>
68. Marțian Vlad, Septimiu Albețel, **David (căș. Laza) Evelin-Anda**, Nagi Mihai "Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins" *Experimental Heat Transfer* ID UEHT-2016-0076.R2
69. **David (căș. Laza) E.A.**, Dumitrescu L., Boboc M., Moiceanu G., "Greenhouse Heating by using an installation of biogaz gazeification"
70. Septimiu Albetel, Alexandru Rus, **David (căș. Laza) E.A.**, Vlad Martian "The Amplitude Influence on the Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger used in Agriculture Applications"