



MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII
UNIVERSITATEA TEHNICĂ DE CONSTRUCȚII BUCUREȘTI
ȘCOALA DOCTORALĂ

TEZĂ DE DOCTORAT

Rezumat

CERCETĂRI PRIVIND IMPLEMENTAREA SISTEMELOR NECONVENȚIONALE DE UTILIZARE
A RESURSELOR REGENERABILE ÎN DOMENIUL CONSUMATORILOR DIN CATEGORIA
CLĂDIRILOR REZIDENȚIALE ȘI NEREZIDENȚIALE.

Conducător doctorat:

Prof. univ. dr. ing. Florin IORDACHE

Doctorand:

Ing. dipl. Mugurel-Florin TĂLPIGĂ

București
2021

CUPRINS

PREFAȚĂ.....	4
CAPITOLUL 1. INTRODUCERE	7
1.1 Noțiuni introductive cu privire la resursele regenerabile de energie.....	7
1.2 Programe naționale. Implementarea soluțiilor ce utilizează resursele regenerabile.....	8
1.3 Motivarea, scopul și obiectivele lucrării.	9
CAPITOLUL 2. ASPECTE TERMO-ENERGETICE ALE CLIMEI ÎN ROMÂNIA	11
2.1 Metodologia de calcul MC001, aspecte energetice și economice.....	11
2.2 Aspecte climatice ale României.	12
CAPITOLUL 3. METODE DE EVALUARE ALE PERFORMANTELOR ECHIPAMENTELOR TERMICE.	16
3.1 Introducere	16
3.2 Metode de evaluare și modelare matematică ale sistemelor de utilizare a energiei solare și stabilirea performanțelor acestora.....	17
a. Metoda F-Chart.....	17
a. Metoda Europeană.	20
b. Metoda randamentului buclei solare.	23
3.3 Metode de evaluare și modelare matematică ale performanțelor sistemelor cu pompe de căldură.	25
CAPITOLUL 4. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PARAMETRII SPECIFICI	27
4.1 Programul de simulare numerică.....	27
4.2 Identificarea parametrilor specifici.....	28
4.3 Lista datelor măsurate și planul experimental.	29
4.4 Procesarea datelor și identificarea parametrilor.....	31
4.5 Calibrarea modelului matematic	34
CAPITOLUL 5. EVALUARI ENERGETICE SI ECONOMICE PRIVIND IMPLEMENTAREA SISTEMELOR NECONVENȚIONALE DE UTILIZARE A RESURSELOR REGENERABILE.....	34
5.1 Prețul energiei și al echipamentelor.	34
5.2 Aspecte termodinamice ale unui sistem cu pompa de caldura	36
5.3 Sisteme hibride de utilizare a resurselor regenerabile, diagrame și model matematic.....	37
5.4 Sisteme hibride în configurație serie și paralel. Simulări și rezultate	44
5.5 Gradul de acoperire energetică și recuperarea investiției	44
CAPITOLUL 6. CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI PERSPECTIVE.	46

6.1	Contribuții personale.	46
6.2	Perspective de cercetare ulterioară.....	47
	Lista de notații.....	47
	Bibliografie	50

PREFAȚĂ

De interes major și de actualitate internațională, comunitară dar și națională, subiectul prezentului studiu, atât de dezbătut, al încălzirii globale, este primul pe masă în toate domeniile tehnice, premergătorul dezvoltării și punct strategic al noilor tehnologii. Considerarea încălzirii globale generează totodată soluțiile ce vor conduce la reducerea în viitor a amprentei umane asupra mediului înconjurător, implicit eliminând cele mai puțin dorite previziuni ale continuării creșterii temperaturii medii anuale.

În acest context, în anul 1992 au fost puse bazele Convenției Cadru a Națiunilor Unite privind schimbările climatice „United Nations Framework Convention on Climate Change” (UNFCCC), astăzi însumând 197 de membri, printre care și Uniunea Europeană, fiind pion principal ce guvernează asupra buneii orânduirii și a prevenirii interefernței activităților umane cu încălzirea globală (1). Acestui demers i s-a adăugat în anul 2015 o înțelegere scrisă, semnată de toți membrii, prin congresul al 21-lea „the 21 Congress of Parties” (COP21) care a avut loc, printr-un eveniment de asemenea istoric, la Paris, în perioada 30 Noiembrie - 11 Decembrie 2015 (2). Scopul acestei înțelegeri are și o țintă comună membrilor UNFCCC prin limitarea sub 2°C a creșterii temperaturii globale medii anuale, urmărind menținerea sub 1.5°C a acesteia.

În spațiul comunitar european, cunoscut la nivel internațional ca fiind un pionier al implicării în reducerea efectelor acțiunilor umane asupra încălzirii globale, fiind și direcția economică principală de dezvoltare pe termen mediu și lung, s-a propus ca obiectiv major o economie și o societate neutră din punct de vedere al încălzirii globale în anul 2050. Acest obiectiv, rămâne premegătorul dezvoltării viitoare a Uniunii Europene, în urma adoptării „Legii europene a climei” în anul 2020, la Bruxelles, prin „Pactul ecologic european” (3).

Conținutul lucrării este organizat în șase capitole, unde sunt prezentate o serie de date necesare modelării matematice, modelele fizice ale sistemelor neconvenționale într-o abordare matematică a proceselor de transfer termic și energetic; date prelucrate în urma unor experimente de determinare

parametrică, cât și simulări matematice pentru evidențierea avantajelor utilizării resurselor regenerabile.

Primul capitol situează poziția României în Uniunea Europeană în ceea ce privește resursele regenerabile, punând accentul cu precădere pe motivarea studiului de față în contextul investițiilor și implementării soluțiilor tehnice de utilizare ale resurselor regenerabile.

În capitolul al doilea, se studiază problema României în ceea ce privește necesarul energetic pentru asigurarea confortului interior în clădirile cu regim rezidențial și nerezidențial și evidențierea zonelor climatice distincte ale teritoriului național.

Capitolul al treilea descrie în amănunt metode matematice dezvoltate în cadrul cercetării de față pentru modelarea sistemelor de panouri solare și a modelelor pompelor de căldură. De asemenea, modelele analizate și elaborate sunt comparate cu modele deja dezvoltate la nivel european și internațional, dar care propune o serie de avantaje cum ar fi simplitatea în aplicare cât și calibrarea modelelor pe metodologia națională de calcul în domeniul consumatorilor termici, fiind astfel utile ingineriei românești deja familiarizată cu metodologia aleasă.

Capitolul al patrulea prezintă un studiu experimental de determinare a parametrilor specifici ai unei pompe de căldură aer-apa, evidențiind valorile reale ale randamentelor unui astfel de sistem dar și calibrarea metodelor de simulare, pe baza valorilor obținute în măsurările experimentale.

Capitolul al cincelea, premergătorul capitolului de concluzii, reprezintă simularea modelelor complexe neconvenționale, hibride, de tip serie și paralel, prin realizarea unor studii economice cu privire la implementarea unor astfel de sisteme pentru consumatori bine definiți din diferite zone geografice ale teritoriului național.

Relevant pentru studiile viitoare este capitolul al șaselea care însumează o serie de concluzii referitoare la studiul de cercetare al lucrării,

contribuțiile personale ale autorului dar și sublinierea liniilor de studiu posibile pentru cercetări ulterioare.

Nu în ultimul rând doresc a-mi exprima întreaga recunoștință pentru toată echipa ce a făcut parte din formarea mea profesională în această etapă importantă a propriei vieți.

Domnului profesor coordonator prof.univ.dr.ing Florin IORDACHE țin să îi adresez profunde mulțumiri pentru încurajarea, susținerea, ajutorul, sfaturile și prietenia pe care mi le-a acordat pe tot parcursul studiului lucrării de doctorat, fiind totodată un mentor pentru bunacuviință în viața profesională și de familie.

Doamnei profesor din comisia de îndrumare prof.univ.dr.ing Anica ILIE îi mulțumesc personal pentru sfaturile, încrederea și ajutorul pe care mi le-a oferit pe parcursul desfășurării activității studiilor doctorale dar mai ales pentru îndrumările pe care le-a dat cu privire la măsurările și abordarea planului experimental din cadrul raportului numărul doi de cercetare.

Totodată îmi exprim mulțumirile sincere președintelui comisiei de doctorat și distinșilor referenți oficiali.

Mulțumesc în egală măsură membrilor Departamentului de Termotehnică și Echipamente Termice din cadrul Facultății de Instalatii pentru sfaturile acordate și susținerea pe parcursul studiilor doctorale.

Obținerea datelor experimentale nu ar fi fost posibilă fără ajutorul domnului Teohari Tudor care mi-a pus la dispoziție, fără excepție, sistemul de încălzire cu pompă de căldură aer-apă pe care îl deține în comuna Ciocănești din județul Dâmbovița.

Țin să mulțumesc pentru toată susținerea și răbdarea de care am avut parte din partea familiei dar mai ales a soției mele, pentru încurajările și impulsioneările primite pe parcursul desfășurării studiilor doctorale, fără de care nu aș fi reușit să definitivez acest studiu și această etapă extrem de importantă din parcursul meu preofesional.

CAPITOLUL 1. INTRODUCERE

1.1 Noțiuni introductive cu privire la resursele regenerabile de energie.

Sistemele neconvenționale de utilizare a energiei provenite din resurse regenerabile, definite în cadrul acestui studiu de cercetare se referă la utilizarea echipamentelor termice care nu transformă energia prin arderea combustibililor fosili, ci livrează energie termică, pentru încălzire și răcire, doar prin conversia energiei solare sau a energiei electrice. Pompele de căldură sunt echipamente termice care convertesc energia electrică în energie termică, dar care pot fi de asemenea considerate consumatoare indirecte de energie poluantă, provenite din arderea combustibililor fosili. Lucrarea de față nu își propune studierea impactului implementării pompelor de căldură în arderea combustibililor fosili, ci optează în principal pentru utilizarea acestor sisteme care au capacitatea de a livra și compensa eventualele goluri pe care sistemele termice solare le pot avea în perioadele cu zile înorate și în intervalul nocturn. Având capacitatea de a utiliza energie electrică, ce poate proveni din resurse regenerabile, solare, hidro, eoliene, etc., pompa de căldură reprezintă așadar un echipament ce are calitatea de a transforma această energie curată, în energie termică, atât de necesară cererii umane de confort termic.

Panourile solare care livrează energie termică fac parte de asemenea din seria de „tehnologii verzi”, care pot veni în sprijinul lucrării de față, pentru a răspunde titlului și domeniului de cercetare ales. Această tehnologie este pionieră în utilizarea energiei directe solare care este capabilă să livreze imediat energie termică spre consumatorul final, reducând astfel semnificativ pierderile în sistem prin conversie și transport. În domeniul rezidențial și nerezidențial, energia termică solară, pentru încălzire și răcire însuma în anul 2019 un total de 389 TWh sau 1402 petajoules (PJ) dintr-un total instalat și operațional de 479GWth, panouri solare de tipul neșlefuite și șlefuite (tuburi sau plăci) conform aceluiași raport REN21 din anul 2020. Tot în acest raporty putem remarca pentru o perioadă de 5 ani, pe glob s-a reușit dublarea

capacității panourilor solare instalate și operaționale, prin politicile de încurajare a instalării acestora dar și capacității dovedite de independență energetică pentru prepararea apei calde de consum (ACM), între anii 2009 și 2014, ajungând peste încă 5 ani să însumeze 479GWth, energie termică produsă de instalații operaționale.

1.2 Programe naționale. Implementarea soluțiilor ce utilizează resursele regenerabile.

Pentru a răspunde obiectivelor Uniunii Europene, în anul 2010 a fost finalizat Planul Național de Acțiune în Domeniul Energiei din Resurse Regenerabile, plan care preîntâmpină direcția de dezvoltare ulterioară aderării, și care va fi coloana vertebrală a unei politici de mediu națională, prin încurajarea dar și impunerea de investiții și implementări de soluții tehnice care vor răspunde acestui deziderat. Acest plan a fost rezultatul unui efort susținut pe o linie interministerială de elaborare și redactare coordonat de un grup de lucru, în faza de studiu și strângere de informații urmărindu-se deja modelul european stabilit prin Decizia Comisiei 2009/548/CE și care se referă la adoptarea unui model comun de acțiune în domeniul resurselor regenerabile (4). Într-un context dificil în care țara noastră s-a aflat în perioada de tranziție între perioada de economie centralizat și economia de piață la care se găsește în prezent, dar și a perioadei dificile post-tranziție, fiind și prima țară din Anexa 1 a UNFCCC (5) a Protocolului de la Kyoto (6) care a ratificat (7) și prin care a avut obligația să reducă emisiile gazelor cu efect de seră cu 8% față de anul de referință 1989.

Programul privind instalarea sistemelor fotovoltaice din 2018 care sprijină investițiile cu implementarea și modernizarea instalațiilor fotovoltaice în proporție de 90%, prelungit inclusiv pentru anul 2021 cu completările aferente (8); acest program aduce un plus de competitivitate pentru pompele de căldură ce pot utiliza energia electrică produsă indirect din radiația solară pentru a asigura nivelul termic necesar încălzirii, respectiv răcirii.

1.3 Motivarea, scopul și obiectivele lucrării.

Teza de doctorat cu titlul „Cercetări privind implementarea sistemelor neconvenționale de utilizare a resurselor regenerabile în domeniul consumatorilor din categoria clădirilor rezidențiale și nerezidențiale” răspunde acestui demers global, comunitar și național, găsindu-și motivarea tocmai în aducerea de contribuții pentru soluțiile tehnice și echipamentele actuale disponibile pe piață și care vin în sprijinul atingerii obiectivelor comune națiunilor unite cu privire la schimbările climatice. În domeniul cercetării universitare românești, domeniul de studiu ales este prioritar și privit ca un cadru de dezvoltare pe termen mediu și lung. În România s-a legiferat (9) atribuirea și dezvoltarea de programe de educație națională fiind o componentă importantă în strategia națională, pentru a veni în ajutorul agenților economici care implementează, pun în funcțiune și asigură mentenanța noilor tipuri de echipamente, asigurându-le acestora personal calificat în domeniul postliceal și universitar.

Pentru a răspunde scopului tezei de doctorat, s-au definit o serie de obiective care vor asigura modelele simplificate premergătoare modelului final de evaluare a sistemelor neconvenționale. Aceste obiective au făcut parte din studiul de cercetare desfășurat pe perioada doctorală, obiective care au asigurat o dezvoltare pas cu pas a modelului matematic ce evaluează întregul sistem neconvențional propus a fi stabilit prin teza de doctorat. În proiectul programului de cercetare realizat la începutul studiilor doctorale s-au trasat deasemenea obiectivele principale pe care s-a bazat desfășurarea întregului proiect după cum urmează:

1. Cercetarea documentară în ceea ce privește stadiul actual al metodelor de evaluare energetică a clădirilor, acestea fiind consumatorii de energie termică livrată de sistemul neconvențional. Acest obiectiv a fost realizat prin studiul din capitolul 2.
2. Cercetarea documentară în ceea ce privește implementarea soluțiilor și tipurile de echipamente cu panouri solare și pompe de căldură, obiectiv realizat în studiul din capitolul 3, aliniatele 3.1 și 3.2.

3. Cercetarea documentară a metodelor actuale de evaluare a sistemelor neconvenționale și prezentarea avantajelor și dezavantajelor acestora. Obiectiv realizat în capitolul 3, aliniatul 3.3 litera a și 3.3 litera b
4. Realizarea unui model matematic atât pentru sistemele solare cât și pentru sistemele ce utilizează pompe de căldură. Obiectiv realizat în capitolul 3, aliniatul 3.3 litera c și 3.4.
5. Realizarea unui util de simulare rapidă a metodelor de evaluare stabilite anterior, cu ajutorul software-ului Matlab. Obiectiv realizat în capitolul 3 aliniatul 3.5
6. Determinarea experimentală a parametrilor sistemelor cu pompe de căldură ale căror valori sunt incerte. În cadrul raportului 2 de cercetare, și în capitolul 4 al tezei de doctorat, determinările experimentale au dus la realizarea acestui obiectiv.
7. Studiarea pieței de energie, a prețurilor acesteia și a echipamentelor necesare realizării unui sistem neconvențional de tip serie și al unui sistem hibrid paralel, obiectiv realizat și prezentat pe larg în capitolul 5 al lucrării.
8. Realizarea de simulări, evidențierea aspectelor economice și energetice ale implementărilor sistemelor neconvenționale de utilizare a SRE. Acest obiectiv a fost realizat și prezentat în capitolul 5 aliniatul 5.4 în care se realizează totodată sintetizarea tezei de doctorat prin modelul final de evaluare energetică și economică ale unor sisteme din cadrul domeniului de cercetare ales.

CAPITOLUL 2. ASPECTE TERMO-ENERGETICE ALE CLIMEI ÎN ROMÂNIA

2.1 Metodologia de calcul MC001, aspecte energetice și economice

Pentru stabilirea necesarului termic al clădirii, este de reținut coeficientul de pierderi termice al clădirii, definit în MC001 partea a II-a punctul II.1.5.6.3 dat de ecuația 1, compus din două elemente de transfer și anume coeficientul de transfer de căldură prin transmisie și coeficientul de transfer de căldură prin ventilare, coeficienți care pot fi calculați conform MC001 partea I-III punctele 2.4.7 și 2.4.8.

$$H = H_T + H_V \quad (1)$$

Acest coeficient este calculat pentru o temperatură interioară uniformă și pentru o temperatură medie exterioară corespunzătoare unei perioade sau subperioade de evaluare energetică, considerându-se constant.

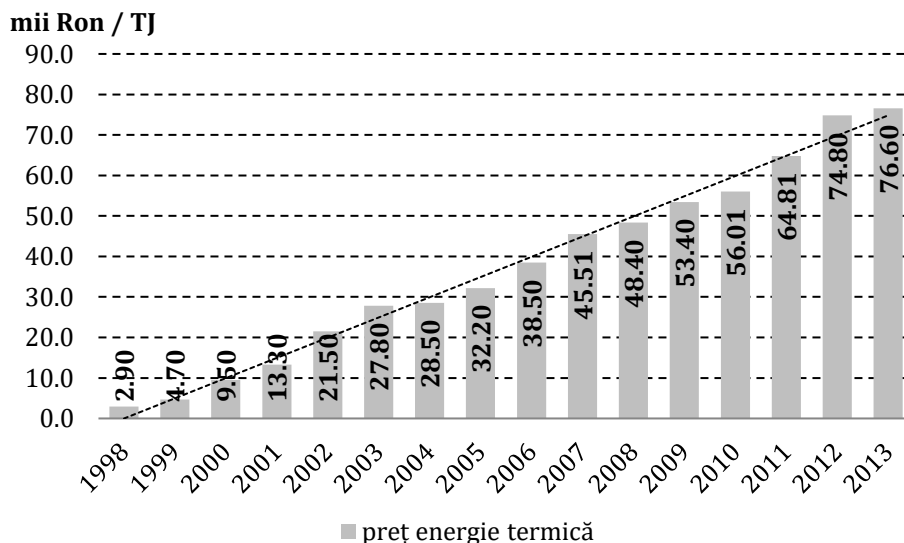
Se remarcă totodată că acest coeficient de pierderi termice este calculat doar pe baza elementelor constructive ale clădirii și ventilării naturale prin acestea, eventual artificiale acolo unde este cazul, ceea ce reprezintă un procedeu rapid de evaluare a energiei termice cedate de clădire către mediul exterior, Q_L , pentru fiecare perioadă sau de calcul, τ , conform cu ecuația 2.

$$Q_L = H * (\theta_i - \theta_e) * \tau \quad (2)$$

În cadrul metodologiei naționale este prezentată și procedura de analiză economică a soluțiilor de reabilitare și modernizare energetică a clădirilor existente (10). Această metodă este necesară pentru evaluarea economică în ceea ce privește costul investiției și recuperarea acesteia în cazul aplicării unei perioade de plată a investiției, eventual o creditare a acesteia. În ecuația 3 este prezentată relația de stabilire a valorii nete actualizare „VNA” aferente unei investiții datorate aplicării unui proiect de reabilitare sau de modernizare energetică și economie de energie rezultată prin aplicarea acesteia.

$$VNA = C_0 + \sum_{k=1}^3 C_{E_k} \cdot \sum_{t=1}^N \left(\frac{1 + f_k}{1 + i} \right)^t + C_M \sum_{t=1}^N \left(\frac{1}{1 + i} \right)^t \quad (3)$$

În perioada 1998 – 2013, ANRE raportează prețul energiei termice livrate către populație, preț care a avut tendința de creștere de la an la an pe o pantă ascendentă relativ constantă de 5% și prezentată grafic în figura 1 (11).



Figură 1 Prețul energiei termice pentru perioada 1998 – 2013, în România

Datele privind prețul energiei termice pe teritoriul țării sunt disponibile pentru perioada reprezentată grafic, obținute informațiile puse la dispoziție de către ANRE, autoritate care din anul 2016 nu a mai reglementat prețul acestui tip de energie, prețul liberalizându-se și devenind un indicator urmărit, înregistrat și declarat de către Institutul Național de Statistică „INS” după cum reiese dintr-o scrisoare emisă în acest scop de către ANRE.

2.2 Aspecte climatice ale României.

Zonarea climatică în funcție de temperatura exterioară convențională de calcul este o caracteristică extrem de importantă în ceea ce privește scopul prezentei lucrări, dimensionarea echipamentelor termice de preparare a agentului termic necesar încălzirii realizându-se în funcție de temperatura exterioară și a proprietăților termice ale elementelor de construcție. Puterea termică a echipamentelor trebuie să fie suficientă pentru a genera energia termică necesară încălzirii, așa cum reiese din ecuația 2, puterea termică de calcul fiind direct influențată de temperatura exterioară, temperatura

interioară și coeficientul de pierderi termice al clădirii. În ecuația 6 se izolează cele două componente constantă în cazul temperaturii interioare de calcul, θ_0 , respectiv variabilă în funcție de zona climatică, a temperaturii exterioare.

$$\Phi_{th0} = H \cdot (\theta_{i_0} - \theta_{e_0}) \quad (4)$$

Coeficientul de pierderi termice al clădirii, conform MC001, partea I, este un parametru dependent de elementele constructive ale clădirii, de schimburile de aer între mediul interior și exterior, cuplajul cu solul și spațiile neîncălzite. Astfel, coeficientul de pierderi termice al clădirii, poate fi scris:

$$H = H_T + H_v \quad (5)$$

Ecuația 5 separă coeficientul de pierderi termice în două componente de cuplaj cu mediul exterior, una de contact prin transmisie a anvelopei clădirii, notată H_T , care arată din punct de vedere calitativ gradul de izolare termică al anvelopei iar cea de a doua componentă reprezentând gradul de permeabilitate a aerului prin anvelopa clădirii, notată H_v . Așadar, cum în ecuația 6, diferența de temperatură este constantă indiferent de tipul clădirii evaluate, desigur pentru aceeași temperatură exterioară, fluxul termic cedat către mediul exterior, în condițiile limită, este dependent doar de elementele constructive ale clădirii. Gradul de izolare termică al anvelopei și controlul permeabilității la aer al acesteia, sunt două elemente calitative prin care se poate evalua rapid puterea termică necesară menținerii temperaturii de confort interior, în funcție de zona climatică a României, în care este construită clădirea analizată.

Coeficientul de pierderi termice prin anvelopa clădirii, H_T , se divide la rândul său în 3 elemente distincte din punct de vedere constructiv. Expresia lui, sintetizată, este dată de ecuația 6.

$$H_T = L + L_S + H_u \quad (6)$$

- Cuplajul termic cu mediul exterior, L , care se realizează prin elementele constructive calculându-se ca suma produselor dintre suprafețele acestora și transmitanța corespunzătoare.
- Cuplajul termic către spațiile neîncălzite, H_u , evaluarea acestuia fiind recomandată a fi realizată cu SR EN 13789.

- Cuplajul termic cu solul, L_S , care se admite a fi calculat în regim staționar, conform cu SR EN 13789 și SR EN 13370.

Coeficientul de pierderi termice prin ventilare, H_V , este calculat pe baza ratei de ventilare, n_a , aplicată volumului de aer interior, V , însumând volumul tuturor încăperilor clădirii analizate, caracterizate de aceeași temperatură de confort, cât și având în vedere capacitatea termică volumică a aerului, $\rho_a \cdot c_a$. Ecuația 7, exprimă coeficientul de pierderi termice datorate permeabilității la aer a clădirii, acesta fiind parte importantă a cuplajului clădirii cu mediul exterior, după cum se va arăta în cele ce urmează.

$$H_V = \rho_a \cdot c_a \cdot n_a \cdot V \quad (7)$$

Numărul de schimburi de aer orar, recomandat de metodologia națională, are valoarea de 0.5, acesta reprezentând minimul la care se realizează un schimb de aer necesar pentru asigurarea calității aerului interior.

Ecuația de calcul corespunzătoare rezistențelor termice corectate, corelată cu minimul necesar obținerii valorilor normate date de Tabelul 1 din anexa menționată, împreună cu relația coeficientului de cuplaj termic, L , și volumul de aer interior a condus la obținerea ecuației 8, a coeficientului global de izolare termică, GN , printr-o procedură simplificată.

$$GN = \frac{\sum(L_j \cdot \tau_j)}{V} + 0,34 \cdot n_a \quad (8)$$

După cum se poate observa, în calcul se află sintetizate cele două componente ale calcului necesarului energetic, prin conducție a elementelor de construcție și prin ventilare, aferente permeabilității la schimbul de aer cu mediul exterior, a acestora. Așadar, primul element al ecuației nu este altceva decât raportul dintre coeficientul de pierderi termice ale elementelor anvelopei clădirii, H_T , și volumul de aer interior, V , al clădirii. Acest coeficient exprimă cantitatea de energie pierdută și raportată la volumul de aer interior cât și la suprafața elementelor de anvelopă. Astfel, reiese din această evaluare că pierderile termice ale elementelor de anvelopă depind pe de o parte de rezistența termică corectată iar pe de altă parte de către raportul A/V , dintre suprafața elementelor de anvelopă și volumul aerului interior.

Componenta care exprimă permeabilitatea la aer a elementelor de clădire, deci a schimbului liber de aer între interior și exterior, și care nu depinde de rezistența termică a elementelor de clădire ci pur și simplu de volumul de aer, orar, care se transferă între mediile interior și exterior, este sintetizată de al doilea termen din ecuația 8, în care 0,34 reprezintă capacitatea termică volumică a aerului, exprimată în Wh/m³K, dată de produsul dintre densitatea aerului, ρ_a , și capacitatea termică, c_a , a acestuia. Prin suma celor două componente se exprimă coeficientul global de izolare termică a clădirilor, coeficient ce face obiectul obținerii unor valori minime prevăzute în ordinul de ministru, și care sprijină în mod evident proiectanții de clădiri, printr-un indicator simplu, care impune un minim necesar de eficiență energetică, globală, a clădirilor din domeniul rezidențial.

Număr de niveluri N	A/V	GN
	[m ² /m ³]	[W/m ³ K]
1	0.80	0.55
	0.85	0.58
	0.90	0.61
	0.95	0.63
	1.00	0.66
	1.05	0.67
	≥ 1.10	0.68
2	0.45	0.41
	0.50	0.44
	0.55	0.48
	0.60	0.5
	0.65	0.52
	0.70	0.53
	≥ 0.75	0.54

Tabel 1 extras din Ordinul 2641, ANEXA A15 al Valorilor normate ale coeficientului global de izolare termică – GN pentru clădiri cu unu și două niveluri

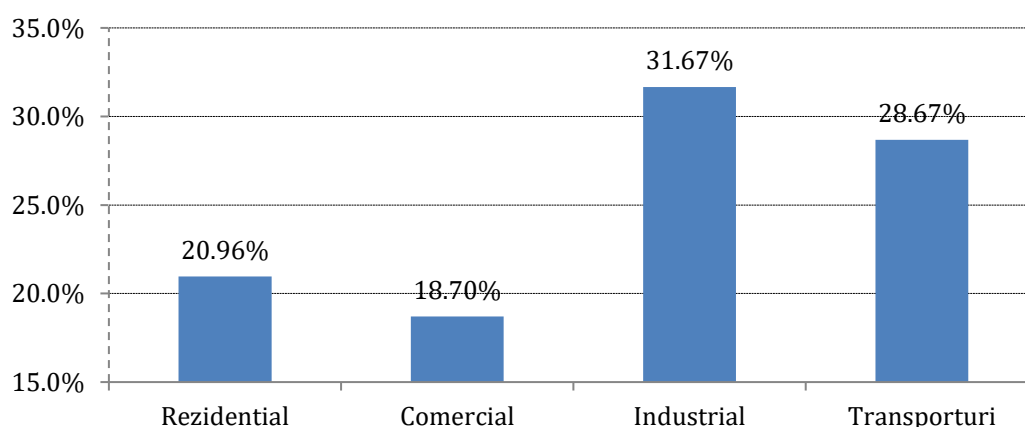
Un tabel folositor în ceea ce privește simplificarea metodei de calcul îl reprezintă tabelul 1, „Valorile normate ale coeficientului global de izolare

termică – GN,, (12). În tabelul 1 sunt extrase valorile coeficientului global de izolare termică, pe baza raportului dintre suprafața elementelor anvelopei clădirii și a volumului de aer încălzit/răcit, pentru clădiri cu unul și două niveluri. S-au izolat pentru lucrarea de față valorile coeficientului global de izolare termică, pentru clădiri cu maximum două niveluri, pentru că acestea fac obiectul analizei ce va urma în subcapitolul 5.4.

CAPITOLUL 3. METODE DE EVALUARE ALE PERFORMANTELOR ECHIPAMENTELOR TERMICE.

3.1 Introducere

Reducerea dependenței față de energia primară utilizată în încălzirea sau răcirea spațiilor în vederea menținerii unei temperaturi de confort interior, reprezintă motivația principală a prezentului capitol. Stabilirea unor metode de lucru în vederea analizării eficienței instalațiilor, stabilirea parametrilor de stare ai diferitelor componente ale sistemelor și studierea comparativă între metodele disponibile la ora actuală în domeniile de cercetare cât și în metodele internaționale de evaluare a eficienței energetice pentru instalații, fac obiectul unui studiu metodologic teoretic și numeric complex.



Figură 2 Consumul energetic în funcție de sector la sfârșitul anului 2016

Pentru scăderea dependenței de sursele primare de energie, posibilitatea instalării unor sisteme termice ce utilizează energia solară sau surse alternative de energie, este un motiv în plus pentru care analiza de față reprezintă de asemenea un real interes.

Sistemele hibride pot utiliza energia captata pe întreaga zi de către sistemul solar prin ridicarea potențialului termic sau utilizarea energiei acumulate atunci când cererea de agent termic a consumatorului impune anumiți parametri de temperatură sau debit, care fără o sursă adițional sistemului solar nu pot fi livrate.

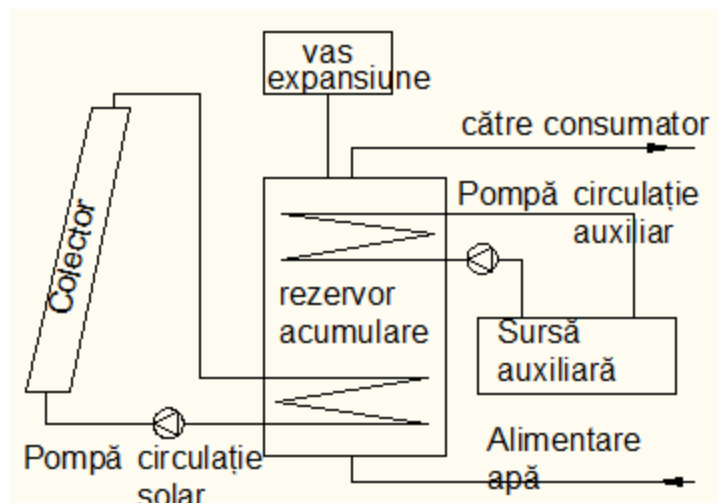
3.2 Metode de evaluare și modelare matematică ale sistemelor de utilizare a energiei solare și stabilirea performanțelor acestora.

Pentru domeniul rezidențial, implementarea unor soluții de preparare a agentului termic în vederea încălzirii, urmează în general un cost cât mai redus, implementarea de cele mai multe ori realizându-se cu sisteme pre-configurate, proiectarea propriu zisă nemaifăcând obiectul de interes al companiilor din domeniu. Din acest motiv, o serie de metode rapide au fost adoptate astăzi. În acest raport, o serie de modele matematice sunt enumerate, prezentate și comparate pentru a scoate în evidență avantajele dar și carențele pe care inevitabil orice tip de model le are.

a. Metoda F-Chart.

Metoda f-chart își propune evaluarea fracției solare a energiei totale livrate de către sistemul solar, pentru un consumator și un sistem dat. Metoda este de asemenea o corelare a rezultatelor numeroaselor simulări ale sistemelor solare implementate pe întreg mapamondul, și care au putut fi recuperate de către echipele de analiză (13).

Metoda f-chart a fost dezvoltată pentru 3 tipuri de configurații ale sistemelor, încălzirea spațiilor cu agent termic sau aer și prepararea de apă caldă menajeră și pentru sistemele ce prepară doar apă caldă menajeră.



Figură 3 Schema standard a sistemului de încălzire a apei

În figura 4 este prezentată o schemă standard de încălzire a apei calde pentru a fi utilizată în prepararea agentului termic sau pentru apa caldă de consum. Colectorul încălzește un agent termic primar care în general are proprietăți termice specifice precum protecția la îngheț, acesta fiind recirculat prin colector și serpentina inferioară a rezervorului de către o pompă de circulație. Protecția la îngheț diminuează în general performanțele întregului sistem din cauza căldurii specifice diminuate în comparație cu cele ale apei rezultând o cantitate de energie transferată mai mică în unitatea de timp. În același timp este de menționat și avantajul unei capacități termice mai mici, caracteristică ce diminuează inerția termică a agentului, realizându-se defapt o preluare a energiei mai rapidă. În general scăderea capacității termice a agentului termic este compensată prin creșterea debitului acestuia prin captator, prin mai multe metode.

Cei doi parametri, X și Y ai metodei sintetizează ca și aporturi în parametrul Y cât și pierderi în parametrul X, elementele constructive prin parametrii descriptivi ai elementelor, transparență, absorbțivitate, pierderi termice dar și parametrii fizici specifici ai agentului termic și perioadei de calcul. Un rol important îl are de asemenea și sarcina de la consumator prin care fracția solară este direct influențată iar o dimensionare necorespunzătoare a instalației solare conducând către performanțe scăzute.

$$X = \frac{A_c \cdot F'_R \cdot k_c \cdot (t_{ref} - \bar{t}_e) \cdot \Delta\tau}{Q_{cons}}$$

$$Y = \frac{A_c \cdot F'_R \cdot (\alpha\tau) \cdot I \cdot N_{zl}}{Q_{cons}}$$
(9)

Parametrii X și Y conduc către fracții lunare de căldură produsă în instalația solară pentru necesarul consumatorului. Per total, fracția anuală totală se calculează cu ajutorul relației 10 în care căldura totală generată în instalația solară este raportată și în acest caz la necesarul anual al consumatorului.

$$F = \frac{\sum f_i \cdot Q_{cons,i}}{\sum Q_{cons,i}}$$
(10)

Fracția solară lunară se calculează în funcție de constantele sistemului după care se construiește funcția f ce depinde de X și Y. Acești parametri sunt diferiți de la sistem la sistem, în general fiind obținuți în urma simulărilor. În relația 11 este scrisă forma funcției f în relație cu X și Y, indicele i reprezentând evaluarea fracției pe subperioadele în care radiația solară și temperatura exterioară sunt cvasiconstante.

$$f_i = a_1 \cdot Y + a_2 \cdot X + b_1 \cdot Y^2 + b_2 \cdot X^2 + c_1 \cdot Y^3$$
(11)

	Sisteme cu agent termic lichid	Sisteme cu agent termic aer
a ₁	1.029	1.040
a ₂	-0.065	-0.065
b ₁	-0.245	-0.159
b ₂	0.0018	0.00187
c ₁	0.0215	-0.095

Tabel 2 Valorile constantelor funcției f conform tipului sistemului

Pentru sistemele cu agent termic lichid sau aer, valorile coeficienților funcției f_i , se regăsesc în tabelul 2.

Corecția factorului Y față de cel de referință considerat la stabilirea ecuației f -chart, datorat unor valori diferite ale coeficientului adimensional $\varepsilon_L C_{\min}/(k \cdot A)_h$, în care ε_L este eficiența schimbătorului de căldură, $C_{\min}$ reprezintă capacitatea de transfer termic a lichidului din circuitul de încălzire în $W/^\circ C$, iar grupul $(k \cdot A)_h$ reprezintă coeficientul global de pierderi termice al consumatorului, pe suprafața anvelopei, calculat după metoda de încălzire a spațiilor.

Metoda f -chart descrisă poate fi utilizată și în calcularea fracției solare în cazul serviciului de preparare a apei calde de consum, prin corectarea factorului X cu relația 16.

$$\frac{Y_c}{Y} = 0.39 + 0.65 \cdot \exp\left(-0.139 \frac{(k \cdot A)_h}{\varepsilon_L \cdot C_{\min}}\right) \quad (12)$$

$$0.5 \leq \frac{\varepsilon_L \cdot C_{\min}}{(kA)_h} \leq 50$$

$$\frac{X_c}{X} = \frac{11.6 + 1.18 \cdot t_{\min} + 3.86 \cdot t_r - 2.32 \cdot \bar{t}_e}{100 - \bar{t}_e} \quad (13)$$

Metoda f -chart poate genera rezultate nu foarte precise în cazul în care sarcina consumatorului variază semnificativ față de o valoare stabilită, iar volumul de acumulare, specific, de referință, pentru care a fost dezvoltată metoda fiind de 75 litrii pe metrul pătrat de suprafață de captare, aici menționând și primul dezavantaj al metodei.

Pentru scrierea facilă a ecuațiilor pentru X și Y , se utilizează relația 14.

$$X = F_R k_c \cdot \frac{F'_R}{F_R} \cdot (t_{\text{ref}} - \bar{t}_e) \cdot \Delta\tau \cdot \frac{A_c}{Q_{\text{cons}}} \quad (14)$$

$$Y = F_R (\alpha\tau)_n \cdot \frac{F'_R}{F_R} \cdot \frac{(\overline{\alpha\tau})}{(\alpha\tau)_n} \cdot I \cdot N_{zl} \cdot \frac{A_c}{Q_{\text{cons}}}$$

a. Metoda Europeană.

Radiația solară în cazul acestei metode, se calculează ținând seama de radiația solară pe planul înclinat al captatorului dar și de umbrirea eventual apărută pe suprafața de captare. Metoda europeană nu oferă anexă în care să

fie regăsit factorul de corecție în funcție de înclinare și de unghiul azimutal. Această decizie este luată pe seama diferențelor care ar apărea în funcție de latitudine și longitudine, acest factor fiind lăsat în sarcina țărilor membre. O serie de metodologii de calcul al factorului de corecție pot fi aplicate, utilizând ca date de intrare înregistrările meteonorm pentru diferite orașe, iar prin corelare să poată fi obținută o anexă prin care utilizatorul metodei să poată calcula valoarea radiației corectate pe planul înclinat.

Transformarea tabelului de referință, B.7, s-a realizat pentru o diferență de temperatură de 50°C între temperatura de livrare a apei calde și temperatura de intrare în sistemul solar a apei reci.

	S	M	L	XL	XXL	
Necesar	37	102	203	337	427	l/zi

Tabel 3 Debitul zilnic de apă caldă în funcție de consumator

Metoda se bazează pe stabilirea fracției apei calde de consum din totalul energetic pentru încălzire spații și apă caldă menajeră. Relația 15 stabilește acest factor prin raportarea necesarului energetic pentru prepararea apei calde la totalul necesar pentru încălzire.

$$f_{w,use,m} = \frac{Q_{w,sol,us,m}}{Q_{w,sol,us,m} + Q_{h,sol,us,m}} \quad (15)$$

Împreună cu metoda f-chart, volumul de acumulare de referință utilizat în dezvoltarea metodologie este de 75 de litrii per metru pătrat de captare, corecția fracției solare în funcție de acesta se face utilizând relația 16.

$$f_{sto,m} = \left(\frac{75 \cdot A_{w,sol,m}}{V_{sto,sol}} \right)^{0.25} \quad (16)$$

În metoda europeană, pierderile buclei captatorilor solari țin seama de ambii coeficienți de pierdere termică cu mediul ambiant, în general disponibili în foaia de catalog a captatorilor solari de pe piață. Coeficientul total de pierderi al buclei captatorilor, conductele și rezervorului de acumulare a energiei solare este de asemenea un parametru care se calculează separat sau se poate extrage din datele sistemului instalat la consumator sau chiar dintr-o anexă a prezentei metode. Împreună cu factorul de pierderi termice și factorii

a1, respectiv a2 din foaia de catalog, se poate calcula coeficientul total de pierderi ale sistemului solar utilizând relația 17. Suprafața solară este utilizată și de această dată pentru a obține o valoare reală, aplicată buclei solare ce conține atât armăturile specifice cât și captatorii solari. Coeficienții a1 și a2 sunt parametrii de sistem ce arată dimensiunea pierderilor termice față de mediul ambiental , a1 dar și datorită încălzirii lichidului din captator a2, valoare ce indică faptul că pierderile captatorului solar sunt mai mari în cazul unei temperaturi de ieșire crescută.

$$H_{loop} = a_1 + a_2 \cdot 40 + \frac{H_{loop,p}}{A_{w,sol,m}} \quad (17)$$

Una din diferențele de scriere a metodologiei europene față de f-chart o reprezintă calcularea unei temperaturi de referință pentru prepararea de apă caldă de consum, care în cazul metodei f-chart este întâlnită drept corecție adusă factorului de pierderi, conform relației 16. Astfel, temperatura de referință a metodei europene, utilizată ulterior în calculul factorului X, se calculează cu relația 18.

$$\theta_{ref,m} = 11.6 + 1.18 \cdot \theta_{w,svr,m} + 3.86 \cdot \theta_{w,cw,m} - 1.32 \cdot \theta_{e,m} \quad (18)$$

Părții solare i se aplică inclusiv energia pierdută prin transfer termic al izolației, pierdere calculată cu relația 19.

$$Q_{w,sol,sto,ls} = H_{sto,ls} \cdot \frac{V_{sol}}{V_{tot}} \cdot (\theta_{low} + (\theta_{high} - \theta_{low}) \cdot f_{tmp} - \theta_{amb}) \cdot f_{tmp,m} \cdot \frac{t_{ci}}{1000} \quad (19)$$

Pentru calcularea fracției solare se utilizează tot relația 11 cu aceiași coeficienți dar factori X, respectiv Y, sunt calculați de data aceasta cu relația 20 în care aporturile și pierderile sunt parametrii sistemului după cum urmează:

$$X = \frac{A_{sol} \cdot H_{loop} \cdot \eta_{loop} (\theta_{ref,m} - \theta_{e,m}) \cdot f_{sto,m} \cdot t_{ci,m}}{Q_{sol,ls,us} \cdot 1000} \quad (20)$$

$$Y = \frac{A_{sol} \cdot K_{hem}(50^\circ) \cdot \eta_0 \cdot \eta_{loop} \cdot I_{sol,m} \cdot t_{ci,m}}{Q_{sol,ls,us} \cdot 1000}$$

Pierderile aferente secțiunii sursei auxiliare, relația 21, contribuția sursei auxiliare, relația 22, pierderile termice aferente buclei sursei auxiliare, relația 23, sunt stabilite în metodologia europeană pentru toate cele 3 tipuri

de sistem, de preparare a ape calde, de preparare a agentului termic sau sisteme mixte de preparare agent termic și apă caldă.

$$Q_{w,bu,sto,ls,m} = H_{sto,ls} \cdot \frac{V_{sto,tot} - V_{sto,sol}}{V_{sto,tot}} \cdot (\theta_{w,bu,set} - \theta_{amb}) \cdot \frac{t_{ci}}{1000} \quad (21)$$

$$Q_{w,bu,out} = Q_{w,sol,us} - f_{dis} \cdot (Q_{w,sol,us,an} - Q_{w,bu,out,an}) \quad (22)$$

$$Q_{w,bu,dis,ls} = f_{bu,ins} \cdot Q_{w,bu,out} \quad (23)$$

În relația 21, pierderile de căldură, sunt către mediul ambiant și stocaj, prin temperatura de stocaj auxiliar aflat la temperatura setată sursei de backup. Căldura livrată de sursa auxiliară este stabilită pe baza factorului de distribuție și a înregistrărilor datelor consumatorului cu privire la consumul anual auxiliar și cel al sursei solare.

Factorul de distribuție este calculat simplu ca fiind cota parte aferentă fiecărei luni din an, calculat cu relația 24.

$$f_{dis} = \frac{I_{sol} \cdot t_{ci}}{I_{sol,s45,an} \cdot t_{ci,an}} \quad (24)$$

O serie de rezultate adiționale pot fi generate, cunoscând puterile electrice ale pompelor de circulație aferente buclei solare și sursei auxiliare. Energia totală consumată incluzând consumul electric total, și raportând energia captată la aceasta, lună de lună, fracția solară se poate recalcula, oferind posibilitatea de a urmări distribuția asociată unei instalații reale, în care pierderile termice joacă un rol important. În cele din urmă, fracția solară reală este calculată cu relația 25.

$$f_{sol} = \frac{f_{tmp} \cdot Q_{sol,ls,us} - Q_{w,sol,sto,ls,us}}{Q_{sol,ls,us}} \quad (25)$$

b. Metoda randamentului buclei solare.

Metoda propriu zisă presupune o listă de calcule inițiale de sistem. Dacă în metoda f-chart și cea europeană se calculează cei doi factori X și Y necesari implementării metode, în metodologia randamentului buclei solare sunt

generate variabilele lunare și constantele de sistem necesare calculului fracției solare finale.

Relația 26 stabilește randamentul buclei solare pentru fiecare lună, ecuația care stă la baza metodei randamentului solar.

$$\eta_{CC} = F_R^B \cdot \frac{F_C}{C_{CC} + 1} - F_R^B \cdot \frac{1}{C_{CC} + 1} \cdot \beta_{CC} \quad (26)$$

$$F_R^B = a \cdot \rho \cdot c \cdot (1 - E_{CS}) \quad (27)$$

$$F_C = \frac{\alpha \cdot \tau}{k_C} \quad (28)$$

Cu relația 32 se poate calcula valoarea coeficientului captator consumator.

$$C_{CC} = 0.43 \cdot \frac{S_C \cdot F_R^B}{G_{cons}} \quad (29)$$

$$\beta_{CC} = \frac{t_r - t_e}{I} \quad (30)$$

Ca și în situația metodei f-chart, este utilizat un factor de utilizare al energiei captate de suprafața colectoare prin corelarea dintre volumul de acumulare și suprafața de captare, având ca referință un volum specific de 75 litrii pe metrul pătrat de captare. Acest factor este dat de relația 31

$$f_u = 0.35 + 0.71836 \cdot e^{-0.1/(V_a/75/S_C)} \quad (31)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S} \quad (32)$$

$$E_C = e^{-\frac{F' \cdot k_C}{a \cdot \rho \cdot c}} \quad (33)$$

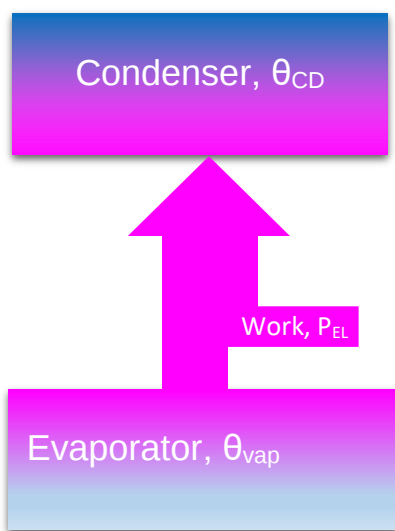
$$E_S = e^{-\frac{k_S}{a \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{1}{S_C/S_S}}$$

Utilizând factorul de corecție și radiația în plan orizontal, se obține, cu relația 34, valoarea corectată a radiației solare în planul înclinat.

$$I = f_{cap} \cdot I_O \quad (34)$$

3.3 Metode de evaluare și modelare matematică ale performanțelor sistemelor cu pompe de căldură.

Multiple studii, atât teoretice cât și experimentale, au condus către o înțelegere detaliată a comportamentului dinamic, a eficienței, capacitatea termică sau a necesarului consumatorului, în ceea ce privește mașina termică cu compresie de vapori.



Figură 4 Modelul ciclului Carnot

Ciclul Carnot, cu modelul simplificat și ideal, expus de figura 4, a fost utilizat pe scară largă ca fiind un bun punct de plecare, în definirea modelului fizic și matematic al echipamentelor cu compresie de vapori, ce poate converti lucrul mecanic în căldură (14)

$$P_{CD} = P_{VP} + \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot P_{EL} \quad (35)$$

Ciclul Carnot inversat este descris de asemenea prin coeficientul de performanță (15) definit ca raportul puterilor de la condensare și vaporizare, descris de ecuația 36 (16). Acest termen este utilizat în schimbul eficienței, subunitare, exprimând multiplul puterii termice de la vaporizator care se regăsește la condensare. Acest coeficient, datorită proprietăților ciclului Carnot, poate fi descris de ecuația 36, relativ la temperaturile aferente mediilor rece și cald, între care echipamentul funcționează (17).

$$COP_{CD} = \frac{P_{CD}}{P_{EL}} \quad (36)$$

Reprezentarea matematică a acestui model fizic, este sintetic expusă în ecuația 37, în care s-a transcris deasemenea și temperatura absolută pentru a putea facilita calculele.

$$\text{COP}_{CD} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot \frac{T_{CD}}{T_{CD} - T_{VP}} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \quad (37)$$

$$P_{CD} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot P_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \quad (38)$$

Toți parametrii oferă un comportament dinamic clar sau, în cazul în care funcționalitatea constantă are valori statice, fiind capabili să creeze o corelație între stările ciclului agentului frigorific al pompei de căldură și necesitatea de energie termică ale consumatorului. Valoarea constantă 0.016 provenind din corelarea parametrilor.

$$P_{CD} = 0.016 \cdot Q_{CD} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_C - t_R) \cdot 10^{-3} \quad (39)$$

Prin egalizare, ecuația 38 și 39 devin împreună expresia bilanțului termic dat de ecuația 40.

$$0.016 \cdot Q_{CD} \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot (t_C - t_R) \cdot 10^{-3} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot P_{EL} \cdot \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15}{\theta_{CD} - \theta_{VP} + \Delta_{CD} + \Delta_{VP}} \quad (40)$$

Dacă rescriem ecuația 40, în care parametrii c_{th} și c_{tl} sunt descriși de ecuația 42, definiți ca fiind coeficienții de temperatură ai ciclului frigorific (CTCF), suntem capabili să estimăm puterea electrică, la intrarea motorului electric al compresorului așa cum se arată în ecuația 41.

$$P_{EL} = \frac{1}{\eta_{iz} \cdot f_{CD}} \cdot P_{CD} \cdot (c_{th} - c_{tl}) \quad (41)$$

$$\begin{aligned} c_{tl} &= \frac{\theta_{VP} - \Delta_{VP}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15} \\ c_{th} &= \frac{\theta_{CD} + \Delta_{CD}}{\theta_{CD} + \Delta_{CD} + 273.15} \end{aligned} \quad (42)$$

Puterea vaporizatorului este în general scrisă de diferența față de puterea condensatorului și de o parte din puterea electrică.

$$P_{vp} = P_{CD} - \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot P_{EL} \quad (43)$$

CAPITOLUL 4. DETERMINĂRI EXPERIMENTALE PARAMETRII SPECIFICI

4.1 Programul de simulare numerică

Programul de simulare numerica este bazat pe date obtinute cu ajutorul softurilor COOLpack si DUPREX.

În DUPREX, caracteristicile agentului frigorific sunt evaluate conform REFPROP, un acronim pentru REFerence fluid PROPERTIES și dezvoltat de NIST (National Institute of Standards and Technology) USA.

Simularea în mediul DUPREX este o stare staționară, calculul făcându-se luând în considerare un comportament constant al parametrilor în interiorul sistemului. De asemenea, agentul frigorific acționat de compresor are ulei de lubrifiere standard utilizat în sistemele R410A și luat în considerare de DUPREX.

COP-ul pentru vaporizator și condensator sunt, de asemenea, ieșiri din mediul software-ului DUPREX. Pentru datele introduse, algoritmul este capabil să dezvăluie comportamentul staționar al echipamentelor atunci când sunt implicați parametri constanți. Pentru compararea rezultatelor s-a scris un script MATLAB bazat pe ecuațiile CTCF:

```
% refrigerant cycle parameters-----
teta_cd = 50;% [Celsius]
teta_vp = xlsread('matlab_simulation.xlsx','Date_50','B1:AF1');
delta_cd = 5;% [Celsius]
delta_vp = 5;% [Celsius]
%-----

%sistem parameters-----
eta_c = 0.61;% compressor efficiency [-]
P_CD = 10;% condenser power [kW]
eta_vp = 0.785;
%-----

%RTC-----
ctl = (teta_vp-delta_vp)/(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
    xlswrite('matlab_simulation.xlsx',ctl,'Date_50','B2:AF2') ;
cth = (teta_cd+delta_cd)/(teta_cd+delta_cd+273.15);% [-]
    xlswrite('matlab_simulation.xlsx',cth,'Date_50','B3:AF3') ;
%-----

%results-----
```

```

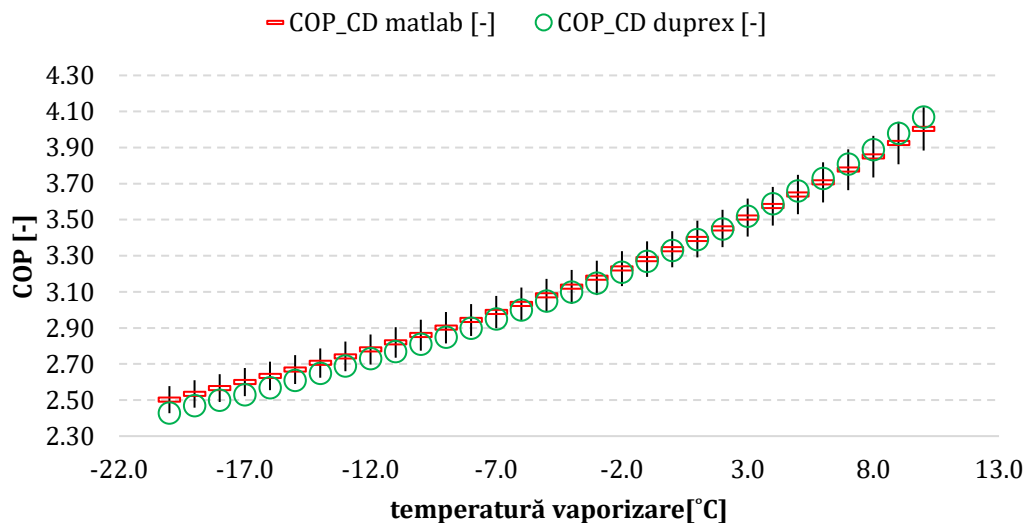
%compressor power-----
P_EL = eta_c^(-1)*P_CD*(cth-ctl);% [kW]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',P_EL,'Date_50','B4:AF4') ;

%heating COP-----
COP_CD = P_CD./P_EL;% [-]
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',COP_CD,'Date_50','B6:AF6') ;
%-----

%cooling capacity-----
P_VP = eta_vp*(P_CD-(eta_c*P_EL));
    xlsxwrite('matlab_simulation.xlsx',P_VP,'Date_50','B8:AF8');
%end-----

```

Curbele, comparând ambele rezultate DUPREX, respectiv modelul matematic de la MATLAB sunt reprezentate grafic în figura 5. COP din ambele simulări au rezultate similare cu un mic decalaj între valori, notăm aici o eroare sub 5,00% din diferențele COP înregistrate.



Figură 5 COP încălzire, comparație între rezultatele DUPREX și MATLAB

4.2 Identificarea parametrilor specifici.

Identificarea parametrilor specifici este un pas important în definirea planului experimental. Este un obiectiv important justificarea unui studiu experimental și necesitatea identificării anumitor parametri. Prioritar planului experimental, este necesară o simulare bazată pe SW pentru a stabili ceea ce se cunoaște în funcționalitatea echipamentului, ce poate fi măsurat direct pe bancul experimentului și ce date nu pot fi măsurate direct și care necesită un calcul matematic.

4.3 Lista datelor măsurate și planul experimental.

Puterea electrică poate fi înregistrată folosind o stație de achiziție de date, un contor de putere sau o unitate de înregistrare a energiei. Puterea electrică pentru curent alternativ trifazat este un produs între curent, tensiune și factorul de putere și este dată de ecuația 44. Parametrii masurați în timpul experimentului pot fi urmăriți în tabelul 4 și 5.

$$P_{EL_sym} = 3^{0.5} \cdot U \cdot I \cdot \cos(\Phi) \cdot 10^{-3} \quad (44)$$

Parametrii principali		
I ₁	Curent fază 1	A
I ₂	Curent fază 2	A
I ₃	Curent fază 3	A
t _{CD}	Temperatura de condensare	°C
t _{VP}	Temperatura de vaporizare	°C
t _C	Temperatura ieșire secundar schimbător de căldură	°C
t _R	Temperatura intrare secundar schimbător de căldură	°C
Q _{CD}	Debit de apă prin schimbător	l·min ⁻¹
U ₁	Tensiune de fază 1	V
U ₂	Tensiune de fază 2	V
U ₃	Tensiune de fază 3	V
p _{VP}	Presiunea de vaporizare	bar
p _{CD}	Presiunea de condensare	bar
τ	Rata de eșantionare a măsurărilor	ora

Tabel 4 Lista parametrilor principali

Rezultatele calibrării termocuplelor trebuie aplicate pentru toate temperaturile considerate relevante sau care fac obiectul unei noi măsurări. Dacă în întregul interval de temperatură, valorile sunt constante, un singur tabel poate fi suficient pentru a fi utilizat la calibrarea măsurărilor și al calculelor viitoare.

Studiul experimental, obiectivul principal al acestui capitol, pentru a fi utilizat în calibrarea modelului, necesită o analiză mai profundă a

echipamentelor studiate, stațiilor de achiziție a măsurărilor și necesității de calibrare pentru senzorii utilizați.

Parametrii secundari		
t_{11}	Temperatura intrare primar schimbător de căldură	$^{\circ}\text{C}$
t_{12}	Temperatura ieșire primar schimbător de căldură	$^{\circ}\text{C}$
t_{OH}	Temperatura de supraîncălzire	$^{\circ}\text{C}$
t_{SC}	Temperatura de subrăcire	$^{\circ}\text{C}$

Tabel 5 Lista parametrilor secundari pentru ciclul frigorific

Diferențele de temperatură au fost evaluate cu ecuația 55 și ecuația 56 pentru care media logaritmică a temperaturii de la condensare este dată de ecuația 47. Temperatura de condensare este considerată a fi o valoare a temperaturii în intervalul diferenței de temperatură a circuitului secundar, în care este recirculat agentul termic secundar, lichid, iar valoarea temperaturii de condensare este considerată ca fiind media logaritmică între temperaturile de intrare, respectiv ieșire a circuitului secundar.

$$\Delta_{VP} = t_{ext} - t_{VP_man} \quad (45)$$

$$\Delta_{CD} = t_{ml_cond} - t_{CD_man} \quad (46)$$

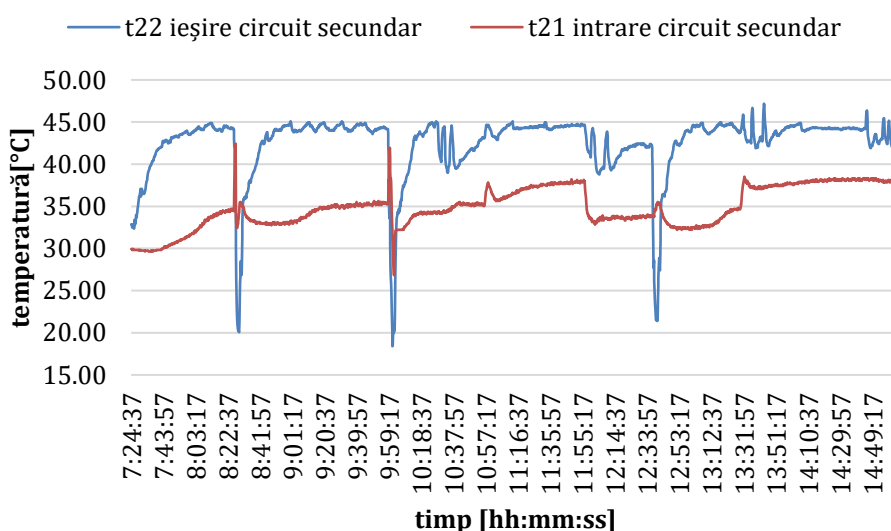
$$t_{ml_cond} = \frac{t_{12} - t_{11}}{\ln \frac{t_{12}}{t_{11}}} \quad (47)$$

Măsurările diferențelor de temperatură cu colector arată pentru temperatura mediului vaporizatorului o valoare constantă, driverul compresorului fiind capabil să mențină o presiune constantă în interiorul vaporizatorului pentru un control mai bun al ratei de transfer a căldurii în interiorul echipamentului. Presiunea în condensator corespunde unei setări a temperaturii de condensare care a fost variată în timpul măsurărilor între 35°C și 45°C cu trepte de temperatură de 5°C . Pentru cele 3 configurații ale temperaturii condensatorului, pompa de căldură setează doar temperatura de condensare, variind frecvența de lucru a compresorului sau schimbă pragul de

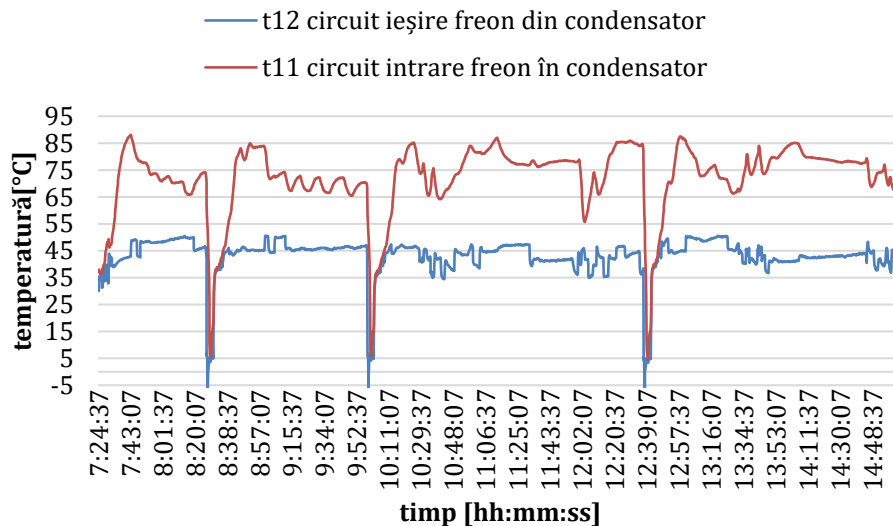
oprire în concordanță cu valoarea presiunii corespunzătoare temperaturii setate.

4.4 Procesarea datelor și identificarea parametrilor

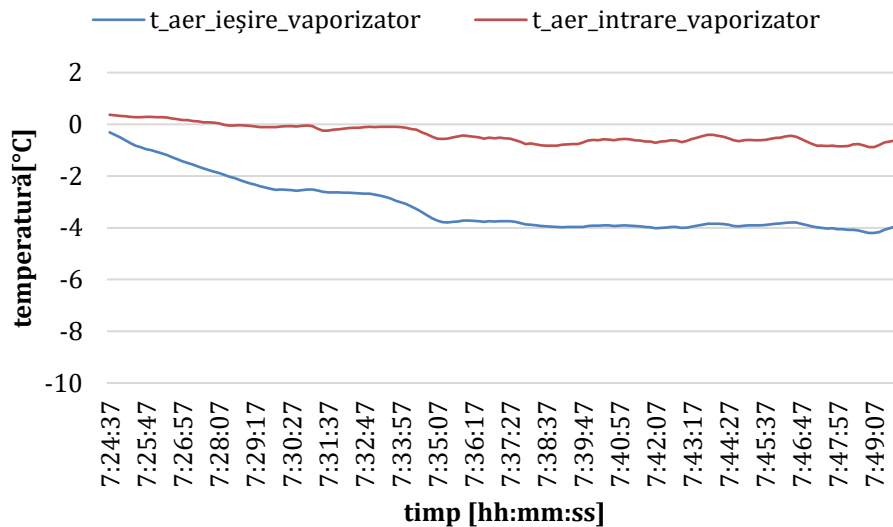
Datele înregistrate sunt rezultatul studiului experimental pe parcursul a 4 zile de la 21.02.2018 până la 24.02.2018, intervalul de timp a fost mai mare de 25000 de probe pentru fiecare dintre cei 13 parametri de măsurare. O mare bază de date pentru sistem a fost realizată pentru a fi utilizată în procesarea ce urmează.



Figură 6 Măsurări experimentale pe banc ale temperaturilor circuitului secundar al condensatorului din 21.02.2018



Figură 7 Măsurări experimentale pe banc, ale temperaturilor circuitului primar al condensatorului din 21.02.2018



Figură 8 Măsurări experimentale pe banc, a temperaturii aerului la vaporizator pe intrare și ieșire din 21.02.2018

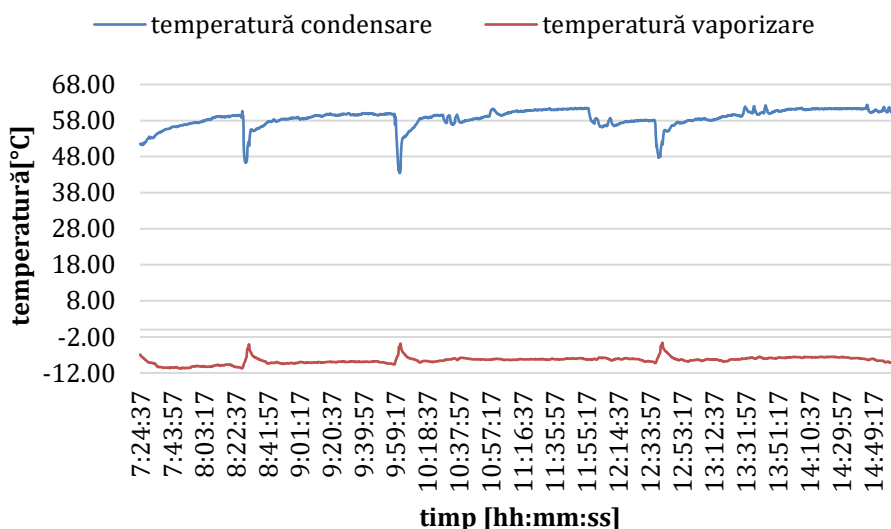
Valoarea medie a scăderii temperaturii, prezentată grafic în Figura 8 a aerului din vaporizator, are o valoare de 1,19°C. Deoarece măsurările temperaturii de intrare a vaporizatorului au fost oprite în timpul studiului experimental din 21.02.2018, scăderea temperaturii exterioare a aerului vaporizatorului a fost efectuată din nou în 28.03.2018. Valoarea medie

obținută a fost utilizată pentru a stabili temperatura externă corectă a mediului din care se extrage căldura cu ajutorul agentului frigorific.

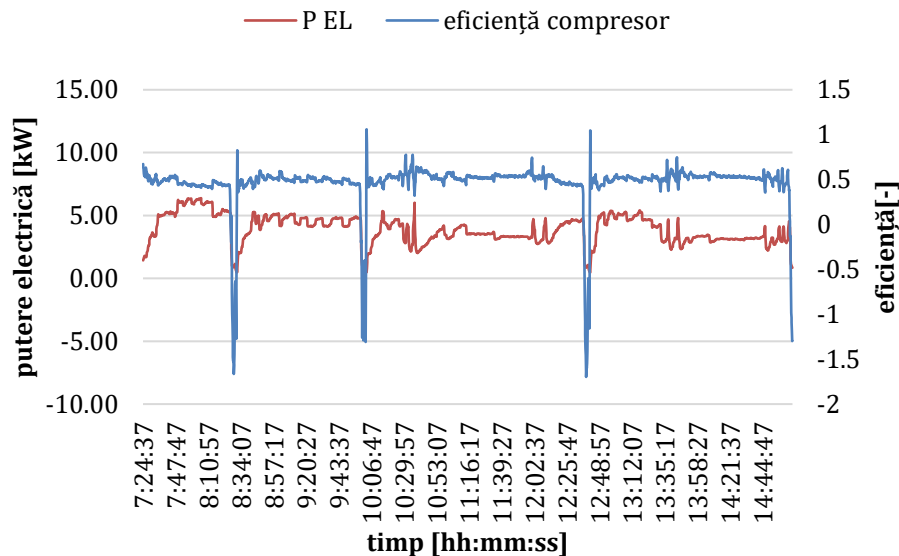
$$\eta_{iz} \cdot f_{CD} = \left(\frac{t_{ml_cond} + 293.32}{t_{ml_cond} - \theta_{VP} + 27.97} \right)^{-1} \cdot \frac{P_{CD}}{P_{EL}} \quad (48)$$

Puterea electrică se obține după însumarea puterii pe toate cele trei linii, utilizând un coeficient al factorului de putere egal cu 0,9.

În Figura 9 sunt prezentate temperaturile de condensare și vaporizare ale modelului matematic. Temperatura respectivă reprezintă temperaturi reale de condensare și vaporizare pentru care se adaugă sau se scad diferența de temperatură pentru condensator respectiv vaporizator.



Figură 9 Temperaturile vaporizare și condensare după prelucrare pentru 21.02.2018



Figură 10 Puterea electrică și eficiența compresorului pentru datele măsurate experimental în 21.02.2018

4.5 Calibrarea modelului matematic

Calibrarea programului de simulare este realizată pentru a configura programul de simulare pentru evaluarea echivalenței dintre modelul matematic și înregistrarea experimentală. Pentru comparație, puterea electrică măsurată direct pe mufele de intrare a pompei de căldură și puterea electrică calculată.

CAPITOLUL 5. EVALUARI ENERGETICE SI ECONOMICE PRIVIND IMPLEMENTAREA SISTEMELOR NECONVENȚIONALE DE UTILIZARE A RESURSELOR REGENERABILE

5.1 Prețul energiei și al echipamentelor.

Uniunea Europeană oferă prin Eurostat, referințele statistice generale asupra datelor și informațiilor care se derulează pe teritoriul său. Printre altele, Eurostat, în domeniul energiei, raportează anual sau bianual, prețul pe kilowattul oră pentru mai multe tipuri de energie utilizată. Prin raportul NRG_PC_202 se raportează prețul energiei provenite din gazele naturale, pe mai multe categorii de consumatori și mai multe tipuri de preț. Dintre acestea,

s-a reținut prețul cu toate taxele și serviciile incluse, în moneda națională românească, pe perioada 2013 semestrul al doilea, 2018 semestrul întâi, cu o valoare medie de 0.1434 RON/kWh, deoarece se uzează de prețul energiei convertite din metrul cub de gaz în kilowatt oră. În Figura 1 este arătată evoluția prețului la kilowattul oră de energie provenită din gaze naturale, cu un minim la începutul perioadei de raportare ținând un maxim în semestrul al doilea al anului 2015 cu o descreștere relativ constantă pe a doua jumătate a perioadei de raportare.

În lucrarea de față, prețul de referință utilizat în calcule de investiții sau de amortizare, va fi media anilor din statistica prezentată în acest capitol. Așadar, pentru energia electrică, prețul pentru kilowattul-oră de energie va fi 0.5739 RON, respectiv 0.1434 RON pentru gaze naturale, așa cum reiese și din Tabelul 10.

Tabel 10 Prețul energiei electrice și al energiei gazelor naturale, ca medie a intervalului 2013 S2 – 2018 S1

Tip energie	Electrica	Gaze naturale
Abreviere pret energie	p^{el}	p^{gn}
Pret [RON/kWh]	0.5739	0.1434

Având prețurile aferente energiei electrice, respectiv din gaze naturale și prețurile echipamentelor de producere a energiei termice necesare consumatorilor, se poate trece ușor la imaginarea unei strategii de satisfacere a necesarului de căldură, al unui consumator specific. Pentru a veni în sprijinul lucrării de față, echipamentele imaginate sunt de tip hibrid, care utilizează energie regenerabilă, a mediului ambiant, prin intermediul pompei de caldură. Deasemenea prin utilizarea pompei de caldură cu compresie mecanică de vapori, pot fi definite două regimuri de functionare a echipamentelor, respectiv pentru încălzire în sezonul rece sau răcire pe timpul sezonului cald. Acest aspect aduce un avantaj major în schema termodinamică folosită pentru satisfacerea necesarului de caldură. Astfel, un singur echipament, poate veni în sprijinul unei instalații preexistente, în care

încălzirea și prepararea de apă caldă menajeră se realizează cu o sursă clasică, ce utilizează combustibil fosil sau diferite amestecuri de hidrocarburi.

5.2 Aspecte termodinamice ale unui sistem cu pompa de caldura

De manieră generală, relația de legătură între puterea livrată și puterea electrică consumată, este definită de eficiența reală a mașinii frigorifice din componența unei pome de caldură, și scrisă sub forma dată de Ecuația 49.

$$\begin{aligned} COP_{cd} &= \frac{P_{cd}}{P_{EL}} = \varepsilon_{cd}^C \cdot \eta_{iz} \cdot f_{CD} \\ COP_{vp} &= \frac{P_{vp}}{P_{el}} = \varepsilon_{vp}^C \cdot \eta_{iz} \cdot f_{vp} \end{aligned} \quad (49)$$

Coeficienții f_{cd} , respectiv f_{vp} , sunt definiți ca fiind factori de legătură (18) între eficiența Carnot și coeficientul de performanță aferent fiecărui tip de configurație sau indicator de interes, respectiv la condensare sau la vaporizare. Acești factori, evident depind de condițiile de exploatare ale pompei de caldură în care se află pompa de caldură, respectiv temperaturile agentului frigorific, așa cum reiese din Ecuația 50 și scrisă în multiple articole publicate.

$$\begin{aligned} f_{cd} &= \frac{1}{\eta_{iz}} \cdot \frac{P_{CD}}{P_{EL}} \cdot \frac{t_{cd} - t_{vp} + \Delta_{cd} + \Delta_{vp}}{t_{cd} + \Delta_{cd} + 273.15} \\ f_{vp} &= \frac{1}{\eta_{iz}} \cdot \frac{P_{vp}}{P_{el}} \cdot \frac{t_{cd} - t_{vp} + \Delta_{cd} + \Delta_{vp}}{t_{vp} - \Delta_{vp} + 273.15} \end{aligned} \quad (50)$$

Cei doi coeficienți sunt variabili permanent în funcție de temperaturile agentului frigorific, iar puterea electrică utilizată de compresorul electric pentru satisfacerea puterii la condensator, respectiv vaporizator, fiind dependentă de tipul freonului, fac din cei doi parametrii indicatorii de calitate sau factori de corecție, a tipului de freon, pentru temperaturile de condensare, respectiv vaporizare utilizate de sistem. Din lucrarea citată pentru acest capitol în care s-au evaluat cei doi parametrii pentru freonul R134a, softul de calcul Coolpack (19), a reieșit că distribuția factorilor de corecție reprezintă o

familie de curbe, dependente de tipul freonului pe de o parte respectiv temperaturile agentilor frigorifici pe de altă parte, astfel încât, poate fi scrisă o ecuație polinomială reprezentativă pentru rezultatele obținute, de forma Ecuației 50 si 51. Coeficienții de regresie, cu matricile de calcul date de ecuațiile 52 - 55, sunt utilizați pentru a calcula la fiecare configurație de temperaturi, valorile factorilor de corecție. Mențiunea care trebuie făcută pentru aceste rezultate este ca randamentul isentropic utilizat la introducerea datelor în Coolpack, este de 0.7, valorile obținute pentru factorii de corecție fiind direct legați de acest parametru.

$$f_{CD} = (C_{cd} \cdot M_{cd})' \cdot M_{vp} \quad (50)$$

$$f_{VP} = (C_{vp} \cdot M_{cd})' \cdot M_{vp} \quad (51)$$

$$C_{cd} = \begin{bmatrix} b_1 & m_1 \\ b_2 & m_2 \\ b_3 & m_3 \end{bmatrix} \quad (52)$$

$$C_{vp} = \begin{bmatrix} c_1 & n_1 \\ c_2 & n_2 \\ c_3 & n_3 \end{bmatrix} \quad (53)$$

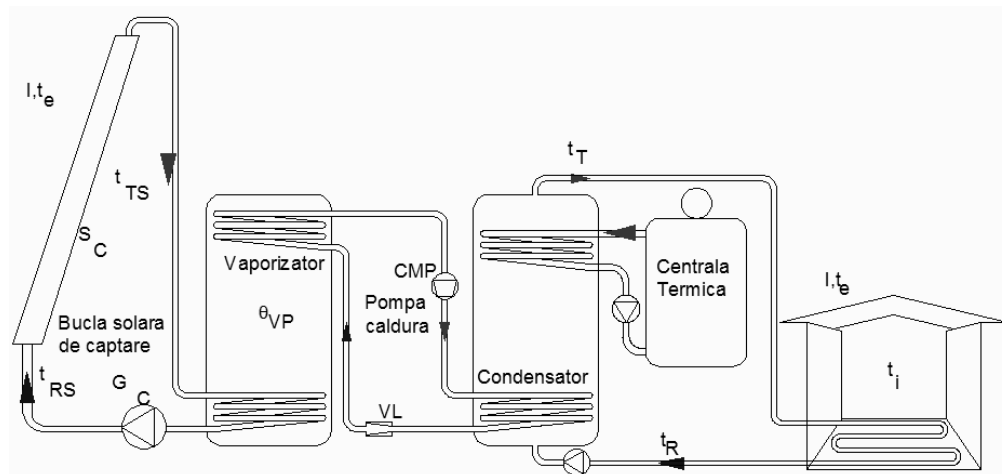
$$M_{cd} = \begin{bmatrix} 1 \\ T_{cd} \end{bmatrix} \quad (54)$$

$$M_{vp} = \begin{bmatrix} 1 \\ T_{vp} \\ T_{vp}^2 \end{bmatrix} \quad (55)$$

5.3 Sisteme hibride de utilizare a resurselor regenerabile, diagrame și model matematic

Pentru studiul ce va urma, s-a încercat includerea în sistemul de încălzire a cât mai multor elemente studiate pe parcursul desfășurării cercetării. Așadar, instalațiile solare, cu ajutorul cărora este utilizată energia

solară incidentă pe suprafață, sub forma de radiație și posibilitatea oferită de pompele de căldură ce utilizează energie electrică. Avantajul utilizării energiei electrice este acela ca acest tip de energie poate fi generat în sisteme fotovoltaice sau în cogenerare, asigurând atingerea scopului lucrării de față.



Figură 11 Sistem hibrid solar și pompă de căldură în configurație serie

Dintre cele menționate unul din sistemele hibride fiind și cel solar cu pompa de căldură în configurație serie, prezentat în Figura 11. Denumirea de configurație serie vine din tipul constructiv al echipamentelor, prin care inițial se încălzește agentul termic din rezervorul buclei solare. Astfel, în a doua parte, pompa de căldură ridică potențialul termic al acestui agent, adăugând energie termică și asigurând încălzirea rezervorului buclei consumatorului. Astfel se realizează o încălzire în trepte, prin modelul unui sistem în care echipamentele sunt legate în serie, de la bucla solară până la consumator.

$$P_{CS} = S_c \cdot I \cdot F_R^B \cdot [\alpha \cdot \tau - k_c \cdot \beta_B] \quad (56)$$

În care parametrii fizici care descriu sistemul solar:

$$\beta_B = \frac{\theta_{VP} - t_e}{I} \quad (57)$$

$$F_R^B = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_C} \cdot (1 - E_{CS}) \quad (58)$$

$$E_{CS} = \frac{E_C \cdot (1 - E_S) + E_S \cdot (1 - E_C)}{1 - E_C \cdot E_S} \quad (59)$$

$$E_S = \exp\left(-\frac{k_S}{a \cdot \rho \cdot c} \cdot \frac{S_S}{S_C}\right) \quad (60)$$

$$E_C = \exp(-NTU_C) \quad (61)$$

Urmând aceeași strategie, s-a exprimat temperatura medie a agentului termic pe secundarul schimbătorului de căldură solar în funcție de temperatura agentului termic la ieșirea din instalația de încălzire a clădirii. Sigur ca pentru a realiza acest lucru s-a trecut prin pompa de căldură care a contribuit atât la creșterea puterii termice transferate de la vaporizatorul ei aflat imersat în rezervorul de acumulare 1 la puterea termică la condensator care se află imersat în rezervorul de acumulare 2. Relația de legatura între temperaturile medii ale agenților termici pe circuitele secundare ale vaporizatorului și condensatorului pompei de căldură sunt scrise în lucrările (20) (21).

$$\theta_{vp} = A \cdot \theta_{cd} + B \quad (61)$$

$$A = \left(1 - \frac{0.7}{COP_{CD}}\right) \quad (62)$$

$$B = \left[2 \cdot \Delta t - (273.15 + \Delta t) \cdot \frac{0.7}{COP_{CD}}\right] \quad (63)$$

Prin introducerea relațiilor ce descriu procesul termic al pompei de căldură, relațiile deja prezentate au aceeași formă doar ca parametrii descriptivi se rescriu după cum urmeaza:

$$P_{CS} = S_c \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [\alpha \cdot \tau - k_c \cdot \beta_{BC}] \quad (64)$$

În care parametrii fizici care descriu sistemul solar:

$$\beta_{BC} = \frac{t_R^* - t_e}{I} \quad (65)$$

$$F_R^{BC} = \left(\frac{1}{F_R^B} + \frac{1}{F_R^C} \right)^{-1} \quad (66)$$

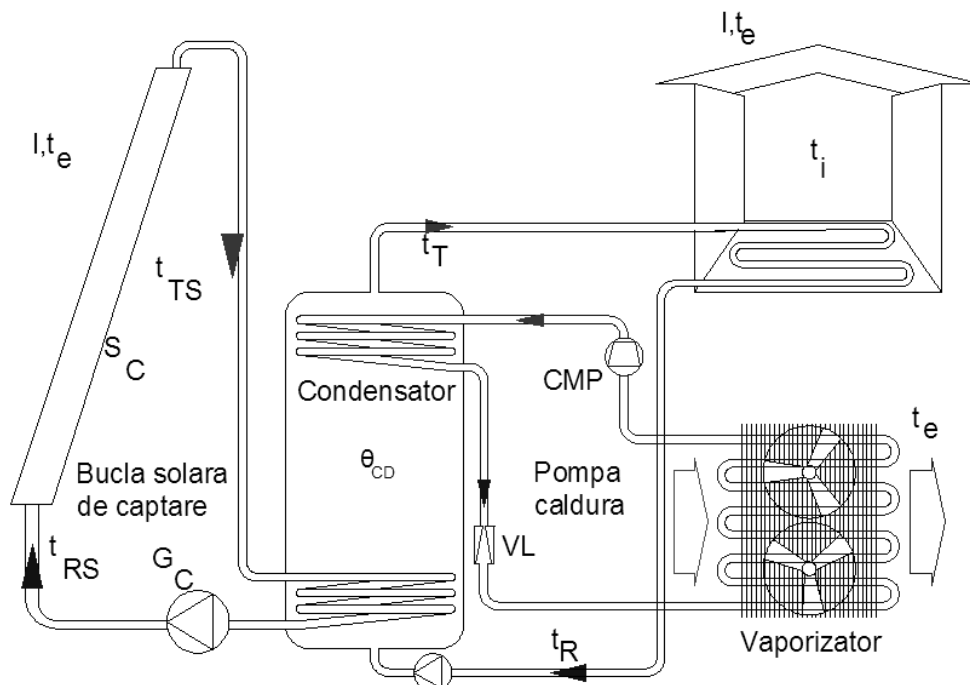
$$t_R^* = A \cdot t_R + B \quad (67)$$

$$F_R^C = 2 \cdot \frac{H}{S_c \cdot k_c} \cdot \frac{(t_{i0} - t_{e0})}{(t_{T0} - t_{R0})} \quad (68)$$

Puterea termică necesară consumatorului se stabilește cu:

$$P_{INC} = H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (69)$$

Pentru atingerea aceluiași scop, și anume implementarea de soluții hibride utilizând resurse regenerabile de energie, se poate utiliza și configurația sistemului solar și pompă de căldură paralel, prezentată schematic în Figura 12. Unul din avantajele acestui tip de sistem, comparându-l cu cel prezentat anterior, ar fi bucla solară care poate fi oprită în anumite condiții meteo, când componenta solară este dezavantajoasă.



Figură 12 Sistem hibrid solar și pompă de căldură în configurație paralel

Sistemul din Figura 12 prezintă și avantajul reducerii costurilor cu echipamentele, un singur rezervor de acumulare fiind necesar pentru inmagazinarea energiei termice produse de instalația solară și pompa de căldură. Funcționarea acestui tip de configurație este impusă ca și la primul tip, prin faptul că încălzirea centrală este asigurată conform curbelor de reglaj calitativ prin care temperatura de tur respectiv retur a instalației de încălzire sunt stabilite pe baza temperaturii exterioare de proiectare, temperatura exterioară de calcul, temperatura interioară de proiectare și a temperaturilor de dimensionare ale instalației. Temperaturile de dimensionare a instalației de încălzire este recomandat a fi de valori scăzute, cum cum sunt cele pentru instalațiile de suprafață mare, de exemplu instalație de încălzire prin pardoseală sau instalații de încălzire prin ventilare. Temperaturile de lucru corespunzătoare temperaturii exterioare au expresiile date de Ecuația 70 și Ecuația 71 pentru temperaturile de tur, respectiv retur.

$$t_T = \frac{t_{T0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_e \quad (70)$$

$$t_R = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot t_e \quad (71)$$

Puterea termică a instalației solare se scrie conform Ecuației 72 instalația solară funcționând între temperatura exterioară și temperatura de intrare a agentului termic, respectiv t_{RS} .

$$P_{CS} = S_c \cdot I \cdot F_R \cdot [\alpha \cdot \tau - k_c \cdot \beta_0] \quad (72)$$

Sintetizarea efectelor temperaturii și a radiației solare se realizează prin raportul parametrilor termici aferenți suprafeței de captare, respectiv β_0 , cu expresia dată de Ecuația 73 prin care se poate constata că puterea termică a suprafeței solare scade odată cu scăderea temperaturii exterioare și crește cu cât radiația incidentă este mai mare, lucru evidențiat de Ecuația 72.

$$\beta_0 = \frac{t_{RS} - t_e}{I} \quad (73)$$

Factorul de corecție al fluxului termic captat, F_R , corelat cu β_0 , are de această dată expresia dată de Ecuația 74, în care modulul termic EC , aferent instalației solare este evaluat prin exponențiala numărului de unități termice de captare, respectiv Ecuația (14), și parametrii agentului termic, respectiv coeficientul global de transfer termic al suprafeței de captare.

$$F_R = \frac{a \cdot \rho \cdot c}{k_c} \cdot (1 - E_C) \quad (74)$$

Și în cazul acestei configurații, puterea termică a suprafeței solare se rescrie, pentru care raportul parametrilor termici aferenți buclei de captare, care implică, de data aceasta, temperatura medie a agentului termic din secundarul schimbătorului de căldură aferent buclei solare, dat de Ecuația 75.

$$\beta_B = \frac{t_s - t_e}{I} \quad (75)$$

Similar, se va urmări dependența puterii termice de captare în funcție de temperatura de retur din instalația de încălzire și mai departe dependența acesteia de temperatura t_{i0} de dimensionare pentru interiorul clădirii, prin Ecuația 76..

$$P_{CS} = S_c \cdot I \cdot \eta_{BC} = S_c \cdot I \cdot F_R^{BC} \cdot [\alpha \cdot \tau - k_c \cdot F_{INC} \cdot \beta_{i0}] \quad (76)$$

Factorul de corecție aferent instalației de încălzire, F_{INC} , are expresia Ecuației 77, iar β_{i0} , valoarea dată de Ecuația 78.

$$F_{INC} = \frac{t_{R0} - t_{e0}}{t_{i0} - t_{e0}} \quad (77)$$

$$\beta_{i0} = \frac{t_{i0} - t_e}{I} \quad (78)$$

Puterea de condensare a pompei de căldură se scrie între temperatura de condensare, anume temperatura din rezervorul de acumulare plus diferența de temperatură între aceasta și temperatura de lucru a freonului și temperatura de vaporizare care este temperatura exterioară minus diferența de temperatură de lucru a freonului. Așadar, expresia puterii de condensare este dată de relația 79.

$$P_{CD} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot \frac{\theta_{CD} + (273.15 + \Delta t)}{\theta_{CD} - t_e + 2 \cdot \Delta t} \cdot P_{EL} \quad (79)$$

Corelând pompa de căldură cu instalația solară și instalația interioară de încălzire, prin intermediul temperaturii din rezervorul de acumulare, coeficientul de performanță de condensare devine:

$$COP_{CD} = \eta_{iz} \cdot f_{CD} \cdot \frac{t_T - C \cdot P_{CD} + (273.15 + \Delta t)}{t_T - C \cdot P_{CD} - t_e + 2 \cdot \Delta t} \cdot P_{EL} \quad (80)$$

În această ecuație, factorul C are expresia 81 depinzând de suprafața și coeficientul de transfer termic global al captatorului solar și factorului de corecție aferent consumatorului.

$$C = \frac{1}{k_C \cdot S_C \cdot F_R^C} \quad (81)$$

Etapele de calcul, sunt împărțite după cum urmează:

Se stabilește puterea necesară instalației de încălzire pentru temperatura exterioară corespunzătoare pasului de calcul. Se calculează temperatura de corecție, t_E , conform Ecuației 82:

$$t_E = \frac{\alpha \cdot \tau}{k_C} \cdot I + t_e \quad (82)$$

5.4 Sisteme hibride în configurație serie și paralel. Simulări și rezultate

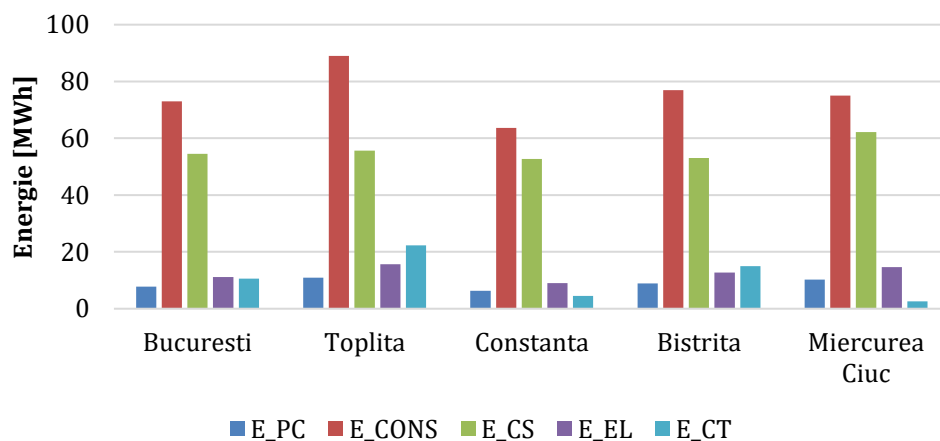
În capitolul precedent s-au detaliat procedurile de evaluare energetică a diferitelor tipologii de sisteme hibride de utilizare a resurselor regenerabile. Astfel, au fost propuse două tipuri constructive, anume serie și paralel. Totodată s-au enumerat și o serie de avantaje și dezavantaje, atât constructive cât și funcționale.

Pentru a studia fezabilitatea implementării unor astfel de soluții, se impune o simulare numerică, bazată pe modelele prezentate, pentru același consumator, interesant fiind și zona de amplasare geografică a acestuia. Pentru aceasta se impune de asemenea alegerea consumatorului și a tipului de încălzire utilizată pentru atingerea nevoilor de confort termic.

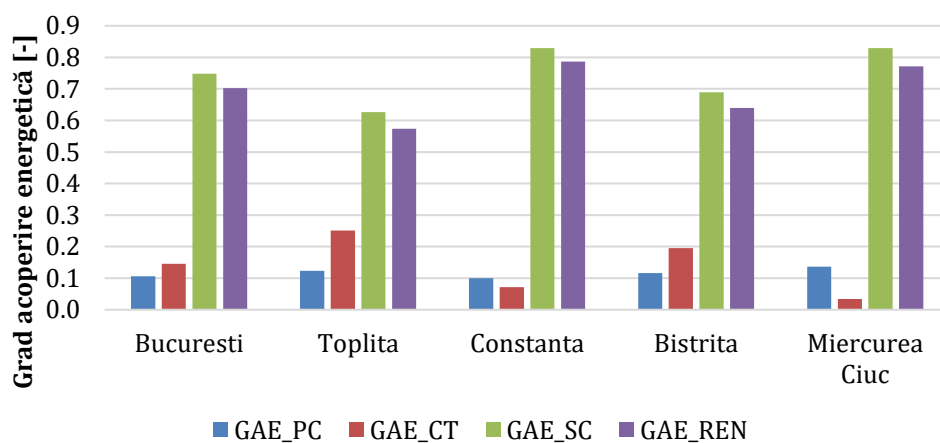
5.5 Gradul de acoperire energetică și recuperarea investiției

În acest capitol se intenționează evidențierea avantajelor economice ale unei posibile investiții în sistemul de încălzire pentru sezonul rece. Așadar, distribuția puterilor prezentate în capitolul precedent a condus la calcularea

energiei livrate de către fiecare echipament în comparație cu energia termică necesară consumatorului. Rezultatele prezentate împreună cu descrierea acestora au pus în evidență o serie de avantaje/dezavantaje constructive și cantitative dpdv termic. În capitolul acesta se va prezenta nivelul de investiție, energia recuperată pe baza gradului de acoperire energetică din resurse regenerabile și perioada de recuperare a investiției. Toate acestea se vor realiza pe baza prețurilor echipamentelor și a energiei prezentate deja la începutul studiului.



Figură 13 Energia livrata de diferitele elemente constructive și energia necesară consumatorului în sistemul de tip serie



Figură 14 Gradul de acoperire energetica al fiecarui element constructiv și gradul de acoperire energetica din resurse regenerabile pentru sistemul de tip serie

Energia livrată de diferitele elemente constructive și energia necesară consumatorului, elemente conținute în sistemul hibrid de tip serie,

reprezentate grafic in Figura 13 pentru suprafața solară, pompa de caldură și centrala termică împreună cu energia totală necesară la consumator. Se poate simplu deduce ca orașele situate în zone climatice mai defavorabile necesită mai multă energie din totalul celor 5 orașe selectate. Acest grafic relevă deasemenea că în comparație cu pompa de caldură, suprafața solară pune la dispoziție o cantitate de energie semnificativă, ca aport din totalul necesar.

CAPITOLUL 6. CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI PERSPECTIVE.

6.1 Contribuții personale.

Dezvoltare programe Scilab/Matlab si simulări Scilab/Matlab,

Cercetarea matematica si compararea diferitelor modele matematice folosite si propuse in studiul de fata pentru evidentierea parametrilor de sistem necesari cresterii eficientei energetice si a fractiei solare in ceea ce priveste sistemul de utilizarea al energiei solare,

Cercetarea documentara si studiu bibliografic in 73 de lucrari de specialitate,

Participare la conferinte (enumerarea acestora si articolelor publicate), articole 22,

Realizare plan experimental, realizare banc experimental, calibrarea termocuplelor in laboratorul propriu al UTCB/termo,

Dezvoltare program matlab pentru model utilizand rețele neuronale,

Cercetarea si evidentierea parametrilor masinii frigorifice, ca fiind descris de un polinom de gradul doi,

Scrierea matriceala a descrierii matematice al masinii frigorifice care faciliteaza implementarea in programul de calcul Matlab,

Cercetarea coeficientului solar de corectie al radiatiei solare in functie de pozitia geografica, utilizand baza de date Meteonorm,

Simularea si evidentierea avantajelor diferitelor tipuri de freon, utilizand utilul coolpack,

Diverse simulari pentru obtinerea factorului de corectie al radiatiei solare, utilizand utilul TRNsys,

Realizare factor de corectie f_{cap} , utilizat în metodologia MC001 pentru calcularea radiației solare în plan înclinat.

Realizare scheme termo-hidraulice pentru sistemele studiate si propunerea de imbunatatiri ce ar trebui aduse in vederea cresterii eficientei energetice.

6.2 Perspective de cercetare ulterioară.

Continuare cercetare diferite scheme termice hibride,

Cercetare in ceea ce priveste posibilitatea de integrare a solutiilor termice studiate si in sezonul cald,

Cercetare si propunere de programe experimentale pentru determinare a parametrilor specifici ai unui sistem cu pompa de caldura, pentru sezonul rece,

Continuare cercetare si dezvoltare a modelelor matematice utilizand retele neuronale.

Realizarea unui plan de analiză predictivă pe sistemul studiat experimental pentru identificarea eventualelor echipamente cu funcționare defectuoasă și propunerea de îmbunătățiri.

Propunerea de sisteme hibride axate pe aporturile și dezavantajele zonelor climatice și realizarea unui studiu economic în acest sens.

Realizarea unui model dinamic în ceea ce privește funcționarea unei PC.

Lista de notații

A_c – aria totală a colectoarelor, [m²]

$A_{w,sol,m}$ – Suprafața echivalentă a captatoarelor solare, [m²]

C_0 – costul investiției totale în anul “0”, [Euro]
 C_{CC} – coeficientul ansamblului captator-consumator,
 C_E – costul anual al energiei consumate la nivelul anului de referință, [Euro/an]
 C_M – costul anual al operațiunilor de mentenanță, la nivelul anului de referință [Euro/an]
 COP – Coeficientul de Performanță, [-]
 $CTCF$ – coeficienții termici ai ciclului frigorific, [-]
 dxh – produsul dintre diametrul și înălțimea rezervorului de acumulare, [m³]
 EJ – exajouli, [10¹⁸ J]
 E_{sym} – energia măsurată pe durata experimentului, [kWh]
 f – rata anuală de creștere a costului căldurii, [-]
 F_R^{B} – transmitanța buclei solare, [-]
 F_C – factorul caracteristic al captatorilor solari, [-]
 f_{cd} – factorul de corecție de condensare, [-]
 $f_{tmp,m}$ – fracția solară a lunii aferente calculului, în ecuația 22, [-]
 f_{dis} – factorul de distribuție, [-]
 F' – factorul de corecție al fluxului termic captat, [-]
 F'_R – eficiența de transfer termic a colectorului solar, [-]
 F_R – factorul de reducere a cantității de căldură captată, [-]
 G_{cons} – debitul de agent termic la consumator, [m³/s]
 GN – coeficientul global de izolare termică, specificat în ordinul de ministru 2641 din 2017, [W/m²K]
 GW_{th} – [GW termic]
 H – coeficientul de pierderi termice al clădirii, [W/K]
 $H_{sto,ls}$ – coeficientul de pierderi aferent stocajului solar, în ecuația 22, [W/K]
 H_T – coeficientul de pierderi de căldură prin transmisie, [W/K]
 H_U – coeficientul de pierderi termice prin spațiile neîncălzite, [W/K]
 H_V – coeficientul de pierderi de căldură prin ventilare, [W/K]
 i – rata anuală de depreciere a monedei (Euro), [-]
 I – radiația solară zilnică medie lunară incidentă în planul colectorului, [J/m²]
 $I_{sol,m}$ – radiația zilnică medie lunară, în ecuația 23, [W/m²·K],
 L – coeficientul de cuplaj termic prin anvelopa clădirii, [W/K]
 L_s – coeficientul de cuplaj termic prin sol, [W/K]

k – indice în funcție de tipul energiei utilizate, [1- gaz natural, 2 – energie termică, 3 – energie electrică]
 k_{hem} – factorul unghiului de incidență, în ecuația 23, [-]
 k_c – coeficientul de pierderi termice al colectorului solar, [W/m² °C]
 k_c și k_s – coeficienții de pierderi termice respective transfer termic în captator respectiv serpentina, [W/m² °C]
 N – durata fizică de viață a sistemului analizat, [ani]
 n_a – numărul de schimburi de aer pe oră, [h⁻¹]
 PMV/PPD – Predicted mean Value/Predicted Percentage of Dissatisfied, coeficienții ce redau gradul de satisfacție al ocupanților unui spațiu climatizat, conform ISO 7730.
 P_{EL-sym} – Puterea electrică măsurată în timpul experimentului, [kW]
 N_{zl} – numărul de zile din luna de calcul, [-]
 PJ – petajouli, [10¹⁵ J]
 Q_{cons} – căldura necesară consumatorului, [J]
 Q_L – pierderea de căldură către mediul exterior al clădirii, [Wh]
 $Q_{sol,ls,us}$ – este energia necesară încălzirii, incluzând sursa auxiliară, [Wh]
 $Q_{sol,ls,us}$ – energia totală necesară consumatorului pentru încălzire, în ecuația 23, [kWh]
 S_c/S_s – raportul dintre suprafața de captare și serpentină, [-]
 a – debitul specific de agent termic prin bucla solară, [m³/s]
 t_e – temperatura exterioară medie, [°C]
 t_{min} – temperatura minimă acceptată pentru apă caldă, [°C]
 t_r – temperatura de intrare a apei reci, [°C]
 t_{ref} – temperatura de referință, [100 °C]
 V – volum de aer, [m³]
 V_{actual} – volumul specific de acumulare al instalației solare, 75 volumul de referință, [l/m²]
 $V_{sto, sol}$ – volumul rezervorului de acumulare, în ecuația 19, [m³]
 V_{sol} și V_{tot} – volumele solar și total, în ecuația 22, [m³]
 X_c – corecția valorii coeficientului X în situația dată, [-]
 Y_c – factorul Y corectat, [-]
 α – reprezintă absorbivitatea plăcii captatoare, în ecuația 31, [-]

$\alpha \cdot \tau$ – coeficientul absorbtivitate-transparentță medie lunară al captatorului solar. [-]
 β_{CC} – randamentul captatorului solar, [-]
 η_0 și η_{loop} – randamentul captatorului respectiv al buclei, în ecuația 23, [-]
 $\Delta \tau$ – numărul de secunde într-o lună, [s]
 Φ_{th} – putere termică, [W]
 θ_i – temperatura interioară de calcul, [°C]
 θ_{ej} – temperatura exterioară corespunzătoare perioadei de calcul, [°C]
 $\theta_{w,SRV,m}$ – temperatura apei calde, în ecuația 21, [°C]
 $\theta_{w,cw,m}$ – temperatura apei reci de alimentare, în ecuația 21, [°C]
 $\theta_{e,m}$ – temperatura medie exterioară, în ecuația 21, [°C]
 θ_{low} , θ_{high} , θ_{amb} – temperaturile tur, retur respectiv mediului ambiant stocajului, în ecuația 22, [°C]
 τ – perioada de calcul, [h], [s]
 τ_j – factorul de corecție, din ecuația 10, a temperaturilor exterioare corespunzătoare elementelor de construcție din analiză, [-]
 $\rho_a \cdot c_a$ – capacitatea termică volumică a aerului, [0,34Wh/m³K]

Bibliografie

1. **Change, United Nations Framework Convention on Climate.** Climate Action. *ec.europa.eu*. [Interactiv] https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations_en.
2. **UNFCCC.** unfccc.int/process-and-meetings. *unfccc.int*. [Interactiv] November 2015. <https://unfccc.int/process-and-meetings/conferences/past-conferences/paris-climate-change-conference-november-2015/cop-21>.
3. **Cometee, European.** eur-lex.europa.eu/legal-content. *eur-lex.europa.eu*. [Interactiv] 4 3 2020. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/TXT/PDF/?uri=CELEX:52020PC0080&from=EN>.
4. **Europene, Guvernul Uniunii.** eur-lex.europa.eu/legal-content. *eur-lex.europa.eu*. [Interactiv] 30 Iunie 2009. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/ALL/?uri=CELEX%3A32009D0548>.
5. **UNFCCC.** *Kyoto Protocol Reference Manual*. s.l. : UNFCCC Secretariat, 2008.
6. **Nations, United.** *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. Kyoto : UNFCCC Secretariat, 1997.
7. **României, Guvernul.** legislatie.just.ro/Public/DetaliiDocumentAfi. 2001.
8. **Guvernul României.** ORDIN nr. 121 din 28 Ianuarie 2021. București : Monitorul Oficial, 2021, Vol. 109.

9. —. HG 1635/2009. [autorul cărții] Monitorul Oficial. *Monitorul Oficial*. București : Monitorul Oficial, 2009.
10. **Universitatea Tehnică de Construcții București**. METODOLOGIE_partea III-19dec2006. București : s.n., 2006.
11. **Sven Werner**. *European District Heating Price Sales*. s.l. : ENERGIFORSK, 2016. ISBN 978-91-7673-316-5.
12. **României, Guvernul**. Ordinul nr. 2641/2017 privind modificarea și completarea reglementării tehnice "Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor,,," aprobată prin ordinul de ministrului transporturilor, construcțiilor și turismului nr. 157/2007. București : Guvernul României, 2007.
13. **John A. Duffie, William A. Beckman**. *Solar Engineering of Thermal Processes, fourth edition*. New Jersey : John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, 2013.
14. *Attainability of the Carnot efficiency with real gases in the regenerator of the refrigeration cycle*. **Cao, Qiang**. s.l. : Applied Energy, 2018.
15. *Inverse cycles modeling without refrigerant property specification*. **Federico Scarpa, Luca A. Tagliafico, Vincenzo Bianco**. s.l. : SciVerse ScienceDirect, 2013.
16. *Application of an air source heat pump (ASHP) for heating in Harbin, the coldest provincial capital of China*. **Yaning Zhang, Qin Ma, Bingxi Li, Xinmeng Fan, Zhongbin Fu**. s.l. : Energy and Buildings, 2017.
17. *Functional and energetic functioning of a system compound from heat pump, central heat unit and building* . **Florin Iordache, Mugurel Talpiga**. s.l. : Romanian Journal of Civil Engineering, 2018.
18. *Numerical simulation and parameters optimisation of a heat*. **Mugurel Florin, Talpiga, Florin, Iordache și Eugen, Mandric**. 2019, DSC 2019 Proceedings.
19. <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>. [Interactiv] 2019.
20. **Florin, Iordache și Mugurel, Talpiga**. *Echipamente și sisteme termice. Metode de evaluare energetică și funcțională - Sistem sursă cu captatoare solare și pompa de caldura*. București : Matrixrom, 2017.
21. *Modelare funcțională și energetică a unui sistem compus din pompa de caldura, instalație de încălzire centrală și clădire*. **Florin, Iordache**. 2018, Revista Română de Inginerie Civilă, pg. 99-103.