

# **OPTIMIZAREA INSTALAȚIILOR TERMICE DIN CLĂDIRI ÎN SCOPUL REDUCERII CONSUMULUI ENERGETIC ȘI A EMISIILOR DE CO<sub>2</sub> UTILIZÂND POMPA DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE CIVILĂ  
de către

**ing. Călin Sebarchievici**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing. Ioan Sârbu  
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Gheorghe Badea  
prof.univ.dr.ing. Theodor Mateescu  
prof.univ.dr.ing. Ioan Borza

Ziua susținerii tezei: 25 noiembrie 2013

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” din 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, 2013

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” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității autorului în cadrul Universității "Politehnica" din Timișoara – Catedra de Instalații pentru Construcții începând cu anul 2008. Această teză a fost concepută în urma experienței acumulate în domeniul proiectării instalațiilor termice și sanitare, a execuției instalațiilor electrice și de automatizare, precum și a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în cadrul laboratorului de instalații al catedrei.

Lucrarea se referă la posibilitatea îmbunătățirii performanțelor instalațiilor termice din clădiri - instalații de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum - ce utilizează pompa de căldură cuplată la sol, în scopul reducerii consumului de energie și a emisiilor de CO<sub>2</sub>. Consider că prezenta lucrare are o importanță deosebită pentru specialiștii din domeniul instalațiilor ce utilizează pompa de căldură, prin aportul cercetărilor teoretice și experimentale și a simulărilor numerice efectuate.

Primul meu cuvânt de mulțumire și recunoștință îl adresez conducătorului de doctorat, D-nului prof.dr.ing.eur.ing. Ioan Sârbu, pentru ajutorul științific și moral pe care mi l-a acordat, alături de Catedra de Instalații din cadrul UPT, pe care o conduce. De asemenea îi mulțumesc pentru felul în care s-a implicat în educația mea de cercetător astfel încât contribuțiile mele științifice să fie de o înaltă calitate.

O adâncă recunoștință și mulțumire o aduc și D-nului ing. Horia Bura, un profesionist de înaltă ținută care m-a susținut necontenit ori de câte ori am avut nevoie de un sfat practic, util pentru înțelegerea părții teoretice și m-a ajutat în aproape toate studiile și cercetările întreprinse.

Îi mulțumesc D-nului ing. Nicolae Neguț, care mi-a fost alături în elaborarea testului de răspuns termic al solului cu ajutorul programului de calcul Earth Energy Designer, conceput pentru proiectarea și simularea optimă a schimbătoarelor de căldură verticale din sol și mi-a dat sfaturi utile în elaborarea cercetărilor legate de energia termică a solului.

Îmi exprim întreaga considerație și grație față de membrii comisiei de doctorat, domnii prof.dr.ing. Theodor Mateescu, prof.dr.ing. Gheorghe Badea și prof.dr.ing. Ioan Borza pentru disponibilitatea și amabilitatea cu care au acceptat să analizeze conținutul tezei.

Adresez mulțumiri D-nului ing. Cătălin Măglaș, D-nului ing. Călin Muscă și D-nului dr. ing. Mihai Iacob pentru susținerea în execuția și optimizarea standului experimental și pentru promptitudinea transmiterii informațiilor și colaborarea avută în cadrul cercetărilor.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc familiei, care mi-a fost alături și m-a susținut necontenit pe toată durata elaborării tezei de doctorat.

Timișoara, mai 2013

Ing. Călin Sebarchievici

Conducătorului meu de doctorat, Prof.dr.ing.eur.ing. Ioan Sârbu

Sebarchievici, Călin

**Optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO<sub>2</sub> utilizând pompa de căldură cuplată la sol**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 5, Nr.109, Editura Politehnica, 2013, 148 pagini, 79 figuri, 38 tabele, 139 formule.

ISSN:1842-581X

ISBN:978-606-554-713-1

Cuvinte cheie: clădiri, instalații termice, încălzire, răcire, prepararea apei calde de consum, pompă de căldură, schimbător de căldură vertical, consumuri energetice, indici de performanță, optimizare funcțional-energetică, studii și analize comparative, confort termic, simulare numerică.

Rezumat,

Lucrarea de față are ca obiect principal optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO<sub>2</sub> utilizând pompa de căldură cuplată la sol. În acest sens autorul a realizat un stand experimental cu ajutorul căruia s-au obținut îmbunătățiri ale instalațiilor termice pentru încălzirea și răcirea clădirilor prin intermediul controlului asupra turației pompei de circulație. Lucrarea prezintă modele și programe de simulare a schimbătoarelor de căldură cuplate la sol, precum și posibilitatea hibridizării pompelor de căldură ce utilizează solul ca sursă de energie. S-au efectuat simulări numerice pentru studiul capacității termofizice a solului utilizând programul EED, simulări pentru consumurile de energie termică cu ajutorul programului TRNSYS și simulări ale confortului termic interior folosind programul THERMAL COMFORT. În final sunt expuse avantajele obținute prin cercetările experimentale, contribuțiile aduse și direcțiile viitoare de cercetare și promovare a studiilor efectuate.

# CUPRINS

<b>1. INTRODUCERE</b> .....	8
1.1. Considerații asupra subiectului tezei de doctorat .....	8
1.2. Conținutul tezei de doctorat .....	10
<b>2. UTILIZAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL LA ÎNCĂLZIREA/RĂCIREA CLĂDIRILOR</b> .....	14
2.1. Necesitatea utilizării pompei de căldură .....	14
2.2. Principiul de funcționare a pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori.....	15
2.2.1. Schema și ciclul termodinamic al pompei de de căldură .....	16
2.2.2. Limita de rentabilitate și capabilitate a pompei de căldură cu electrocompresor .....	18
2.3. Performanțele pompei de căldură.....	19
2.3.1. Indicatori economici.....	19
2.3.2. Indicatori energetici.....	20
2.4. Regimuri de funcționare a pompei de căldură.....	23
2.5. Descrierea sistemelor de pompe de căldură geotermice.....	24
<b>3. MODELE ȘI PROGRAME DE SIMULARE A SCHIMBĂTOARELOR DE CALDURĂ DIN SOL</b> .....	28
3.1. Considerații generale.....	28
3.2. Modele de simulare a SCS.....	28
3.2.1. Transferul de căldură din exteriorul puțului.....	28
3.2.1.1. Modelul Kelvin al sursei liniare.....	29
3.2.1.2. Modelul sursei cilindrice.....	29
3.2.1.3. Modelul Eskilson.....	30
3.2.1.4. Soluția sursei liniare finite.....	30
3.2.1.5. Modelul pasului de timp scurt.....	31
3.2.1.6. Alte modele numerice folosite.....	31
3.2.2. Transferul de căldură din interiorul puțului.....	31
3.2.2.1. Modelul unidimensional.....	32
3.2.2.2. Modelul bidimensional.....	32
3.2.2.3. Modelul cvasi-tridimensional.....	33
3.2.3. Comparații între modelele analitice și numerice .....	34
3.3. Programe de proiectare/simulare a SCS.....	34
3.3.1. Programe de proiectare bazate pe modelul sursei liniare.....	34
3.3.1.1. Programele Universității din Lund.....	34
3.3.1.2. Programul GLHEPRO.....	35
3.3.1.3. Programul GEO STAR.....	35
3.3.1.4. Programe de simulare energetică a clădirii integrate cu modele de SCS.....	35
3.3.2. Programul GchpCalc bazat pe modelul sursei cilindrice.....	36
3.3.3. Programe de simulare numerică.....	36

<b>4. EVOLUȚIA CONCEPȚIEI SISTEMELOR HIBRIDE DE POMPE DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL.....</b>	<b>37</b>
4.1. Considerații generale.....	37
4.2. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu schimbătoare de căldură suplimentare.....	37
4.3. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu producere de apă caldă....	39
4.4. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare termice.....	40
4.5. Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice.....	41
4.5.1. Considerații generale.....	41
4.5.2. Radiația solară și tehnologia panourilor fotovoltaice.....	42
4.5.3. Criterii de dimensionare a sistemelor fotovoltaice.....	43
4.5.4. Analiza posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice.....	45
<b>5. DETERMINAREA NECESARULUI DE CĂLDURĂ/FRIG ȘI A CONSUMULUI DE ENERGIE TERMICĂ PENTRU LABORATORUL EXPERIMENTAL.....</b>	<b>50</b>
5.1. Calculul necesarului de căldură pentru încălzire.....	50
5.2. Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum.....	52
5.3. Calculul sarcinii termice de răcire.....	53
5.4. Prezentarea laboratorului experimental și a rezultatelor calculelor efectuate.....	55
5.5. Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară.....	58
<b>6. STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE.....</b>	<b>61</b>
6.1. Descrierea standului experimental al pompei de căldură cuplate la sol.....	61
6.2. Soluții de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum	66
6.2.1. Optimizarea energetică a pompării apei în instalația interioară de încălzire.....	66
6.2.1.1. Reglarea furnizării căldurii.....	66
6.2.1.2. Corelarea debitului pompat cu necesarul de căldură...	68
6.2.1.3. Economia de energie pentru încălzirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație.....	78
6.2.1.4. Economia de energie pentru răcirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație.....	80
6.2.2. Reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO <sub>2</sub> prin micșorarea temperaturii de tur.....	81
6.3. Determinarea performanței și a consumului energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare.....	82
6.3.1. Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler.....	82
6.3.2. Studiul COP și al căldurii extrase din sol în scopul preparării apei calde de consum pentru o familie.....	84
6.3.3. Studiul COP al pompei de căldură pentru încălzirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie.	85

6.3.4. Studiul COP al pompei de căldură pentru răcirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie.....	86
6.3.5. Studiul COP al pompei de căldură la prepararea apei calde de consum cu diferite temperaturi.....	87
6.4. Studiul comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat.....	88
6.4.1. Considerații generale.....	88
6.4.2. Încălzirea prin pardoseală radiantă.....	90
6.4.2.1. Descrierea sistemului.....	90
6.4.2.2. Validarea experimentală a modelării numerice a emisiei termice la pardoseli radiante .....	91
6.4.3. Descrierea sistemului de încălzire cu radiatoare de joasă temperatură.....	94
6.4.4. Comparație între performanța energetică a sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare .....	95
6.4.5. Evaluarea confortului termic .....	97
6.4.5.1. Considerații generale.....	97
6.4.5.2. Modelul matematic .....	98
6.4.5.3. Aplicarea modelului PMV-PPD .....	101
<b>7. SIMULĂRI NUMERICE UTILIZÂND SOFTWARE SPECIALIZAT.....</b>	<b>103</b>
7.1. Simularea capacității termofizice a solului folosind programul EED .....	103
7.1.1. Testul de răspuns termic al solului .....	103
7.1.2. Analiza temperaturii neafectate a solului .....	107
7.1.3. Descrierea programului EED .....	108
7.1.4. Aplicarea programului de simulare EED .....	109
7.1.4.1. Datele de intrare .....	109
7.1.4.2. Rezultatele simulării .....	110
7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS.....	113
7.2.1. Prezentarea programului de simulare TRNSYS .....	113
7.2.2. Simularea consumului de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului .....	117
7.2.3. Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând pompa de căldură cuplată la sol .....	119
7.2.4. Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând panourile solare termice .....	120
<b>8. CONCLUZII, CONTRIBUȚII PERSONALE SI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE .....</b>	<b>122</b>
8.1. Concluzii .....	122
8.2. Contribuții personale .....	124
8.3. Direcții viitoare de cercetare și promovare a conceptelor propuse .....	125
<b>LISTA CU ABREVIERI, NOTAȚII ȘI SIMBOLURI .....</b>	<b>127</b>
<b>LISTA DE TABELE ȘI FIGURI .....</b>	<b>137</b>
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>141</b>

# CAP.1 INTRODUCERE

## 1.1 Considerații asupra obiectului tezei de doctorat

În decursul ultimelor decenii ale mileniului doi și a primului deceniu al mileniului trei omenirea a făcut salturi uriașe în toate sectoarele de activitate, dat fiind faptul că tehnica și tehnologia au avut o evoluție exponențială, cu rezultate spectaculoase și benefice. Totodată în această perioadă au apărut fenomene complexe precum creșterea explozivă a populației, sporirea consumului energetic și deteriorarea mediului înconjurător. Urmare a acestor fenomene, omenirea este confruntată cu o triadă de probleme: consumul de energie, protecția mediului, creșterea economică.

Și în țara noastră consumul de energie este în creștere continuă, impunându-se luarea unor măsuri drastice de reducere a acestuia. În Carta Verde (COM 769) din 29 mai 2000, "Pentru o Strategie Europeană în Aprovizionarea cu Energie", Comisia Uniunii Europene a subliniat trei aspecte legate de necesitatea promovării economisirii de energie:

- securitatea aprovizionării cu energie deoarece, dacă nu se iau măsuri, dependența de import va atinge 70% în 2030;
- problemele de mediu sunt din ce în ce mai accentuate, iar 94% din producția de emisii de gaze are loc în procesele de generare și utilizare a energiei;
- Uniunea Europeană (UE) are o influență limitată asupra condițiilor de aprovizionare cu energie.

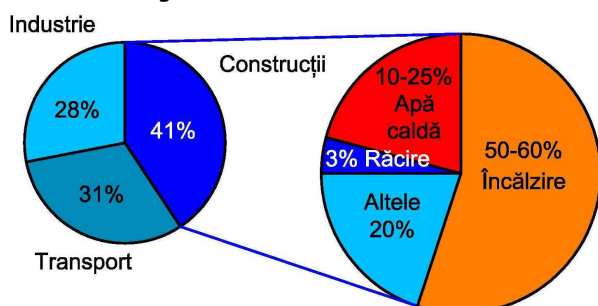


Fig. 1.1 Consumul de energie primară din UE

Clădirile sunt o parte importantă a culturii și a patrimoniului european și ele joacă un rol de seamă în politica energetică a UE, întrucât în sectorul construcțiilor consumul de energie reprezintă 41% din consumul de energie primară (Fig. 1.1) [88].

Strategia economică a unei dezvoltări durabile impune în mod cert promovarea eficienței și utilizarea rațională a energiei la nivelul clădirilor, consumator major de energie atât în România cât și în țările membre ale UE. Astfel, în România consumul de energie în sectorul construcțiilor ocupă locul doi în ierarhia diverselor ramuri de activitate umană, după transporturi. În structura acestui consum ponderea cea mai mare o au procesele termice: încălzirea încăperilor, condiționarea aerului și prepararea apei calde de consum. În România se preia în aceste procese cca. 82%, în Italia cca. 91%, iar în S.U.A. cca. 76% din totalul energiei consumate în clădiri.

Studiile efectuate la nivelul țărilor membre ale UE, au indicat că, până în anul 2020, se poate economisi un procent de 26% din consumul de energie prezent în clădiri [52], reprezentând o reducere cu 11% a consumului energetic total în țările UE, precum și un mod eficient de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră.



În acest context, economia de energie și reducerea emisiilor poluante reprezintă două caracteristici ce orientează eforturile de cercetare și dezvoltare și în domeniul instalațiilor pentru construcții.

Progresele remarcabile realizate în privința reducerii consumului anual de căldură în construcțiile civile precum și reducerea degajărilor de CO<sub>2</sub> sunt legate de protocolul de la Kyoto (1997). Din acest motiv se impune promovarea eficienței energetice a clădirilor, utilizarea rațională a energiei la nivelul clădirilor, dar și utilizarea energiilor regenerabile, în ideea de a economisi combustibilii fosili și de a reduce nivelul emisiilor poluante [76, 79, 81, 85, 72]. Studiile și cercetările trebuie axate pe probleme prioritare privind o nouă orientare față de energetica clădirilor și anume:

- reducerea consumurilor de energie la clădirile vechi, luându-se o serie de măsuri din punct de vedere tehnic și economic;
- adoptarea de măsuri pentru construcțiile noi ce vizează economia de energie concomitent cu creșterea gradului de confort.

Creșterea ponderii consumului de energie în clădiri la 30% din consumul total național ca și obligațiile țărilor membre ale UE de a mări la 12,5% ponderea resurselor regenerabile din consumul comunitar de energie, argumentează cercetarea în domeniul utilizării resurselor regenerabile de energie pentru acoperirea cerințelor igienice și de confort din clădirile civile și industriale.

Reducerea la minimum a consumului de energie convențională presupune integrarea clădirii în mediul inconjurător, respectiv medierea între climatul exterior (cu variațiile sale de temperatură diurne și sezoniere, de iluminare și eoliene) și condițiile necesare în mod normal pentru confortul uman [78, 87].

Reducerea consumului de energie necesară pentru asigurarea condițiilor de confort termic vizează atât micșorarea pierderilor prin anvelopa clădirilor cât și o mai bună gospodărire a energiei prin optimizarea gestionării acesteia. În prima categorie de măsuri se încadrează tehnologiile de reabilitare care conduc la îmbunătățirea performanțelor de izolare termică a anvelopei clădirii [76, 79, 81]. În cea de-a doua categorie se numără diverse sisteme și echipamente de încălzire cu randament ridicat [83], reabilitarea, modernizarea și optimizarea instalațiilor termice aferente clădirilor, utilizarea resurselor de energie regenerabile [72, 82, 85, 89], controlul riguros al calității aerului [77, 86], toate având ca obiectiv asigurarea standardelor de confort în vigoare și îmbunătățirea lor continuă. Pe această linie se înscrie și obiectul lucrării de față.

Potrivit Directivei Europene 2009/28/EC [111] promovarea surselor regenerabile de energie ca o resursă energetică semnificativă și nepoluantă este unul din principalele obiective ale politicilor energetice mondiale. Din analiza ratelor de dezvoltare din ultimele trei decenii se constată că energia produsă din surse regenerabile a înregistrat o creștere anuală de 2%. Este evident că, pe termen mediu, sursele regenerabile de energie nu pot fi privite ca alternativă totală la sursele convenționale, dar este cert că, datorită avantajelor pe care le au (resursele locale abundente, ecologice, ieftine, independente de importuri), acestea trebuie utilizate în complementaritate cu combustibilii fosili și energia nucleară. Din categoria energiilor regenerabile cea mai răspândită, nepuizabilă și mai accesibilă este energia solară, disponibilă atât direct din radiațiile solare captabile cu panourile solare termice, fotovoltaice, sau indirect, fiind stocată în sol, apă sau aer. Echipamentul capabil să folosească util căldura solară stocată în sol, apă sau aer este pompa de căldură.

Chiar dacă România are un potențial ridicat pentru energiile regenerabile, acestea încă nu sunt exploatate pe deplin [17].

La data de 17 decembrie 2008, Parlamentul European a adoptat Directiva privind sursele de energie regenerabilă [90]. Pentru prima dată, această directivă recunoaște energia provenită din aer, cea geotermică (inclusiv cea din sol) și cea hidrotermică ca sursă de energie regenerabilă. Această directivă deschide o oportunitate majoră pentru utilizarea pompelor de căldură la încălzirea și răcirea clădirilor noi și existente.

Cantitatea de energie preluată de pompa de căldură din mediul ambiant care urmează să fie luată în considerare ca energie regenerabilă,  $E_{reg}$ , se calculează în conformitate cu relația [90]:

$$E_{reg} = E_U \left( 1 - \frac{1}{FPS} \right) \quad (1.1)$$

în care:  $E_U$  este energia termică utilă produsă de pompa de căldură;  $FPS = E_U / E_{sez}$  – factorul de performanță sezonier mediu, estimat pentru pompa de căldură;  $E_{sez}$  – consumul sezonier (pe perioada de calcul) de energie al sistemului cu pompă de căldură.

Numai pompele de căldură, pentru care  $FPS > 1,15/\eta$  vor fi luate în considerare, unde  $\eta$  este raportul dintre producția totală brută de energie electrică și consumul de energie primară pentru producerea energiei electrice. Pentru țările din UE se adoptă o valoare medie  $\eta = 0,4$ . Înseamnă că valoarea minimă a coeficientului de performanță sezonier ar trebui să fie  $FPS = COP_{sez} > 2,875$ .

Utilizarea energiei geotermice pentru încălzirea/răcirea spațiilor și pentru prepararea apei calde de consum (a.c.c.) este considerată o alternativă pentru un mediu curat la tehnologiile clasice. Cele mai importante tehnologii pentru utilizarea căldurii preluate din sol sunt pompele de căldură geotermice [7, 33].

În acest context general, lucrarea de față tratează problematica optimizării instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului de energie și a emisiilor de  $CO_2$  utilizând pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori cuplată la sol.

## 1.2 Conținutul tezei de doctorat

Prezenta teză de doctorat are ca obiectiv principal optimizarea funcțional-energetică a instalațiilor termice din clădiri utilizând pompa de căldură cuplată la sol. În vederea îmbunătățirii performanțelor sistemului existent, prin realizarea unui stand experimental s-a propus un nou sistem pentru care cercetările experimentale și numerice au confirmat reducerea consumului energetic și a emisiilor de  $CO_2$ .

Primul capitol introductiv prezintă unele considerații privind obiectul și actualitatea tezei de doctorat precum și conținutul acesteia, referindu-se la importanța clădirilor atât ca parte a patrimoniului european cât și din punct de vedere energetic, consumul de energie în sectorul construcțiilor reprezentând 41% din consumul de energie primară. Reducerea consumului de energie necesară pentru asigurarea condițiilor de confort termic vizează o mai bună gospodărire a energiei la nivelul clădirilor prin optimizarea gestionării acesteia. În această categorie de măsuri se numără diverse sisteme și echipamente de încălzire/răcire cu randament ridicat, reabilitarea, modernizarea și optimizarea instalațiilor termice aferente clădirilor, utilizarea resurselor de energie regenerabile și controlul confortului termic, abordate în lucrare.

Capitolul 2 este destinat atât justificării necesității utilizării pompelor de căldură pe baza legislației interne și internaționale (Protocolul de la Kyoto din 1997 și Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European), fiind prezentate considerentele

pentru introducerea pe scară din ce în ce mai largă a pompelor de căldură cu comprimare de vapori în schemele de alimentare cu căldură/frig a clădirilor, cât și expunerii principalelor probleme legate de principiul de funcționare, calculul ciclului termodinamic, limitele de rentabilitate și de capabilitate precum și de performanțele pompelor de căldură cu electrocompresor, prin prisma indicatorilor economici și energetici. Se continuă cu prezentarea regimurilor de funcționare și cu o descriere generală a pompelor de căldură geotermice (PCG), care cuprind o mare varietate de sisteme ce pot folosi ca sursă de căldură apa freatică (PCAF), apa de suprafață (PCAS) sau solul (PCCS), evidențiindu-se în detaliu avantajele și dezavantajele acestora și rezultând oportunitatea implementării pompelor de căldură cuplate la sol cu schimbător de căldură vertical (sondă de sol) într-un sistem de încălzire/răcire.

Capitolul 3 se referă la principalele modele și programe de simulare a schimbătoarelor de căldură din sol (SCS) precum și la transferul de căldură din exteriorul și interiorul puțului. Sunt evidențiate avantajele pompei de căldură ce utilizează solul ca sursă de căldură, față de un sistem convențional de condiționare a aerului. Sunt prezentate comparativ modelele de simulare a transferului de căldură din exteriorul puțului forat (Kelvin, sursei cilindrice, Eskilson, sursei liniare finite, pasului de timp scurt etc.) bazate fie pe metode analitice fie pe metode numerice și modelele ce descriu transferul de căldură în interiorul SCS (unidimensional, bidimensional, cvasi-tridimensional), cu descrierea amănunțită a fiecărui model. Caracteristicilor modelelor numerice și analitice pentru SCS sunt sintetizate tabelar. În final se efectuează o descriere a principalelor programe de proiectare a SCS bazate pe modelul sursei liniare și al sursei cilindrice, precum și a programelor de simulare numerică TRNSYS și EED.

Capitolul 4 efectuează o amplă sinteză documentară privind evoluția concepției sistemelor hibride de pompe de căldură cuplate la sol, cu aspecte de noutate din domeniu și unele contribuții proprii. Pentru a reduce costul inițial și a îmbunătăți performanța sistemului de PCCS în clădirile cu necesar de energie termică neechilibrat și pentru a echilibra efectiv încărcarea termică a solului, se recomandă realizarea unui schimbător de căldură suplimentar pentru cedarea sau absorbția energiei termice excedentare.

Se prezintă posibilitatea de hibridizare a pompelor de căldură cuplate la sol cu ajutorul unor sisteme sau echipamente, dintre care: schimbătoare de căldură suplimentare, echipament de producere a apei calde de consum, panouri solare termice, panouri solare fotovoltaice. În final se efectuează o analiză a posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice. În urma simulărilor efectuate s-a constatat că prin hibridizarea sistemului PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea sistemului PCCS pe durata întregului an. În situațiile când sistemul de stocare este încărcat complet se pot alimenta și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.

Capitolul 5 abordează aspectele teoretice conform legislației în vigoare pentru determinarea sarcinii termice de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum. Pe baza acestora s-au efectuat calculele corespunzătoare pentru incinta laboratorului experimental. De asemenea, se prezintă consumurile lunare de energie termică pentru acoperirea sarcinii de încălzire și răcire a laboratorului, precum și consumurile energetice pentru prepararea apei calde de consum în cazul a patru temperaturi diferite, calculate conform Mc001 și măsurate experimental. Rezultatele obținute au fost ulterior folosite la alegerea echipamentelor, dimensionarea instalației de încălzire-răcire, reglarea pompei de circulație pentru sezonul de

încălzire-răcire în vederea obținerii unor performanțe mai ridicate ale pompei de căldură. În final s-a efectuat o analiză economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară. Rezultă că față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normată de 8-10 ani. De asemenea, pompa de căldură are un consum de energie pentru încălzire mai mic cu 88...90% față de cazanele termice clasice, precum și emisii de CO<sub>2</sub> per kWh de căldură utilă mai reduse cu 38...57% față de aceste sisteme, justificându-se oportunitatea unei astfel de investiții.

Capitolul 6 este una din părțile esențiale ale tezei, fiind destinat studiilor și cercetărilor experimentale în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum integrate cu pompa de căldură cuplată la sol. În prima parte se descrie laboratorul de încercări, conceperea standului experimental al pompei de căldură, precum și conceperea și realizarea programului de cercetare experimentală. Se propune un sistem de optimizare funcțională a instalației de încălzire/răcire prin montarea unui vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoare, de unde agentul termic este trimis prin intermediul unei pompe de circulație cu turație variabilă către ventiloconvectoare. Pentru determinarea consumurilor energetice și pentru calculul coeficientului de performanță se utilizează două contoare de energie termică și un contor electronic trifazat de energie electrică. Monitorizarea și înregistrarea datelor din experimente este făcută cu ajutorul unui calculator alimentat de la un tablou de distribuție al laboratorului, diferit de cel al standului.

Sunt analizate soluțiile de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum, efectuându-se în acest sens studii experimentale privind optimizarea energetică a pompării apei în instalația interioară de încălzire și reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO<sub>2</sub> prin micșorarea temperaturii pe tur. A rezultat faptul că prin reglarea debitului pompei se obțin consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>. În urma analizei corelării debitului pompat cu necesarul de căldură rezultă că prin procedeul variației turației cu ajutorul convertizorului de frecvență față de procedeul start-stop se realizează o micșorare a consumului anual de energie cu aproximativ 4%. Pentru determinarea expresiei analitice a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență prevăzut la motorul pompei de circulației, în funcție de ecartul de temperatură, s-a aplicat interpolarea geometrică prin metoda celor mai mici pătrate și s-a elaborat un program de calcul în limbaj FORTRAN pentru micro sisteme PC. Cercetările experimentale comparative în vederea obținerii unei economii de energie pentru încălzirea și răcirea laboratorului au condus la performanțe mai ridicate ale sistemului utilizând controlul turației pompei de circulație în comparație cu reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol (COP mai mare cu 7-8% și emisii de CO<sub>2</sub> mai reduse cu 7,5-8%).

În continuare se determină performanța și consumul energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare, pentru ca în ultima parte să se efectueze un studiu comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat. Se descriu sistemele de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură, se validează experimental modelul numeric elaborat pentru emisia termică la pardoseli radiante și se efectuează o comparație între performanța energetică a celor două sisteme de încălzire, rezultând un COP cu doar 5% mai mare în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală față de sistemul de încălzire cu

radiatoare, dar numărul de porniri/opriri este de 3 ori mai mic în primul caz. Se evaluează apoi confortul termic interior, dezvoltându-se un model matematic pe baza indicilor PMV-PPD, în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730, care apoi se aplică pentru cele două sisteme de încălzire analizate utilizând programul specializat Thermal Comfort, constatându-se că sistemul de încălzire prin pardoseală conduce la un confort termic sporit (valori PMV mai mici cu 45...49%). În final se sistematizează și centralizează avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare.

Capitolul 7 este consacrat simulărilor numerice cu ajutorul programelor specializate. În scopul simulării capacității termofizice a solului folosind programul EED se descriu principiile fizice ce stau la baza testului de răspuns termic al solului pentru determinarea rezistenței termice reale a puțului forat și conductivității termice a solului, precum și echipamentul pentru efectuarea testului și se prezintă analiza datelor cu evaluarea lor finală, determinarea temperaturii neafectate a solului și rezultatele simulării. Cu ajutorul programului EED sunt reprezentate grafic evoluțiile temperaturilor medii ale fluidului de lucru în sol corespunzătoare puterii termice de răcire, încălzire și de preparare a apei calde de consum, pe o perioadă de simulare de 25 ani. Au fost simulate patru scenarii diferite, dintre care două pentru sezonul de iarnă (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru încălzire) și două pentru sezonul de vară (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru răcire). Analizând evoluțiile în timp ale temperaturilor fluidului din sol pentru sarcinile de vârf se observă că acestea au valori aproximativ constante, sursa de căldură (solul) regenerându-se integral și în acest fel pompa de căldură cuplată la sol își va menține performanțele ridicate în funcționare. De asemenea, se efectuează simulări numerice utilizând programul TRNSYS pentru stabilirea consumului de energie termică a laboratorului experimental și a consumului de energie termică pentru prepararea apei calde de consum atât cu pompa de căldură cuplată la sol cât și cu panourile solare termice. Din analiza datelor simulate și măsurate s-au constatat diferențe de maximum 3,7% între acestea la prepararea apei calde de consum cu diverse temperaturi, de 2% pe perioada de răcire și de 1,4% pe perioada de încălzire, putând fi astfel validate rezultatele experimentale.

În capitolul 8 se prezintă principalele concluzii în urma elaborării acestei teze de doctorat, făcându-se referire la posibilitățile de îmbunătățire ale performanțelor sistemului de pompă de căldură cuplată la sol integrată în instalațiile termice din clădiri și de reducere a emisiilor de CO<sub>2</sub> și se expun contribuțiile personale și direcțiile viitoare de cercetare.

Rezultatele parțiale ale studiilor și cercetărilor efectuate pe parcursul elaborării tezei de doctorat au fost valorificate prin publicarea a 17 lucrări, având conținutul unor subcapitole din teză, în reviste de specialitate din țară și străinătate și publicații ale unor manifestări științifice internaționale, dintre care 4 indexate ISI și 4 indexate în BDI.

## **CAP. 2 UTILIZAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL LA ÎNCĂLZIREA/ RĂCIREA CLĂDIRILOR**

### **2.1 Necesitatea utilizării pompei de de căldură**

Pompele de căldură sunt instalații moderne care se utilizează în ultimul timp ca o alternativă la centralele termice pe hidrocarburi, având o eficiență cu 50...75% mai mare și cheltuieli de exploatare de 2...3 ori mai reduse. Acestea sunt instalații termoenergetice care consumă din exterior o anumită cantitate de energie sub diferite forme: electrică, mecanică, termică, cinetică, solară etc.

Introducerea pe scară din ce în ce mai largă a pompelor de căldură cu comprimare de vapori în schemele de alimentare cu căldură/frig a clădirilor este determinată de mai multe considerente:

- existența unor surse gratuite de căldură de tipul: aer (aerul exterior sau aerul evacuat prin instalațiile de ventilare), apă (apa de suprafață, apa freatică, apa caldă uzată, apa geotermală) și sol [70];
- superioritatea sistemelor care utilizează pompe de căldură, atât din punct de vedere economic, cât și din punct de vedere al protecției mediului, prin reducerea semnificativă a emisiilor de CO<sub>2</sub>;
- înlăturarea inconvenientelor provocate de utilizarea combustibililor clasici (transport, stocare, poluare);
- posibilitatea utilizării aceleiași instalații, printr-o simplă inversare a ciclului, pentru răcire în anotimpul călduros.

Prin realizarea unor clădiri cu necesar de căldură redus, impuse de prețurile în creștere ale energiei termice, suportate din ce în ce mai greu de consumatori, crește și eficiența sistemelor de încălzire ce utilizează surse de energie regenerabilă.

Implementarea pompei de căldură într-un sistem existent, conduce în mod firesc la interacțiuni cu sursa (sursele) de căldură din componența acestuia. De la caz la caz, pompa de căldură poate coopera cu sursele clasice existente sau le poate înlocui total dacă efectul util (cantitatea și calitatea căldurii produse), precum și eficiența economică a soluției sunt acceptabile.

În cazul conceperii unui sistem nou de alimentare cu căldură având în componență și pompă de căldură, pot fi realizate încă din faza de concepție a soluției toate condițiile necesare unei perfecte integrări a pompei de căldură în ansamblul sistemului, astfel încât în toate situațiile funcționale să se obțină eficiența maximă.

Pompa de căldură cuplată la sol obține aproximativ trei sferturi din energia necesară pentru încălzire/răcire din sol, iar pentru restul utilizează ca energie de acționare curent electric. Această pompă de căldură oferă posibilitatea utilizării căldurii ecologice (energie solară acumulată în sol) pentru o încălzire economică și ecologică. Pentru utilizarea practică a acestei surse de energie trebuie respectate următoarele criterii: disponibilitate suficientă, capacitate cât mai mare de acumulare, nivel cât mai ridicat de temperatură, regenerare suficientă, captare economică, timp redus de așteptare.

Necesitatea utilizării pompelor de căldură în clădiri are la bază legislația internă și internațională. De menționat în acest sens două reglementări relativ recente:

– Protocolul de la Kyoto (1997), parafat și de România, are ca scop reducerea cu minim 5% a emisiilor de gaze cu efect de seră față de nivelul din anul 1990, în perioada 2008–2013. Una din posibilități este reducerea consumurilor energetice prin utilizarea pompelor de căldură cu agenți de lucru având impact cât mai redus asupra încălzirii atmosferei. Dintre măsurile protocolului referitoare la pompele de căldură se menționează: reducerea consumurilor energetice în clădiri; limitarea emisiilor de CO<sub>2</sub>; utilizarea de sisteme de încălzire/răcire, alternative celor actuale, mai economice și mai puțin poluante, pompele de căldură fiind menționate în acest sens.

– Directiva 2002/91/CE a Parlamentului European [110] privind performanța energetică a clădirilor transpusă în România în Legea 372/2005, intrată în vigoare de la 1 ianuarie 2007, în care se menționează metodologia de calcul a performanței energetice a clădirilor, incluzând și instalațiile de producere a căldurii, printre care și pompele de căldură.

În situația realizării de construcții moderne, cu izolație termică îmbunătățită și sarcină termică redusă, utilizarea pompelor de căldură reprezintă o bună alternativă la soluțiile clasice de încălzire/răcire.

## 2.2 Principiul de funcționare a pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori

Pompa de căldură este o instalație termică care parcurge un ciclu termodinamic Carnot inversat, consumă energie de acționare și produce un efect termic. Principiul pompei de căldură a fost dezvoltat de William Thompson în anul 1852, iar prima pompă de căldură a fost construită în Elveția, la Zurich, în anul 1912.

Orice pompă de căldură preia căldura  $E_S$  de la o sursă termică de un potențial coborât, aflat la o temperatură  $t_s$ , iar cu ajutorul unei energii de acționare  $E_A$  îi ridică potențialul termic și o cedează unui consumator de căldură la o temperatură  $t_u$ .

Denumirea de pompă de căldură este preluată de la pompa hidraulică, prin similitudinea efectului realizat: pomparea unui lichid de la o înălțime la alta este înlocuită aici de „pomparea căldurii” de la o temperatură la alta.

Pompa de căldură preia căldura de la sursa de căldură prin intermediul evaporatorului (vaporizatorului) instalației și o cedează consumatorului prin condensator (Fig. 2.1).

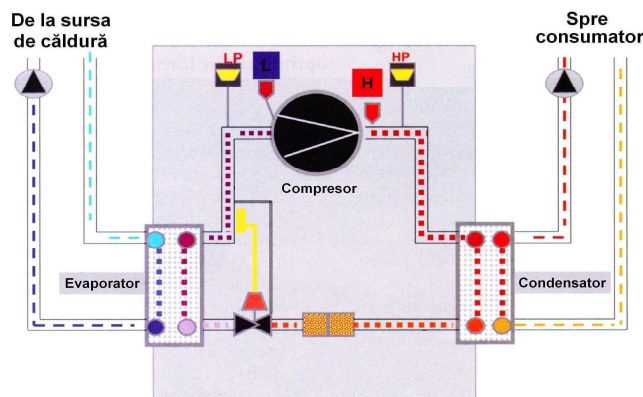


Fig. 2.1 Schema de principiu a pompei de căldură



O instalație care include o pompă de căldură este constituită din trei componente principale [72]:

- colectorul, care este de fapt evaporatorul circuitului frigorific;
- echipamentul frigorific;
- instalația termică de încălzire/răcire, preparare a apei calde.

• *Sursa de căldură* poate fi:

– un gaz sau aerul (aerul exterior, aerul cald din procese de ventilare sau de răcire, gaze calde din procese industriale);

– un lichid, denumit generic apă: apa de suprafață (râu, lac, mare), apa subterană (freatică, geotermală), apa caldă evacuată (menajeră, recirculată la turnuri de răcire, tehnologică);

– solul (cu avantajul accesibilității și al constanței temperaturii de la o adâncime de peste 4 m, dar și cu dezavantajul transferului scăzut de căldură).

• *Consumatorul de căldură*. Pompa de căldură cedează energie termică la o temperatură cât mai ridicată, în funcție de solicitarea consumatorului de căldură. Această energie poate fi utilizată la:

– încălzirea unor spații asociată unor sisteme de temperatură scăzută: radiație (panouri radiante, pardoseală), aer cald sau sisteme convective cu circulație forțată a aerului (ventiloconvectoare);

– încălzirea apei (piscine, apă de consum sanitar, menajer sau tehnologic);

– realizarea unor procese tehnologice (uscare, distilare soluții, concentrare săruri).

Este recomandat, ca de câte ori este posibil, consumatorului de căldură să i se asocieze și un consumator de frig, caz în care, cu aceeași instalație se vor realiza ambele efecte: producerea de căldură și producerea de frig. Acest lucru se poate obține fie cu o instalație reversibilă (pompă de căldură/instalație frigorifică), fie cu o instalație cu dublu efect (produce simultan și căldură și frig). Dintre aceste procese cuplate se menționează climatizarea aerului, iarna solicitându-se încălzirea aerului, iar vara răcirea lui.

• *Energia de acționare*. Similar instalațiilor frigorifice din care derivă, pompele de căldură pot utiliza pentru antrenare diverse forme de energie:

– electrică (instalație cu electrocompresor);

– mecanică (instalație cu compresor mecanic, energia de acționare fiind produsă cu turbine detentoare);

– termică (instalație cu comprimare mecanică, cu absorbție sau cu ejecție). În acest caz se solicită fie un combustibil care alimentează motorul termic al instalației cu comprimare mecanică cu motor cu ardere internă, sau generatorul de vapori al compresorului termochimic al instalației cu absorbție cu ardere directă, fie un agent cald (abur, condens, apă caldă, gaze calde) care alimentează generatorul de vapori al instalației cu absorbție sau ejectorul instalației cu ejecție.

### 2.2.1 Schema și ciclul termodinamic al pompei de de căldură

Pompa de căldură cu comprimare mecanică de vapori de amoniac și freoni funcționează după ciclul Carnot inversat, deplasat în domeniul vaporilor umezi, dar situat deasupra temperaturii mediului ambiant. În Fig. 2.2 se prezintă schema de principiu și ciclul termodinamic teoretic de funcționare al pompei de căldură cu subrăcire. Pentru reducerea pierderii cauzate de ireversibilitatea laminării se recurge la includerea în schema pompei de căldură a unui subrăcitor cu rol de a reduce temperatura agentului cu starea 3 de lichid saturat, rezultat în urma procesului de



condensare, sub temperatura  $T_c$  la care se desfășoară acest proces. Procesele funcționale sunt următoarele:

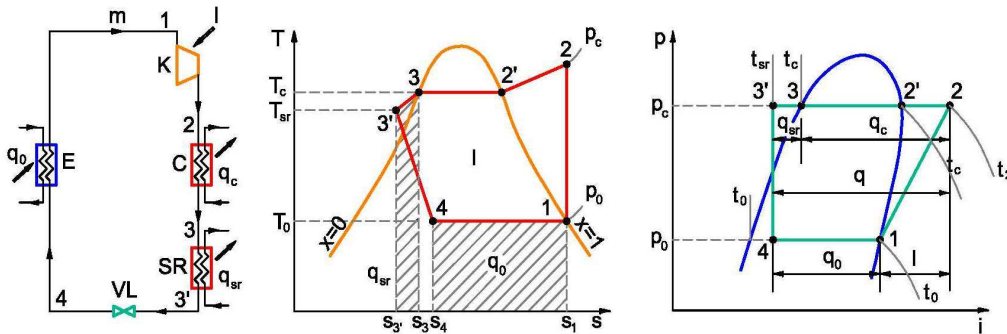


Fig. 2.2 Schema și ciclul teoretic de funcționare a pompei de căldură cu subrăcire

1–2: comprimare izentropică în compresorul K, care determină creșterea presiunii și temperaturii de la valorile corespunzătoare vaporizării  $p_0, T_0$  până la cele de condensare  $p_c, T_2 > T_c$  (în domeniul vaporilor supraîncălziți);

2–2': răcire izobară în condensatorul C la presiunea  $p_c$  de la temperatura  $T_2$  la  $T_2 = T_c$ ;

2'–3: condensare izobar-izotermică în condensatorul C la presiunea  $p_c$  și temperatura  $T_c$ ;

3–3': subrăcire izobară în subrăcitorul SR la presiunea  $p_c$  de la temperatura  $T_c$  la  $T_{sr} < T_c$ ;

3'–4: laminare izentalpică în ventilul de laminare VL, care conduce agentul din starea 3' de lichid subrăcit la  $p_c, T_{sr}$  în starea 4 de vapori umezi la  $p_0, T_0$ ;

4–1: vaporizarea izobar-izotermică în evaporatorul E la presiunea  $p_0$  și temperatura  $T_0$ .

Rezultă următoarele relații de calcul și semnificații grafice ale schimburilor energetice ale agentului de lucru:

– puterea frigorifică specifică la vaporizare a agentului:

$$q_0 = i_1 - i_4 = T_0(s_1 - s_4) = \text{aria } s_4 4 1 s_1 \quad (2.1)$$

– sarcina termică specifică la condensare:

$$q_c = i_2 - i_3 = \text{aria } s_1 2 2' 3 s_1 \quad (2.2)$$

– sarcina termică specifică la subrăcire:

$$q_{sr} = i_3 - i_{3'} = \text{aria } s_3 3 3' s_3 \quad (2.3)$$

– sarcina termică specifică a agentului.

$$q = q_c + q_{sr} = i_2 - i_{3'} = \text{aria } s_1 2 2' 3 3' s_1 \quad (2.4)$$

– lucrul mecanic specific de comprimare:

$$l = i_2 - i_1 = q - q_0 = i_2 - i_{3'} - (i_1 - i_4) \quad (2.5)$$

– puterea termică a pompei de căldură:

$$Q_{PC} = m q \quad (2.6)$$

în care  $m$  este debitul masic de agent de lucru.

– puterea teoretică consumată de compresor:

$$P_t = m l \quad (2.7)$$

– eficiența termică teoretică  $\varepsilon_{PC}$  (coeficientul de performanță COP) a pompei de căldură cu ciclul analizat, se exprimă prin raportul:

$$\text{COP} = \varepsilon_{PC} = \frac{Q_{PC}}{P_t} = \frac{q}{l} = \frac{i_2 - i_3'}{i_2 - i_1} \quad (2.8)$$

La pompele de căldură gradul de subrăcire  $\Delta T_{sr} = T_c - T_{sr}$  poate fi adâncit până la atingerea de către agentul de lucru lichid a temperaturii mediului ambiant, ceea ce determină reducerea substanțială a pierderii cauzate de ireversibilitatea procesului de laminare.

### 2.2.2 Limita de rentabilitate și capacitate a pompei de căldură cu electrocompresor

Având în vedere că pompa de căldură are o eficiență teoretică supraunitară, pentru aprecierea modului în care este valorificată energia primară consumată se folosește indicatorul sintetic  $\eta_s$  [73]:

$$\eta_s = \eta_g \varepsilon_{PC} \quad (2.9)$$

unde:

$$\eta_g = \eta_p \eta_t \eta_{el} \quad (2.10)$$

în care:  $\eta_g$  este randamentul global;  $\eta_p$ ,  $\eta_t$  – randamentele de producere și de transport a energiei electrice;  $\eta_{el}$  – randamentul motorului electric.

Pentru a se justifica utilizarea pompei de căldură, indicatorul sintetic trebuie să satisfacă condiția:  $\eta_s > 1$ . De asemenea, numai dacă eficiența reală  $\varepsilon_{PC,r} > 2,78$  poate fi luat în considerare procedeul utilizării pompei de căldură.

Valoarea maximă a eficienței pompei de căldură este restricționată de legea a doua a termodinamicii:

– în regim de încălzire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{T_c}{T_c - T_0} = \varepsilon_c \quad (2.11)$$

– în regim de răcire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad (2.12)$$

unde:  $T_c$  este temperatura absolută a sursei calde (temperatura de condensare);  $T_0$  – temperatura absolută a sursei reci (temperatura de vaporizare).

Valoarea maximă, teoretic posibilă  $\varepsilon_c$ , a eficienței se obține în cazul ciclului Carnot inversat.

Eficiența reală  $\varepsilon_{PC,r}$  a pompei de căldură este mai mică decât eficiența teoretică maximă  $\varepsilon_c$ , reprezentând 40...60% din valoarea acesteia. Rezultă că pentru ca  $\varepsilon_{PC,r}$  să aibă valoarea peste 2,78 trebuie ca  $\varepsilon_c$  să fie de cel puțin 6...7.

Dacă  $T_c = 70$  °C, trebuie ca  $T_0$  să fie minimum 12...20 °C, condiție îndeplinită de majoritatea deșeurilor termice. Numai în cazul pompei de căldură cu aer atmosferic, ca sursă de energie, se poate vorbi de o limitare a folosirii instalației în zilele foarte reci ale anului.

## 2.3 Performanțele pompei de căldură

Performanțele pompei de căldură și ale sistemului clădire-instalație de încălzire/răcire se determină pe baza indicatorilor economici și energetici ai acestor sisteme. Oportunitatea implementării unei pompei de căldură într-un sistem de încălzire/răcire rezultă pe baza atât a criteriilor energetice cât și a celor economice.

### 2.3.1 Indicatori economici

De regulă pompa de căldură realizează o economie de combustibil  $\Delta C$  (cheltuieli de exploatare) față de sistemul clasic cu centrală termică (CT), care este dependentă de tipul pompei de căldură. Pe de altă parte, pompele de căldură implică o investiție suplimentară  $I_{PC}$  față de cea a instalației clasice  $I_{CT}$ , care produce aceeași cantitate de căldură.

Astfel, se poate determina timpul de recuperare  $TR$ , în ani, a sporului de investiție,  $\Delta I = I_{PC} - I_{CT}$ , pe seama economiei de exploatare realizată prin consumul mai scăzut de combustibil,  $\Delta C = C_{CT} - C_{PC}$ :

$$TR = \frac{\Delta I}{\Delta C} \leq TR_n \quad (2.13)$$

în care  $TR_n$  este durata de recuperare normată.

Se apreciază că pentru  $TR_n$  un număr de 8...10 ani este acceptabil, dar această limită variază în funcție de politica energetică a țării și de cerințele ecologice.

Un alt indicator economic îl constituie cheltuielile totale actualizate (CTA) ale investiției [75]:

$$CTA = I_0 + \sum_{j=1}^{\tau} \frac{C}{(1 + \beta_0)^j} \quad (2.14)$$

în care:  $I_0$  este costul de investiție inițial, la data punerii în funcțiune a instalației;  $C$  – cheltuielile anuale de exploatare a instalației;  $\beta_0$  – rata medie a inflației;  $\tau$  – numărul anilor pentru care se efectuează actualizarea (20 ani).

Se poate demonstra relativ ușor egalitatea:

$$\sum_{j=1}^{\tau} \frac{1}{(1 + \beta_0)^j} = \frac{(1 + \beta_0)^{\tau} - 1}{\beta_0 (1 + \beta_0)^{\tau}} \quad (2.15)$$

și se definește rata de actualizare:

$$r_a = \frac{(1 + \beta_0)^r - 1}{\beta_0(1 + \beta_0)^r} \quad (2.16)$$

Ținând seama de (2.15) și (2.16), relația (2.14) primește forma:

$$CTA = I_0 + r_a C \quad (2.17)$$

### 2.3.2 Indicatori energetici

• Funcționarea unei pompe de căldură este caracterizată prin *coeficientul de performanță COP (eficiența termică  $\varepsilon_{PC}$ )*, definit ca raportul dintre energia termică utilă produsă  $E_U$  și energia consumată pentru obținerea ei (energia de acționare  $E_A$ ):

$$COP = \varepsilon_{PC} = \frac{E_U}{E_A} \quad (2.18)$$

Dacă atât energia utilă cât și energia consumată sunt însumate pe perioada unui sezon (an) se obține cu relația (2.18) coeficientul de performanță sezonier/annual  $COP_{sezo}$ , care adesea este exprimat ca FPS.

În cazul unei pompe de căldură reversibile (încălzire-răcire), funcționarea în regim de încălzire se caracterizează prin coeficientul de performanță COP, obținut din relația (2.18), sub forma:

$$COP = \frac{Q_{PC}}{P_A} \quad (2.19)$$

în care:  $Q_{PC}$  este puterea termică a pompei de căldură, în W;  $P_A$  – puterea de acționare a pompei de căldură, în W, egală cu puterea termică a compresorului, în cazul pompei cu comprimare mecanică.

În cazul unei pompe de căldură reversibile, funcționarea în regim de răcire se caracterizează prin raportul de eficiență energetică EER, în Btu/(h·W), definit de relația:

$$EER = \frac{Q_0}{P_A} \quad (2.20)$$

în care:  $Q_0$  este puterea termică de răcire, în Btu/h, a pompei de căldură;  $P_A$  – puterea de acționare, în W, a pompei de căldură.

Coeficientul de performanță al pompei de căldură în regim de răcire se obține cu relația:

$$COP = \frac{EER}{3,413} \quad (2.21)$$

în care 3,413 este factorul de transformare a Watt-ului în Btu/h.

Din bilanțul energetic al pompei de căldură:

$$E_U = E_S + E_A \quad (2.22)$$

se poate evidenția legătura dintre eficiența unei instalații care lucrează ca pompă de căldură ( $\varepsilon_{PC}$ ) și ca instalație frigorifică ( $\varepsilon_{IF}$ ):

$$\varepsilon_{PC} = \frac{E_S + E_A}{E_A} = 1 + \frac{E_S}{E_A} = 1 + \varepsilon_{IF} \quad (2.23)$$

în care  $E_S$  este energia termică preluată de la sursa de căldură.

Cele mai rentabile sisteme sunt cele care utilizează simultan cu căldura produsă și efectul frigorific adiacent, caz în care eficiența totală este:

$$\varepsilon_{PC+IF} = \frac{E_U + E_S}{E_A} = \frac{E_S + E_A + E_S}{E_A} = \varepsilon_{PC} + \varepsilon_{IF} \quad (2.24)$$

În Fig. 2.3 este reprezentată variația eficienței reale  $\varepsilon_{PC,r}$  a pompelor de căldură în funcție de temperatura sursei reci  $t_s$  și de temperatura la consumator  $t_u$ .

Pentru determinarea eficienței reale a unei pompei de căldură cu comprimare mecanică acționată electric se poate utiliza relația [62]:

$$\varepsilon_{PC,r} = \frac{T_u + \Delta t_c}{T_u + \Delta t_c - (T_s - \Delta t_0)} \eta_r \eta_i \eta_m \eta_{el} + \eta_m \eta_{el} (1 - \eta_i) \quad (2.25)$$

unde:

$$\eta_r = 1,666 - 0,004(T_s - \Delta t_0) - 0,00625(T_u + \Delta t_c) \quad (2.26)$$

$$\eta_i = \left( 0,425 + \frac{0,493Q_{PC}}{1,16Q_{PC} + 0,06} \right) \left( 3,23 - 1,835 \frac{T_u + \Delta t_c}{T_s - \Delta t_0} \right) \quad (2.27)$$

$$\eta_m = 0,85 + \frac{0,158Q_{PC}}{1,16Q_{PC} + 0,1513 \frac{T_u + \Delta t_c}{(T_u + \Delta t_c) - (T_s - \Delta t_0)}} \quad (2.28)$$

$$\eta_{el} = 0,85 + \frac{0,139Q_{PC}}{1,335Q_{PC} + 0,0904 \frac{T_u + \Delta t_c}{(T_u + \Delta t_c) - (T_s - \Delta t_0)}} \quad (2.29)$$

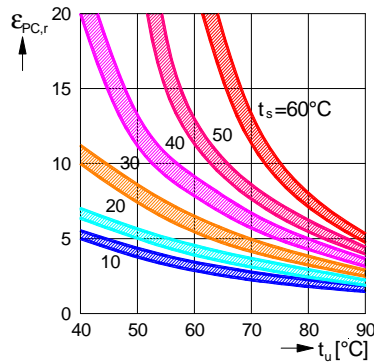


Fig. 2.3 Variația eficienței reale a pompelor de căldură

în care:  $T_u, T_s$  sunt temperaturile absolute ale sursei calde și reci;  $\Delta t_c, \Delta t_0$  – diferențele de temperatură între temperatura de condensare și temperatura sursei calde, respectiv, între temperatura sursei reci și temperatura de vaporizare;  $\eta_r$  – randamentul ciclului real față de un ciclu Carnot referențial;  $\eta_i, \eta_m$  – randamentul intern și randamentul mecanic al compresorului;  $\eta_{el}$  – randamentul global al motorului electric;  $Q_{PC}$  – puterea termică a pompei de căldură.

• Un alt indicator energetic pentru pompele de căldură antrenate cu motor electric este *consumul specific de energie electrică*  $w_{PC}$ , în kW/GJ [75]:

$$w_{PC} = \frac{10^3}{3,6 \varepsilon_{PC,r}} \quad (2.30)$$

În figura 2.4 sunt precizate valorile consumului specific de energie electrică pentru pompele de căldură și diferite instalații de referință, în funcție de temperatura  $t_s$  a sursei de căldură, de potențial termic scăzut și de temperatura la consumator  $t_u$ .

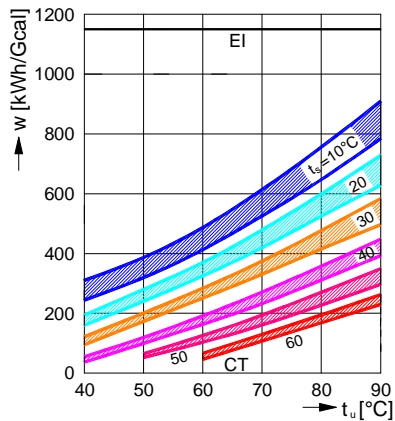


Fig. 2.4 Consumul specific de energie electrică pentru producerea căldurii CT-centrală termică; EI-sursă electrică

În acest sens, se raportează puterea termică utilă livrată anual  $Q_{u,an}$  la consumul anual de combustibil echivalent  $B_{ce,an}$ , necesar producerii puterii de acționare, obținându-se gradul de utilizare al combustibilului  $\varphi_{an}$ , în kW/kg:

$$\varphi_{an} = \frac{Q_{u,an}}{B_{ce,an}} \quad (2.31)$$

Economia de combustibil este dependentă de tipul pompei de căldură, conform Tabelului 2.1.

Tabelul 2.1. Analiza energetică a producerii căldurii

Nr. crt.	Tipul instalației	Grad utilizare combustibil $\varphi_{an}$ [kW/kg]	Energia primară $E_p$ [%]	Economia de combustibil $\Delta C$ [%]
0	1	2	3	4
1	Cazan cu gaze	0,800	125,00	0
2	Pompă de căldură cu electrocompresor	1,083	92,34	-32,66
3	Pompă de căldură cu electrocompresor și cazan	0,969	103,20	-21,80
4	Pompă de căldură cu compresor cu motor termic	1,416	70,62	-54,38
5	Pompă de căldură cu absorbție	1,219	82,03	-42,97
6	Pompă de căldură cu ejecție	0,970	103,09	-21,91

Sistemele de pompe de căldură sunt întotdeauna mai eficiente decât cazanele cu combustibil fosil.

## 2.4 Regimuri de funcționare a pompei de căldură

Regimul de funcționare a pompei de căldură se adaptează sistemului de distribuție a energiei termice existent în clădiri. În cazul în care este necesară o temperatură pe conducta de ducere superioară temperaturii maxime pe ducere a pompei de căldură (55 °C), atunci pompa de căldură va funcționa numai în completarea unei surse de căldură clasice. În clădirile noi se va alege un sistem de distribuție cu o temperatură maximă pe conducta de ducere de 35 °C.

Din punct de vedere tehnic se pot diferenția următoarele regimuri de funcționare:

– *regimul monovalent*. În cazul regimului monovalent instalația cu pompă de căldură acoperă întregul necesar de căldură al clădirii. Sistemul de distribuție trebuie dimensionat pentru o temperatură pe ducere inferioară temperaturii maxime pe ducere a pompei de căldură.

– *regimul bivalent*. O instalație de încălzire bivalentă (fig. 2.5) are două surse de căldură. Pompa de căldură cu acționare electrică este combinată cu cel puțin o sursă de căldură auxiliară pentru combustibili solizi, lichizi sau gazoși. Acest regim poate fi *bivalent paralel* (pompa de căldură funcționează simultan cu altă sursă de căldură) sau *bivalent alternativ* (funcționează sau pompa de căldură sau cealaltă sursă de căldură).

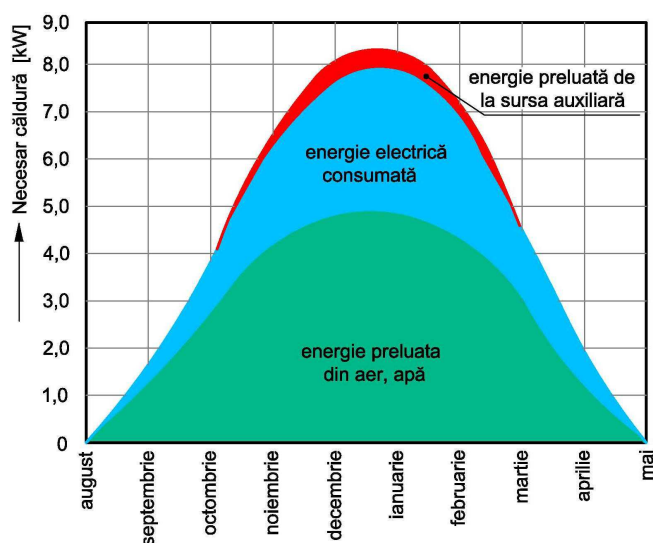


Fig. 2.5 Pompă de căldură în regim de încălzire bivalent

– *regimul monoenergetic* este un regim de funcționare bivalent la care cea de-a doua sursă de căldură (sursa auxiliară) funcționează cu același tip de energie (curent electric) ca și pompa de căldură.

Pentru a face posibilă funcționarea economică a instalației de încălzire cu pompe de căldură, în unele țări, furnizorul de energie electrică oferă tarife speciale pentru pompele de căldură. Aceste tarife presupun de regulă, ca alimentarea cu energie electrică a pompelor de căldură să poată fi întreruptă în timpul în care rețeaua este suprasolicitată.

De exemplu, alimentarea cu energie electrică a instalațiilor cu pompe de căldură cu regim de funcționare monovalent, poate fi întreruptă în 24 de ore de trei ori pentru maximum două ore. Timpii de funcționare dintre două întreruperi nu trebuie să fie mai mici decât perioada de întrerupere anterioară.

În cazul instalațiilor cu pompe de căldură cu funcționare bivalentă, alimentarea cu energie electrică se poate întrerupe în timpul perioadei de încălzire pentru maximum 960 ore.

Pentru clădirile existente se recomandă regimul de funcționare bivalent, deoarece există o sursă de căldură, care de obicei se poate utiliza în continuare, pentru a putea acoperi sarcinile de vârf din zilele reci de iarnă cu temperaturi necesare pe ducere de peste 55 °C.

Pentru clădirile noi s-a dovedit util regimul de funcționare monovalent, care se poate întrerupe. Pompa de căldură poate acoperi necesarul de căldură anual, iar perioadele de întrerupere nu conduc la perturbații în funcționare, deoarece, de exemplu, încălzirea prin pardoseală datorită capacității de acumulare, poate depăși perioadele de întrerupere fără a se constata modificări ale temperaturii de confort.

## 2.5 Descrierea sistemelor de pompe de căldură geotermice

Pompele de căldură geotermice (PCG) folosesc capacitatea solului pentru încălzirea și răcirea spațiilor, respectiv pentru prepararea apei calde menajere. Tehnologia PCG poate oferi o mai înaltă eficiență energetică pentru condiționarea aerului în comparație cu sistemele tradiționale de aer condiționat și are o fluctuație mai mică de temperatură a sursei de căldură decât în cazul sursei aer.

Prima înregistrare a conceptului de PCG a fost în Elveția în anul 1912 [5], iar primele interese pentru acesta au apărut concomitent în America de Nord și Europa după cel de-al Doilea Război Mondial și au durat circa până la începutul anilor 1950, când gazul și petrolul au început să fie folosite pe scară largă ca și combustibili pentru încălzire. În acea perioadă a fost propusă teoria analitică a conducției căldurii pentru PCG de către Ingersoll și Plass [42], folosind ca bază în dezvoltarea unor programe de proiectare ulterioare.

Următoarea perioadă de activitate intensă asupra PCG a fost începând din anii 1970 în America de Nord și Europa, când cercetarea s-a concentrat pe dezvoltarea sistemelor de sonde verticale și a metodelor de proiectare a acestora, datorită avantajului unei zone mici de teren pentru instalarea sondelor [45, 9, 25].

Până în prezent PCG au fost folosite pe scară largă atât pentru domeniul rezidențial cât și pentru clădirile comerciale. Se estimează că instalările pompelor de căldură au crescut continuu la nivel global cu o rata de circa 10-30% pe an.

Pompele de căldură geotermice cuprind o mare varietate de sisteme ce pot folosi ca sursă de căldură apa freatică, apa de suprafață sau solul. Aceste sisteme au fost grupate în trei categorii de către ASHRAE [3]:

- pompe de căldură folosind apă freatică (PCAF) de tip apă-apă;
- pompe de căldură folosind apă de suprafață (PCAS) de tip apă-apă;
- pompe de căldură cuplate la sol (PCCS) de tip sol-apă.

Schemele de funcționare a acestor sisteme sunt reprezentate în Fig. 2.6.



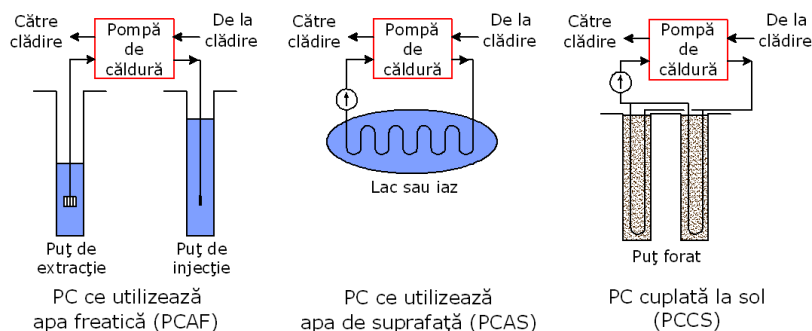


Fig. 2.6 Schema diferitelor pompe de căldură geotermice

Sistemul PCAF are câteva avantaje printre care costul inițial și suprafața minimă de instalare a sursei în comparație cu alte sisteme de pompă de căldură geotermice. [1].

Totuși, un număr de factori restricționează aplicarea pe scară largă a PCAF printre care disponibilitatea limitată a pânzei de apă freatică și un cost de mentenanță destul de ridicat datorită posibilității apariției coroziunii în conducte și echipament.

Într-un sistem PCAS căldura extrasă/cedată este realizată prin circulația fluidului de lucru (apei de la sursă) prin conducte din polietilenă de înaltă densitate poziționate la o adâncime adecvată într-un iaz, lac, rezervor de apă sau alte canale deschise. Un mare dezavantaj al sistemului este că temperatura apei de suprafață este influențată de condițiile meteorologice, în special în sezonul rece.

Dintre variatele sisteme de PCG, sistemul vertical PCCS a atras un mare interes în domeniul cercetării și în practica inginerescă [84,85,86].

Într-un sistem PCCS căldura este extrasă/cedată solului printr-un schimbător de căldură în sol (SCS) în interiorul căruia circulă un amestec apă-glicol, apă sau saramură. Cele mai răspândite SCS sunt conductele din polietilenă de înaltă densitate ce pot fi instalate în tranșee orizontale (SCSO) sau foraje verticale (SCSV). În cazul sistemelor orizontale schimbătoarele de căldură sunt realizate dintr-o serie de conducte instalate sub formă de serpentine sau așezate paralel ori sub formă de spirale în șanțuri/tranșee la o adâncime de circa 1...2 m sub suprafața solului. Un dezavantaj al acestor sisteme este acela că au nevoie de o suprafață mare de teren pentru a fi instalate.

Principiul de funcționare a unui SCSV (sondă pentru sol) este realizat cu tuburi din polietilenă cu profil U, implantate în puțuri forate în pământ și prin care circulă fluidul (apă-glicol) de transport al căldurii preluate din sol și cedate agentului frigorific din circuitul pompei de căldură. În general tuburile tip U au un diametru cuprins în

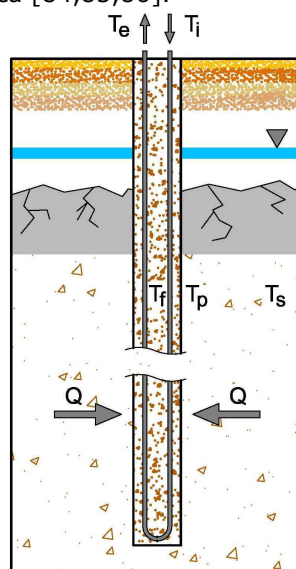


Fig. 2.7 Schema transmisiei căldurii la o sondă verticală

intervalul 19...38 mm și fiecare foraj are o adâncime de circa 20...200 m, cu un diametru cuprins între 100 și 200 mm. Partea inelară (spațiul liber rămas între pereții forajului și conductă) a forajului este umplută cu un material special denumit bentonită ce are rolul de a preveni contactul direct cu apa. În Fig. 2.7 este prezentată schema transmisiei căldurii printr-o sondă verticală.

Lungimea necesară a SCSV se poate calcula folosind ecuația transferului termic în regim staționar astfel [3]:

$$L = \frac{QR_s}{T_s - T_f} \quad (2.32)$$

în care  $Q$  este căldura schimbată între sondă și sol, în kW;  $T_s$  – temperatura solului, în K;  $T_f$  – temperatura fluidului de lucru, în K;  $R_s$  – rezistența termică efectivă a solului pe unitatea de lungime, în (mK)/kW.

Schimbătoarele de căldură din sol sunt de regulă proiectate pentru condițiile cele mai dezavantajoase considerând că acestea sunt supuse la trei sarcini termice specifice ale solului consecutive, de diferite mărimi corespunzător anumitor perioade de timp [3], cum sunt: puterea medie anuală de extracție/absorbție  $q_a$  a solului pentru perioada de 20 ani, sarcina maximă lunară  $q_l$  a solului pe perioada de 1 lună și sarcina orară de vârf  $q_h$  pe perioada de 6 ore. Lungimea  $L$  a puțului forat necesară pentru transferul de căldură în aceste condiții este dată de relația [3]:

$$L = \frac{q_a R_{20a} + q_l R_{1l} + q_h R_{6h}}{T_p - (T_s + \Delta t_p)} \quad (2.33)$$

în care:  $R_{20a}$ ,  $R_{1l}$  și  $R_{6h}$  sunt rezistențele termice efective ale solului corespunzătoare unor sarcini termice de extracție/absorbție pe perioade de 20 ani, 1 lună și 6 ore;  $T_p$  – temperatura peretelui puțului forat (fig. 6.7);  $\Delta t_p$  – creșterea de temperatură din cauza interferențelor termice [45] între puțul forat și puțurile învecinate;  $T_s$  – temperatura solului.

În Tabelul 2.2 se prezintă puterea specifică de extracție  $q_E$ , pentru sonde de sol [103, 98].

Tabelul 2.2. Puterea specifică de extracție pentru sol,  $q_E$  [W/m]

Nr. crt.	Tipul solului	Nr. ore de funcționare	
		1800 h/an	2400 h/an
1	Sol uscat ( $\lambda < 1,5$ W/(m·K))	25	20
2	Sol din roci stabile și sediment saturat cu apă ( $\lambda < 3$ W/(m·K))	60	50
3	Sol din roci cu conductivitate termică ridicată ( $\lambda > 3$ W/(m·K))	84	70
4	Pietriș, nisip uscat	<25	<20
5	Pietriș, nisip acvifer	65...80	55...85
6	Pietriș și nisip cu flux puternic de apă freatică	80...100	80...100
7	Argilă și/sau lut umede	35...50	30...40
8	Piatră de var (masivă)	55...70	45...60
9	Gresie	65...80	55...65
10	Rocă magmatică (granit)	65...85	55...70
11	Rocă bazaltică (bazalt)	40...65	35...55
12	Gnais	70...85	60...70

La o putere specifică de extracție  $q_E$ , rezultă lungimea puțului în care se află sonda [80]:

$$L = \frac{Q_0}{q_E} \quad (2.34)$$

unde:

$$Q_0 = Q_{PC} - P_A \quad (2.35)$$

în care:  $Q_0$  este puterea de răcire (vaporizare) a pompei de căldură;  $Q_{PC}$  – puterea termică a pompei de căldură;  $P_A$  – puterea electrică absorbită de compresor. Distanța dintre două sonde pentru sol trebuie să fie de 4,5...6 m. După ce sonda a fost instalată corespunzător se fac probele de curgere și presiune. Proba de presiune se face la minim 0,6 MPa și maxim 1,0 MPa. Durata probei este de 60 min și căderea de presiune acceptată este de 0,02 MPa.

În ultimele decenii, un număr de studii considerabil au fost efectuate pentru a investiga dezvoltarea și aplicațiile sistemelor de PCCS cu SCSV și sau evidențiat în detaliu diferite avantaje și dezavantaje ale acestora [10,94,64,32].

## **CAP. 3 MODELE ȘI PROGRAME DE SIMULARE A SCHIMBĂTOARELOR DE CALDURĂ DIN SOL**

### **3.1 Considerații generale**

Diferența majoră dintre sistemul de PCCS și un sistem convențional de condiționare a aerului este utilizarea schimbătorului de căldură din sol. Costurile de construcție a puțului forat sunt mari din punct de vedere economic atunci când se compară cele două sisteme. Pe de altă parte, mărimea forajului joacă un rol decisiv în performanța sistemului PCCS. Astfel, este foarte important să se cerceteze și să se valideze programe de calcul cu ajutorul cărora se poate studia comportamentul sistemelor de PCCS și în acest fel să se contribuie la optimizarea acestora din punct de vedere economic și tehnic.

Principalul scop a analizei termice a SCS este determinarea temperaturii agentului termic (apă-glicol) ce circulă prin conductele tip U și pompa de căldură în anumite condiții de operare.

Metoda aproximării [5] a fost folosită o bună perioadă de timp.

Procedeele empirice pot să ajute destul de bine pentru anumite localități unde solul are o compoziție omogenă, iar specificațiile de proiectare sunt în principal bazate pe experiențele anterioare ale unor sisteme instalate.

În completarea metodei aproximării, au fost dezvoltate câteva modele de complexitate diferită pentru proiectarea și anticiparea performanțelor SCS. În procesul de transfer de căldură dintr-un foraj sunt implicați un număr de factori incerti ca proprietățile termice ale solului, debitul apei freatice, necesarul de căldură/frig al clădirii pe durata unui ciclu de câțiva ani sau chiar a zece ani. În acest caz, transferul de căldură este mai complicat și trebuie să fie tratat în ansamblu ca un proces de tranziție. Din cauza situațiilor complicate și a scării de timp (timp îndelungat), procesul de transfer termic trebuie analizat pentru două regiuni separate. Una dintre ele este solul din exteriorul forajului, unde transferul de căldură trebuie să fie tratat ca un proces de tranziție. Cu ajutorul testului de răspuns termic din sol, temperatura pe suprafața peretelui puțului forat poate să fie determinată pentru orice moment al unor condiții de operare specificate. O altă zonă des analizată este cea din interiorul forajului, inclusiv bentonita, conductele tip-U, precum și agentul termic (apa-glicol) ce circulă prin interiorul conductelor. Această zonă este analizată ca fiind în echilibru iar uneori ca fiind în regim tranzitoriu. Analizele asupra celor două regiuni spațiale sunt interconectate în peretele forajului.

### **3.2 Modele de simulare a SCS**

#### **3.2.1 Transferul de căldură din exteriorul puțului**

Recent s-au dezvoltat un număr de modele pentru simularea transferului de căldură din exteriorul puțului forat, majoritatea dintre acestea fiind bazate fie pe

metode analitice, fie pe metode numerice. Unele modele au fost dezvoltate pe baza soluțiilor analitice și numerice, cum ar fi modelul Eskilson [25].

### 3.2.1.1 Modelul Kelvin al sursei liniare

Cea mai recentă aproximare a calculului transferului energiei termice în jurul schimbătorului de căldură realizat din conductă tip U montată în sol este modelul Kelvin al sursei liniare [43].

În teoria lui Kelvin, solul este privit ca un mediu infinit cu o temperatură inițială uniformă, în care puțul este asimilat cu o sursă liniară infinită. În concordanță cu teoria lui Kelvin, temperatura de răspuns din sol datorată unui flux constant de căldură este dată de relația:

$$T(r, \tau) - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4a\tau}}^{\infty} \frac{e^{-\beta}}{\beta} d\beta \quad (3.1)$$

unde:  $r$  este distanța de la linia sursă;  $\tau$  – timpul de la începutul funcționării;  $T$  – temperatura solului la distanța  $r$  și la timpul  $\tau$ ;  $T_0$  – temperatura inițială a solului;  $q$  – fluxul de căldură specific unității de lungime a puțului;  $\lambda$  – conductivitatea termică a solului;  $a$  – difuzivitatea termică a solului.

Soluția integralei din ecuația (3.1) este dată în [25, 27]. S-a estimat că utilizarea modelului sursei liniare poate conduce la o eroare considerabilă când  $a\tau/r_p^2 \leq 20$  [44], unde  $r_p$  este raza puțului.

### 3.2.1.2 Modelul sursei cilindrice

Soluția sursei cilindrice pentru un flux termic constant a fost dezvoltată de Carslaw și de Jaeger [11], apoi îmbunătățită de Ingersoll ș.a. [43] și mai târziu a fost abordată într-un număr mare de studii de cercetare [20, 6].

În cazul modelului sursei cilindrice, forajul este asimilat ca un cilindru de lungime infinită, înconjurat de un mediu omogen (solul) cu proprietăți constante, iar transferul de căldură se realizează prin conducție termică.

Pe baza ecuației conducției termice în regim tranzitoriu cu condițiile pe frontieră și la limită distribuția temperaturii solului poate fi dată în coordonate cilindrice:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} &= \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \tau} & r_p < r < \infty \\ -2\pi r_p \lambda \frac{\partial T}{\partial \tau} &= q & r = r_p, \tau > 0 \\ T - T_0 &= 0 & \tau = 0, r > r_p \end{aligned} \quad (3.2)$$

unde  $r_p$  este raza puțului.

Soluția sursei cilindrice este dată astfel:

$$T - T_0 = \frac{q}{\lambda} G(z, p) \quad (3.3)$$

unde  $z = a\tau/r_p$ ,  $p = r/r_p$ .

Definită de Carslaw și Jaeger [11], expresia  $G(z, p)$  este funcție doar de timp și distanța din centrul puțului. O metodă aproximativă pentru  $G$  a fost propusă de Hellstrom [37] și prezentată de Liu ș.a. [50].

### 3.2.1.3 Modelul Eskilson

Atât modelul unidimensional din teoria lui Kelvin cât și modelul sursei cilindrice neglijează fluxul de căldură de-a lungul puțului; de aceea aceste modele sunt nepotrivite pentru un studiu de lungă durată a pompelor de căldură cuplate la sol. Un progres semnificativ a fost făcut de Eskilson [25] pentru a ține seama de lungimea finită a puțului forat. În modelul Eskilson solul este asimilat cu un mediu omogen cu temperaturi inițiale și pe frontieră (pe peretele forajului) constante, în timp ce capacitatea termică a elementelor puțului (perete, ciment de umplutură) sunt neglijate. Formularea de bază a temperaturii solului este guvernată de ecuația conducției termice în coordonate cilindrice:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} &= \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial \tau} \\ T(r, 0, \tau) &= T_0 \\ T(r, z, 0) &= T_0 \\ q(\tau) &= \frac{1}{L} \int_D^{D+L} 2\pi r \lambda \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=r_p} dz \end{aligned} \quad (3.4)$$

în care:  $L$  este lungimea puțului forat;  $D$  – partea superioară a puțului care poate fi neglijată din punct de vedere termic.

În cadrul modelului Eskilson, se folosește metoda numerică a diferențelor finite într-un sistem de coordonate radial-axial pentru a obține distribuția temperaturii într-un puț forat cu lungimea finită. Expresia finală a temperaturii peretelui puțului este o funcție doar de  $\tau/\tau_s$  și  $r_p/L$ :

$$T_p - T_0 = -\frac{q}{2\pi\lambda} f(\tau/\tau_s, r_p/L) \quad (3.5)$$

unde:  $\tau_s = L^2/9a$  reprezintă timpul în regim staționar.

Funcția  $f$  reprezintă răspunsul temperaturii adimensionale la nivelul peretelui puțului, care a fost calculată numeric.

### 3.2.1.4 Soluția sursei liniare finite

Bazându-se pe modelul lui Eskilson, un grup de cercetători [30] a dezvoltat o soluție analitică pentru sursa liniară finită, care consideră influențele lungimii finite a puțului forat și suprafața solului ca o frontieră.

Se consideră următoarele ipoteze pentru a obține o soluție analitică:

– solul este considerat un mediu omogen semiinfinit cu proprietăți termofizice constante;

– frontiera acestui mediu (solul de la suprafață) păstrează o temperatură constantă  $t_0$ , aceeași ca cea de la începutul perioadei considerate;

– dimensiunea radială a puțului forat se neglijează, astfel încât puțul este aproximat cu o sursă liniară ce se întinde de la frontieră pe o anumită lungime  $L$ ;

– fluxul unitar de căldură a sursei  $q_1$  este constant de la început ( $\tau=0$ ).

Rezultatele soluției analitice au fost comparate cu cele ale soluțiilor numerice din [25,108] și au fost compatibile între ele pentru condiția  $a\tau/r_p^2 \geq 5$ . Soluția temperaturii este dată de Zeng ș.a. [108]:

$$T(r, z, \tau) - T_0 = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_0^L \left[ \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z-l)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z-l)^2}} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{r^2 + (z+l)^2}}{2\sqrt{a\tau}}\right)}{\sqrt{r^2 + (z+l)^2}} \right] dl \quad (3.6)$$

Se observă din ecuația (3.6) că temperatura peretelui puțului ( $r=r_p$ ) variază cu timpul și cu lungimea puțului. Temperatura de la jumătatea lungimii puțului ( $z=0,5L$ ) este considerată temperatura de referință. O alternativă este temperatura medie integrată pe lungimea puțului, ea putând fi determinată prin integrarea numerică a ecuației (3.6). Este evident că integrala ecuației (3.6) poate fi calculată mult mai rapid decât soluția numerică a aceleiași probleme de conducție termică pentru un domeniu semiinfiniț cu durată lungă de funcționare. Metodologia a fost utilizată ulterior în proiectare și în programe de simulare dezvoltate de alți cercetători [107].

### 3.2.1.5 Modelul pasului de timp scurt

Deoarece atât modelul lui Eskilson, cât și modelul sursei liniare finite neglijează efectul capacității termice a puțului, inclusiv a tuburilor tip U, a fluidului de lucru și a bentonitei, temperaturile de răspuns adimensionale ale peretelui puțului forat sunt aproximativ corecte pentru un timp mai mare ca  $r_p^2 / a$ , estimat de Eskilson [25].

Pentru un puț forat obișnuit cu o rază de 55 mm, timpul necesar poate fi cuprins între 2 și 6 ore. Yavuzturk și Spitler [104,105] au dezvoltat un model numeric al pasului de timp scurt pentru simularea transferului tranzitoriu de căldură la sondele verticale, a cărui rezultate pot fi corecte într-un timp de până la o oră sau mai puțin. Modelul numeric a fost prezentat ca o componentă a programului TRNSYS creat de Klein ș.a. [100]. Acesta poate evalua consumul de energie și puterea electrică a sistemului PCCS pentru intervale de timp orare sau mai reduse.

### 3.2.1.6 Alte modele numerice folosite

Hellstrom [37] și Thornton ș.a. [96] au propus un model de simulare pentru acumuloarele de căldură din sol folosite la stocarea sezonieră a energiei termice.

Muraya ș.a. [58] au dezvoltat un model cu elemente finite al transferului tranzitoriu al căldurii din jurul unui schimbător de căldură vertical cu tub tip-U al unui sistem PCCS pentru a studia interferențele termice ce pot apare între părțile adiacente tubului tip-U.

Rottmayer ș.a. [66] au prezentat un model cu diferențe finite care simulează procesul de transfer de căldură a unui schimbător de căldură tip-U. Modelul a fost validat pentru condiții simple și a fost comparat cu un model existent, rezultând o bună concordanță.

## 3.2.2 Transferul de căldură din interiorul puțului

Rezistența termică în interiorul puțului forat determinată în prealabil de proprietățile termice ale materialului de umplutură și de poziția tuburilor din interiorul forajului are o importanță deosebită asupra performanței SCS. Principalele obiective ale acestei analize este determinarea temperaturilor de intrare, respectiv de ieșire din sondă ale fluidului de lucru în concordanță cu temperatura peretelui puțului, fluxul său termic și rezistența termică. Au fost elaborate câteva modele cu

diferite grade de complexitate pentru a descrie transferul de căldură în interiorul SCS.

### 3.2.2.1 Modelul unidimensional

Pentru proiectarea SCS s-a propus un model unidimensional simplificat care consideră tubul tip-U o conductă "echivalentă" simplă (rectilinie) [36].

În acest model, atât capacitatea termică a puțului cât și fluxul de căldură axial din bentonită și pereții tuburilor sunt neglijate, astfel încât transferul de căldură în interiorul puțului este aproximat ca un proces unidimensional aflat în regim staționar.

### 3.2.2.2 Modelul bidimensional

Hellstrom [37] a derivat soluțiile analitice bidimensionale ale rezistențelor termice de-a lungul conductelor în secțiunea perpendiculară la axa puțului, ce sunt superioare expresiilor empirice ale modelului unidimensional. În cazul modelului bidimensional, temperatura fluidului din sonda tip-U se exprimă prin suprapunerea celor două temperaturi cauzate de fluxurile de căldură unitare,  $q_1$  și  $q_2$  ale celor două tuburi ale sondei tip-U (Fig. 3. 1). Considerând temperatura peretelui puțului  $T_p$  uniformă de-a lungul adâncimii puțului, se pot obține temperaturile fluidului în tuburile tip-U din ecuațiile:

$$\begin{cases} T_{f1} - T_p = R_{11}q_1 + R_{12}q_2 \\ T_{f2} - T_p = R_{12}q_1 + R_{22}q_2 \end{cases} \quad (3.7)$$

în care:  $R_{11}$  și  $R_{22}$  sunt rezistențele termice între fluidul ce circulă în fiecare tub și peretele puțului;  $R_{12}$  – rezistența termică dintre cele două tuburi.

Prin rezolvarea sistemului liniar (3.7) se obține:

$$\begin{cases} q_1 = \frac{T_{f1} - T_p}{R_1^\Delta} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_{12}^\Delta} \\ q_2 = \frac{T_{f2} - T_p}{R_2^\Delta} + \frac{T_{f2} - T_{f1}}{R_{12}^\Delta} \end{cases} \quad (3.8)$$

unde:

$$R_1^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{22} - R_{12}}, \quad R_2^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{11} - R_{12}}, \quad R_{12}^\Delta = \frac{R_{11}R_{22} - R_{12}^2}{R_{12}} \quad (3.9)$$

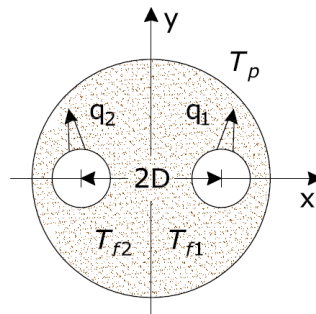


Fig. 3.1 Configurația unui tub tip-U într-un puț forat



Pentru un moment dat și o dispunere simetrică a tuburilor din interiorul puțului, ( $R_{11}=R_{22}$ ) aceste rezistențe termice pot fi deduse ca fiind:

$$R_1^\Delta = R_2^\Delta = R_{11} + R_{12} \text{ și } R_{12}^\Delta = (R_{11}^2 - R_{12}^2) / R_{12}. \quad (3.10)$$

Problema conducției căldurii în regim staționar într-o secțiune orizontală a puțului forat a fost analizată în detaliu prin aproximare cu ajutorul sursei liniare și multipunctuale de către Hellstrom [37]. Pentru simplificarea problemei, Eskilson [25] a făcut următoarele aproximări:  $T_{f1}=T_{f2}=T_f$  și  $q_1=q_2=q/2$ . De aceea, rezistența termică între fluid și peretele puțului poate fi determinată cu relația:

$$R_{p2} = \frac{R_{11} - R_{12}}{2} \quad (3.11)$$

Totuși, temperaturile fluidului ce circulă prin tuburile ce alcătuiesc SCS sunt diferite. De aceea interferența între tuburile sondei este inevitabilă, conducând la reducerea efectivă a transferului de căldură din schimbător. Presupunând temperaturi ale fluidului identice în toate tuburile, este imposibil pentru modelul bidimensional să identifice impactul acestei interferențe asupra performanței SCS.

### 3.2.2.3 Modelul cvasi-tridimensional

Pe baza modelului bidimensional, Zeng ș.a. [107] au propus modelul cvasi-tridimensional, ce ține seama de variația temperaturii fluidului de lucru de-a lungul adâncimii puțului. Pentru a menține modelul concis și ușor de control se neglijează totuși fluxul de căldură conductiv din bentonită în direcție axială. Ecuațiile de echilibru energetic pot fi scrise pentru fluidul de lucru din tubul de tur și retur astfel:

$$\begin{cases} -Mc \frac{dT_{f1}}{dz} = \frac{(T_{f1} - T_p)}{R_1^\Delta} + \frac{(T_{f1} - T_{f2})}{R_{12}^\Delta} \\ Mc \frac{dT_{f2}}{dz} = \frac{(T_{f2} - T_p)}{R_2^\Delta} + \frac{(T_{f2} - T_{f1})}{R_{12}^\Delta} \end{cases} \quad (0 \leq z \leq L) \quad (3.12)$$

în care:  $M$  este debitul masic de fluid ce circulă prin sondă;  $c$  – căldura specifică a fluidului.

Pentru a obține soluția sunt necesare două condiții:

$$\begin{cases} z = 0, & T_{f1} = T_f' \\ z = L, & T_{f1} = T_{f2} \end{cases} \quad (3.13)$$

Soluția generală a acestei probleme derivă din transformarea Laplace, ce are o formulare puțin complicată. Pentru amplasarea simetrică a tubului tip-U în interiorul puțului, profilele de temperatură în cele două conducte au fost ilustrate de Diao ș.a. [21]. În scopul aplicațiilor practice se definește un parametru alternativ,  $\varepsilon = (T_f - T_e) / (T_e + T_p)$  denumit eficiența transferului de căldură al puțului. De remarcat că  $T_i$  și  $T_e$  sunt temperaturile fluidului la intrare/ieșire in/din tubul tip-U. Astfel se poate calcula mai în detaliu rezistența termică  $R_{p3}$  între fluidul din sondă și peretele puțului:

$$R_{b3} = \frac{L}{Mc} \left( \frac{1}{\varepsilon} - \frac{1}{2} \right) \quad (3.14)$$

Modelul cvasi-tridimensional a fost validat și recomandat pentru proiectarea și analiza termică a schimbătoarelor de căldură din sol.

### 3.2.3 Comparații între modelele analitice și numerice

Deși modelele numerice pot oferi un nivel ridicat de flexibilitate și acuratețe în comparație cu modelele analitice, majoritatea dintre ele pot fi ineficiente din punct de vedere al calculului din cauza numărului mare de discretizări complexe. Mai mult decât atât, modelele numerice sunt inconvenabil de integrat direct într-un proiect sau program de analiză energetică în programele de analiză energetică, decât dacă datele simulate sunt precalculate și stocate într-o bază de date mare.

Modelele analitice sunt de obicei elaborate pe baza unui număr de ipoteze simplificatoare cu scopul de a rezolva algoritmi matematici complicați. De aceea, acuratețea rezultatelor analitice este puțin redusă datorită considerării sursei liniare în centrul puțului, neglijând existența tubului tip-U în puț [18]. Totuși, timpul necesar de calcul al modelului analitic este mult mai redus decât cel al modelelor numerice. Un alt avantaj este acela că algoritmul dedus din modelele analitice poate fi rapid integrat într-un program de proiectare/simulare. Caracteristicile modelelor numerice și analitice pentru SCS sunt sistematizate și sintetizate în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Comparație între modelele de simulare a SCS

Domeniul	Modelul de simulare	Metoda	Interferențe termice între puțuri	Efecte de frontieră
Exteriorul puțului	Sursă liniară Kelvin	Sursă liniară infinită	Da	Nu
	Sursă cilindrică	Sursă cilindrică infinită	Da	Nu
	Modelul Eskilson	Metode numerice și analitice combinate	Da	Da
	Soluția sursei liniare finite	Metodă analitică	Da	Da
	Modelul pasului de timp scurt	Metodă numerică	Da	Da
Interiorul puțului	Unidimensional	-	Nu	Nu
	Bidimensional	-	Da	Nu
	Cvasi-tridimensional	-	Da	Da

## 3.3 Programe de proiectare/simulare a SCS

### 3.3.1 Programe de proiectare bazate pe modelul sursei liniare

#### 3.3.1.1 Programele Universității din Lund

Primele programe de dimensionare a SCS verticale, pentru microsiseme PC, au fost elaborate de către un grup de cercetatori de la Universitatea din Lund, Suedia [37, 16]. Algoritmii programelor au fost elaborați pe baza abordării Eskilson (sursă liniară finită) unde temperatura în domeniul puțului forat este convertită într-un set de factori de temperatură adimensionali, numiți funcțiile- $f$  [42,21]. Aceste funcții- $f$  depind de distanța dintre puțuri și de adâncimea puțului. Valorile funcțiilor- $f$  obținute din simulările numerice au fost stocate într-un fișier de date, cu posibilitatea

accesării lui de către programele PC. Utilizatorii trebuie însă să cunoască bine parametrii de intrare și să facă unele calcule în prealabil.

Pentru o utilizare mai ușoară a programelor Universității din Lund, s-a creat programul Earth Energy Designer (EED), pe aceeași bază ca și programele anterioare [38, 39].

În programul EED, temperatura fluidului din SCS este calculată în funcție de sarcinile lunare de încălzire/răcire și de rezistența termică a puțului. Proprietățile termice ale solului, precum și proprietățile materialului tuburilor și a fluidelor de lucru sunt salvate într-o bază de date a programului. Cu toate acestea, pentru cazurile de schimbare a adâncimii puțului forat sau a distanței dintre puțuri, programul trebuie să interpoleze între funcții  $f$  stocate în baza de date și calculate în funcție de raportul dintre distanța între puțuri și adâncimea puțului (adică B/L). Procesul de interpolare provoacă erori în mod inevitabil de calcul.

#### **3.3.1.2 Programul GLHEPRO**

GLHEPRO este dezvoltat în primul rând pentru proiectarea SCS verticale în circuit închis utilizate în clădirile comercial-administrative [93] și se bazează pe modelul aproximativ a lui Eskilson. Acesta a fost realizat în scopul de a face metodologia suedeză ușor de folosit de către utilizatorii americani. Temperatura fluidului în interiorul tuburilor din puț este determinată utilizând rezistența termică a puțului în regim de transfer termic staționar unidimensional. Procedura de proiectare presupune ajustarea automată a mărimii schimbătorului de căldură, în scopul de a satisface cerințele minime specificate de utilizator sau a temperaturii maxime de intrare a fluidului de lucru în pompa de căldură.

#### **3.3.1.3 Programul GEO STAR**

Este un pachet software dezvoltat de către un grup de cercetători din China [107] pentru proiectarea și simularea SCS. Acest pachet software este capabil să stabilească dimensiunea minimă a SCS pentru a satisface cerința minimă specificată de utilizator și temperatura maximă de intrare în pompa de căldură ținând seama de o serie de elemente de proiectare, cum ar fi necesarul de încălzire/răcire al clădirii, proprietățile termice ale solului, configurația sondei și caracteristicile de funcționare ale pompei de căldură. Pentru conducția termică în exteriorul puțului este dezvoltată o soluție analitică explicită a sursei liniare finită într-un mediu semi-finit [108]. Temperatura peretelui puțului se obține cu ajutorul soluției analitice. Pentru transferul de căldură din interiorul puțului, se poate utiliza modelul cvasi-tridimensional. Analiza în cele două regiuni spațiale se interconectează pe peretele puțului forat.

#### **3.3.1.4 Programe de simulare energetică a clădirii integrate cu modele de SCS**

Programul EnergyPlus este un program de simulare energetică a clădirii extins pentru a permite și simulări ale sistemului PCCS [31]. Au fost implementate modele pentru pompa de căldură de apă-apă și pentru un schimbător de căldură vertical. Modelul SCS folosește, funcții  $f$  propuse de Eskilson pentru a modela răspunsul solului la diferite fluxuri de căldură.

Alt program de analiză energetică a clădirii Equest și motorul său de simulare DOE-2.2 au fost îmbunătățite pentru a facilita proiectarea și analiza energetică a

sistemelor PCCS [49]. Un model de SCS vertical bazat pe algoritmul funcției- $f$  a fost implementat în program. A fost implementat în asistentul de creare de clădiri Equest un model de schimbător de căldură vertical, pe baza algoritmului funcției  $g$ . Autorul pretinde rezultate de validare sporită cu eQUEST/DOE-2.2 care este un instrument foarte util pentru proiectarea sistemului GCHP și analiza energiei. Modelul SCS vertical care se bazează de asemenea pe funcția- $f$  a fost integrat în mediul de modelare HVACSIM+, care este capabil să simuleze sisteme HVAC, sisteme de gestionare a energiei și alte sisteme termice [47]. Toate cele trei programe folosesc rezistența termică efectivă a puțului în regim staționar pentru a calcula transferul căldurii în interiorul puțului. În general, cele trei modele similare de SCS, care țin seama de funcționalitatea largă a programelor de simulare energetică a clădirilor, pot calcula cu ușurință sarcinile de încălzire și răcire ale clădirii și facilitează proiectarea și analiza energetică a PCCS. De asemenea, aceste modele au flexibilitatea de a compara consumul de energie între un sistem PCCS și un sistem convențional de încălzire/răcire.

### **3.3.2 Programul GchpCalc bazat pe modelul sursei cilindrice**

GchpCalc este un program pentru a ajuta inginerii în proiectarea sistemelor de pompe de căldură cuplate la schimbătoare verticale în sol. Conceptele fundamentale detaliate ale acestui program pot fi găsite în [45]. Algoritmul programului se bazează pe modelul sursei cilindrice. Acesta folosește o ecuație simplă de transfer termic în regim staționar (2.33) pentru a determina lungimea necesară a puțului.

### **3.3.3 Programe de simulare numerică**

În domeniul pompelor de căldură cuplate la sol au fost dezvoltate unele coduri de simulare numerică, bazate în principal pe metoda diferențelor finite. Printre acestea, programul numeric cel mai reprezentativ este TRNSYS cu modulul DST dezvoltat de Pahud și Hellstrom [61].

TRNSYS este un pachet modular de simulare a sistemelor în care utilizatorii pot descrie componentele sistemului și modul de interconectare a acestora. Deoarece programul este modular, modelul stocării energiei în sol (DST) pentru SCS verticale este ușor de adăugat în bibliotecile componente existente. Programele de simulare numerică sunt mai dificil de utilizat, cu excepția cazului în care datele simulate sunt calculate anterior și stocate într-o bază de date.

Un alt program de simulare numerică este programul EED (Earth Energy Designer) [23] utilizat pentru proiectarea schimbătoarelor de căldură verticale cuplate la sol și determinarea evoluției temperaturii sursei de căldură pe o perioadă mai îndelungată, oferind în acest fel o estimare precisă a performanței pompei de căldură geotermice în timp. De asemenea, programul permite simularea mai multor tipuri de configurații de schimbătoare de căldură, pornind de la dimensionarea unui singur schimbător de căldură și ajungând la un număr maxim de circa 1200 schimbătoare verticale.

## **CAP. 4 EVOLUȚIA CONCEPȚIEI SISTEMELOR HIBRIDE DE POMPE DE CĂLDURĂ CUPLATE LA SOL**

### **4.1 Considerații generale**

Pompele de căldură cuplate la sol pot obține performanțe energetice mai ridicate în clădirile unde necesarul de încălzire și răcire al clădirilor este bine echilibrat de-a lungul întregului an. Majoritatea clădirilor din climatele calde sau reci au necesarul de căldură sau de răcire neechilibrat, astfel că pot apărea situații când mai multă căldură este transmisă în sol decât este extrasă pe parcursul unui an, conducând la ridicarea temperaturii solului și diminuarea astfel a performanței sistemului în timp. Pentru a menține o performanță ridicată în funcționare, la clădirile cu o sarcină de răcire dominantă este nevoie de un schimbător de căldură cuplat la sol mult mai mare în comparație cu cel pentru clădirile cu necesar echilibrat. În mod similar, când sistemele PCCS sunt utilizate pentru clădiri cu sarcină de încălzire dominantă ele vor avea nevoie de o suprafață mare de teren pentru a satisface necesarul de căldură maxim. Prin urmare, costul inițial ridicat și suprafața de teren mare necesară pentru instalarea SCS restricționează utilizarea pe scară largă a tehnologiei PCCS în clădirile cu necesar de energie termică neechilibrat.

Pentru a reduce costul inițial al PCCS și a îmbunătăți performanța acestui sistem și pentru a echilibra efectiv încărcarea termică a solului, este recomandat să se realizeze un schimbător de căldură suplimentar pentru cedarea sau absorbția energiei termice excedentare.

### **4.2 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu schimbătoare de căldură suplimentare**

În ultimii ani s-au făcut numeroase cecetări experimentale pentru dezvoltarea și instalarea a diferite tipuri de pompe de căldură hibride cuplate la sol (PCHCS). În cazul clădirilor cu sarcină de răcire dominantă au fost utilizate un agent pentru răcire circulant printr-un turn de răcire sau o suprafață pentru cedarea energiei termice. În Fig. 4.1 se prezintă principiul de funcționare al sistemului hibrid cuplat la un turn de răcire legat în serie cu SCS prin intermediul unui schimbător de căldură în plăci.

Manualul ASHRAE [1] a pus în discuție avantajele aplicațiilor sistemului PCHCS pentru clădirile cu necesar de răcire dominant luând în considerare costurile inițiale și limitele disponibile ale suprafeței terenului [17]. De asemenea, s-au editat o serie de îndrumătoare pentru schimbătorul de căldură suplimentar de cedare a energiei termice excedentare. Capacitatea schimbătoarelor de căldură pentru cedare de energie termică este bazată pe diferența dintre temperatura lunară medie de răcire și de încălzire la o anumită clădire. În cazul de față SCS este dimensionat pentru a acoperi necesarul de căldură al clădirii, în vreme ce sarcina suplimentară de răcire este realizată prin cedarea căldurii excedentare.

Kavanaugh și Rafferty [45] au analizat posibilitatea reducerii costului inițial de instalare a SCS prin atașarea unui răcitor cu lichid sistemului de pompă de căldură. Aceste cercetări recomandă ca sistemul hibrid să fie dimensionat pe baza sarcinii de încălzire maxime, iar capacitatea răcitorului să fie calculată în concordanță cu diferența dintre lungimea SCS necesară pentru acoperirea sarcinii de răcire și de încălzire.

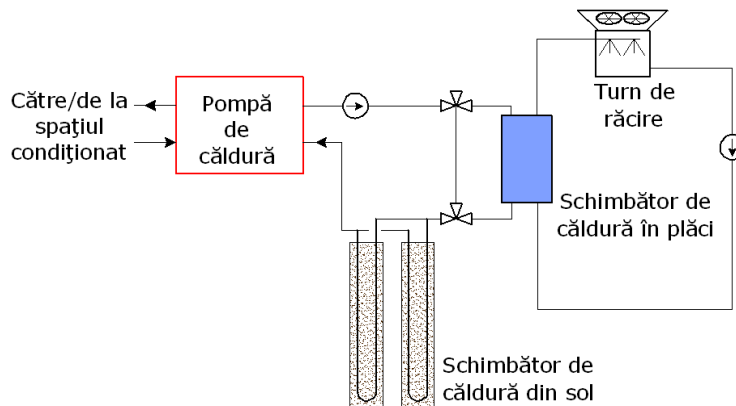


Fig. 4.1. Schema sistemului hibrid PCCS cu turn de răcire

Kavanaugh [46] a propus o metodă revizuită pentru dimensionarea răcitoarelor cu lichid și a turnurilor de răcire bazându-se pe recomandările de proiectare ASHRAE și ale lui Kavanaugh și Rafferty. Această revizuire oferă o metodă de echilibrare a fluxului de căldură către sol pe o anumită perioadă din an. Procedura de proiectare include de asemenea o metodă pentru determinarea orelor necesare de funcționare pentru a asigura cantitatea de căldură ce trebuie cedată pentru a echilibra sarcinile de încălzire anuale a SCS. S-a proiectat un sistem hibrid de PCCS pentru o clădire de birouri, în trei zone climatice diferite. Rezultatele arată că din punct de vedere economic un sistem hibrid este mai rentabil în zonele climatice calde și foarte calde deoarece aici sarcina termică de răcire este mult mai mare ca cea de încălzire.

Yavuzturk and Spitler [105] au studiat avantajele și dezavantajele unor strategii de control în funcționarea sistemelor hibride de PCCS conectate la un turn de răcire în diferite condiții climatice.

Strategiile de control studiate sunt clasificate în trei categorii:

- a) controlul temperaturii de intrare sau ieșire din pompa de căldură pentru a activa turnul de răcire;
- b) controlul diferenței de temperatură pentru a pune în funcțiune turnul de răcire atunci când diferența dintre temperatura la intrarea sau ieșirea pompei de căldură și temperatura interioară a încăperii este mai mare decât o anumită valoare setată;
- c) controlul programat al funcționării turnului de răcire pe timpul nopții pentru a asigura stocarea frigului în sol și a evita ridicarea temperaturii solului pe o perioadă lungă de timp.

O analiză de cost pentru ciclul de viață al sistemului a fost efectuată pentru a compara fiecare strategie de control a funcționării bazată pe o perioadă de 20 de ani. Simularea rezultatelor pentru o clădire de dimensiuni reduse indică faptul că un sistem hibrid are beneficiu economic semnificativ în comparație cu sistemul convențional, iar schema controlului diferenței temperaturii este validată ca fiind cea mai bună soluție.

Man Yi ș.a. [51] au realizat un model și un program de simulare orară a unui sistem hibrid de pompă de căldură cu turn de răcire pentru analiza și modelarea procesului de transfer termic și a componentelor principale ale sistemelor pe intervale de timp orare.

Sunt comparate impactul a patru strategii diferite de control asupra performanțelor a două sisteme hibride de PCCS proiectate pentru o clădire cu sarcină de răcire dominantă. De asemenea, o analiză de costuri a sistemului considerând costul investiției inițiale și cheltuielile de exploatare este realizată pe baza rezultatelor calculului orar.

Chiasson ș.a. [13] au creat un program pentru modelarea performanței unui lac de mică adâncime considerat ca un schimbător pentru cedarea căldurii în exces. Ramamoorthy ș.a. [63] au dezvoltat un model de simulare pentru determinarea dimensiunii optime a unui sistem hibrid cu un lac pentru răcire.

### **4.3 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu producere de apă caldă**

Prepararea apei calde de consum (a.c.c) este necesară în viața de zi cu zi a sectorului rezidențial și comercial. Prepararea cu mijloace tradiționale a apei calde de consum se face de obicei prin arderea combustibililor fosili sau cu boilerle electrice, care nu doar că sunt mari consumatoare de energie, dar și emit un volum considerabil de gaze dăunătoare, contribuind astfel la amplificarea efectului de seră din atmosferă.

Prin urmare, pentru a reduce costul inițial ridicat al PCCS concomitent cu consumul de energie pentru prepararea a.c.c, sistemele hibride PCCS cu producere de apă caldă de consum devin o alternativă pentru clădirile cu sarcină de răcire dominantă, în special în domeniul rezidențial dar și cel comercial. De exemplu, se poate utiliza un schimbător de căldură suplimentar de mici dimensiuni, care recuperează căldură din gazul supraîncălzit din compresor pentru a preîncălzi/încălzi apa caldă de consum.

În sezoanele de răcire, schimbătorul de căldură suplimentar folosește energia termică în exces care poate fi cedată solului, pentru a încălzi apa caldă de consum „gratuit”. În sezoanele de încălzire, se extrage mai multă căldură din sol pentru a se asigura simultan încălzirea clădirii și prepararea a.c.c. Astfel se poate echilibra căldura cedată și cea extrasă din sol prin intermediul SCS (Fig. 4.2).

Fanney și Dougherty [30] au fost primii care au studiat performanța unei PCCS care are un schimbător de căldură suplimentar pe circuitul de încălzire. Datele înregistrate au arătat că schimbătorul de căldură a contribuit cu o medie de 27% din energia totală utilizată pentru încălzirea apei în cele 24 luni de monitorizare.

Cui ș.a. [19] au dezvoltat o PCHCS cu sistem de preparare a a.c.c utilizată și pentru încălzirea/răcirea clădirilor din zonele climatice calde. Pentru realizarea unui studiu comparativ s-a utilizat programul de simulare HVACSIM+. Rezultatele obținute din acest studiu arată că PCHCS poate fi eficientă pentru a atenua sarcinile SCS și poate acoperi aproape 95% din cererea totală de apă caldă de consum. Economia de energie pentru prepararea a.c.c este de circa 70% în comparație cu un încălzitor electric. Schema funcțională propusă pentru PCHCS cu producere de apă caldă de consum este recomandată pentru clădirile rezidențiale din zonele climatice calde.

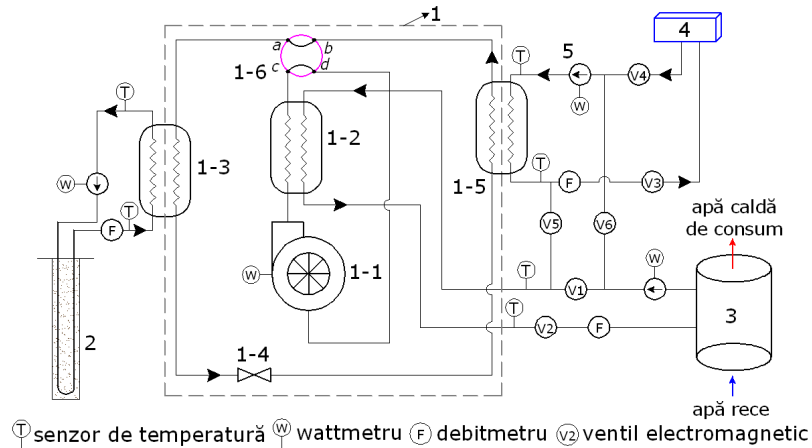


Fig. 4.2. Schema unei PCHCS cu preparare de a.c.c  
 1-PC apă-apă; 2-SCS; 3-rezervor de înmagazinare; 4-ventiloconvector; 5-pompă de circulație;  
 1-1- compresor; 1-2- subrăcitor; 1-3- condensator; 1-4- ventil de laminare; 1-5- vaporizator;  
 1-6- ventil inversor

#### 4.4 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare termice

Ideea de a cupla un colector solar la SCS, din considerentul că energia solară poate fi stocată în sol, a fost pentru prima dată propusă de Penrod în 1956. După câteva decenii, sistemele PCCS asistate solar au fost recomandate de Metz [56]. S-au făcut eforturi pentru investigarea performanțelor și aplicațiilor PCCS cu panouri solare termice. Chiasson și Yavuzturk [14] au prezentat o evaluare a fezabilității sistemului hibrid PCCS cu panouri solare termice prin simulare pentru clădirile cu necesar de încălzire dominant.

În zonele climatice cu sarcină de încălzire dominantă, un sistem PCCS simplu poate cauza o diminuare a energiei termice din sol, conducând la scăderea progresivă a temperaturii agentului apă-glicol la intrarea în pompă, în consecință performanța sistemului devenind tot mai redusă. Similar cazurilor clădirilor cu sarcină de răcire dominantă, utilizarea unui schimbător de căldură pentru suplimentarea energiei termice, cum ar fi un panou solar termic, poate reduce semnificativ lungimea puțului forat, deci și costul instalării SCS. Astfel, sistemele PCCS pot să fie mai atractive din punct de vedere economic. În general, SCS poate fi dimensionat pentru a acoperi sarcina de răcire, iar schimbătorul de căldură pentru a acoperi excedentul de căldură ce nu este satisfăcut de schimbătorul din sol. În Fig. 4.3 se prezintă principiul de funcționare al PCHCS cu panouri solare termice.

Cu ajutorul programului TRNSYS s-a realizat evaluarea performanței PCCS în sistem hibrid și în sistem convențional, pe o perioadă de 20 de ani, prin simulare pentru diferite cazuri și condiții climatice. De asemenea, au fost simulate colectoarele solare fixe și cele mobile, ce pot urmări sursa solară. S-a demonstrat din analiza costurilor pentru o perioadă de 20 de ani că sistemele hibride de PCCS



cu panouri solare termice sunt alegerea cea mai bună pentru încălzirea clădirilor cu necesar de încălzire dominant.

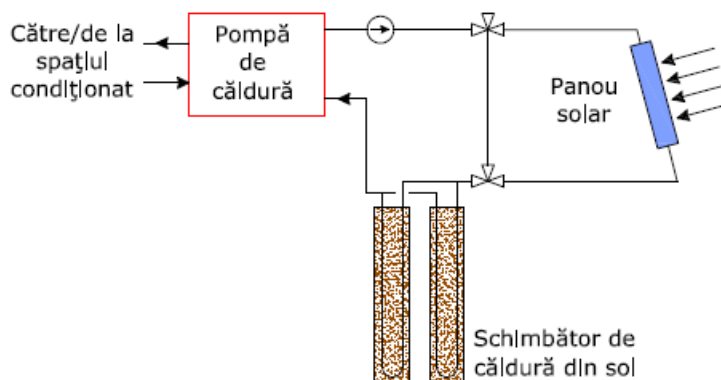


Fig. 4.3. Schema sistemului hibrid de PCCS cu panouri solare termice

Trillat–Berdal ș.a. [98] au prezentat un sistem hibrid PCCS cu panouri solare, proiectat să producă energie termică pentru prepararea apei calde de consum și pentru încălzirea unei clădiri rezidențiale.

În acest sistem, căldura provenită de la soare este folosită prioritar pentru încălzirea apei calde de consum și este injectată în sol prin intermediul sondelor verticale doar atunci când necesarul de căldură pentru prepararea a.c.c. este asigurat. Studiul experimental asupra performanței în funcționare a sistemului a indicat faptul că energia injectată în sol de către panourile solare a avut o valoare de circa 39,5 W/m, aproximativ egală cu valoarea medie a căldurii extrase din sol de pompa de căldură (40 W/m).

Se constată creșterea semnificativă a coeficientului de performanță după ce sistemul a fost completat cu injecția căldurii provenită din energia solară, ceea ce demonstrează că reîncărcarea termică a solului cu ajutorul energiei solare este un mod fezabil de a echilibra încărcarea terenului în cazul clădirilor cu necesar de încălzire dominant.

Rezultatele simulărilor au arătat că PCCS au un coeficient de performanță îmbunătățit deoarece temperatura solului se poate recupera efectiv datorită suplimentării cu energie solară. În același timp PCCS pot compensa intermitența și instabilitatea energiei solare.

## 4.5 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice

### 4.5.1 Considerații generale

Ultimii ani au fost caracterizați de o creștere considerabilă a atenției mondiale asupra încălzirii globale, tot mai asociată influenței omului asupra schimbărilor climatice. În cadrul înaltei întâlniri G8, ce a avut loc în Germania în iunie 2007, s-a dat o ușoară atenție încălzirii globale, trimițând această schimbare către anii 2050. Uniunea Europeană, este de părere că în anul 2020 aproximativ 20% din întreaga energie europeană va fi produsă din resurse regenerabile. Acest puternic semnal al

politicii UE a îndreptat atenția asupra prezentului și viitorului de a obține energia din surse neconvenționale.

Consumurile energetice pentru realizarea încălzirii spațiilor de locuit reprezintă circa 70% din totalul energiei consumate, iar prin intermediul tehnologiilor eficiente pentru construcții și instalații (izolarea anvelopei, ventilarea mecanică cu recuperarea căldurii, centrale termice în condensare) se pot realiza efecte semnificative chiar într-o perioadă scurtă sau medie, conducând la reducerea consumurilor cu 16...23% pe o perioadă lungă de utilizare.

Cursa pentru diminuarea emisiilor de CO<sub>2</sub> poate fi o cale de lansare a dezvoltării tehnologiilor cu impact ambiental redus, pentru îmbunătățirea eficienței energetice, creșterea siguranței de alimentare cu energie electrică și independența față de sursele de energie convenționale [92].

#### 4.5.2 Radiația solară și tehnologia panourilor fotovoltaice

Datorită reacțiilor nucleare ce au loc în interiorul său, Soarele reprezintă o sursă energetică vitală pentru planeta noastră. Imensa cantitate de energie radiată sub forma undelor electromagnetice, demonstrează că această stea poate să fie considerată cu o bună aproximare un corp negru (radiant complet) cu o temperatură medie a suprafeței de circa 5780 K.

În interiorul Soarelui, prin intermediul fuziunii termonucleare, în fiecare secundă 600 milioane tone de hidrogen se transformă în 595,5 milioane tone de heliu, iar cele 4,5 milioane tone de hidrogen rămase (reprezentând 0,75% din total) se transformă direct în energie după ecuația lui Einstein:  $E=mc^2$ .

Energia astfel generată este de circa 405.000 miliarde TJ, reprezentând o energie de neimaginat la nivelul scoarței terestre. Toată această extraordinară putere a Soarelui este datorată conversiei în energie a unei părți infime din totalul cantității de materie a sa, cantitate comparabilă cu greutatea unui mic lanț muntos de pe Terra.

Termenul „constantă solară” semnifică fluxul radiant al energiei solare (radiația solară directă), care are valoarea medie 1368 W/m<sup>2</sup> [15]. Considerând aria plană a globului de 1275x10<sup>14</sup> m<sup>2</sup> și raza medie a Pământului de aproximativ 6371 km, radiația totală transmisă Pământului este 1,74x10<sup>17</sup> W [102].

Un parametru care tinde să înglobeze toate efectele pe care atmosfera le exercită asupra radiației solare este masa de aer relativ (MA), ce corespunde la lungimea relativă a drumului radiației directe prin atmosferă (Fig 4.4).

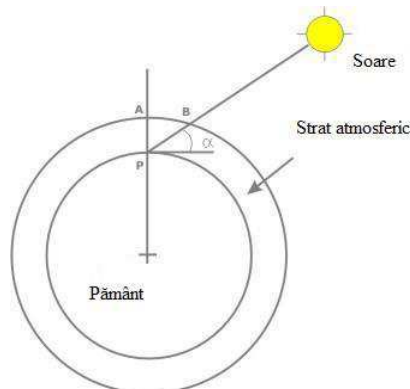


Fig. 4.4. Definirea masei de aer relativ

La nivel internațional, pentru a deosebi condițiile în care poate să funcționeze un convertitor al energiei solare, se definește curba  $MA_0$  (masa de aer 0) corespunzătoare radiației solare măsurate în exteriorul atmosferei terestre și curba  $MA_1$  (masa de aer unitară) corespunzătoare compoziției spectrale întâlnită la nivelul mării când grosimea atmosferei standard este străbătută de raze solare în direcție perpendiculară la suprafața terestră.

La nivelul mării, masa de aer relativă poate fi calculată cu formula aproximată:

$$MA = \frac{1}{\sin \alpha} \quad (4.1)$$

unde  $\alpha$  este unghiul de incidență.

De-a lungul drumului către suprafața terestră, nu toată energia solară existentă în exteriorul atmosferei reușește să ajungă pe Pământ din cauza unor fenomene fizice care se manifestă în diferite straturi ale atmosferei, dintre care reflexia difuză, refracția și absorbția.

Difuzia este rezultatul impactului dintre fotoni și molecule de apă, aer și praful atmosferic, în timp ce absorbția este datorată în principal ozonului, vaporilor de apă și bioxidului de carbon.

Pentru proiectarea sistemelor fotovoltaice, valoarea maximă a radiației solare la nivelul solului este aproximată la  $1000 \text{ W/m}^2$ , iar pentru încercările din laborator a componentelor fotovoltaice se consideră ca radiație solară de referință valoarea corespunzătoare curbei  $MA_{1,5}$ , conform normativului CEI EN 60904-3.

#### 4.5.3 Criterii de dimensionare a sistemelor fotovoltaice

Dimensionarea unui sistem fotovoltaic conectat la rețeaua electrică se poate efectua pe baza unor parametri tehnici sau economici, și anume:

- bugetul disponibil pentru investiție;
- consumurile electrice al utilizatorului;
- suprafața disponibilă.

În cazul sistemelor de puteri mici este important să se țină seama de consumurile electrice ale utilizatorului, estimate printr-o analiză directă a consumurilor precedente. În cazul sistemelor destinate unei producții mari de energie electrică când se determină mărimea și tipul generatorului fotovoltaic, trebuie să se țină seama de suprafața avută la dispoziție și de durata de recuperare a investiției.

În primul caz se poate face o optimizare a consumurilor electrice prin utilizarea de consumatori cu o înaltă eficiență: electrocasnice de clasă energetică A, iluminare cu corpuri fluorescente compacte, înlocuirea corpurilor de iluminat tip spot cu cele pe bază de led, etc. În acest fel, se poate obține o reducere considerabilă a dimensiunilor generatorului fotovoltaic și a costurilor pentru realizarea unui astfel de sistem.

În domeniul proiectării sau executării sistemelor fotovoltaice, specialistul se găsește de multe ori în situația în care trebuie să evalueze caracteristicile panourilor fotovoltaice din comerț destinate diferitelor tipuri de clădiri (Fig. 4.5) pe criterii mai mult comerciale decât tehnice.

Numărul mare de parametri caracteristici sistemelor fotovoltaice (puterea modulelor fotovoltaice, temperatura normală de funcționare a celulei, variația tensiunii și a curentului odată cu variația temperaturii, toleranțele admisibile) conduc la o alegere greoaie a sistemului fotovoltaic corespunzător cerinței. Prin urmare, în urma cercetării, s-a ajuns la stabilirea unui coeficient ce ține seama de toți parametri caracteristici relevanți pentru alegerea unui panou fotovoltaic, reprezentând *indicele de calitate* al produsului.

La alegerea unui modul fotovoltaic, primul parametru luat în considerare este puterea maximă utilă, adică puterea maximă dezvoltată în condiții de testare standard (CTS), și anume:

- radiație incidentă: 1000 W/m<sup>2</sup>;
- temperatura celulei: 25 °C;
- spectru: MA1,5;
- viteza vântului: 0 m/s.



Fig. 4.5. Poziționarea panourilor fotovoltaice pe acoperișul unei clădiri cu șarpantă

Pentru a avea informații concrete despre funcționarea sistemelor fotovoltaice s-a introdus termenul „temperatura nominală de operare a celulei” (TNOC), care dă temperatura nominală de lucru a unei celule ce face parte din interiorul unui modul ce funcționează în următoarele condiții:

- radiația incidentă: 800 W/m<sup>2</sup>;
- temperatura mediului înconjurător: 20 °C;
- viteza vântului: 1 m/s.

Acest parametru, variabil în general de la 40 la 50 °C, indică cât de performant este un modul fotovoltaic, în ceea ce privește pierderea de căldură, care vor fi valorile tensiunilor și a curentului și deci valorile puterii în condiții comparabile cu cele din funcționarea reală.

Un parametru care indică posibila putere produsă de panoul fotovoltaic este toleranța  $t$ , exprimată în procente.

Alt parametru foarte important este cel al garanției asupra producției panourilor fotovoltaice, care în mod normal scade la 80% după 20 ani de funcționare. Acesta se definește prin coeficientul de performanță al modulelor fotovoltaice (CPMF), și se poate determina cu relația:

$$CPMF = \frac{\{[U_0 - CT_V \cdot (TNOC - T_{CTS})] \cdot [I_{SC} - CT_I(TNOC - T_{CTS})]\}(1 - t)(1 - d)}{U_0 I_{SC}} \quad (4.2)$$

în care:  $U_0$  este tensiunea inițială a modului în V;  $I_{SC}$  – curentul de scurtcircuit al modului în V;  $CT_V$  – coeficientul temperaturii inițiale a modului în V/°C;  $CT_I$  – coeficientul temperaturii modului aflat în scurtcircuit, în A/°C;  $TNOC$  – temperatura nominală în funcționare, în °C;  $T_{CTS}$  – temperatura celulei fotovoltaice în condiții de testare standard (25°C);  $t$  – toleranța pentru putere (0,03 – 0,05);  $d$  – deteriorarea modului după 20 ani: 0,2 pentru 80% producție la 20 ani, 0,16 pentru 80% producție la 25 ani, 0,13 pentru 80% producție la 30 ani de funcționare.

Un modul cu valoare ridicată a coeficientului CPMF are caracteristici mai bune, și deci, pe parcursul următorilor 20 de ani de funcționare va avea o producție mai

#### 4.5 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice – 45

mare de energie electrică. Coeficientul CPMF poate fi luat în considerare pentru o plajă de temperaturi ale celulei între 0 și 60 °C și va avea influență pentru țările din zona temperată cu o radiație globală de aproximativ 800 W/m<sup>2</sup>, cum este România.

#### 4.5.4 Analiza posibilității de alimentare a PCCS cu energie electrică produsă de panourile fotovoltaice

Pentru determinarea radiației solare disponibile la amplasamentul laboratorului experimental (Fig. 4.6) echipat cu PCCS s-a utilizat Photovoltaic Geographical Information System oferit de site-ul UE [112].



Fig. 4.6. Amplasamentul laboratorului experimental

În Fig. 4.7 este prezentată harta solară a României, de unde se poate estima cantitatea de energie provenită de la soare în funcție de zonă.

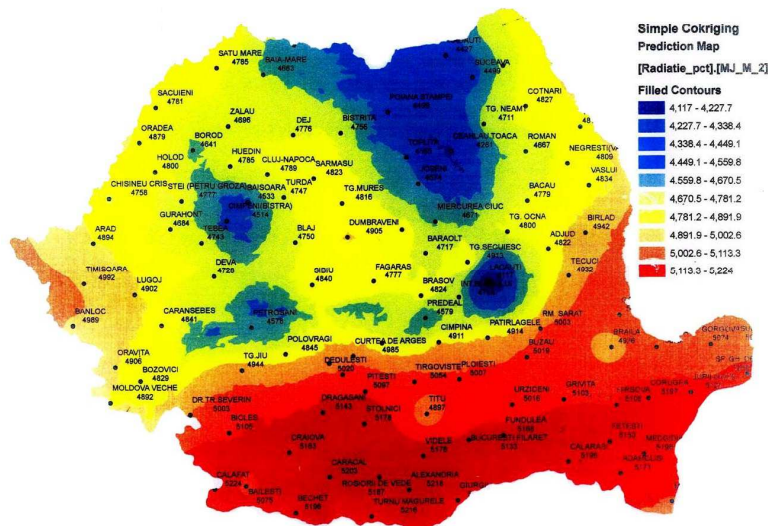


Fig. 4.7. Harta solară a României

În Fig. 4.8 este ilustrată interfața programului de estimare a energiei solare și a sistemelor de panouri fotovoltaice pentru locația aleasă. Simulările s-au făcut ținând seama de o optimizare a orientării panourilor fotovoltaice, de puterea electrică de vârf instalată și de tipul de panou fotovoltaic ales.

The screenshot shows the 'PV Estimation' software interface with the following settings:

- Performance of Grid-connected PV**
  - Radiation database: Climate-SAF PVGIS [What is this?]
  - PV technology: Crystalline silicon
  - Installed peak PV power: 5 kWp
  - Estimated system losses [0; 100]: 14 %
- Fixed mounting options:**
  - Mounting position: Free-standing
  - Slope [0; 90]: 35 °  Optimize slope
  - Azimuth [-180; 180]: 0 °  Also optimize azimuth
  - (Azimuth angle from -180 to 180, East=-90, South=0)
- Tracking options:**
  - Vertical axis Slope [0; 90]: 0 °  Optimize
  - Inclined axis Slope [0; 90]: 0 °  Optimize
  - 2-axis tracking
- Horizon file: Choose File No file chosen
- Output options**
  - Show graphs  Show horizon
  - Web page  Text file  PDF
- Buttons: Calculate, [help]

Fig. 4.8. Interfața programului de simulare

Datele inițiale pentru efectuarea simulării sunt:

- datele geografice ale amplasamentului: latitudine Nord 44°44'44"; longitudine 21° 13'47" Est; altitudine 89 m față de nivelul Mării Negre;
- puterea nominală a sistemului fotovoltaic: 5 kW;
- pierderi datorate temperaturii și radiației reduse: 9,4%;
- pierderi datorate efectelor de reflexie: 2,9 %;
- alte pierderi din sistem (inverter, cablaje): 14%;
- pierderi ale sistemului fotovoltaic: 24,4%.

În urma simulărilor efectuate a rezultat unghiul optim de inclinare de circa 34° a panourilor fotovoltaice pentru a obține un randament maxim și unele date

#### 4.5 Pompe de căldură hibride cuplate la sol cu panouri solare fotovoltaice – 47

referitoare la radiația solară și producția de energie electrică:  $H_d$  – energia specifică a radiației medii zilnice primită de sistemul de panouri fotovoltaice;  $H_m$  – energia specifică a radiației medii lunare primită de sistemul de panouri fotovoltaice;  $E_d$  – producția zilnică medie de electricitate;  $E_m$  – producția lunară medie de electricitate. Rezultatele au fost sintetizate în Tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Rezultate ale simulării referitoare la radiația solară și producția de energie electrică

Luna	$H_d$ [kWh/m <sup>2</sup> ]	$H_m$ [kWh/m <sup>2</sup> ]	$E_d$ [kWh]	$E_m$ [kWh]
Ianuarie	1,62	50,3	6,75	209
Februarie	2,73	76,6	11,10	312
Martie	4,19	130	16,40	509
Aprilie	5,32	159	20,10	603
Mai	5,83	181	21,50	665
Iunie	6,02	181	21,80	654
Iulie	6,03	187	21,60	671
August	5,99	186	21,60	670
Septembrie	4,68	140	17,50	524
Octombrie	3,78	117	14,60	451
Noiembrie	2,48	74,5	9,96	299
Decembrie	1,52	47,2	6,31	196
An	4,19	127	15,80	480
<b>Total anual</b>	–	<b>1530</b>	–	<b>5760</b>

S-au analizat performanțele sistemului solar individual pentru înclinarea optimă a panourilor fotovoltaice de 34°. Sistemul de stocare a energiei produsă de panourile fotovoltaice este compus din baterii tip 12V, 50 Ah. Numărul de zile considerat în simulare este de 1801, iar procentul zilelor în care sistemul de stocare este complet încărcat este de 99,78%.

În Tabelul 4.2 sunt centralizate producțiile zilnice  $E_d$  de energie electrică estimate pentru sistemul de panouri fotovoltaice și perioadele procentuale  $F_f$  în care sistemul de stocare este complet încărcat, respectiv  $F_e$  când sistemul este complet descărcat.

Tabelul 4.2. Producția de energie electrică și nivelul de încărcare a sistemului de stocare.

Luna	$E_d$ [kWh]	$F_f$ [%]	$F_e$ [%]
Ianuarie	299,0	99	0
Februarie	300,0	100	0
Martie	300,0	100	0
Aprilie	300,0	100	0
Mai	300,0	100	0
Iunie	300,0	100	0
Iulie	300,0	100	0
August	300,0	100	0
Septembrie	299,0	100	0
Octombrie	299,0	100	0
Noiembrie	299,0	100	0
Decembrie	299,0	99	0

În Fig. 4.9 este reprezentată intensitatea radiației lunare pentru sistemul fix și cel optimizat, iar în Fig. 4.10 este reprezentată grafic energia produsă lunar de sistemul de panouri fotovoltaice propus ținând seama de sistemul fix sau de sistemul optimizat de urmărire a sursei solare și înclinarea axelor panourilor.

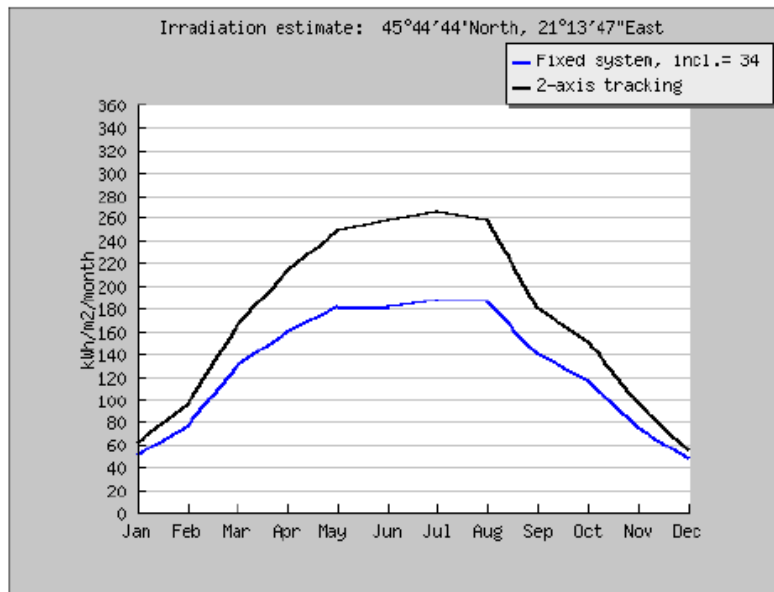


Fig. 4.9. Evoluția lunară a intensității radiației solare

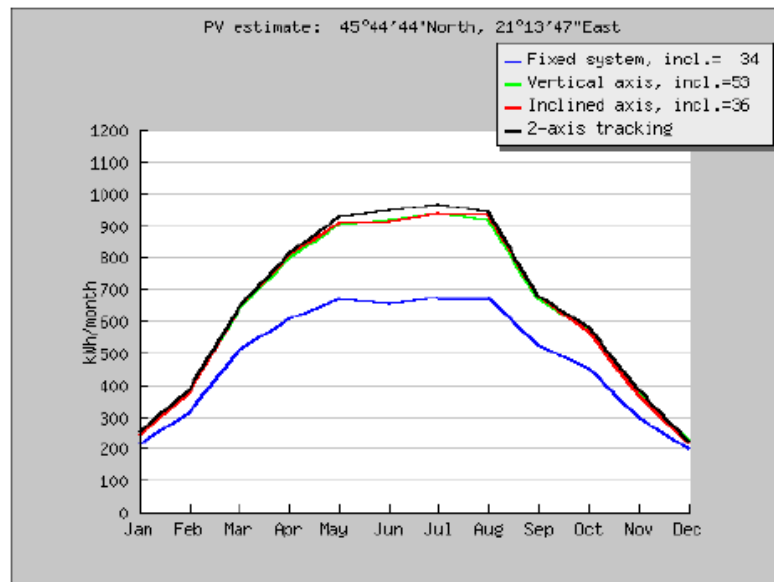


Fig. 4.10. Energia lunară produsă de sistemul fotovoltaic



În urma simulărilor s-a constatat că prin hibridizarea sistemului PCCS cu un sistem de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea sistemului PCSS pe durata întregului an. În consecință rezultă că pentru acoperirea necesarului de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum se obține o reducere integrală a emisiilor de CO<sub>2</sub>. prin hibridizarea propusă.

Întrucât sistemul a fost dimensionat să acopere un maxim de putere iar în timpul anului există situații când sistemul de stocare este încărcat complet se pot alimenta și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior al laboratorului sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.

## CAP. 5 DETERMINAREA NECESARULUI DE CĂLDURĂ/FRIG ȘI A CONSUMULUI DE ENERGIE TERMICĂ PENTRU LABORATORUL EXPERIMENTAL

### 5.1 Calculul necesarului de căldură pentru încălzire

Necesarul de căldură pentru încălzire  $Q_{inc}$  se determină separat pentru fiecare încăpere, conform standardului SR 1907/97:

$$Q_{inc} = Q_T \left( 1 + \frac{\Sigma A}{100} \right) + Q_{inf} \quad (5.1)$$

în care:  $Q_T$  este fluxul termic cedat prin transmisie în regim staționar;  $Q_{inf}$  – sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat;  $\Sigma A$  – suma adaosurilor la pierderile de căldură prin transmisie.

- Fluxul termic cedat prin transmisie se calculează cu relația:

$$Q_T = \sum c_M m S \frac{t_i - t_e}{R_0} + Q_{sol} \quad (5.2)$$

în care:  $m$  este coeficientul de masivitate termică al elementelor de construcție exterioare;  $S$  – aria suprafeței fiecărui element de construcție;  $R_0$  – rezistența termică globală a elementului de construcție considerat, stabilită conform STAS 6472/3;  $t_i$  – temperatura de calcul a aerului interior, în funcție de destinația clădirii și a încăperii considerate;  $t_e$  – temperatura de calcul a aerului exterior, în funcție de zona climatică;  $Q_{sol}$  – fluxul termic cedat prin sol pentru încăperile așezate direct pe sol sau îngropate parțial în sol;  $c_M$  – coeficientul de corecție al necesarului de căldură, în funcție de masa specifică a construcției.

Coeficientul de masivitate termică se calculează cu relația:

$$m = 1,225 - 0,05D, \quad (5.3)$$

$D$  fiind indicele de inerție termică al elementului de construcție.

Fluxul termic cedat prin sol se calculează cu relația:

$$Q_{sol} = S_p \frac{t_i - t_{wf}}{R_{pd}} + c_M \frac{m_s}{n_s} S_c \frac{t_i - t_e}{R_{bc}} + \sum_{j=1}^n \frac{1}{n_s} \frac{t_i - t_{ej}}{R_{bc}} S_{cj} \quad (5.4)$$

în care:  $S_p$  este aria cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul solului;  $R_{pd}$  – rezistența termică cumulată a pardoselii și a stratului de sol cuprins între pardoseală și pânza de apă freatică;  $t_{wf}$  – temperatura apei freatice, considerată +10 °C pentru toate zonele climatice ale țării;  $m_s$  – coeficientul de masivitate termică al solului, în funcție de adâncimea pânzei de apă freatică și adâncimea de îngropare a pardoselii;  $n_s$  – coeficientul de corecție ce ține seama de conductivitatea termică a solului și cota pardoselii sub nivelul solului;  $S_c$  – aria unei benzi cu lățimea de 1 m

## 5.1 Calculul necesarului de căldură pentru încălzire – 51

situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței  $S_p$ ;  $R_{bc}$  – rezistența termică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior, funcție de grosimea fundației și de adâncimea pânzei de apă freatică;  $S_{cj}$  – aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat cu temperatura  $t_i$ ;  $t_{ej}$  – temperatura de calcul a aerului interior pentru încăperile alăturate.

Suprafața  $S_p$  se determină cu relația:

$$S_p = ab + ph \quad (5.5)$$

în care:  $a$ ,  $b$  sunt dimensiunile încăperii;  $p$  – perimetrul încăperii;  $h$  – adâncimea pardoselii sub nivelul solului.

Adaosurile la pierderile de căldură prin transmisie sunt:

– adaosul pentru orientare  $A_o$ , ce afectează numai pierderile de căldură ale încăperilor cu pereți exteriori și este funcție de orientarea cea mai defavorabilă a pereților;

– adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci  $A_c$ , ce intervine în cazul încăperilor cu pereți exteriori, este funcție de rezistența medie la transfer termic  $R_m$ :

$$R_m = \frac{S_i(t_i - t_e)c_M}{Q_T} \quad (5.6)$$

unde  $S_i$  este aria suprafeței totale a încăperii.

Adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci, nu se prevede în următoarele situații:

- în cazul încăperilor în care  $R_m > 10$ ;
- în încăperi unde persoanele sunt în tranzit (poartă îmbrăcămintea de stradă);
- în cazul depozitelor sau casei scării.

• *Sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat*  $Q_{inf}$  prin neetanșeitățile ferestrelor și ușilor și a aerului pătruns la deschiderea acestora, se determină ca fiind maximul dintre sarcinile termice:

$$Q_{1inf} = [nc_M V \rho c_p (t_i - t_e) + Q_u] \left(1 + \frac{A_c}{100}\right) \quad (5.7)$$

și:

$$Q_{2inf} = \left\{ c_M \left[ E \left( \sum L_j f_j \right) v^{4/3} (t_i - t_e) \right] + Q_u \right\} \left(1 + \frac{A_c}{100}\right) \quad (5.8)$$

în care:  $Q_{1inf}$  este sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat, determinată ținând seama de numărul de schimburi de aer necesar din condiții de confort fiziologic;  $Q_{2inf}$  – sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat, determinată de viteza convențională a vântului;  $n$  – numărul de schimburi orare, în funcție de destinația clădirii și a încăperii;  $V$  – volumul încăperii;  $\rho$  – densitatea aerului;  $c_p$  – căldura specifică a aerului;  $Q_u$  – sarcina termică necesară pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor;  $E$  – factorul de corecție de înălțime;  $L_j$  – lungimile rosturilor ferestrelor și ușilor din fațadele supuse acțiunii vântului;  $f_j$  – coeficienții de infiltrație prin rosturi;  $v$  – viteza de calcul a vântului, funcție de zona eoliană și de amplasamentul clădirii.

Sarcina termică pentru încălzirea aerului pătruns prin deschiderea ușilor se calculează cu relația:

$$Q_u = 0,36S_u n_u c_M (t_i - t_e) \quad (5.9)$$

în care:  $S_u$  este suprafață ușii considerate;  $n_u$  – numărul deschiderilor orare în funcție de destinația clădirii.

Deci, sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat  $Q_{inf}$  este dată de relația:

$$Q_{inf} = \max(Q_{1inf}, Q_{2inf}) \quad (5.10)$$

## 5.2 Calculul necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum

Energia necesară pentru prepararea apei calde de consum reprezintă un element important în evaluarea consumurilor energetice a clădirilor civile și industriale. Dacă energia necesară pentru acoperirea pierderilor de căldură prin anvelopa clădirii trebuie să fie asigurată în timpul sezonului de încălzire, cea pentru obținerea apei calde de consum trebuie asigurată pe întreaga perioadă a anului.

În cazul utilizării pompelor de căldură, temperatura apei calde de consum obținute va fi de aproximativ 45...50 °C. Pentru evitarea consumurilor de energie ridicate rezultate din funcționarea în regim instant a preparării apei calde de consum, pompele de căldură funcționează în regim de acumulare, fiind dotate în cu un boiler. Acesta este prevăzut cu o serpentină prin intermediul căreia agentul termic ridică temperatura apei calde la cea de consum.

Sarcina termică  $Q_{ac}$ , în W, necesară pentru prepararea a.c.c. necesare zilnic se determină în regim de acumulare cu relația:

$$Q_{ac} = \frac{N_u C_{zn} \rho_w c_w (t_{ac} - t_{ar})}{3600\tau} \quad (5.11)$$

în care:  $N_u$  este numărul persoanelor ce utilizează apa caldă de consum;  $C_{zn}$  – consumul zilnic normat pentru unitatea de utilizare, în l/om.zi, cu valorile recomandate în STAS 1478 sau Mc 001;  $\rho_w$ ,  $c_w$  – densitatea, în kg/m<sup>3</sup> și căldura specifică, în J/(kgK) ale apei la temperatura medie între intrarea și ieșirea din boilerul pompei de căldură;  $t_{ac}$  – temperatura apei calde la ieșire din boiler, în °C;  $t_{ar}$  – temperatura apei reci la intrare în boiler, în °C;  $\tau$  – timpul în care este încălzită apa, în h.

Pentru a calcula sarcina termică necesară încălzirii în regim „instant” se poate folosi relația:

$$Q_{ac} = G_{ac} \rho_w c_w (t_{ac} - t_{ar}) \quad (5.12)$$

în care  $G_{ac}$  este debitul de apă caldă de consum considerat cu valoarea de 10 l/min.

Conform Mc 001 [54], volumul de apă caldă necesară consumului se determină în funcție de destinația clădirii, de tipul consumatorului și de numărul de utilizatori.

Pentru clădiri noi, volumul de apă caldă de consum  $V_{ac}$  în m<sup>3</sup>, se calculează cu relația:

$$V_{ac} = \frac{N_u C_{zn}}{1000} \quad (5.13)$$

Numărul de persoane  $N_u$  aferent clădirilor de locuit se determină ca valoare medie, în funcție de indicele mediu (statistic) de ocupare a suprafeței locuibile a clădirilor, utilizând următoarea procedură de calcul:

- se determină suprafața locuibilă  $S_{LOC}$ ;
- se determină indicele mediu de locuire  $i_{LOC}$  în funcție de tipul clădirii și de amplasarea acesteia;
- se determină numărul mediu normat de persoane aferent clădirii, utilizând următoarea relație de calcul:

$$N_u = S_{LOC} i_{LOC} \quad (5.14)$$

Energia consumată  $E_{ac}$  în J, pentru asigurarea sarcinii termice necesare la prepararea apei calde de consum se determină cu relația:

$$E_{ac} = \sum_{i=1}^n \rho_w c_w V_{ac} (t_{ac} - t_{ar}) \quad (5.15)$$

unde  $i$  este indicele de calcul pentru cele  $n$  categorii de consumatori.

Prepararea de apă caldă de consum presupune alte condiții decât încălzirea, deoarece prepararea apei calde funcționează de-a lungul întregului an cu aproximativ aceleași solicitări de căldură și cu același nivel de temperatură.

### 5.3 Calculul sarcinii termice de răcire

În cazul pompei de căldură reversibile, se determină sarcina termică de răcire  $Q_{răcire}$  în regim de vară, folosind relația:

$$Q_{răcire} = Q_{ap} + Q_{deg} \quad (5.16)$$

în care:  $Q_{ap}$  este necesarul de frig pentru compensarea aporturilor de căldură prin insolație;  $Q_{deg}$  – necesarul de frig pentru compensarea degajărilor de căldură de la sursele interioare.

Deoarece sursele termice interioare cu degajări de căldură au în general o intensitate constantă, sarcina termică de vară este maximă când aportul de căldură din exterior este maxim.

• *Necesarul de frig pentru compensarea aporturilor de căldură prin insolație*  $Q_{ap}$  se calculează conform STAS-ului 6648. În conformitate cu metodologia acestui standard, în mod aproximativ, căldura transmisă prin elementele de construcție masive exterioare (pereți, planșeu, pardoseală) este:

$$Q_{ap} = \sum \frac{S[(t_{sm} - t_i) + f(t_s - t_{sm})]}{R} \quad (5.17)$$

unde:

$$t_e = t_z + C_0 A_z \quad (5.18)$$

$$t_s = t_e + I_s \frac{A}{\alpha_e} \quad (5.19)$$

$$t_{sm} = t_z + I_m \frac{A}{\alpha_e} \quad (5.20)$$

în care:  $S$  este suprafața elementului de construcție considerat;  $R$  – rezistența termică a elementului de construcție;  $t_i$  – temperatura de calcul a aerului interior;  $t_e$  – temperatura de calcul a aerului exterior într-o anumită lună;  $t_z$  – temperatura medie zilnică a aerului exterior pentru luna considerată, funcție de localitatea unde este amplasată construcția și de gradul de asigurare (98 sau 95%) al acesteia [68];  $A_z$  – amplitudinea oscilației zilnice de temperatură, în funcție de localitate;  $t_s$  – temperatura de calcul a aerului însoțit corespunzătoare unei localități, pentru luna, orientarea și ora din zi;  $t_{sm}$  – temperatura medie zilnică a aerului exterior însoțit;  $C_0$  – coeficientul de corecție a amplitudinii oscilației zilnice a temperaturii aerului exterior însoțit;  $f$  – coeficientul de amortizare a oscilațiilor de temperatură, în funcție de orientarea elementului și întârzierea  $\varepsilon$  cu care oscilațiile de temperatură se resimt în încăperea;  $A$  – factorul de absorbție a radiațiilor solare;  $\alpha_e$  – coeficientul de schimb termic la exteriorul elementului de construcție;  $I_s, I_m$  – intensitatea radiației solare totale (directă  $I_D$  plus difuză  $I_d$ ) și respectiv intensitatea medie a radiației solare totale [68].

Întârzierea  $\varepsilon$ , cu care oscilațiile de temperatură se resimt în încăperea este:

$$\varepsilon = 2,7 \times D, \quad (5.21)$$

$D$  fiind indicele de inerție termică al elementului de construcție considerat, dat de relația:

$$D = 8,55 \cdot 10^{-3} \sum_{j=1}^N \frac{\delta_j}{\lambda_j} \sqrt{\rho_j \lambda_j c_j} \quad (5.22)$$

în care:  $\delta_j$  este grosimea, în m, a stratului  $j$  de material;  $\rho_j, \lambda_j, c_j$  – densitatea, în  $\text{kg/m}^3$ , conductivitatea termică, în  $\text{W/(m}\cdot\text{K)}$  și căldura specifică, în  $\text{J/(kg}\cdot\text{K)}$  ale stratului de material component al elementului de construcție.

Pentru elemente de construcție interioare, relația (5.17) devine:

$$Q_{ap} = \sum \frac{S(t_e - t_i)}{R} \quad (5.23)$$

La pardoselile așezate direct pe sol, temperatura solului  $t_e$  se poate considera de  $15^\circ\text{C}$ . Suprafața pardoselilor și a plafoanelor încăperilor se determină între axele pereților interiori sau de la suprafața interioară a pereților exteriori până la axa pereților interiori.

Lungimea pereților exteriori se măsoară între axele pereților interiori, iar pentru încăperile de colț, de la suprafața exterioară până la axa pereților interiori. Lungimea pereților interiori se măsoară între suprafața interioară a pereților exteriori și axa pereților interiori sau între axele pereților interiori.

Înălțimea pereților se consideră de la nivelul pardoselii etajului respectiv până la nivelul pardoselii etajului imediat superior sau până la nivelul acoperișului.

• *Necesarul de frig pentru compensarea degajărilor de căldură ale surselor interioare*  $Q_{deg}$  se calculează cu relația:

$$Q_{deg} = Q_p + Q_{il} + Q_m \quad (5.24)$$

unde:

$$Q_p = N_p q_p; \quad Q_{il} = B P_{il}; \quad Q_m = \Psi P_m \quad (5.25)$$

în care:  $Q_p$  este căldura degajată de persoanele din încăpere;  $N_p$  – numărul de persoane;  $q_p$  – degajarea de căldură a unei persoane, având valoarea 92,8 W;  $Q_{il}$  – căldura degajată de instalațiile de iluminat;  $B$  – coeficient de transformare a energiei electrice în căldură, cu valoarea 1,1;  $P_{il}$  – puterea instalată a surselor de iluminat;  $Q_m$  – căldura degajată de mașini și aparate acționate electric;  $\Psi$  – coeficient cu valori de 0,12...0,16;  $P_m$  – puterea instalată a mașinilor acționate electric.

### 5.4 Prezentarea laboratorului experimental și a rezultatelor calculelor efectuate

Cercetările experimentale s-au efectuat în laboratorul Catedrei de Instalații din clădirea Facultății de Construcții, situat la nivelul parter (Fig. 5.1), în care este amplasată pompa de căldură cuplată la sol. Încăperea laboratorului este delimitată de un birou (în partea stângă), un laborator (în partea dreaptă), un coridor (pe direcția vestică), o sală de ședințe la etajul 1, o sală de cursuri la demisol și de un perete exterior orientat spre Est. Calculele s-au efectuat pentru localitatea Timișoara, situată în zona climatică II și zona eoliană IV având temperatura de calcul a aerului exterior  $t_e = -15$  °C și viteza convențională a vântului  $v = 4$  m/s.

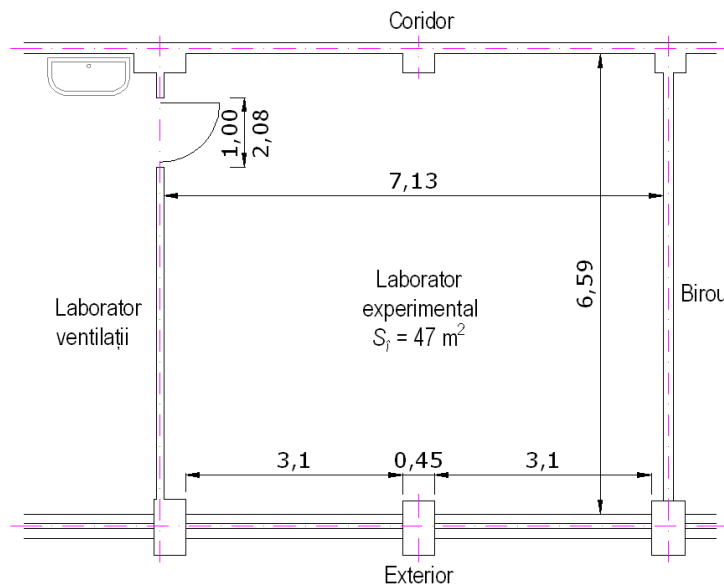


Fig. 5.1 Planul laboratorului

Se mai cunosc următoarele date de bază:

- înălțimea încăperii este de 3,70 m;
- adâncimea pânzei de apă freatică este de 6 m;
- suprafața totală a încăperii  $S_i = 47$  m<sup>2</sup>, iar suprafața ușilor interioare din încăperea este  $S_u = 2,10$  m<sup>2</sup>;
- tâmplăria este executată din termopan;

56 – Cap. 5 Determinarea necesarului de căldură/frig

- pereții exteriori sunt alcătuiți din următoarele straturi de materiale: tencuială de var (0,02 m), beton celular autoclavizat (0,25 m), tencuială din mortar de ciment (0,03 m), cărămidă aparentă (0,05 m);
- stâlpii exteriori sunt alcătuiți din următoarele straturi de materiale: tencuială de var (0,02 m), beton armat (0,65 m), tencuială din mortar de ciment (0,03 m), cărămidă aparentă (0,05 m);
- pereții interiori sunt alcătuiți din următoarele straturi de materiale: tencuială de var (0,004 m), gips-carton (0,02 m), vată minerală (0,10 m);
- pardoseala are în componență: gresie (0,015 m), șapă (0,05 m), placă de beton armat (0,125 m), tencuială de var (0,02 m);
- planșeul are în componență: parchet (0,02 m), șapă (0,05 m), placă de beton armat (0,125 m), tencuială de var (0,02 m);

În Tabelul 5.1 s-au centralizat rezultatele calculului necesarului de căldură pentru încăperea laboratorului.

Tabelul 5.1. Calculul necesarului de căldură pentru laborator ( $t_i = 22\text{ }^\circ\text{C}$ )

Încăp.	Elem	Or.	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$S_g$ [m <sup>2</sup> ]	$S_{ef}$ [m <sup>2</sup> ]	$R_0$ [m <sup>2</sup> K/W]	$m$ [-]	$Q_T$ [W]	$A_o$	$A_c$	$Q_{Tc}$ [W]	$Q_{inf}$ [W]	$Q_{inc}$ [W]
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Labo- rator	PE	E	24,9	16,9	8,00	1,18	1,00	250,6	0	5,5	1664,6	1446,8	3111,4
	FE	E	16,9	0	16,9	0,65	1,20	1156,2					
	PE_s	E	1,68	0	1,68	0,67	1,00	92,3					
	PI		26,6	0	13,0	2,67	1,13	78,7					
Total								1577,8					

Utilizând normativul NP 048-2000 [60] s-au determinat consumurile lunare de energie termică pentru acoperirea sarcinii de încălzire a laboratorului sintetizate în Tabelul 5.2.

Tabelul 5.2. Determinarea consumurilor lunare de energie termică pentru încălzire

Luna	$t_{i\ rel}$ [°C]	Număr zile	$t_{e\ rel}$ [°C]	$N_{gr\ corectat}$	$t_{i\ rel} - t_{e\ rel}$ [°C]	$t_{emz}$ [°C]	Energie consumată [kWh/lună]
Ianuarie	17,329	31	5,622	362,917	11,707	-1,6	536,546
Februarie	17,329	28	8,397	250,096	8,932	1,2	402,511
Martie	17,329	31	12,332	154,907	4,997	5,8	316,725
Aprilie	17,329	18,904	16,827	9,489	0,502	11,2	103,343
Mai	17,329	0	20,747	0	-3,418	16,3	0
Iunie	17,329	0	23,280	0	-5,951	19,4	0
Iulie	17,329	0	24,548	0	-7,219	21,1	0
August	17,329	0	23,668	0	-6,339	20,4	0
Septembrie	17,329	0	20,805	0	-3,476	16,5	0
Octombrie	17,329	31	16,111	37,758	1,218	11	192,925
Noiembrie	17,329	30	11,046	188,49	6,283	5,6	347,279
Decembrie	17,329	31	7,242	312,697	10,087	0,8	483,475
T o t a l							2382,904 kWh/an

S-a asimilat suprafața încăperii laboratorului cu o suprafață locuibilă în Timișoara și pentru un indice de ocupare de 0,065 persoane/m<sup>2</sup> a rezultat un număr de 3 persoane aferent suprafeței respective. Considerând valoarea consumului zilnic de 50 l/om-zi, temperatura apei din boiler de 45 °C, temperatura apei reci de 20 °C, timpul în care este încălzită apa de consum de 1 h (determinat experimental la



#### 5.4 Prezentarea laboratorului experimental și a calculelor efectuate – 57

utilizarea pompei de căldură) și aplicând relația (5.10) s-a determinat sarcina termică necesară pentru prepararea apei calde de consum  $Q_{ac}=4,36$  kW.

Pentru consumul mediu de apă caldă de circa 50 litri/om-zi al unei familii de 3 persoane, s-a calculat cu ajutorul metodologiei Mc 001 energia termică consumată pentru asigurarea necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum în cazul a patru temperaturi  $t_{ac}$  diferite ale a.c.c. De asemenea, s-au efectuat măsurări experimentale ale energiei termice consumate de pompa de căldură pentru asigurarea puterii termice necesare preparării a.c.c. în cazul celor patru temperaturi considerate. Rezultatele obținute sunt sintetizate în Tabelul 5.3.

Tabelul 5.3 Consumurile energetice pentru prepararea apei calde de consum

$t_{ac}$ [°C]	Energie consumată [kWh/an]		
	Măsurată	Calculată	Diferența [%]
40	1430	1537	7,0
45	1641	1793	8,5
50	1951	2049	4,8
60	2413	2561	5,8

Din analiza energetică comparativă efectuată se constată că valorile calculate ale consumului de energie pentru prepearea apei calde față de cele măsurate experimental în toate cele patru cazuri sunt mai mari cu cca 4,8-8,5%, ceea ce arată o bună concordanță între metodologia de calcul și rezultatele experimentale.

În Tabelul 5.4 sunt prezentate rezultatele calculului sarcinii termice de răcire a încăperii laboratorului, iar în Tabelul 5.5 sunt sintetizate consumurile de energie lunare pentru răcire calculate conform Mc 001.

Tabelul 5.4. Calculul sarcinii de răcire pentru laborator ( $t_i = 26$  °C)

Elementul	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$R$ [W/m <sup>2</sup> K]	$t_e$ [°C]	$t_s$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$f$ [-]	$Q_s$ [W]	$Q_{deg}$ [W]	$Q_{răcire}$ [W]
PE	8,00	1,18	32,6	67,8	38,1	0,05	105	697	2148
FE	16,9	0,65	32,6	67,8	38,1	0,90	1064		
PE stalp	1,68	0,67	32,6	67,8	38,1	0,04	38		
PI1	22,5	2,67	25,6	25,6	25,6	0	53		
U	2,08	0,65	25,6	25,6	25,6	0	5		
PI2	26,6	2,67	25,6	25,6	25,6	0	16		
PI3	22,5	0,33	25,6	25,6	25,6	0	110		
PL	47,0	0,34	25,6	25,6	25,6	0	30		
PD	47,0	0,31	25,6	25,6	25,6	0	30		
T o t a l							1451		

Tabelul 5.5. Determinarea consumurilor lunare de energie termică pentru răcire

Luna	Sarcina de răcire [W]	Ore de funcționare pe zi	Zile calcul pe lună	Energie consumată [kWh/lună]
Mai	1361,46	6	31	253,23
Iunie	1472,93	8	30	353,50
Iulie	1522,72	12	31	566,45
August	1489,14	11	31	507,80
Septembrie	1373,77	6	30	247,28
T o t a l				1928,26 kWh/an

În Fig. 5.2 este ilustrată energia consumată lunar pentru încălzire și răcire pe perioada unui an.

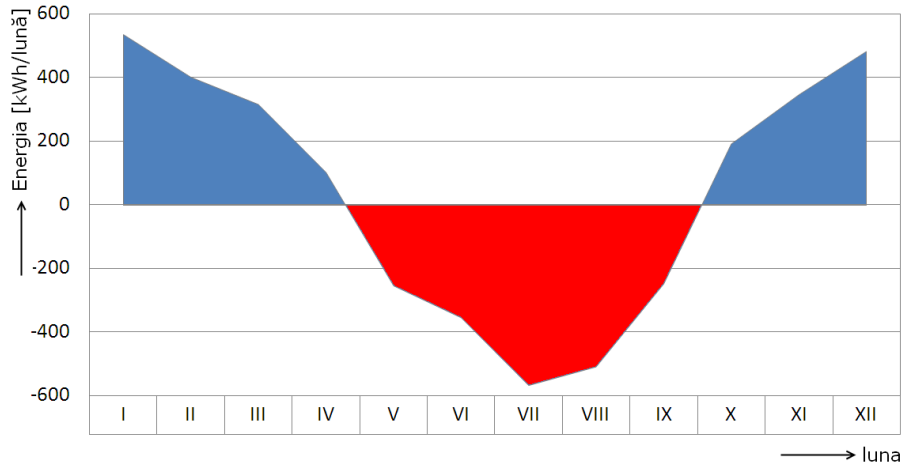


Fig. 5.2 Variația energiei consumate lunar pentru încălzirea și răcirea laboratorului

### 5.5 Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului cu diverse surse de energie primară

**Ipoteze de calcul.** Se efectuează un studiu privind realizarea încălzirii/răcirii încăperii laboratorului cu o pompă de căldură cuplată la sol, utilizând ca sursă de căldură solul, comparativ cu alte surse de energie primară.

Încăperea cu suprafață utilă de 47 m<sup>2</sup> situată la parter va fi încălzită cu ventiloconvectoare de perete. Ecartul temperaturii apei calde la ventiloconvectoare este 50/40 °C. Rețeaua de distribuție pentru ventiloconvectoare este din cupru.

Calculul necesarului de căldură al încăperii s-a efectuat în Tabelul 5.1, rezultând  $Q_{inc}=3,11$  kW, iar temperatura de calcul a aerului interior s-a considerat de +22 °C. Pentru prepararea apei calde de consum s-a estimat necesarul de căldură  $Q_{ac}=4,36$  kW.

Calculul sarcinii termice de răcire s-a efectuat în Tabelul 5.4, rezultând  $Q_{racire}=2,15$  kW, iar temperatura de calcul a aerului interior s-a considerat de +26 °C.

**Soluția propusă.** Ecartul temperaturii apei calde la ventiloconvectoare este 50/40 °C. Rețeaua de distribuție pentru ventiloconvectoare este din cupru.

Necesarul de căldură al încăperii se va asigura de o pompă de căldură Stiebel Eltron WPC 5-cool și un boiler cu capacitatea de 175 litri. Pompa de căldură este de tip cu comprimare mecanică (compresor scroll) funcționând cu freon ecologic R-410A. Sursa de căldură o constituie solul cu temperatura de minim 10 °C.

În condițiile de funcționare cu  $t_0 = 7$  °C și  $t_c = 50$  °C puterea termică cedată de pompa de căldură este  $Q_{pc} = 6,5$  kW. Se constată că această putere termică acoperă atât necesarul de încălzire al laboratorului cât și necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum. În sezonul cald pompa de căldură asigură o răcire pasivă, având puterea de răcire  $Q_0=3,8$  kW pentru temperatura sursei de

## 5.5 Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu – 59

15 °C și temperatura returului instalației de răcire de 23 °C. Se constată că această putere termică acoperă necesarul de răcire al laboratorului.

**Analiza economică.** Comparând soluția descrisă pentru realizarea încălzirii și răcirii încăperii laboratorului cu alte variante posibile de surse de energie primară (cazan cu GPL, cazan cu motorină și cazan cu gaze) rezultă o investiție superioară pentru pompa de căldură, dar și o economie la cheltuielile de exploatare, care face posibilă recuperarea sporului de investiție.

În Tabelele 5.6 și 5.7 sunt prezentate investițiile necesare și cheltuielile de exploatare pe o perioadă de 10 ani în variantele considerate.

Tabelul 5.6. Investiția  $I$ , în €, pentru pompa de căldură și diferite cazane termice

Componente soluție	PC	Cazan termic cu combustibil		
		GPL	Motorină	Gaz
0	1	2	3	4
Pompă de căldură/cazan	9.200	1.000	2.000	670
Puț forat	1.500	–	–	–
Sondă verticală de sol	250	–	–	–
Rezervor combustibil	–	1.200	600	–
Bransament gaz	–	–	–	3.000
Sistem de răcire tip split	–	700	700	700
Total	10.950	2.900	3.300	4.370

Tabelul 5.7. Cheltuieli de exploatare pentru pompa de căldură și diferite cazane termice

Caracteristici soluție	PC		Cazan termic cu combustibil			
	încălzire	răcire	GPL	Motorină	Gaz	Răcire Split
0	1	2	3	4	5	6
Putere termică, [kW]	6,5	3,8	24	24	24	3,8
Putere calorică combustibil, [kWh/l; kWh/m <sup>3</sup> ]	–	–	6,30	10,0	9,44	–
Randament CT/Eficiență PC	4,30	3,50	0,96	0,85	0,96	3,50
Consum orar (combustibil, [l/h]; [m <sup>3</sup> /h]/ energie electrică, [kW])	3,00	0,5	4,23	3,02	2,84	1,08
Funcționare anuală, [ore/an]	1.700	500	1.700	1.700	1.700	500
Preț combustibil, [€/l]; [€/m <sup>3</sup> ] Preț energie electrică, [€/kWh]	0,10	0,10	0,77	1,33	0,30	0,10
Consum anual [l/an; m <sup>3</sup> /an]	–	–	7.191	5.134	4.828	–
[kWh/an]	5.100	250	45.303	51.340	45.576	540
Cost anual energie, C [€/an]	510	25	5.537	6.828	1.448	54

Rezultă astfel perioada de recuperare a investiției suplimentare pentru pompa de căldură, comparativ cu cazanele termice:

– față de cazanul cu motorină:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT,motorina}}{C_{CT,motorina} - C_{PC}} = \frac{10950 - 3300}{(6828 + 54) - (510 + 25)} = 1,19 \text{ ani} \quad (5.26)$$

– față de cazanul cu GPL:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT,GPL}}{C_{CT,GPL} - C_{PC}} = \frac{10950 - 2900}{(5537 + 54) - (510 + 25)} = 1,57 \text{ ani} \quad (5.27)$$

– față de cazanul cu gaz natural:

$$TR = \frac{I_{PC} - I_{CT,Gaz}}{C_{CT,Gaz} - C_{PC}} = \frac{10950 - 4370}{(1448 + 54) - (510 + 25)} = 6,47 \text{ ani} \quad (5.28)$$

Se observă că, față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare  $TR$  a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normată  $TR_n$ , de 8...10 ani.

**Consumul anual de energie.** În ceea ce privește consumul anual de energie pentru încălzire pompa de căldură are un consum de energie mai mic cu 88,7% față de cazanul cu GPL, cu 90% față de cazanul cu motorină și cu 88,8% față de cel cu gaz natural. Răcitorul split cuplat cu sistemele de încălzire clasice funcționează 500 h/an cu un consum anual mediu de energie de 540 kWh/an comparativ cu pompa de căldură în regim de răcire al cărui consum anual mediu de energie este de 250 kWh/an.

**Emisiile de CO<sub>2</sub>.** Sistemul PCCS utilizează mai puțină energie decât sistemele clasice de încălzire/răcire, ajutând la conservarea resurselor naturale. Acest sistem reprezintă o importantă tehnologie pentru reducerea emisiilor gazelor cu efect de seră. În Tabelul 5.8 se compară emisiile (directe) de CO<sub>2</sub> ale sistemului de pompă de căldură cuplată la sol cu emisiile celorlalte surse de energie primară.

Tabelul 5.8. Emisiile de CO<sub>2</sub> pentru diferite surse de energie primară

Nr. crt.	Sistemul	Eficiența	Emisii CO <sub>2</sub> per kWh de combustibil [kg CO <sub>2</sub> /kWh]	Emisii CO <sub>2</sub> per kWh de căldură utilă [kg CO <sub>2</sub> /kWh]
0	1	2	3	4
1	Cazan cu GPL	0,96	0,25	0,31
2	Cazan cu motorină	0,85	0,28	0,35
3	Cazan cu gaz natural	0,96	0,19	0,24
4	PC aer-aer	2,50	0,47	0,19
5	PC sol-apă	4,30	0,47	0,15

În [16] a fost efectuată o analiză pentru estimarea *contribuției totale la încălzirea atmosferei* (TEWI) a sistemelor PCCS comparativ cu alte sisteme utilizate la încălzirea/răcirea clădirilor rezidențiale, comerciale și social-administrative. Rezultatele modelării au arătat reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub> de la 15 la 77% prin aplicarea sistemului PCCS.

## CAP. 6 STUDII ȘI CERCETĂRI EXPERIMENTALE

### 6.1 Descrierea standului experimental al pompei de căldură cuplate la sol

Standul utilizat pentru cercetările și măsurătorile efectuate este amplasat în laboratorul experimental și are în componență următoarele echipamente (Fig. 6.1):

- o pompă de căldură cuplată la sol tip WPC 5 cool cu puterea termică de 6,5 kW și puterea de răcire de 3,8 kW;
- două ventiloconvectoroare de perete cu puterea termică totală de 3,2 kW;
- un lavoar;
- un acumulator pentru apă caldă;
- o pompă de circulație pentru instalația de încălzire/răcire;
- trei vase de expansiune, câte unul pentru instalația de încălzire, instalația de preparare a apei calde de consum și schimbătorul de căldură din sol.

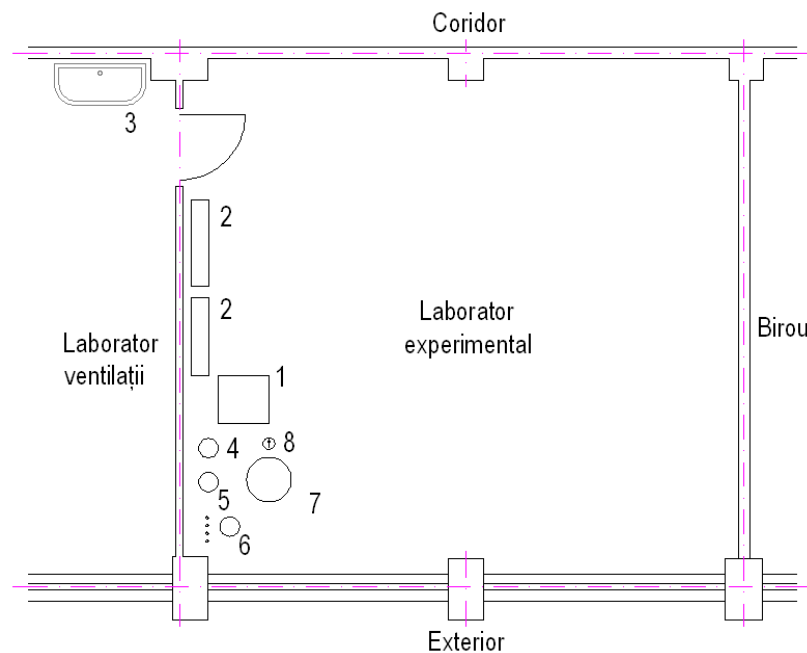


Fig. 6.1. Planul de amplasare al echipamentelor standului experimental  
1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavoar; 4-vas de expansiune al instalației de preparare acc;  
5-vas de expansiune al instalației de încălzire; 6-vas de expansiune al SCS; 7-acumulator  
pentru apă caldă; 8-pompă de circulație trifazată.

PCCS asigură agentul termic pentru încălzire, răcire și pentru prepararea apei calde de consum. Agentul termic poate fi livrat către cele două ventiloconvectoroare în două moduri:

## 62 – Cap.6 Studii și cercetări experimentale

- direct, prin recirculare cu ajutorul unei pompe de circulație din interiorul PCCS;
- indirect, cu ajutorul pompei de circulație prin intermediul unui acumulator de apă caldă;

Pentru asigurarea preluării dilatărilor din instalație s-au montat vase de expansiune pentru SCS, instalația de încălzire și cea de preparare a.c.c.

Pompa de căldură sol-apă, cu comprimare mecanică de vapori este cuplată la o sondă verticală în sol cu lungimea de 80 m. Pentru evitarea riscului de îngheț și pentru un transfer termic mai ridicat în schimbătorul de căldură din sol s-a introdus un amestec apă-glicol de concentrație circa 30%. Căldura extrasă din sol este cedată agentului frigorific prin intermediul vaporizatorului și ulterior prin intermediul condensatorului agentului termic. Schema funcțională a instalației de încălzire/răcire cu pompa de căldură cuplată la sol este prezentată în Fig. 6.2.

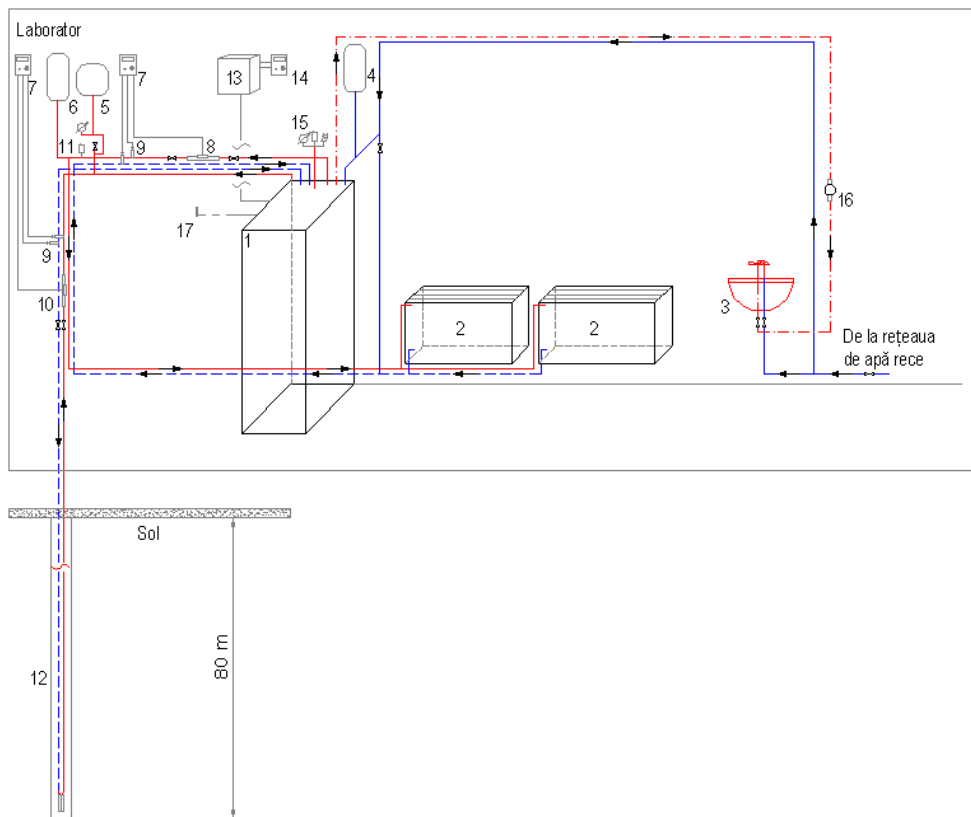


Fig. 6.2. Schema funcțională a instalației de încălzire/răcire

1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavoar; 4-vas de expansiune acc; 5-vas de expansiune al SCS; 6-vas de expansiune pentru circuitul de încălzire/răcire; 7-calculator de energie termică; 8-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul de încălzire/răcire; 9-sonde de temperatură; 10-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul SCS; 11-aerisitor automat; 12-SCS; 13-tablou electric de distribuție a standului; 14-contor electronic trifazat de energie electrică; 15-sistem de protecție a PC; 16-contor pentru acc; 17-senzor de temperatură exterioară.

Pompa de căldură este de tip compact (Fig. 6.3), în interiorul acesteia aflându-se alături de sistemul frigorific (partea superioară) și boilerul pentru prepararea apei calde de consum cu capacitatea 175 litri (partea inferioară).

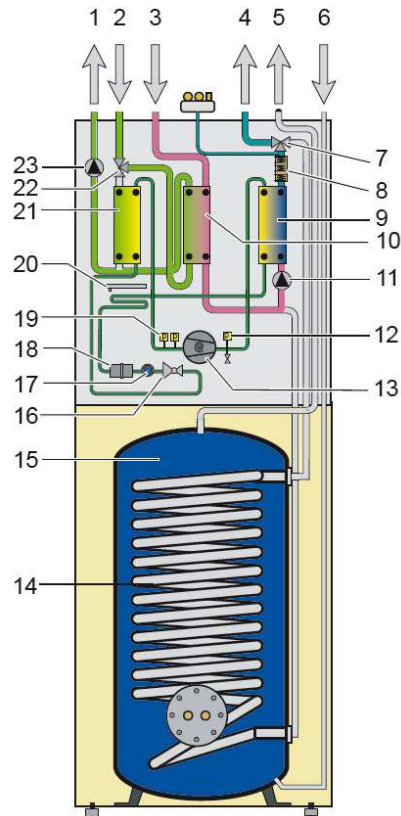


Fig. 6.3. Schema funcțională a PC cu comprimare mecanică de vapori WPC  
 1-tur SCS; 2-retur SCS; 3-retur circuit încălzire; 4-tur circuit încălzire; 5-acc; 6-apă rece; 7- vană cu trei căi pentru circuit încălzire/răcire/acm; 8-rezistență electrică; 9-condensator; 10- schimbător de căldură pentru răcire; 11-pompă de circulație circuit încălzire/preparare acc; 12-limitator de presiune înaltă; 13-compresor; 14-schimbător de căldură pentru prepararea acc; 15-boiler acc; 16-valvă de expansiune; 17-vizor control; 18-filtru uscător; 19-limitator de presiune joasă; 20-colector condens; 21-evaporator; 22-vană cu trei căi pe circuitul SCS; 23 - pompă de circulație apa-glicol pe circuitul SCS.

Pentru determinarea consumurilor energetice și pentru calculul coeficientului de performanță s-au utilizat două contoare de energie termică și un contor electronic trifazat de energie electrică.

Contorul de energie termică (Fig. 6.4) este compus dintr-un calculator de energie termică, două sonde de temperatură Pt500 și un traductor de debit cu ultrasunete. Acest tip de contor s-a folosit în cadrul experimentelor pentru a măsura atât energia termică produsă de pompa de căldură cât și energia extrasă sau cedată în sol.

Contorul electronic trifazat de energie electrică (Fig. 6.5) măsoară energia electrică consumată de întreg sistemul de încălzire/răcire și preparare a.c.c. și anume: pompa de căldură, ventiloconvectoarele, pompa de circulație a vasului tampon termic, un alimentator 220Vca/24Vcc, convertizorul de frecvență și automatul programabil. Monitorizarea și înregistrarea datelor din experimente a fost făcută cu ajutorul unui calculator alimentat de la un tablou de distribuție al laboratorului, diferit de cel al standului.



Fig. 6.4. Contorizarea energiei termice  
1-calculator de energie termică; 2-sondă de temperatură; 3-traductor de debit cu ultrasunete.



Fig. 6.5. Contor electronic trifazat de energie electrică



Față de schema inițială a standului experimental (Fig. 6.2) s-a montat un vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoroare, obținându-se schema funcțională optimizată a instalației de încălzire/răcire ilustrată în Fig. 6.6. În acest caz pompa de căldură va alimenta cu agent termic vasul tampon și de la acesta prin intermediul unei pompe de circulație agentul termic este trimis către ventiloconvectoroare.

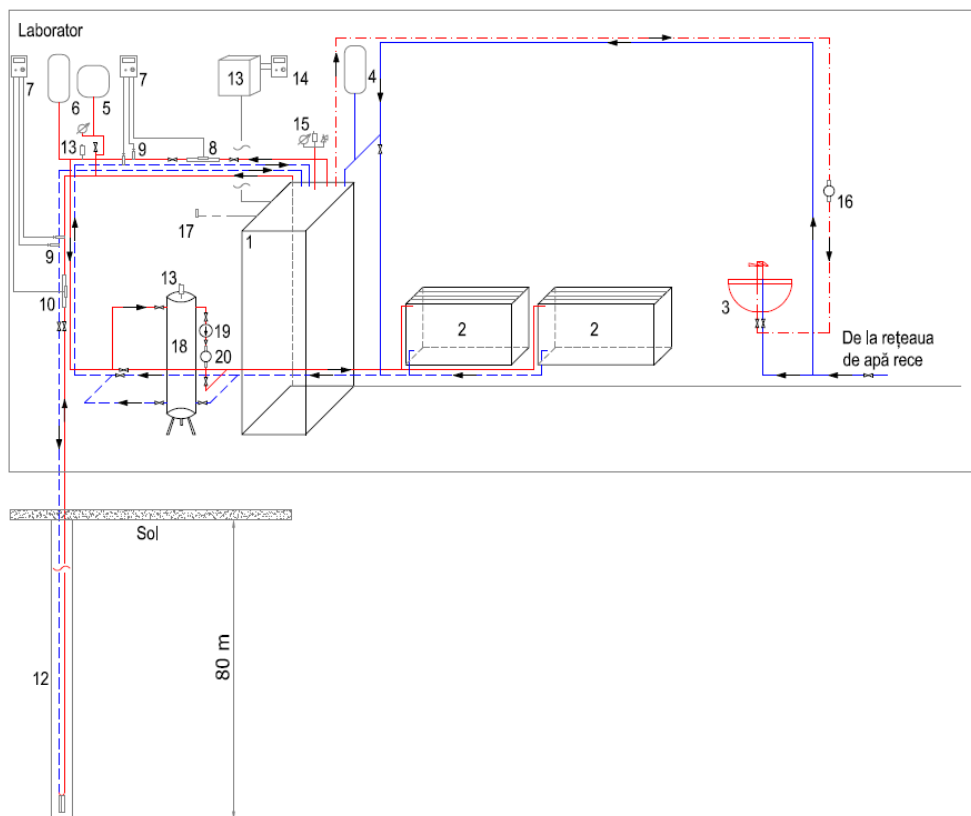


Fig. 6.6. Schema funcțională optimizată a instalației de încălzire/răcire  
 1-PCCS; 2-ventiloconvector; 3-lavoar; 4-vas de expansiune acc; 5-vas de expansiune al SCS; 6-vas de expansiune pentru circuitul de încălzire/răcire; 7-calculator de energie termică; 8-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul de încălzire/răcire; 9-sonde de temperatură; 10-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul SCS; 11-aerisitor automat; 12-SCS; 13-tablou electric de distribuție a standului; 14-contor electronic trifazat de energie electrică; 15-sistem de protecție a PC; 16 - contor pentru acc; 17 - senzor de temperatură exterioară 18 - vas tampon termic; 19 - pompă de circulație trifazată; 20 - debitmetru cu turbină

Prin intermediul automatizării pompei de căldură se poate controla funcționarea pompei de circulație atașată vasului tampon și anume pornirea și oprirea acesteia. Prin acest montaj se îmbunătățește funcționarea întregului sistem de încălzire, vasul tampon termic permițând reducerea numărului de porniri-opriți a PC datorită inerției sale termice și astfel o mărire a eficienței energetice.

Având în vedere faptul că dimensionarea unei instalații termice interioare se face pentru acoperirea necesarului de căldură studiile teoretice au condus la concluzia că

reglarea turației pompei de circulație atașate vasului tampon poate conduce la o reducere a consumului de energie și la menținerea confortului interior.

Pompa de circulație este o pompă trifazată cu turație fixă și punerea ei în funcțiune va asigura debitul masic maxim de fluid pentru care a fost proiectată, în concordanță cu necesarul de căldură calculat pentru cea mai coborâtă temperatură medie din zona climatică respectivă. În cazul de față temperatura exterioară conventională de calcul este  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

## **6.2 Soluții de reducere a consumului energetic în sistemele de încălzire/răcire și preparare a apei calde de consum**

### **6.2.1 Optimizarea energetică a pompării apei în instalația interioară de încălzire**

#### **6.2.1.1 Reglarea furnizării căldurii**

Pompele de circulație pentru agentul termic din instalațiile de încălzire sunt în general de tipul centrifugale monoetajate și au ca element principal transmiterea energiei mecanice în energie hidraulică prin intermediul palelor rotorului către agentul termic vehiculat, pomparea datorându-se fenomenului de centrifugare realizat de mișcarea palelor rotorului.

În timpul funcționării unui sistem de încălzire, scopul urmărit este ca, la consumatori, să se asigure debitele de agent termic, respectiv de căldură, corespunzătoare condițiilor cerute (în funcție de parametrii climatici exteriori); de aceea, instalația este prevăzută cu un sistem de reglare care poate fi calitativ, cantitativ sau mixt.

Reglarea constituie un proces prin intermediul căruia se urmărește modificarea permanentă sau temporară a înălțimii de pompare  $H$  și a debitului  $G$ , astfel încât pompa să asigure parametrii necesari unei bune funcționări ale sistemului și să se realizeze o economie de energie.

Reglarea cantitativă impune o variație a debitului în timpul exploatării instalației, pastrând parametrii agentului termic constanți și se poate realiza:

- cu pompe cu caracteristici tehnice diferite (debit și înălțime de pompare);
- cu pompe cu turație variabilă, respectiv cu posibilități de a modifica debitul și înălțimea de pompare ale aceleiași pompe, funcție de necesități.

Asigurarea debitelor de agent termic, respectiv a debitelor de căldură solicitate de consumatori, impun asigurarea unei reglări pe traseul rețelei de conducte, între sursă și consumatori.

Necesitatea reglării debitului pompelor sau a sistemelor de pompare este strâns legată de economia de energie, dar și de realizarea unor debite de agent în instalație conforme cu:

- necesarul de căldură la consumatori;
- închiderea totală sau parțială a vanelor automate pe circuite;
- închiderea totală sau parțială a robinetelor termostactice la corpurile de încălzire.

În cazul instalațiilor termice aceste reglaje sunt absolut necesare datorită faptului că pompele sunt alese pentru a satisface o putere maximă pentru încălzire sau

răcire, putere rezultată din calculele făcute conform normativelor în vigoare, pentru valori extreme ale temperaturilor din zona climatică considerată.

Având în vedere că perioada de asigurare a agentului termic la parametrii maximi este destul de scurtă, se justifică reglarea debitului pompei pentru obținerea de randamente ridicate și consumuri reduse de energie nu doar pentru pompă ca și echipament individual ci pentru întregul sistem de încălzire, inclusiv eficientizarea consumurilor de energie pentru sursa de producere a energiei termice (cazan, pompă de căldură).

Optimizarea prin reglarea debitului pompei conduce, deci, la consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>.

În Fig. 6.7 este reprezentat ciclul de funcționare al unei pompei de circulație pentru perioada de încălzire.

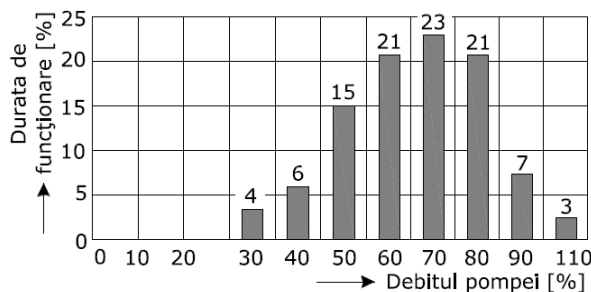


Fig. 6.7. Ciclul de funcționare într-o instalație de încălzire

Din acest grafic se poate vedea că pompa funcționează la debit maxim circa 3% din durata totală de exploatare, cel mai mult funcționând cu un debit de 70% din debitul normal, aceasta reprezentând circa 23% din perioada de funcționare.

În funcție de metodele de reglare, adoptate în exploatare, consumurile energetice sunt destul de diferite. În Fig. 6.8 sunt prezentate, orientativ, curbele de consum energetic pentru diferite metode de reglare într-o instalație în care circulația agentului termic este asigurată cu pompe.

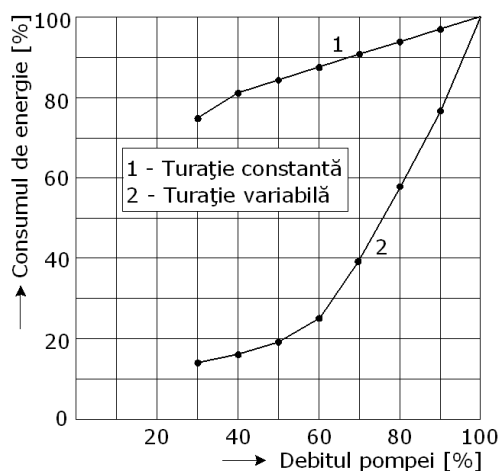


Fig. 6.8. Curbele de consum energetic

Forma unei curbe de consum energetic depinde de randamentul global al instalației, configurația rețelei de conducte, punctul de funcționare și natura echipamentului de reglare și comandă.

Din analiza celor două curbe se observă că utilizarea reglării cantitative cu pompă cu turație constantă, combinat cu vană de reglare (1), comparativ cu utilizarea reglării cantitative cu pompă cu turație variabilă (2), duce la consumuri mai mari de energie.

### 6.2.1.2 Corelarea debitului pompat cu necesarul de căldură

Cu o pompă cu turație constantă există două metode de a face să varieze debitul dintr-o rețea de conducte:

– trecerea printr-un bypass a unei părți din debitul din debit, în care caz, pompa lucrează întotdeauna cu același punct de funcționare, iar puterea absorbită rămâne constantă;

– crearea unei pierderi de sarcină suplimentară ( $\Delta H$ ) prin prevederea unor vane de reglare; în acest caz punctul de funcționare se deplasează spre stânga în diagrama  $H-G$  (Fig. 6.9)

Caracteristica rețelei  $H_{r1}=f(G)$  stabilește punctul de funcționare nominală a unei pompe centrifuge în  $F$ , corespunzător sarcinii  $H_F$ , debitului  $G_F$  și energiei specifice de pompare  $w_{pF}$  [67]. Obturând parțial refularea, caracteristica rețelei devine  $H_{r2}=f(G)$ , iar corespunzător noului punct de funcționare debitul scade la  $G_0$ , sarcina pompei crește la  $H_0$ , energia specifică de pompare scade la  $w_{p0}=w_{pmin}$ , iar randamentul pompei crește de la  $\eta_F$  la  $\eta_0$ .

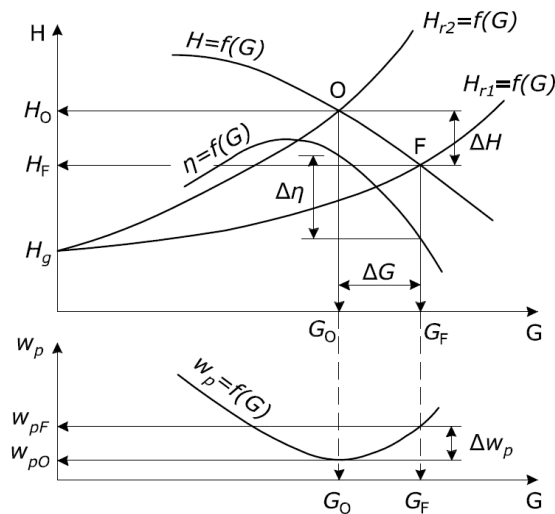


Fig. 6.9. Reglarea debitului cu vana de refulare

Creșterea sarcinii de pompare conduce la scăderea randamentului hidraulic al rețelei, motiv pentru care se afirmă în literatură că reglarea prin vane este un procedeu nerecomandat din punct de vedere energetic, deoarece duce la scăderea randamentului global al sistemului.

Din examinarea alurii curbei energiei specifice  $w_p$ , se observă însă că dacă reglarea se efectuează pe caracteristica pompei, sub punctul O corespunzător

energiei specifice minime, rezultă o micșorare a consumului energetic, respectiv o creștere a randamentului total (randamentul pompei crește mai mult deși randamentul hidraulic al rețelei se reduce din cauza obturării vanei). Dacă reglarea punctului de funcționare se efectuează deasupra punctului O, prin creșterea înălțimii de pompare, crește și energia specifică de pompare rezultând în final mărirea consumului energetic.

Rezultă, deci, că din punct de vedere al eficienței reglării prin vană, diagrama de funcționare a unei pompe centrifuge se poate împărți în două zone, delimitate de punctul de funcționare corespunzător energiei minime de pompare. Pentru sarcini superioare acestui punct, reglarea este nerecomandabilă în timp ce reglarea efectuată de la sarcini mai mici spre acest punct conduce la reduceri ale consumului energetic.

Deși reglarea debitului de agent termic prin vane conduce la mărirea randamentului energetic al sistemului de încălzire, atunci când sarcinile nominale ale pompelor sunt inferioare înălțimii de pompare optime, acest procedeu prezintă următoarele dezavantaje:

- uzura accentuată la organele de obturare;
- zgomote, vibrații și lovituri de berbec cu efecte nedorite în sistem;
- funcționare în regimuri mai puțin fiabile pentru pompe.

Cel mai avantajos procedeu prin care poate realiza variația debitului de agent termic este utilizarea pompelor cu turație variabilă. Reglarea debitului (Fig. 6.10) nu se mai face prin modificarea caracteristicii rețelei și a deplasării punctului  $F_1$  pe caracteristica fixă a pompei, ca la reglarea cu vană, ci se realizează datorită deplasării punctului de funcționare în  $F_2$  prin modificarea caracteristicii pompei  $H$  (la turații diferite  $n_1, n_2$ ) pe caracteristica fixă a rețelei  $H_r$ . Punctul de funcționare  $F_2$  corespunde înălțimii de pompare  $H_{F2}$  redusă cu căderea de presiune pe vana de reglare eliminată.

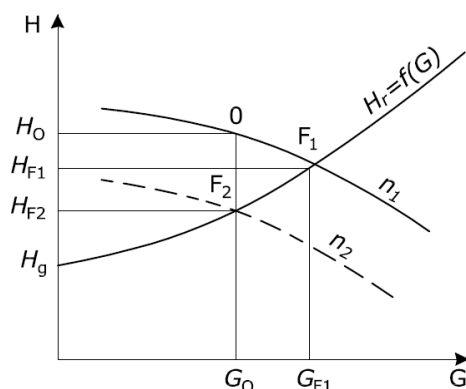


Fig. 6.10. Reglarea debitului prin variația turației

Caracteristica pompei la turații reduse se poate calcula și reprezenta grafic prin relațiile de similitudine:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (6.1)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (6.2)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (6.3)$$

Puterea de alimentare necesară  $P$ , în kW, la o anumită turație este dată de relația:

$$P = \frac{\gamma G H_p}{1000 \eta} = 3600 w_p G \quad (6.4)$$

în care:  $\gamma$  este greutatea specifică a apei în  $\text{N/m}^3$ ;  $G$  este debitul pompat în  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $H_p$  este înălțimea de pompare corespunzătoare punctului de funcționare, în m;  $\eta$  este randamentul general al instalației de pompare;  $w_p$  este energia specifică de pompare, în  $\text{kWh/m}^3$ .

Dependența randamentului de variația turației este dată de (6.5), cu care se poate deduce randamentul  $\eta_2$  în punctul  $F_2$  corespunzător turației  $n_2$ , funcție de randamentul  $\eta_1$ , la turația  $n_1$ .

$$\eta_2 = 1 - \left(1 - \eta_1\right) \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0,1} \quad (6.5)$$

La majoritatea pompelor și în special la cele mari, modificarea randamentului se poate neglija la un domeniu de variație a turației de 1/3 din turația nominală.

În Fig. 6.11 este reprezentată variația caracteristicilor  $H$ ,  $G$ ,  $P$ ,  $\eta$  ale pompelor centrifuge cu turația  $n$ , constatându-se că reducând cu 20% turația, puterea absorbită scade cu 50%, iar randamentul pompei rămâne nemodificat, de unde reiese clar posibilitatea reducerii consumului de energie la pompare prin reglarea turației pompelor.

O dată cu aplicarea procedeelor electronice la acționarea motoarelor electrice, reglarea turației a fost extinsă în unele țări la scară industrială. Variația turației motorului de antrenare a pompei se poate realiza cu următoarele soluții: convertizoare de frecvență, motoare de curent continuu, controlul tensiunii și cuplaje cu curenți turbionari. Dintre acestea motorul asincron cu rotorul în scurtcircuit, asociat cu un convertizor static de frecvență cu tiristoare sau tranzistoare de putere (200 kW și respectiv 25 kW), formează un echipament electric de acționare cu turație reglabilă în limite largi.

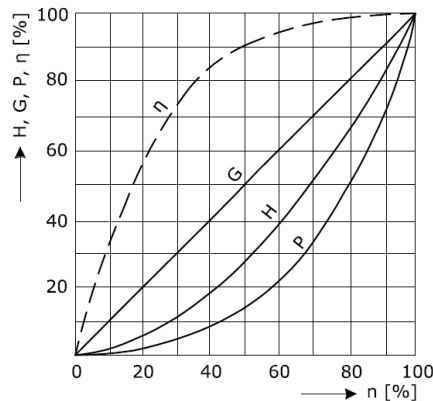


Fig. 6.11. Variația caracteristicilor pompelor cu turația

Practica a arătat că, costurile de investiție cu instalațiile auxiliare de mentinere a siguranței pompelor cu turație variabilă, reprezintă circa 10% din totalul cheltuielilor de exploatare. Cu alte cuvinte, 90% constituie consumul energetic, pe durata vieții

unei pompe, durată ce se poate estima între 15 și 20 de ani. De asemenea, trebuie subliniat că, economia de energie realizată, utilizând pompele cu turație variabilă, duce la amortizarea instalațiilor într-un timp foarte scurt.

Eficiența energetică a procedurilor de reglare prezentate se evidențiază printr-un exemplu de analiză comparativă a funcționării pompei de circulație Wilo Top-S 25/5 din cadrul standului experimental. S-au considerat 212 zile de încălzire pe an și o funcționare a pompei de circa 8 ore (7,92 ore) pe zi. Rezultatele numerice obținute pe baza curbelor caracteristice sunt date în Tabelul 6.1.

Tabelul 6.1. Calculul economiei de energie la aplicarea procedurii de reglaj optimizat prin variația turației

Nr. crt.	Metoda de reglare	Timp $\tau$ [h]	Debit $G$ [m <sup>3</sup> /h]	Înălțime pompare $H$ [m]	Putere $P$ [W]	Energie $E$ [kWh/zi]	Economia anuală de energie $\Delta E$	
							[kWh/an]	[%]
1	Clasic (Start-stop)	0,48	0,447	3,80	93,3	0,739	6,38	4,06
		0,87	0,447	3,80	93,3			
		0,87	0,447	3,80	93,3			
		0,39	0,447	3,80	93,3			
		1,37	0,447	3,80	93,3			
		1,40	0,447	3,80	93,3			
		1,06	0,447	3,80	93,3			
		1,03	0,447	3,80	93,3			
		0,44	0,447	3,80	93,3			
2	Optimizat (Control turație)	0,48	0,263	3,95	89,10	0,709	6,38	4,06
		0,87	0,270	3,95	89,20			
		0,87	0,282	3,95	89,30			
		0,39	0,294	3,92	89,40			
		1,37	0,306	3,92	89,50			
		1,40	0,317	3,90	89,60			
		1,06	0,329	3,90	89,70			
		1,03	0,341	3,90	89,90			
		0,44	0,353	3,90	90,20			

Rezultă că prin procedeul variației turației, față de procedeul start-stop, s-a realizat o scădere a consumului anual de energie de la 156,69 kWh la 150,31 kWh, deci o reducere cu 6,38 kWh, respectiv un procent de 4,06%.

Orientativ, diagrama din Fig. 6.12 permite calculul economiei de energie electrică, în cazul utilizării pompelor cu turație variabilă, în funcție de puterea motorului pompei, raportul  $G/G_{max}$  și durata de funcționare anuală a pompei. Astfel, pentru o putere a motorului pompei de 15 kW, cu o funcționare a pompei la un debit mediu de 70% din debitul nominal, pe o durată de 60% din totalul orelor dintr-un an (5300 ore), se realizează o economie de aproximativ 43000 kWh.

Datorită economiei de energie electrică în funcționare, se poate afirma că amortizarea se face într-un timp scurt și deci investiția în reglarea debitului pompelor prin turație variabilă este total justificată.

Generalizarea utilizării pompelor cu turație variabilă în sistemele de încălzire este de preferat, pe de o parte pentru economia de energie consumată, iar pe de altă parte, pentru fiabilitatea lor.

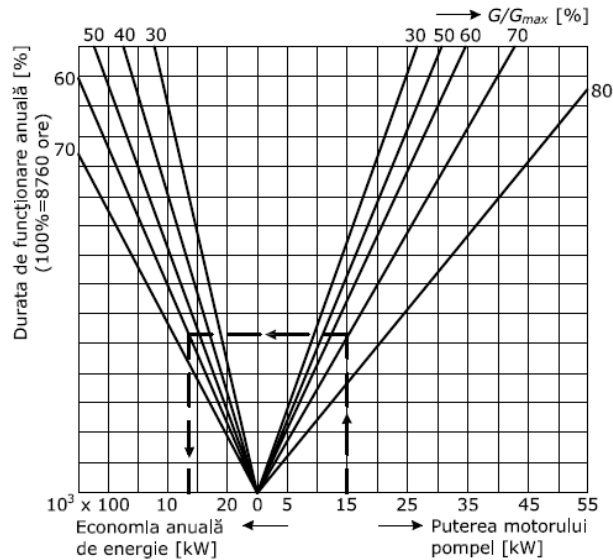


Fig. 6.12. Economia de energie anuală în cazul pompelor cu turație variabilă

Componentele principale ale unui montaj ce realizează controlul turației motorului pompei și implicit reglarea debitului de fluid (agent termic) în instalație sunt reprezentate schematic în Fig. 6.13 [96].

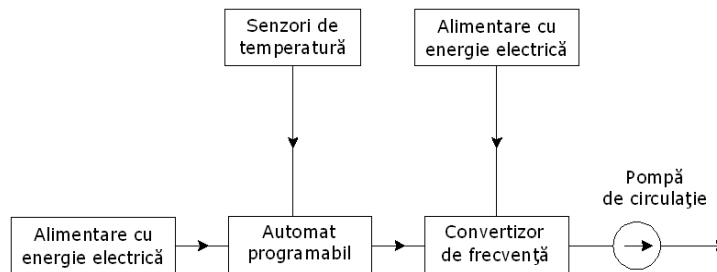


Fig. 6.13. Schema sistemului de control al pompei cu turație variabilă

În Tabelul 6.2 se arată economiile potențiale de energie asociate cu reducerile de turație prin utilizarea convertizoarelor de frecvență.

Tabelul 6.2. Economii potențiale de energie utilizând convertizorul de frecvență

Reducerea turației [%]	Economia de energie [%]
10	22
20	44
20	61
40	73
50	83
60	89



Pentru reglajul propus s-au calculat diferite valori ale necesarului de căldură (sarcinii de încălzire)  $Q_{inc}$  în funcție de ecartul de temperatură  $\Delta t$  dintre interior și exterior, conform paragrafului 5.1, pentru o plajă a temperaturii de calcul a aerului exterior  $t_e$  cuprinsă între  $-20$  și  $22$  °C, ținând seama că temperatura aerului interior este constantă ( $t_i=22$  °C), iar temperatura aerului exterior variază în funcție de alternanța zi-noapte și de sezon.

Pentru fiecare valoare a necesarului de căldură corespunde un debit  $G$  de agent termic care trebuie pompat în instalație de către pompa de circulație la o anumită turație  $v$  a motorului său și în acest fel se efectuează controlul turației pompei de circulație atașată vasului tampon termic. În Tabelul 6.3 sunt sintetizate rezultatele numerice ale calculului efectuat pentru realizarea controlului turației pompei de circulație în sezonul de încălzire.

Prin rezultatele obținute este dată de fapt prin puncte curba de variație a frecvenței convertizorului de frecvență în funcție de ecartul de temperatură și se aplică interpolarea geometrică prin metoda numerică a celor mai mici pătrate [74] pentru a determina expresia analitică a acestei curbe, sub forma:

$$v(\Delta t) = a_0 + a\Delta t^\alpha \quad (6.6)$$

Potrivit acestei metode se minimizează suma abaterilor curbei teoretice față de curba reală. Ținând seama de (6.6) se scrie:

$$\lg(v_k - a_0) = \lg a + \alpha \lg \Delta t_k \quad (6.7)$$

iar pentru expresia:

$$d = \sum_{k=1}^n \left[ (\lg a + \alpha \lg \Delta t_k) - \lg(v_k - a_0) \right]^2 \quad (6.8)$$

se pun condițiile de minim:

$$\frac{\partial d}{\partial (\lg a)} = 0; \quad \frac{\partial d}{\partial \alpha} = 0 \quad (6.9)$$

și se obține:

$$\lg a = \frac{\sum_{k=1}^n \lg(v_k - a_0) \sum_{k=1}^n (\lg \Delta t_k)^2 - \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k \lg(v_k - a_0) \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k}{n \sum_{k=1}^n (\lg \Delta t_k)^2 - \left( \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k \right)^2} \quad (6.10)$$

$$\alpha = \frac{n \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k \lg(v_k - a_0) - \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k \sum_{k=1}^n \lg(v_k - a_0)}{n \sum_{k=1}^n (\lg \Delta t_k)^2 - \left( \sum_{k=1}^n \lg \Delta t_k \right)^2} \quad (6.11)$$

Tabelul 6.3. Rezultatele calcului numeric pentru încălzire

$t_e$ [°C]	$\Delta t$ [°C]	$Q_{inc}$ [W]	$G$ [l/s]	$\nu$ [Hz]
-20	42	3520,41	0,1403	22,136
-19	41	3438,57	0,1371	21,985
-18	40	3356,72	0,1338	21,831
-17	39	3274,88	0,1306	21,674
-16	38	3193,04	0,1273	21,515
-15	37	3111,40	0,1241	21,353
-14	36	3029,35	0,1208	21,187
-13	35	2947,51	0,1175	21,018
-12	34	2865,66	0,1143	20,846
-11	33	2783,82	0,1110	20,669
-10	32	2701,98	0,1077	20,489
-9	31	2620,13	0,1045	20,305
-8	30	2538,29	0,1012	20,117
-7	29	2456,45	0,0979	19,924
-6	28	2374,6	0,0947	19,726
-5	27	2292,76	0,0914	19,524
-4	26	2210,92	0,0881	19,315
-3	25	2129,07	0,0849	19,101
-2	24	2047,23	0,0816	18,881
-1	23	1965,39	0,0784	18,654
0	22	1883,54	0,0751	18,420
1	21	1801,7	0,0718	18,178
2	20	1719,86	0,0686	17,927
3	19	1638,01	0,0653	17,668
4	18	1556,17	0,0620	17,399
5	17	1474,33	0,0588	17,118
6	16	1392,48	0,0555	16,826
7	15	1310,64	0,0523	16,520
8	14	1228,8	0,0490	16,199
9	13	1146,95	0,0457	15,862
10	12	1065,11	0,0425	15,505
11	11	983,27	0,2352	15,126
12	10	901,42	0,0392	14,722
13	9	819,58	0,0327	14,287
14	8	737,74	0,0294	13,817
15	7	655,89	0,0262	13,303
16	6	562,19	0,0224	12,732
17	5	468,5	0,0187	12,089
18	4	374,8	0,0150	11,346
19	3	281,1	0,0112	10,456
20	2	187,4	0,0075	9,318
21	1	93,7	0,0037	7,651
22	0	0	0,0000	0,00

Pe baza algoritmului de interpolare geometrică descris de relațiile (6.10) și (6.11) s-a elaborat un program de calcul în limbaj FORTRAN, pentru micro sisteme PC, cu ajutorul căruia s-au determinat valorile:  $a_0=0$ ,  $a=7,652$  și  $\alpha=0,284$ , astfel încât funcția (6.6) primește forma particulară:

$$\nu = 7,652\Delta t^{0,284} \quad (6.12)$$

În Fig. 6.14 s-a reprezentat grafic atât prin puncte cât și folosind expresia analitică (6.12) curba de variație a frecvenței  $\nu$  în funcție de ecartul de temperatură  $\Delta t$ , constatându-se o bună concordanță între acestea.

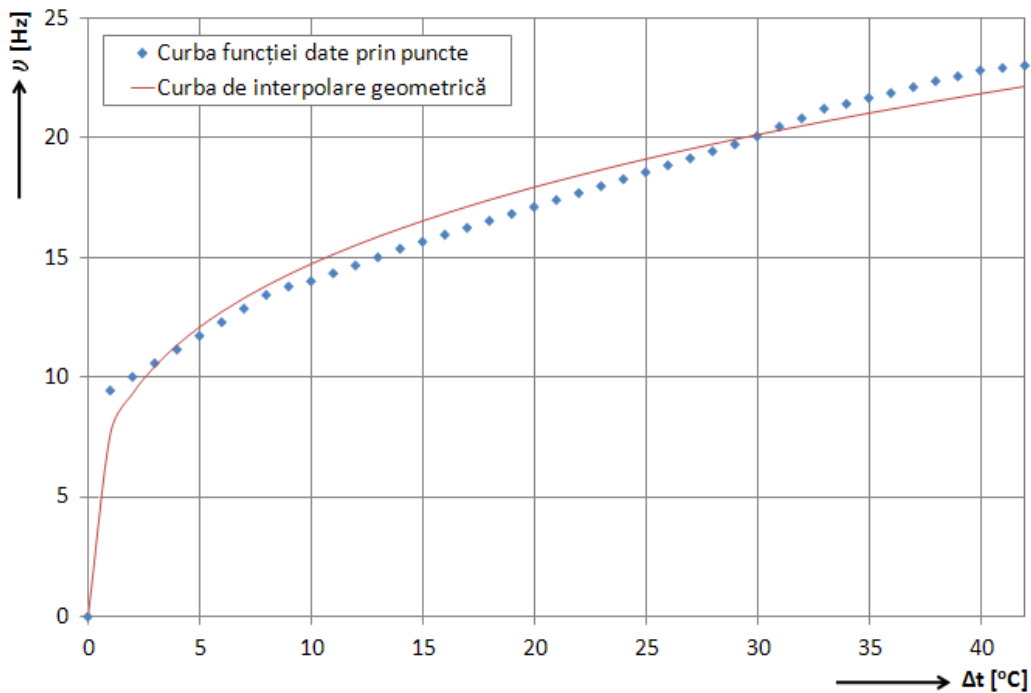


Fig. 6.14 Reprezentarea curbei de interpolare a funcției  $\nu(\Delta t)$  pentru încălzire

Pentru reglajul propus s-au calculat diferite valori ale necesarului de răcire (sarcinii de răcire)  $Q_{răcire}$ , în funcție de ecartul de temperatură  $\Delta t$  dintre interior și exterior, conform paragrafului 5.3, pentru o plajă a temperaturii de calcul a aerului exterior  $t_e$  cuprinsă între 26 și 42 °C, ținând seama că temperatura aerului interior este constantă ( $t_i=26$  °C), iar temperatura aerului exterior variază în funcție de alternanța zi-noapte și de sezon.

Pentru fiecare valoare a necesarului de răcire corespunde un debit  $G$  de agent termic care trebuie pompat în instalație de către pompa de circulație la o anumită turație  $\nu$  a motorului său și în acest fel se efectuează controlul turației pompei de circulație atașată vasului tampon termic. În Tabelul 6.4 sunt sintetizate rezultatele numerice ale calculului efectuat pentru realizarea controlului turației pompei de circulație în sezonul de răcire.

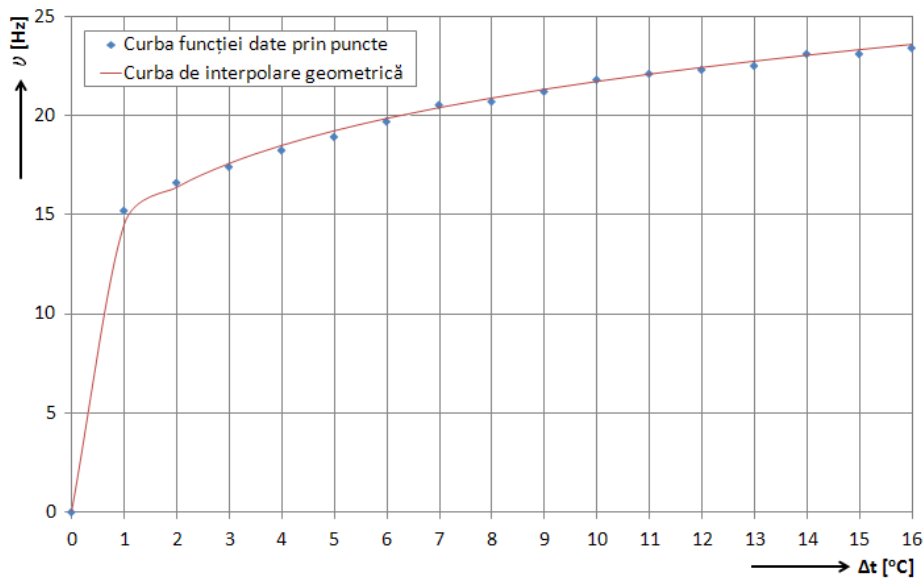
Aplicând interpolarea geometrică prin metoda numerică a celor mai mici pătrate [74] s-a determinat expresia analitică a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență, sub forma:

$$\nu = 14,845\Delta t^{0,175} \quad (6.13)$$

Tabelul 6.4. Rezultatele calcului numeric pentru răcire

$t_e$ [°C]	$\Delta t$ [°C]	$Q_{răcire}$ [W]	$G$ [l/s]	$\nu$ [Hz]
42	16	3804,59	0,1820	23,575
41	15	3628,38	0,1736	23,309
40	14	3452,18	0,1652	23,028
39	13	3275,98	0,1567	22,730
38	12	3099,78	0,1483	22,413
37	11	2923,57	0,1399	22,073
36	10	2747,37	0,1315	21,707
35	9	2571,17	0,1230	21,309
34	8	2394,97	0,1146	20,872
33	7	2218,76	0,1062	20,389
32	6	2042,56	0,0977	19,844
31	5	1866,36	0,0893	19,218
30	4	1690,15	0,0809	18,480
29	3	1513,95	0,0724	17,569
28	2	1337,75	0,0640	16,361
27	1	1161,55	0,0556	14,486
26	0	0	0,0000	0,00

În Fig. 6.15 s-a reprezentat grafic atât prin puncte cât și folosind expresia analitică (6.13) curba de variație a frecvenței  $\nu$  în funcție de ecartul de temperatură  $\Delta t$ , constatându-se o bună concordanță între acestea.

Fig. 6.15 Reprezentarea curbei de interpolare a funcției  $\nu(\Delta t)$  pentru răcire

În Fig. 6.16 este prezentat montajul realizat pentru controlul turației pompei de circulație în concordanță cu necesarul de căldură al încăperii. Față de sistemul clasic unde pornirea/oprirea pompei de circulație este comandată de către automatizarea

pompei de căldură, cu ajutorul acestui montaj s-au separat controlul pornirii/oprii și controlul turației pompei de circulație.

Ecartul de temperatură dintre interior și exterior este măsurat de senzorii de temperatură ST1 și ST2 ce sunt conectați la automatul programabil. Acesta are setat în memoria internă algoritmul de calcul pe baza relației (6.12) al frecvenței convertorului în funcție de ecartul de temperatură măsurat și comandă convertorului de frecvență valoarea frecvenței necesare pentru a asigura debitul de fluid corespunzător sarcinii de încălzire din acel moment. De asemenea, automatul programabil permite controlul pornirii și opririi pompei de circulație.

Pentru corelarea opririi și pornirii simultane a pompei de circulație cu pompa de căldură s-au stabilit valorile de temperatură comune acestei operații. S-au efectuat măsurători pentru stabilirea valorii frecvenței corespunzătoare debitului de fluid necesar.

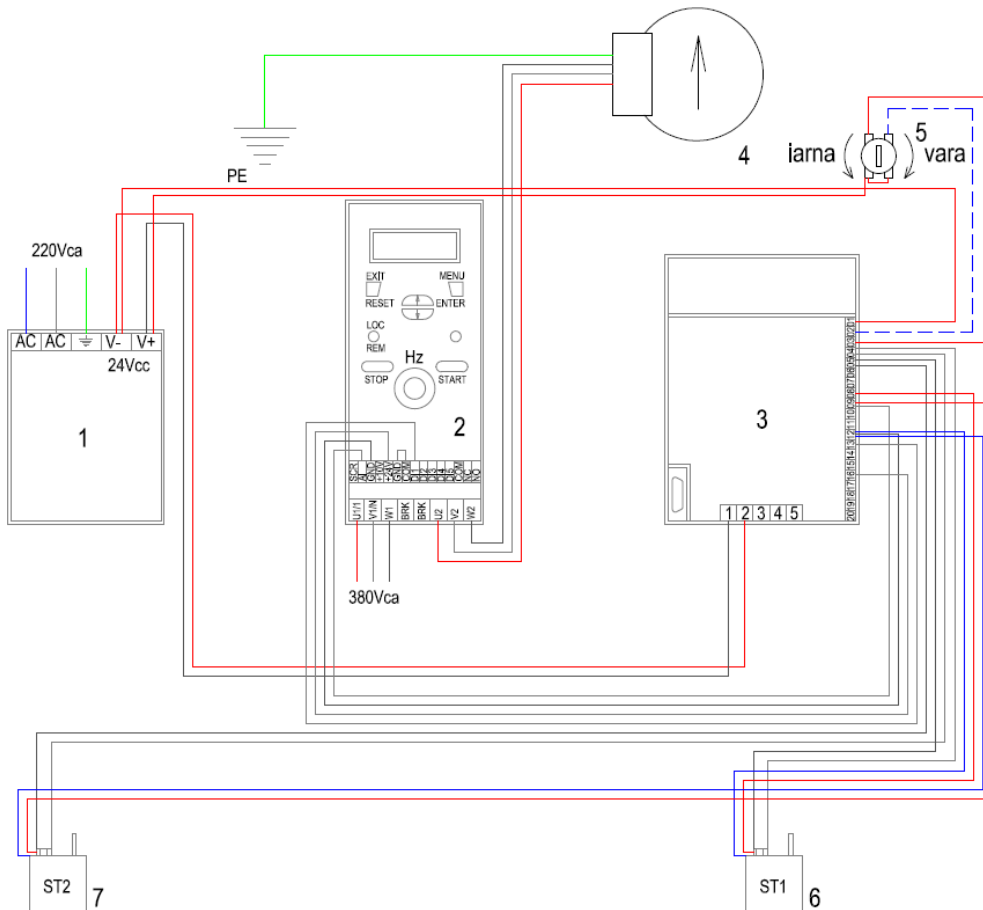


Fig. 6.16 Schema de montaj a automatizării pompei de circulație  
1–alimentator 220Vca/24Vcc; 2–convertizor de frecvență; 3–automat programabil; 4–pompa de circulație trifazată; 5–selector sezon rece sau cald; 6–senzor de temperatură interioară; 7–senzor de temperatură exterioră.

Com Soft este un program de achiziție de date și control pentru pompele de caldură Stiebel Eltron, a cărei interfață este prezentată în Fig. 6.17. Programul permite înregistrarea mai multor parametri dintre care se menționează temperatura și umiditatea aerului interior, temperatura de condens (punctul de rouă), temperatura aerului exterior, temperatura tur-retur a instalației de încălzire/răcire, temperatura apei calde de consum, temperatura sursei de caldură, temperatura și presiunea agentului frigorific, precum și date privind funcționarea principalelor componente ale echipamentului. Înregistrarea datelor se face într-un jurnal, ulterior putând să fie prelucrate și interpretate grafic sau tabelar. Ținând seama de faptul că evoluția unor parametri este mai rapidă în timp, se pot crea mai multe jurnale de înregistrare a parametrilor, fiecare putând avea o frecvență de achiziție a datelor diferită. Jurnalul de date poate fi exportat în programul Microsoft Office Excel cu care interpretările grafice și numerice se prelucreză mult mai ușor.

The screenshot shows a software window titled 'Remote data transfer / Application with STIEBEL ELTRON components'. It contains a data log window for the date '05.04.2013'. The log table has the following columns: 'recorded on', 'Parameter designation', 'Module', 'ID', and 'Value'. The data is as follows:

recorded on	Parameter designation	Module	ID	Value
09.04.13 13:29:46	Return temperature	Boiler module	0	22.90
09.04.13 13:29:46	Source temperature	Boiler module	0	22.00
09.04.13 13:29:46	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:46	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	Status Source pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	DHW temperature	Boiler module	0	22.10
09.04.13 13:29:47	DHW valve status	Boiler module	0	0
09.04.13 13:29:47	Set DHW temperature	Boiler module	0	10.00
09.04.13 13:30:48	Relative humidity	Control module	1	29.90
09.04.13 13:30:48	Room temperature	Control module	1	25.40
09.04.13 13:30:49	Dew point temperature	Boiler module	0	6
09.04.13 13:30:49	Flow temperature	Boiler module	0	24.20
09.04.13 13:30:49	Heating circuit pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:49	Hot gas	Boiler module	0	24
09.04.13 13:30:49	HP sensor	Boiler module	0	13
09.04.13 13:30:49	Outside temperature	Boiler module	0	15.30
09.04.13 13:30:49	Return temperature	Boiler module	0	22.90
09.04.13 13:30:50	Source temperature	Boiler module	0	22.00
09.04.13 13:30:50	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Status Source pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	DHW temperature	Boiler module	0	22.20
09.04.13 13:30:50	DHW valve status	Boiler module	0	0
09.04.13 13:30:50	Set DHW temperature	Boiler module	0	10.00
09.04.13 13:31:52	Relative humidity	Control module	1	29.90
09.04.13 13:31:52	Room temperature	Control module	1	25.40
09.04.13 13:31:52	Dew point temperature	Boiler module	0	6
09.04.13 13:31:53	Flow temperature	Boiler module	0	24.20
09.04.13 13:31:53	Heating circuit pump	Boiler module	0	0
09.04.13 13:31:53	Hot gas	Boiler module	0	24
09.04.13 13:31:53	HP sensor	Boiler module	0	13
09.04.13 13:31:53	Outside temperature	Boiler module	0	15.30
09.04.13 13:31:53	Return temperature	Boiler module	0	23.00
09.04.13 13:31:53	Source temperature	Boiler module	0	22.00
09.04.13 13:31:54	Status Compressor	Boiler module	0	0
09.04.13 13:31:54	Status Buffer primary pump	Boiler module	0	0

Fig. 6.17. Interfața programului de achiziție date

### 6.2.1.3 Economia de energie pentru încălzirea laboratorului utilizând controlul turajției pompei de circulație

S-au efectuat măsurători analizând două variante de funcționare a sistemului de încălzire:

- varianta I se referă la asigurarea puterii termice pentru acoperirea necesarului de caldură utilizând reglajul clasic al instalației de pompă de caldură cuplată la sol;
- varianta II, optimizată se referă la utilizarea vasului tampon termic și la aplicarea controlului turajției pompei de circulație.

Cercetările experimentale s-au efectuat pe o perioadă de o lună. Reperetele principale luate în considerare pentru validarea măsurătorilor sunt valorile medii ale temperaturilor exterioare și interioare.

Astfel, în cazul cercetărilor efectuate pe o perioadă de o lună s-a obținut variația în timp a temperaturilor aerului exterior ( $t_e$ ) și interior ( $t_i$ ) pentru cele două variante reprezentată în Fig. 6.18. De asemenea, în Fig. 6.19 este ilustrată variația în timp a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ) pentru cele două variante, constatându-se o bună concordanță între acestea.

În Tabelul 6.5 sunt prezentate valorile medii ale temperaturilor măsurate, ale energiei electrice consumate ( $E_{el}$ ), ale energiei termice utilizate pentru încălzire ( $E_t$ ) și ale coeficientului de performanță a sistemului ( $COP_{sist}$ ), precum și emisiile de  $CO_2$ .

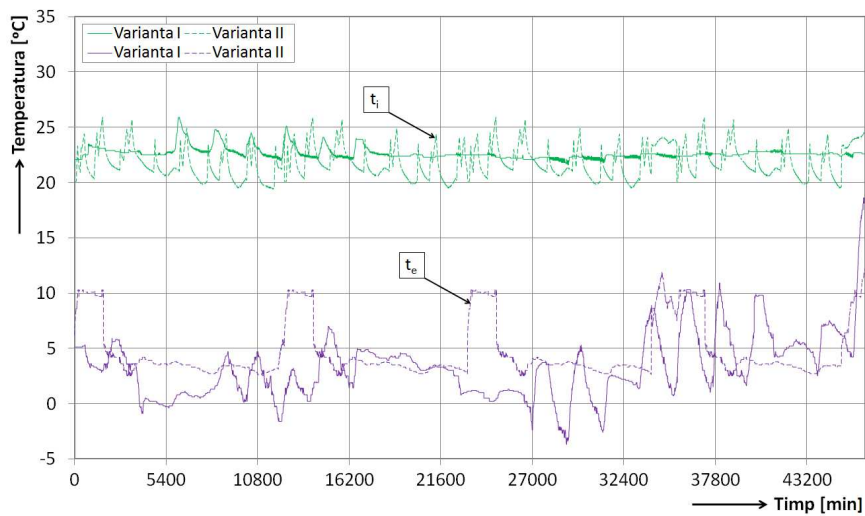


Fig. 6.18 Evoluția temperaturilor aerului în funcție de timp

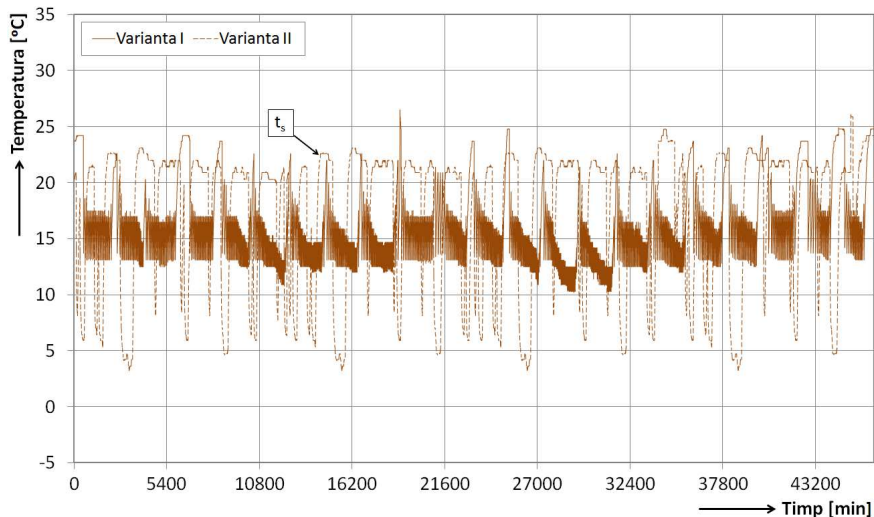


Fig. 6.19 Evoluția temperaturii sursei de căldură în funcție de timp

Tabelul 6.5. Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de încălzire

Varianta	$t_{im}$ [°C]	$t_{em}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	$COP_{sist}$	$CO_2$ [kg]
I	22,65	3,25	16,24	125,18	510,62	4,07	50,45
II	21,84	4,76	17,08	116,47	512,54	4,40	46,94

Se observă că în cazul variantei II, optimizate coeficientul de performanță al sistemului este mai mare cu 7,5%, iar emisiile de  $CO_2$  sunt mai reduse cu 7% față de varianta I de funcționare.

#### 6.2.1.4 Economia de energie pentru răcirea laboratorului utilizând controlul turației pompei de circulație

S-au efectuat măsurători analizând două variante de funcționare a sistemului de încălzire:

- varianta I se referă la asigurarea puterii termice pentru acoperirea necesarului de răcire utilizând reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol;
- varianta II, optimizată se referă la utilizarea vasului tampon termic și la aplicarea controlului turației pompei de circulație.

Cercetările experimentale s-au considerat pe o perioadă de 1 lună, reperate principale luate în considerare pentru validarea măsurătorilor fiind valorile medii ale temperaturilor exterioare și interioare.

Astfel, în cadrul cercetărilor efectuate s-a obținut variația în timp a temperaturii aerului exterior ( $t_e$ ) reprezentată în Fig. 6.20, și respectiv a aerului interior ( $t_i$ ) și a sursei de căldură ( $t_s$ ) reprezentată în Fig. 6.21, pentru cele două variante de funcționare, constatându-se o bună concordanță între acestea.

În Tabelul 6.6 sunt prezentate valorile medii ale temperaturilor măsurate, ale energiei electrice consumate ( $E_{el}$ ), ale energiei termice utilizate pentru răcire ( $E_t$ ) și ale coeficientului de performanță a sistemului ( $EER_{sist}$ ), precum și emisiile de  $CO_2$ .

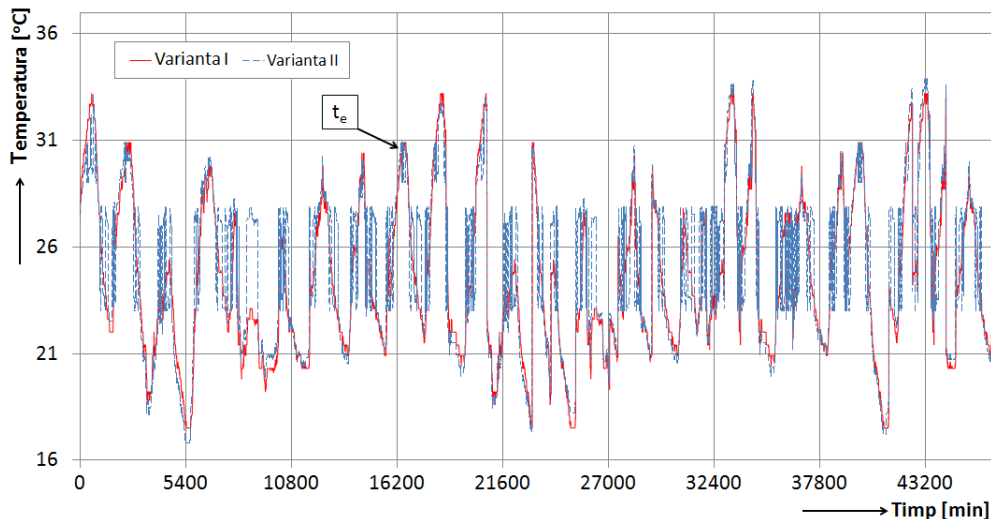


Fig. 6.20 Evoluția temperaturii aerului exterior în funcție de timp



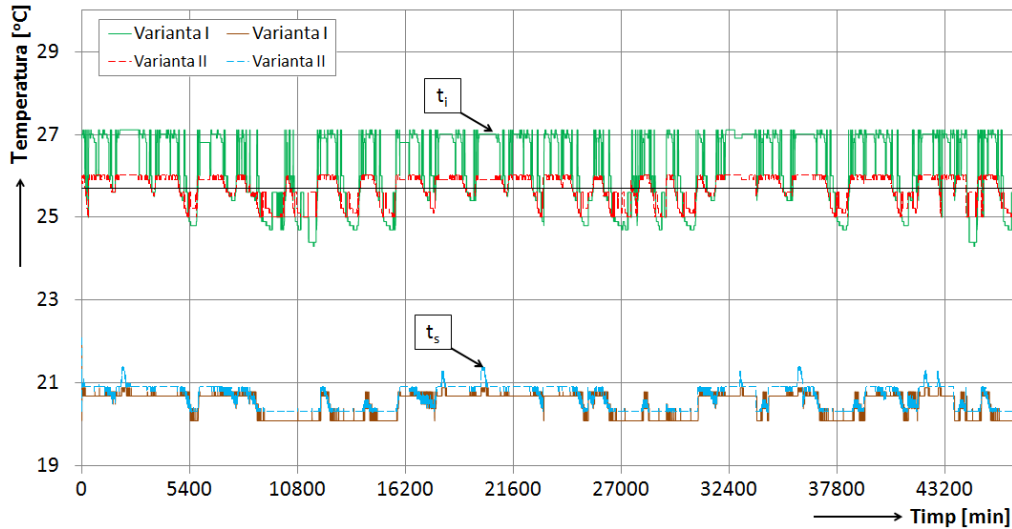


Fig. 6.21 Evoluția temperaturilor în funcție de timp

Tabelul 6.6. Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de răcire

Varianta	$t_{im}$ [°C]	$t_{em}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	$EER_{sist}$ [Btu/Wh]	CO <sub>2</sub> [kg]
I	26,22	24,54	20,50	70,99	287,21	13,79	28,60
II	25,71	24,88	20,65	65,16	288,45	15,09	26,25

Se observă că în cazul variantei II, optimizate raportul de eficiență energetică al sistemului este mai mare cu 8%, iar emisiile de CO<sub>2</sub> sunt mai reduse cu 8% față de varianta I de funcționare.

### 6.2.2 Reducerea consumului de energie și a emisiilor de CO<sub>2</sub> prin micșorarea temperaturii de tur

Agentul termic din instalația de încălzire este folosit și la prepararea apei calde de consum prin redirecționarea acestuia în serpentina boilerului cu ajutorul vanei cu trei căi.

Având în vedere faptul că în sezonul de primăvară și de toamnă nu este necesară utilizarea unei temperaturi ridicate a agentului termic pe tur pentru acoperirea necesarului de căldură se poate reduce temperatura acestuia astfel încât va rezulta o economie de energie pentru prepararea apei calde de consum.

Pentru analiza micșorării consumului de energie și a reducerii emisiilor de CO<sub>2</sub> în cazul preparării apei calde consum s-au efectuat măsurători cu reglarea temperaturii agentului termic pe tur la 45, 50 și respectiv 55 °C.

În Fig. 6.22 sunt reprezentate variațiile în timp a temperaturii apei pe tur ( $t_t$ ) pentru cele trei situații diferite de preparare a apei calde de consum. Pentru a se putea compara cele trei experimente s-a asigurat același volum de apă caldă ( $V_{ac}$ ).

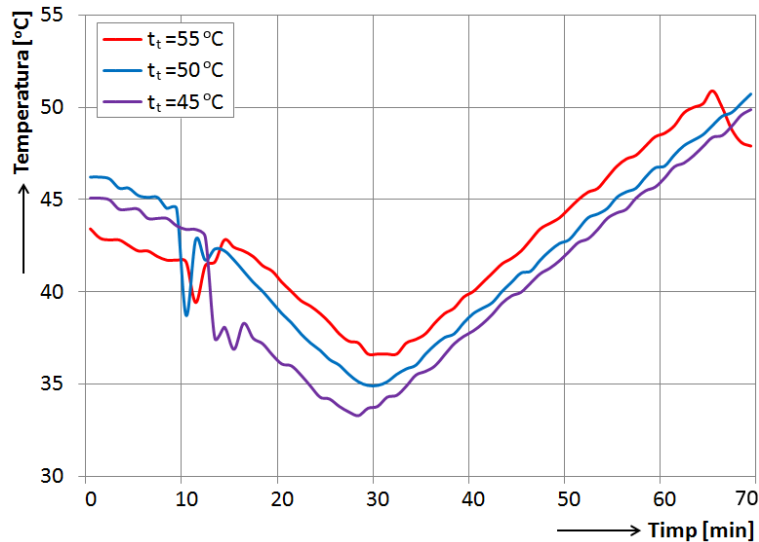


Fig. 6.22 Evoluția temperaturii apei pe tur funcție de timp

În Tabelul 6.7 s-au centralizat valorile obținute în urma măsurărilor, rezultând că pentru o reducere de 10 °C a temperaturii apei pe tur se obține o economie de energie de circa 2,5% și o reducere a emisiilor de CO<sub>2</sub> de 2,5%.

Tabelul 6.7. Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură

Nr. crt.	$t_{tm}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$V_{acm}$ [m <sup>3</sup> ]	$E_t$ [kWh]	$E_{el}$ [kWh]	COP	CO <sub>2</sub> [kg]
1.	43,35	9,42	0,150	4,59	1,93	2,34	0,78
2.	41,97	7,74		4,48	1,91	2,35	0,77
3.	40,68	7,37		4,43	1,88	2,36	0,76

### 6.3 Determinarea performanței și a consumului energetic pentru pompa de căldură în diferite situații de funcționare

#### 6.3.1 Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler

Performanța pompei de căldură este influențată de volumul de apă caldă consumat instantaneu, acesta conducând și la emisii de CO<sub>2</sub> mai ridicate.

În Fig. 6.23 este prezentată evoluția temperaturilor agentului termic ( $t_t$ ,  $t_r$ ) produs de pompa de căldură, a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ) și a temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc}$ ) la încălzirea apei din boiler cu 25 °C.

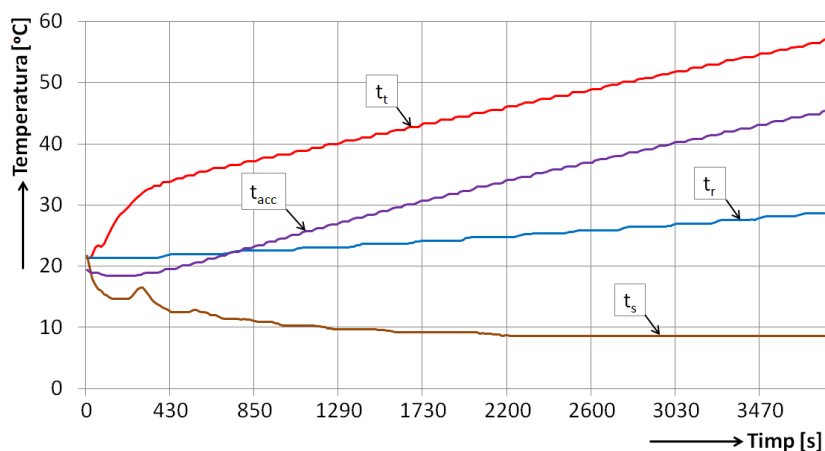


Fig. 6.23 Variația temperaturilor la încălzirea apei din boiler cu 25 °C

În Tabelul 6.8 sunt centralizate valorile medii ale temperaturilor măsurate, energiei electrice consumate ( $E_{el}$ ), energiei termice ( $E_t$ ) utilizate la prepararea apei calde de consum, coeficientul de performanță (COP) al pompei de căldură, precum și emisiile de  $CO_2$  pentru 6 experimente la diferite ecarturi de temperatură ( $\Delta t$ ) pentru prepararea apei calde de consum.

Tabelul 6.8. Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler

Nr. crt.	$\Delta t$ [°C]	$t_{tm}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{acc\ m}$ [°C]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	COP	$CO_2$ [kg]
1.	3	34,10	12,78	17,79	0,170	0,556	3,33	0,068
2.	5	40,29	13,83	29,49	0,310	1,011	3,26	0,124
3.	10	37,13	10,46	26,10	0,720	2,264	3,14	0,290
4.	15	38,66	11,53	26,76	0,980	2,952	3,01	0,394
5.	20	42,34	9,53	30,01	1,440	4,044	2,81	0,580
6.	25	43,72	10,12	31,50	2,010	5,128	2,55	0,810

În Fig. 6.24 este evidențiată evoluția coeficientului de performanță pentru cele 6 măsurători, rezultând că un consum instantaneu mai mare de apă caldă ( $\Delta t$  mai ridicat) reduce performanța pompei de căldură cuplată la sol.

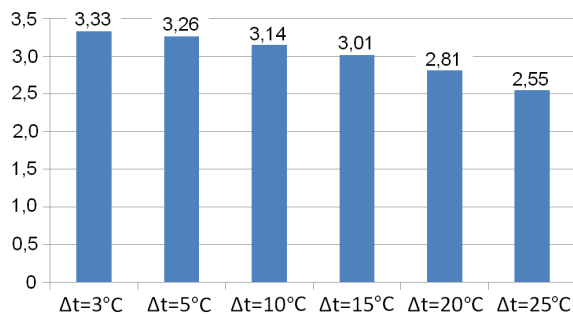


Fig. 6.24 Reprezentarea grafică a evoluției COP

Se poate observa că performanța pompei de căldură poate scădea cu până la 23% când temperatura apei calde de consum trebuie ridicată cu 25 °C.

### 6.3.2 Studiul COP și al căldurii extrase din sol în scopul preparării apei calde de consum pentru o familie

La analiza performanțelor pompei de căldură și a căldurii extrase din sol s-au efectuat măsurători în cazul preparării apei calde pentru o familie timp de o săptămână, considerând un consum mediu de circa 65 litri/om-zi la o temperatură de 45 °C.

În Fig. 6.25 este prezentată evoluția temperaturilor agentului termic ( $t_t$ ,  $t_r$ ) produs de pompa de căldură, precum și a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ) și a apei calde de consum ( $t_{acc}$ ) la încălzirea apei din boiler la 45 °C.

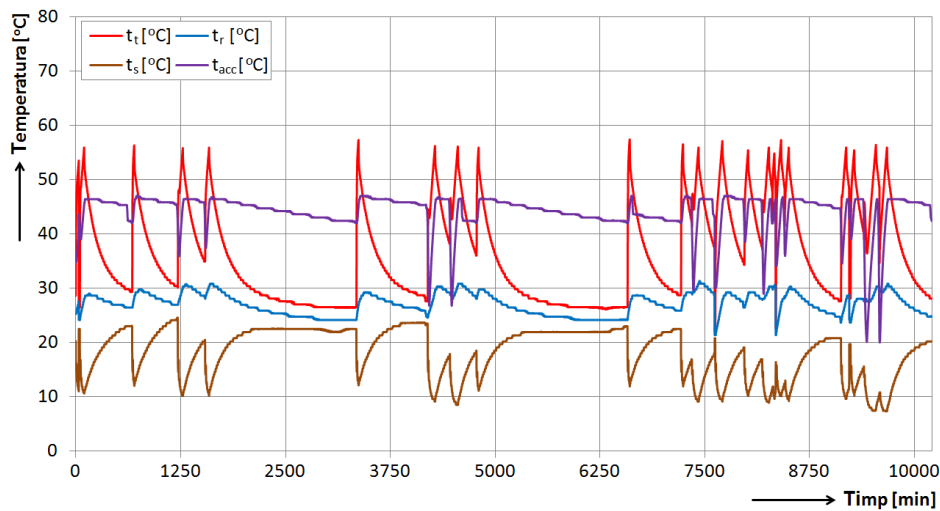


Fig. 6.25 Evoluția temperaturilor în funcție de timp

În Tabelul 6.9 sunt centralizate valorile temperaturilor agentului termic ( $t_t$ ,  $t_r$ ) produs de pompa de căldură, energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), energia termică extrasă din sol ( $E_{t\ sol}$ ), energia termică utilizată ( $E_t$ ), precum și coeficientul de performanță COP al pompei de căldură și emisiile de CO<sub>2</sub> în cazul preparării apei calde de consum pentru o familie.

Tabel 6.9. Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură

$t_{tm}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{acc\ m}$ [°C]	$V_{acm}$ [m <sup>3</sup> ]	$E_{t\ sol}$ [kWh]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	COP	CO <sub>2</sub> [kg]
43,72	10,12	31,50	1,327	16,74	22,980	45,856	2,00	9,26

În urma analizei măsurătorilor s-a constatat că pentru prepararea apei calde de consum s-a extras o cantitate de energie termică din sol de 16,74 kWh reprezentând 36,5% din energia termică produsă de pompa de căldură, pentru obținerea unei temperaturi de 45 °C în boiler.

### 6.3.3 Studiul COP al pompei de căldură pentru încălzirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie

La determinarea performanțelor pompei de căldură cuplată la sol în timpul sezonului rece s-au efectuat cercetări experimentale atât pentru acoperirea necesarului de căldură pentru încălzire cât și pentru prepararea apei calde de consum, considerând două variante de reglaj:

– varianta I este cea în care pompa de căldură este cuplată direct la sistemul de încălzire;

– varianta II, optimizată ce utilizează vasul tampon termic și controlul turației pompei de circulație.

Pentru studiul comparativ al celor două variante s-au efectuat măsurări experimentale timp de o săptămână pentru acoperirea necesarului de căldură și s-a utilizat același volum de apă caldă de consum  $V_{acc}=1,22 \text{ m}^3$ .

În Fig. 6.26 sunt reprezentate evoluțiile temperaturilor aerului interior ( $t_i$ ) și exterior ( $t_e$ ) în cele două variante de reglaj, iar în Fig. 6.27 sunt reprezentate evoluțiile temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc}$ ) și a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ).

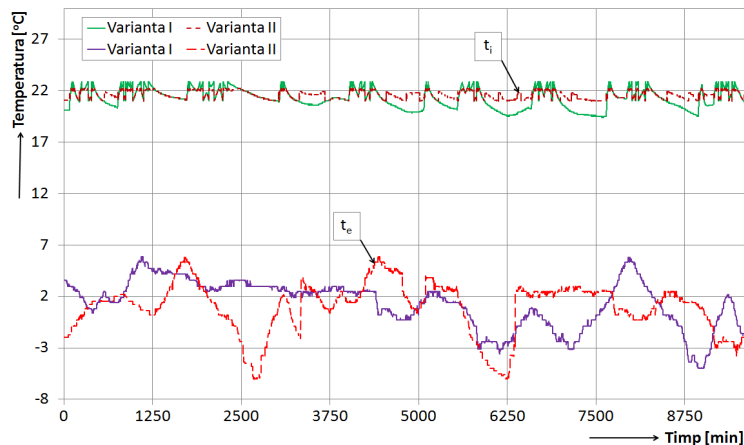


Fig. 6.26 Evoluția temperaturilor  $t_i$  și  $t_e$  în funcție de timp

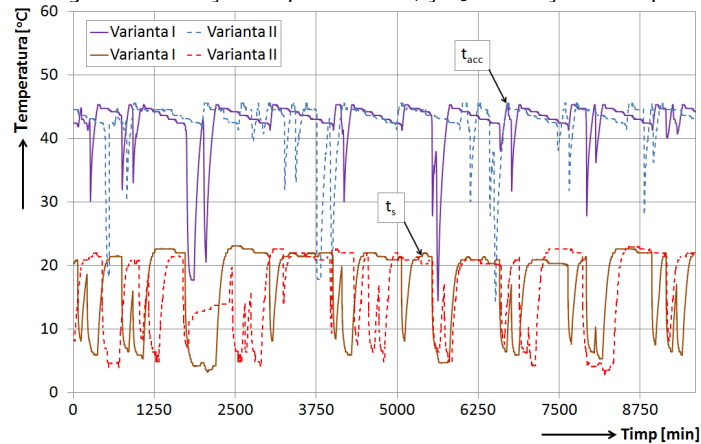


Fig. 6.27 Evoluția temperaturilor  $t_{acc}$  și  $t_s$  în funcție de timp

În Tabelul 6.10 sunt centralizate valorile medii ale temperaturii aerului interior ( $t_{im}$ ) și exterior ( $t_{em}$ ) și ale temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc\ m}$ ), volumul apei calde de consum ( $V_{acc}$ ) preparat în cele două variante, energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), energia termică utilizată ( $E_t$ ), coeficientul de performanță (COP) al pompei de căldură și emisiile de  $CO_2$  în cazul asigurării puterii termice pentru încălzirea spațiului interior și a preparării apei calde de consum pentru o familie.

Tabelul 6.10. Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură

Varianta	$t_{im}$ [°C]	$t_{em}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{acc\ m}$ [°C]	$V_{acc}$ [m <sup>3</sup> ]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	COP	$CO_2$ [kg]
I	21,27	1,33	16,79	42,63	1,22	82,66	266,99	3,23	33,31
II	21,61	0,93	16,27	42,64		80,12	269,13	3,35	32,28

În urma rezultatelor obținute se observă că utilizând controlul turației pompei de circulație se poate obține atât o economie de energie electrică de aproximativ 3 % cât și o reducere a emisiilor de  $CO_2$  de 3%.

### 6.3.4 Studiul COP al pompei de căldură pentru răcirea laboratorului și prepararea apei calde de consum pentru o familie

La determinarea performanțelor pompei de căldură cuplată la sol în timpul sezonului cald s-au efectuat cercetări experimentale atât pentru acoperirea puterii termice de răcire cât și a necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, considerând două variante de reglaj:

- varianta I este cea în care pompa de căldură este cuplată direct la sistemul de încălzire;
- varianta II, optimizată ce utilizează vasul tampon termic și controlul turației pompei de circulație.

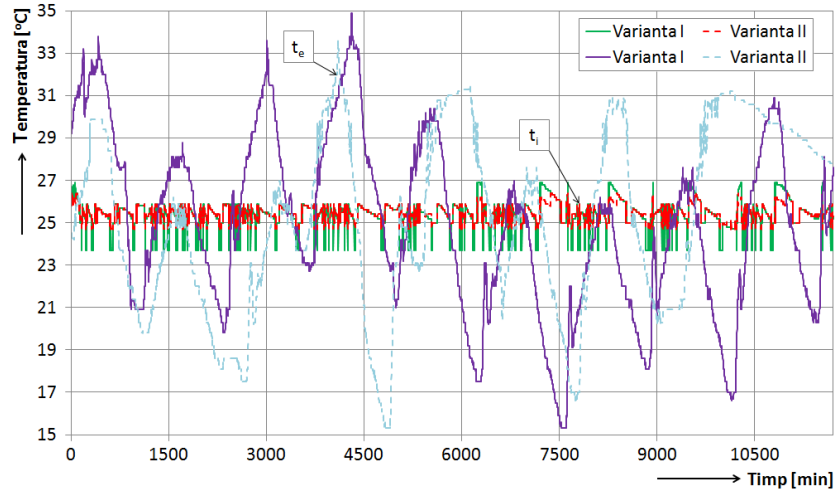
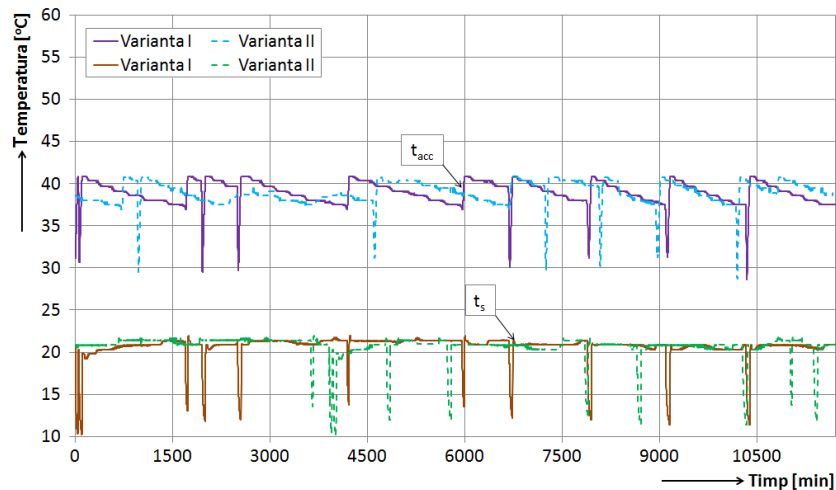
Pentru studiul comparativ al celor două variante s-au efectuat măsurări experimentale timp de o săptămână pentru acoperirea puterii termice de răcire și a necesarului de căldură pentru prepararea apei calde de consum, utilizând același volum de apă caldă de consum  $V_{acc}=1,36\ m^3$ .

În Fig. 6.28 sunt reprezentate evoluțiile temperaturilor aerului interior ( $t_i$ ) și exterior ( $t_e$ ) în cele două variante de reglaj, iar în Fig. 6.29 sunt reprezentate evoluțiile temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc}$ ) și a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ).

În Tabelul 6.11 sunt centralizate valorile medii ale temperaturii aerului interior ( $t_{im}$ ) și exterior ( $t_{em}$ ) și ale temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc\ m}$ ), volumul apei calde de consum ( $V_{acc}$ ) preparat în cele două variante, energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), energia termică utilizată ( $E_t$ ), coeficientul de performanță (COP) al pompei de căldură și emisiile de  $CO_2$  în cazul asigurării puterii termice pentru răcirea spațiului interior și a preparării apei calde de consum pentru o familie.

Tabelul 6.11. Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură

Varianta	$t_{im}$ [°C]	$t_{em}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{acc\ m}$ [°C]	$V_{acc}$ [m <sup>3</sup> ]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	COP	$CO_2$ [kg]
I	25,40	24,95	20,62	38,92	1,36	50,80	198,62	3,91	20,47
II	25,45	25,29	20,60	39,12		48,22	198,66	4,12	19,43

Fig. 6.28 Evoluția temperaturilor  $t_i$  și  $t_e$  în funcție de timpFig. 6.29 Evoluția temperaturilor  $t_{acc}$  și  $t_s$  în funcție de timp

În urma rezultatelor obținute se observă că utilizând controlul turației pompei de circulație se poate obține atât o economie de energie electrică de aproximativ 5 % cât și o reducere a emisiilor de  $\text{CO}_2$  de 5%.

### 6.3.5 Studiul COP al pompei de căldură la prepararea apei calde de consum cu diferite temperaturi

La analiza performanțelor pompei de căldură în cazul preparării apei calde de consum pentru o familie de 3 persoane s-au efectuat măsurători timp de 4 săptămâni, considerând un consum mediu de circa 50 litri/om-zi la temperaturi de 40, 45, 50 și 60 °C.

În Fig. 6.30 sunt reprezentate evoluțiile temperaturii agentului termic pe tur ( $t_t$ ) și retur ( $t_r$ ), a temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc}$ ) și a temperaturii sursei de căldură ( $t_s$ ).

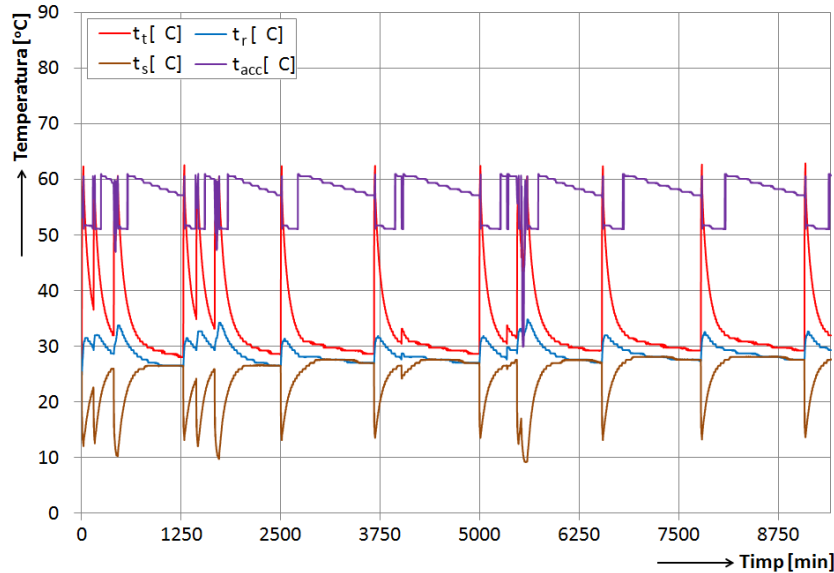


Fig. 6.30 Evoluția temperaturilor în funcție de timp pentru prepararea acc la 60 °C

În Tabelul 6.12 sunt centralizate valorile medii ale temperaturii apei calde de consum ( $t_{acc m}$ ), volumul apei calde de consum ( $V_{acc}$ ), energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), energia termică utilizată ( $E_t$ ), coeficientul de performanță (COP) al pompei de căldură și emisiile de CO<sub>2</sub> în cazul asigurării puterii termice la prepararea apei calde de consum pentru o familie.

Tabelul 6.12. Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură

Nr. crt.	$t_{acc \text{ reglaj}}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{acc m}$ [°C]	$V_{acc}$ [m <sup>3</sup> ]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	COP	CO <sub>2</sub> [kg]
1	40	15,76	39,60	0,968	15,18	31,29	2,06	6,11
2	45	14,25	44,55		16,93	35,90	2,12	6,82
3	50	14,95	47,39		22,94	42,68	1,86	9,24
4	60	15,20	56,87		32,67	52,78	1,61	13,16

## 6.4 Studiul comparativ al sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare de joasă temperatură în condițiile asigurării confortului termic adecvat

### 6.4.1 Considerații generale

Toate sistemele de încălzire (convective și prin radiație) urmăresc același scop, și anume realizarea confortului termic. S-a dovedit că fiecare sistem are avantaje și



dezavantaje, astfel încât la stabilirea soluției de încălzire se urmărește atât realizarea dezideratelor de natură tehnică, cât și a celor de natură economică (costuri și consumuri energetice minime). În Fig. 6.31 este reprezentată variația pe verticală a emperaturii aerului interior la sistemele de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare față de distribuția optimă teoretică a acestuia [71].

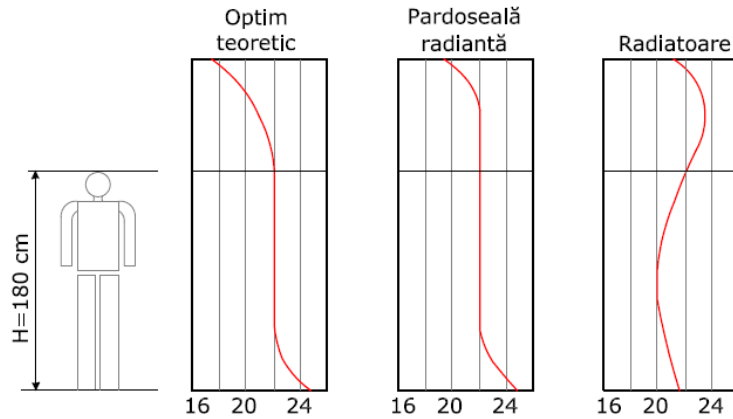


Fig. 6.31 Variația temperaturii aerului pe verticală pentru pardoseală radiantă și radiatoare

Pentru efectuarea unui studiu comparativ al acestor două sisteme de încălzire s-a considerat spațiul biroului (Fig. 6.32) din vecinătatea laboratorului experimental dotat atât cu sistem de încălzire prin pardoseală cât și cu sistem de încălzire cu radiatoare tip panou din oțel, ambele conectate cu pompa de căldură cuplată la sol.

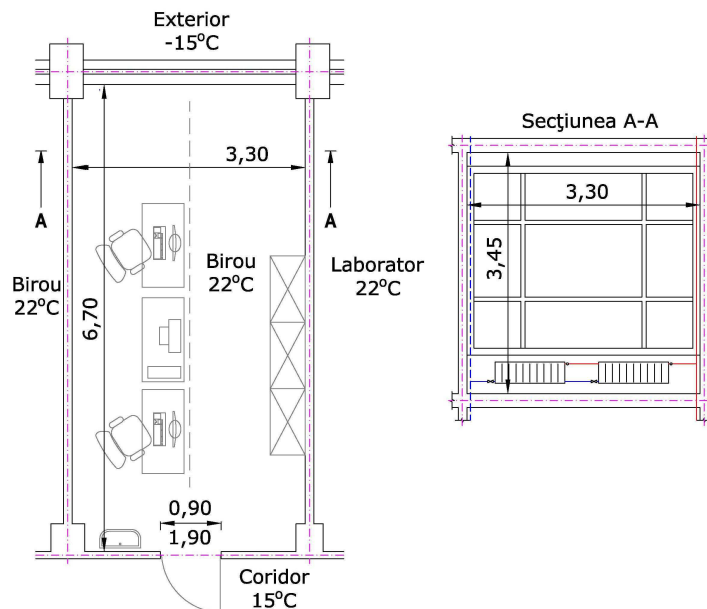


Fig. 6.32 Planul încăperii biroului încălzit

Alimentarea sistemelor de încălzire se face prin intermediul unui distribuitor-colector cu 5 circuite după cum urmează: primele două circuite alimentează sistemul de încălzire prin pardoseală, circuitele 3 și 4 sunt cuplate la sistemul de încălzire cu radiatoare, iar circuitul 5 este de rezervă. În timpul măsurărilor efectuate sistemele de încălzire analizate sunt alimentate alternativ.

Distribuitor-colectorul este echipat cu o pompă de recirculare pentru asigurarea temperaturii dorite a agentului de încălzire. S-a prevăzut o vană cu trei căi și un robinet cu cap termostatic pentru reglarea temperaturii maxime a agentului termic din sistemul de încălzire prin pardoseală. Astfel, pentru temperaturi mai mari ale agentului termic decât cele reglate se va realiza o recirculare în sistemul de încălzire.

Pentru realizarea unei performanțe cât mai ridicate a sistemului de încălzire prin pardoseală și a celui cu radiatoare s-a prevăzut un termostat pentru comanda pornirii/oprii pompei de recirculare atunci când în încăperea s-a atins temperatura dorită a aerului interior.

## 6.4.2 Încălzirea prin pardoseală radiantă

### 6.4.2.1 Descrierea sistemului

Sistemul de încălzire prin pardoseală este realizat din două circuite conectate la un distribuitor-colector (Fig. 6.33), dimensionate pentru acoperirea necesarului de încălzire al biroului de 1,35 kW, calculat conform metodologiei prezentate în paragraful 5.1. Primul circuit are o lungime de 54 m și este montat în serpentină spirală, cu pași mai apropiați către exteriorul clădirii pentru a compensa efectul punții termice, iar cel de-al doilea circuit cu lungimea de 61 m este montat în serpentină simplă. Pasul de montare a serpentinelor este de la 10 la 30 cm.

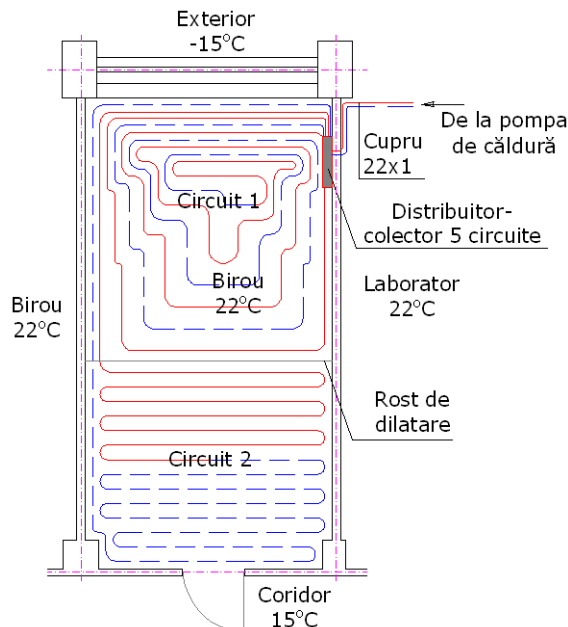


Fig. 6.33 Schema circuitelor încălzirii prin pardoseală

Conductele sistemului de încălzire prin pardoseală sunt realizate din polietilenă reticulată și au diametrul exterior de 17 mm și grosimea peretelui de 2 mm. Reglarea debitelor masice pentru fiecare circuit s-a realizat de la robinetele de pe circuitele distribuitor-colectorului. Acestea au fost setate pentru acoperirea necesarului de căldură corespunzător zonei climatice a Timișoarei ( $t_e = -15\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Oprirea, respectiv pornirea pompei de circulație din interiorul distribuitor-colectorului se face cu ajutorul unui releu comandat de termostatul de interior, situat la o înălțime de circa 1,00 m deasupra pardoselii. Această înălțime este stabilită pentru a oferi un confort adecvat activității persoanelor din birou.

La aceeași înălțime cu termostatul ce comandă funcționarea pompei de circulație din distribuitor-colector este situat și termostatul de ambient ce comandă pornirea sau oprirea pompei de căldură, pentru a asigura o corelare optimă în funcționarea întregului sistem de încălzire.

#### 6.4.2.2 Validarea experimentală a modelării numerice a emisiei termice la pardoseli radiante

**Formularea modelului matematic.** La modelarea schimbului de căldură între pardoseala radiantă și mediul ambiant se utilizează metoda "tubului virtual". Aceasta permite calculul temperaturii într-un punct  $P$ , în jurul unui tub  $T$  de rază  $\rho$ , plasat la o distanță  $b$  de o suprafață  $S$ , menținută la temperatura constantă de  $0\text{ }^\circ\text{C}$  (Fig. 6.34).

Temperatura în punctul  $P$  este dată de relația:

$$t_p = \frac{t_{ag}}{\ln\left(\frac{\rho}{2b}\right)} \ln \frac{r}{r'} \quad (6.14)$$

în care:  $t_{ag}$  este temperatura medie a agentului termic;  $r$  – distanța de la punctul  $P$  la centrul secțiunii transversale a tubului;  $r'$  – distanța de la punctul  $P$  la centrul secțiunii transversale a tubului virtual.

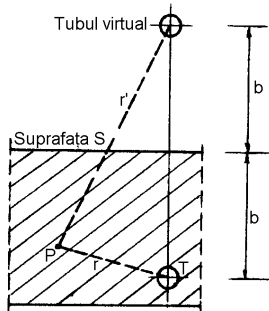


Fig. 6.34 Schema de calcul cu metoda „tubului virtual”

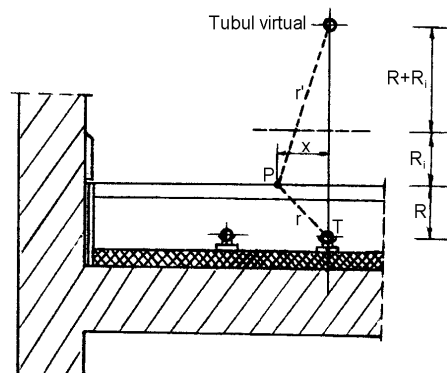


Fig. 6.35 Schema de calcul pentru pardoseala radiantă

Metoda "tubului virtual" a fost adaptată la modelarea emisiei termice a pardoselilor radiante, considerând că distanța  $b$  este echivalentă cu suma rezistențelor termice ale straturilor componente ale pardoselii de deasupra tubului plus rezistența superficială. În acest caz suprafața  $S$ , de temperatură constantă, este reprezentată de mediul ambiant (Fig 6.35).

Formula (6.14), pentru calculul temperaturii în punctul  $P$  situat pe suprafața pardoselii, devine:

$$t_p = t_i + \frac{t_{ag} - t_i}{\ln\left(\frac{\rho}{2b}\right)} \ln \frac{r}{r'} \quad (6.15)$$

unde:

$$r = \sqrt{R^2 + x^2}; \quad r' = \sqrt{(R + 2R_i)^2 + x^2} \quad (6.16)$$

$$R = \sum_{j=1}^N \frac{\delta_j}{\lambda_j}; \quad R_i = \frac{1}{\alpha_i} \quad (6.17)$$

în care:  $t_i$  este temperatura aerului interior;  $R$  – rezistența la permeabilitate termică a straturilor componente ale pardoselii situate deasupra tubului;  $R_i$  – rezistența la transfer termic superficial la nivelul suprafeței interioare;  $\delta_j, \lambda_j$  – grosimea și conductivitatea termică ale stratului  $j$ ;  $\alpha_i$  – coeficientul de transfer termic superficial la nivelul suprafeței pardoselii.

Modelarea permite, deci, pentru diverse structuri ale pardoselii, determinarea temperaturii suprafeței în orice punct al acesteia. De asemenea, se poate calcula temperatura în oricare punct din interiorul pardoselii. Emisia termică este proporțională cu diferența dintre temperatura suprafeței și temperatura aerului interior. Temperatura suprafeței însă nu este uniformă. Ea variază neliniar în raport cu distanța față de verticala secțiunii tubului, conform ecuațiilor (6.14) și (6.15).

Temperatura medie a suprafeței pardoselii este dată de relația:

$$t_{pm} = \frac{1}{s} \int_0^{s/2} \left[ t_i + \frac{t_{ag} - t_i}{\ln \frac{\rho}{2(R + R_i)}} \ln \frac{r}{r'} \right] dx \quad (6.18)$$

Efectuând integrala din relația (6.18) se obține:

$$t_{pm} = \left[ t_i + \frac{t_{ag} - t_i}{\ln \frac{\rho}{2(R + R_i)}} \right] \frac{A - B}{s} \quad (6.19)$$

unde:

$$A = \left[ \frac{s}{2} \ln \left( \frac{s^2}{4} + R \right) \right] - \left[ s - \left( 2R \operatorname{arctg} \frac{s}{2R} \right) \right] \quad (6.20)$$

$$B = \left\{ \frac{s}{2} \ln \left[ \frac{s^2}{4} + (R + R_i)^2 \right] \right\} - \left\{ s - \left[ 2(R + 2R_i) \operatorname{arctg} \frac{s}{2(R + 2R_i)} \right] \right\} \quad (6.21)$$

în care  $s$  este pasul de dispunere a tuburilor pardoselii radiante.

**Schimbul de căldură superficial.** Transferul de căldură prin radiație între pardoseală și pereții încăperii, se calculează pe baza relației:

$$q_r = 5,67 \varepsilon_1 \varepsilon_2 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 + \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (6.22)$$

în care:  $q_r$  este fluxul de căldură transferat prin radiație termică, în  $W/m^2$ ;  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  – coeficientul de emisie/absorbție al pardoselii și respectiv al pereților încăperii;  $T_1$  –

temperatura absolută a suprafeței pardoselii, în K;  $T_2$  – temperatura medie ponderată absolută a pereților încăperii, în K.

Coeficientul de transfer termic prin radiație este dat de relația:

$$\alpha_r = \frac{q_r}{t_1 - t_2} \quad (6.23)$$

*Transferul de căldură prin convecție* se determină cu ajutorul unor criterii exprimate prin numere adimensionale:

$$Nu = \frac{\alpha_c L}{\lambda} = C(Gr \cdot Pr)^n \quad (6.24)$$

$$Gr = \frac{g\beta L^3 \Delta t}{\nu^2} \quad (6.25)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (6.26)$$

în care:  $Nu$ ,  $Gr$ ,  $Pr$  sunt numerele Nusselt, Grashoff și Prandtl;  $\alpha_c$  – coeficientul de convecție la nivelul suprafeței elementului;  $L$  – dimensiunea caracteristică a suprafeței elementului;  $\lambda$  – conductivitatea termică a aerului;  $g$  – accelerația gravitațională;  $C$ ,  $n$  – parametri în funcție de produsul  $Gr \cdot Pr$ ;  $\beta$  – coeficientul de dilatare volumică a aerului;  $\Delta t$  – diferența de temperatură între suprafața pardoselii și aer;  $\nu$  – vâscozitatea cinematică a aerului;  $a$  – difuzivitatea termică a aerului.

*Transferul total de căldură.* Coeficientul total de transfer superficial de căldură  $\alpha$  reprezintă suma coeficienților de transfer termic prin radiație și convecție:

$$\alpha = \alpha_r + \alpha_c \quad (6.27)$$

**Emisia termică la suprafața pardoselii.** Calculul emisiei termice a pardoselii radiante se efectuează ținând seama de temperatura medie ponderată a pereților și de temperatura aerului.

Temperatura resimțită (de confort)  $t_c$  se determină cu relația:

$$t_c = \frac{\alpha_r t_2 + \alpha_c t_i}{\alpha} \quad (6.28)$$

Puterea termică superficială medie pe unitatea de suprafață  $q$  este dată de produsul dintre coeficientul total de transfer termic  $\alpha$  și diferența dintre temperatura medie a suprafeței pardoselii  $t_{pm}$  și temperatura resimțită  $t_c$ :

$$q = \alpha(t_{pm} - t_c) \quad (6.29)$$

Modelul numeric descris permite determinarea temperaturii maxime a agentului termic, pentru orice tip de structură a pardoselii radiante. Depășirea acestei temperaturi conduce la valori ale temperaturii în punctul de intersecție dintre suprafața pardoselii și verticala secțiunii tubului, superioare valorii maxime admise, de 29 °C.

**Exemplu de calcul.** Se consideră pardoseala radiantă a biroului cu dimensiunile 3,40×6,50 m, care are înglobate tuburi din material plastic (polietilenă reticulată) cu diametrul de 17×2 cm, dispuse cu un pas  $s = 20$  cm, prin care circulă agentul termic cu temperatura de 42/36 °C. Deasupra tuburilor se află un strat din beton cu grosimea  $\delta_1 = 5$  cm și altul din lemn cu grosimea  $\delta_2 = 0,8$  cm. Temperatura aerului interior este de 22 °C, iar temperatura medie ponderată a pereților rezultată din măsurătorile prin termografiere este de 24 °C. Coeficienții de emisie/absorbție sunt:  $\varepsilon_1 = 0,935$  și  $\varepsilon_2 = 0,96$ .

Se determină temperatura pardoselii într-un punct situat la mijlocul distanței dintre două tuburi consecutive, în final rezultând temperatura de confort și fluxul termic mediu superficial. Aplicând modelul de calcul dezvoltat anterior s-au obținut rezultatele centralizate în Tabelul 6.13

Tabelul 6.13. Rezultatele calculului numeric

$R$ [m <sup>2</sup> K/W]	$R_i$ [m <sup>2</sup> K/W]	$b$ [m]	$t_p$ [°C]	$t_{pm}$ [°C]	$q_r$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\alpha_r$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha_c$ [W/m <sup>2</sup> K]	$t_c$ [°C]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]
0,065	0,125	0,19	27,78	27,84	36,85	9,59	3,08	23,51	54,86

**Validarea modelului matematic.** Valorile temperaturilor suprafeței între două tuburi consecutive, calculate cu modelul propus, sunt comparate cu valorile măsurate pentru sistemul de încălzire cu pardoseală radiantă ce are stratificația din exemplul de calcul anterior.

Temperaturile măsurate în fiecare punct cu ajutorul aparatului TESTO 350 sunt reprezentate grafic ca medie a trei măsurători. Abaterea maximă între valorile extreme măsurate a fost de 0,18 °C. Rezultatele obținute sunt reprezentate în graficul din Fig. 6.36, de unde se observă o bună concordanță între valorile calculate și cele măsurate.

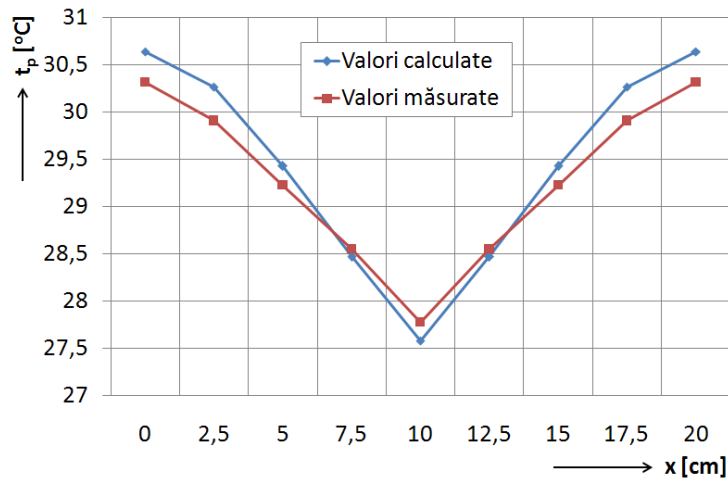


Fig. 6.36 Graficul rezultatelor obținute

### 6.4.3 Descrierea sistemului de încălzire cu radiatoare de joasă temperatură

Sistemul de încălzire ce utilizează radiatoarele de joasă temperatură (50/40 °C) are două radiatoare din oțel tip panou, cu două coloane de apă, fiecare cu o lungime de 1000 mm, o înălțime de 600 mm și o putere termică de 680 W (Fig. 6.37), conectate la un distribuitor-colector și dimensionate pentru acoperirea necesarului de încălzire al biroului de 1,35 kW, calculat conform metodologiei prezentate în paragraful 5.1. Acestea sunt montate pe un stand, la o înălțime față de pardoseală de circa 15 cm pentru a putea asigura circulația optimă a aerului interior ce trebuie încălzit.

Conductele sistemului de încălzire cu radiatoare sunt realizate din polietilenă reticulată și au diametrul exterior de 17 mm și grosimea peretelui de 2 mm. Reglarea debitelor masice pentru fiecare radiator s-a realizat de la robinetele de pe circuitele distribuitor-colectorului. Acestea au fost setate pentru acoperirea necesarului de căldură corespunzător zonei climatice a Timișoarei ( $t_e = -15$  °C).

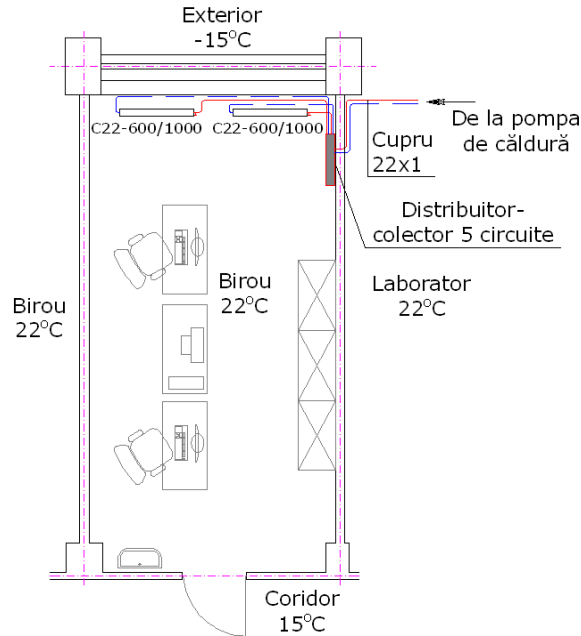


Fig. 6.37 Schema sistemului de încălzire cu radiatoare

Oprirea, respectiv pornirea pompei de circulație din interiorul distribuitor-colectorului se face și la acest sistem cu ajutorul unui releu comandat de termostatul de interior, situat la o înălțime de circa 1,00 m deasupra pardoselii.

La aceeași înălțime cu termostatul ce comandă funcționarea pompei de circulație din distribuitor-colector este situat și termostatul de ambient ce comandă pornirea sau oprirea pompei de căldură.

#### 6.4.4 Comparație între performanța energetică a sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare

În timpul sezonului rece s-au efectuat măsurători pentru aproximativ aceeași temperatură medie a aerului exterior și a sursei de căldură atât cu sistemul de încălzire prin pardoseală radiantă cât și cu sistemul cu radiatoare de joasă temperatură. S-au înregistrat valorile medii ale temperaturilor aerului exterior ( $t_{em}$ ), ale aerului interior ( $t_{im}$ ), ale sursei de căldură ( $t_{sm}$ ) și ale agentului termic pe tur ( $t_{tm}$ ), energia electrică consumată în sistemul de încălzire ( $E_{el}$ ) și energia termică utilizată pentru încălzire ( $E_t$ ). De asemenea, au fost analizate emisiile de CO<sub>2</sub> și numărul de porniri/opriri ale pompei de căldură pentru ambele sisteme de încălzire.

În Fig. 6.38 este prezentată o comparație între temperaturile aerului interior  $t_{iRAD}$  și  $t_{iPD}$  obținute pentru încălzirea cu radiatoare și cea cu pardoseală radiantă. Se observă că datorită inerției termice mici a radiatoarelor este necesar un număr ridicat de porniri/opriri ale pompei de căldură în cazul sistemului de încălzire cu radiatoare, conducând astfel la oscilații mari ale temperaturii aerului interior în comparație cu sistemul de încălzire prin pardoseală, adică la o reducere a confortului interior.

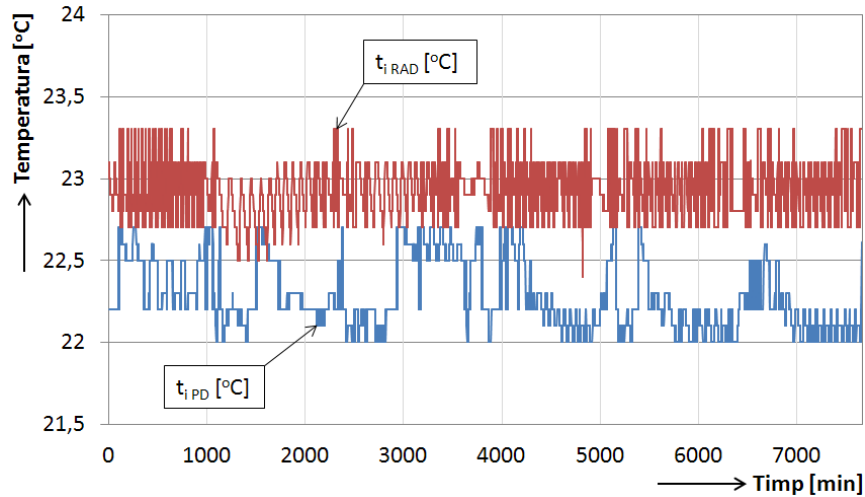


Fig. 6.38 Evoluția temperaturii aerului interior

În Tabelul 6.14 sunt centralizate rezultatele măsurărilor experimentale, observându-se că între cele două sisteme de încălzire sunt diferențe mici în ceea ce privește coeficientul de performanță energetică ( $COP_{sistem}$ ) și emisiile de  $CO_2$ , doar numărul de porniri/opriri în cazul încălzirii cu radiatoare este de aproape trei ori mai mare decât în cazul încălzirii prin pardoseală radiantă, conducând la o uzură mai ridicată a echipamentului pompei de căldură.

Tabelul 6.14. Sintetizarea rezultatelor experimentale

Sistem încălzire	$t_{em}$ [°C]	$t_{im}$ [°C]	$t_{sm}$ [°C]	$t_{tm}$ [°C]	$E_{el}$ [kWh]	$E_t$ [kWh]	$CO_2$ [kg]	Porniri/Opriri	$COP_{sistem}$
Pardoseală radiantă	9,39	22,28	18,77	28,12	5,77	32,78	2,33	48	5,68
Radiatoare	9,03	22,93	17,62	30,62	6,87	37,22	2,77	140	5,42

Se constată un consum energetic mai mare cu 16% în cazul sistemului de încălzire cu radiatoare față de sistemul de încălzire prin pardoseală în aceleași condiții de funcționare.

Consumul de energie poate fi influențat de felul activității ocupanților din clădire și de materialul suprafeței pardoselii. Dacă materialele ce alcătuiesc pardoseala prezintă proprietăți bune pentru transferul de căldură, cum ar fi piatra sau gresia, pardoseala se simte rece chiar și la o temperatură circa 24-25 °C.

În general, ocupanții clădirii doresc să simtă pardoseala caldă la nivelul picioarelor și din acest motiv vor crește temperatura la un nivel care să le ofere confortul dorit, câteodată chiar și vara. Astfel, pentru materialele de finisaj cum este piatra sau gresia, temperatura agentului termic trebuie să fie mai mare de 27 °C, conducând la o creștere a consumului de energie. Într-o clădire bine izolată, alegerea materialului suprafeței pardoselii este foarte importantă dacă se ține seama de căldura simțită la nivelul pardoselii. De exemplu, un parchet din stejar la temperatura de 21 °C și o pardoseală din gresie la temperatura de 26 °C dă aceeași senzație de căldură pentru picioare.



## 6.4.5 Evaluarea confortului termic

### 6.4.5.1 Considerații generale

O parte importantă a consumului energetic în clădiri este necesar pentru asigurarea parametrilor microclimatului interior. De aceea este deosebit de importantă realizarea unor elemente structurale, echipamente de instalații și regimuri de funcționare care să permită atât obținerea parametrilor corespunzători de confort, cât și economisirea energiei.

Apariția senzației subiective de confort termic este determinată hotărâtor de următorii parametri [69]: temperatura aerului interior ( $t_i$ ); temperatura medie de radiație ( $t_{mr}$ ) a suprafețelor delimitatoare; umiditatea relativă a aerului interior ( $\phi_i$ ); presiunea parțială a vaporilor de apă în aer ( $p_a$ ); viteza aerului interior ( $v_i$ ); rezistența termică a îmbrăcăminții ( $R_h$  sau  $R_{cl}$ ) și influența acestora asupra evaporării; producția de căldură a corpului uman și termoreglarea.

Primii patru sunt parametri fizici, iar ceilalți doi sunt legați de capacitatea de acomodare a corpului uman în vederea menținerii echilibrului termic. Factorii de bază care influențează echilibrul termic al corpului uman sunt:

- căldura produsă de corp, care depinde în primul rând de nivelul activității depuse, dar este influențată și de vârstă, sex etc.
- căldura cedată de corp, care depinde de îmbrăcămintă, dar și de ceilalți parametri enumerați anterior.

Senzația de confort termic este acea stare conștientă care exprimă satisfacție (mulțumire) față de ambientul termic existent. În vederea evaluării senzației de confort termic se utilizează scara subiectivă de confort ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) cu șapte nivele [2]: +3 (foarte cald); +2 (cald); +1 (ușor cald); 0 (neutru); -1 (răcoare); -2 (rece); -3 (frig).

Evaluarea nivelului de confort printr-un indicator global sau o formulă generală care să cuprindă, într-o formă accesibilă, influența tuturor factorilor de confort nu s-a obținut până în prezent. Ca urmare, aprecierea confortului se face fie prin măsurarea directă a fiecărui parametru de microclimat, fie prin intermediul unor mărimi complexe (indici de confort), care cuprind influența combinată a unora din factorii de mediu implicați.

Fanger [29] grupează indicii de confort stabiliți până în prezent, în ordinea evoluțiilor lor, după cum urmează: – indici de evaluare a stresului termic în condiții extreme de mediu; – indici care includ efectul mai multor parametri ai mediului; – indicii PMV (opțiunea medie previzibilă de confort termic) și PPD (procentajul previzibil de insatisfacție termică).

Senzațiile termice ale corpului uman se referă, în principal, la starea termică a corpului în ansamblu. Această stare este influențată de activitatea fizică și îmbrăcămintea sa, precum și de parametrii mediului ambiant: temperatura aerului, temperatura medie de radiație, viteza aerului și presiunea parțială a vaporilor de apă.

Cea de a treia categorie a indicilor de confort este constituită din indici prin care se poate prevedea senzația termic resimțită de un subiect, pentru orice combinație între cei patru parametri microclimatici ( $t_i$ ,  $t_{mr}$ ,  $\phi_i$ ,  $v_i$ ) și orice nivel de activitate și îmbrăcămintă.

Senzația termică previzibilă a corpului în ansamblu se evaluează prin indicele PMV numai pentru valori cuprinse între +2 și -2. Gradul de disconfort (insatisfacție termică) se evaluează prin indicele PPD.

Pentru evaluarea confortului termic general într-o încăpere se recomandă modelul PMV – PPD sau temperatura operativă, iar verificarea se poate face pentru parametrii confortului termic local: diferența de temperatură pe verticală, temperatura suprafețelor considerate și radiația asimetrică, ce apare în cazul în care temperatura elementelor de construcție este cu mult diferită de temperatura medie de radiație.

Pentru calculul confortului termic într-o încăpere se dezvoltă un model matematic pe baza indicilor PMV-PPD [28] în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730 [26].

#### 6.4.5.2 Modelul matematic

Ținând seama de modelul interacțiunii termice între corpul uman și mediu se poate scrie ecuația binecunoscută de bilanț termic:

$$M - W = Q_i = (C + R + E_p) + (C_{res} + E_{res}) \quad (6.30)$$

în care:  $M$  este energia metabolică produsă de corpul uman în unitatea de timp, putând varia de la  $45 \text{ W/m}^2$  de suprafață a corpului pentru un om odihnit, până la  $500 \text{ W/m}^2$  la un om alergând;  $W$  – fluxul de energie consumat pentru efectuarea unui lucru mecanic de către om (egal cu zero pentru majoritatea activităților);  $Q_i$  – fluxul de energie internă;  $C, R$  – fluxurile de căldură sensibilă cedate de corpul uman prin convecție și respectiv radiație;  $E_p$  – fluxul de căldură latentă cedată prin difuzia vaporilor de apă și evaporarea transpirației de la suprafața pielii;  $C_{res}$  – fluxul de căldură sensibilă pierdută prin respirație;  $E_{res}$  – fluxul de căldură latentă pierdută prin respirație.

• *Căldura sensibilă* transferată prin îmbrăcăminte de la nivelul pielii corpului uman spre mediul înconjurător prin convecție este dată de relația (6.31), iar căldura sensibilă cedată de corpul uman prin radiație se exprimă cu ajutorul relației Stefan-Boltzmann (6.32):

$$C = f_{cl} \alpha_c (t_h - t_i) \quad (6.31)$$

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] \quad (6.32)$$

unde:

$$f_{cl} = \frac{A_h}{A_D} \quad (6.33)$$

$$A_D = 0,202 m^{0,425} h^{0,725} \quad (6.34)$$

în care:  $t_i$  este temperatura aerului interior;  $t_h$  – temperatura la suprafața exterioară a îmbrăcămînții;  $t_{mr}$  – temperatura medie de radiație;  $\alpha_c$  – coeficientul de convecție de la suprafața îmbrăcămînții la mediul ambiant;  $A_h$  – aria suprafeței corpului uman îmbrăcat;  $A_D$  – aria suprafeței corpului uman rămas neacoperit [22];  $m$  – masa corpului uman;  $h$  – înălțimea corpului uman.

Căldură sensibilă ( $C+R$ ) este transmisă prin conducție de la nivelul pielii la suprafața exterioară a îmbrăcămînții persoanei considerate:

$$C + R = Q_s = \frac{t_p - t_h}{R_h} \quad (6.35)$$

unde:

$$R_h = 0,155 R_{cl} \quad (6.36)$$

în care:  $Q_s$  este căldura sensibilă transferată prin conducție de la nivelul pielii la suprafața exterioară a îmbrăcăminții;  $R_h$  – rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții, în  $(m^2 \cdot K)/W$ ;  $R_{cl}$  – rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții, în clo;  $t_p$  – temperatura pielii corpului uman, dată de relația:

$$t_p = 35,7 - 0,032(M - W) \quad (6.37)$$

• Căldura latentă pierdută prin evaporare poate fi calculată cu relația:

$$E_{ev} = E_d + E_{tr} \quad (6.38)$$

unde:

$$E_d = 0,35(1,92t_p - 25,3 - p_a) \quad (6.39)$$

$$E_{tr} = 0,42(M - W - 58) \quad (6.40)$$

în care:  $E_d$  este fluxul de căldură pierdut prin difuzia vaporilor de apă prin piele;  $E_{tr}$  – fluxul de căldură pierdut prin evaporarea transpirației de pe suprafața pielii;  $p_a$  – presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul interior.

• Căldura transmisă prin respirație se exprimă, de asemenea, prin pierderile de căldură sensibilă  $C_{res}$  și latentă  $E_{res}$ . Valoarea fluxului de căldură pierdut prin respirație se poate determina cu relația:

$$C_{res} + E_{res} = 0,0014M(34 - t_i) + 1,73 \cdot 10^{-5}M(5870 - p_s) \quad (6.41)$$

în care  $p_s$  este presiunea la saturație a vaporilor de apă din aerul interior la temperatura punctului de rouă al acestuia.

Randamentul mecanic al corpului uman se definește prin relația:

$$\eta = \frac{W}{M} \quad (6.42)$$

Condiția de echilibru termic a corpului uman (6.30) se pune sub forma:

$$Q_{ac} = M - W - E_{ev} - (C_{res} + E_{res}) - (C + R) \quad (6.43)$$

în care  $Q_{ac}$  este căldura acumulată în corpul uman.

Dacă  $Q_{ac} = 0$ , confortul termic resimțit de om este plăcut (corespunzător). Atunci când  $Q_{ac} > 0$ , temperatura corpului crește și persoana va avea senzație de cald, iar dacă  $Q_{ac} < 0$ , temperatura corpului scade și persoana va avea senzație de rece.

Scriind ecuația de echilibru termic (6.43), pentru  $Q_{ac} = 0$ , sub forma:

$$M - W - E_{ev} - (C_{res} + E_{res}) = Q_s = C + R \quad (6.44)$$

și explicitând termenii din componența acesteia cu ajutorul relațiilor (6.31), (6.32), (6.35), (6.38) și (6.41), se obține ecuația de confort termic:

$$\begin{aligned} M(1 - \eta) - 0,35[43 - 0,061M(1 - \eta) - p_a] - 0,42[M(1 - \eta) - 58] - \\ - 0,0014M(34 - t_i) - 0,0023M(44 - p_a) = \frac{35,7 - 0,032M(1 - \eta) - t_h}{0,155R_{cl}} = \\ = f_{cl}\alpha_c(t_h - t_i) + 3,96 \cdot 10^{-8}f_{cl}[(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] \end{aligned} \quad (6.45)$$

în care:  $Q_s$  este căldura transferată prin conducție de la nivelul pielii la suprafața exterioară a îmbrăcăminții;  $p_a$  – presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul interior;  $t_h$  – temperatura la suprafața exterioară a îmbrăcăminții;  $f_{cl}$  – raportul între suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului rămas neacoperit;  $\alpha_c$  – coeficientul de schimb termic convectiv.

Considerând constanți unii parametri din ecuația (6.45), în urma rezolvării acesteia și a reprezentării grafice a soluțiilor se obțin diagramele de confort.

Substituind ecuația confortului termic (6.45) în expresia indicelui PMV stabilit de Fanger [29], se obține valoarea previzibilă a confortului termic, pentru un anumit punct al încăperii:

$$PMV = 0,352 \exp(-0,042M) + 0,032\{M(1-\eta) - 0,35[43 - 0,061M(1-\eta) - p_a] - 0,42[M(1-\eta) - 58] - 0,0023M(44 - p_a) - 0,0014M(34 - t_i) - f_{cl}\alpha_c(t_h - t_i) - 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl}[(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4]\} \quad (6.45)$$

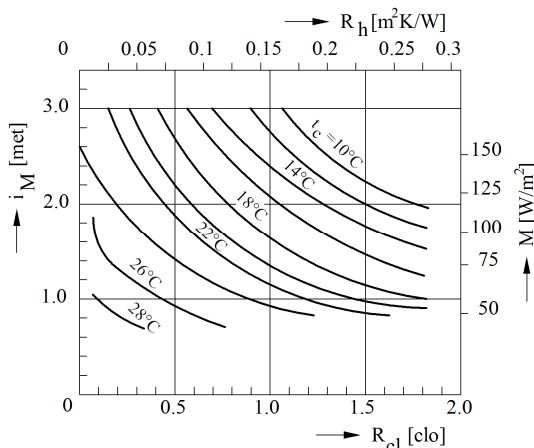


Fig. 6.39 Temperatura optimă resimțită în funcție de îmbrăcăminte și activitate

Indicele PMV are valoarea optimă egală cu zero, dar conform prescripțiilor EN ISO 7730 [26] se consideră că domeniul de confort termic corespunde valorilor cuprinse între -0,5 și +0,5. În diagrama din Fig. 6.39, valabilă pentru  $\phi_i = 50\%$ , se prezintă valorile temperaturii optime resimțite (de confort)  $t_c$  (corespunzătoare indicelui  $PMV=0$ ), în corelație cu rezistența termică a îmbrăcăminții ( $R_{cl}$  sau  $R_h$ ), intensitatea muncii  $i_M$  și energia metabolică  $M$ .

Procentajul previzibil de insatisfacție PPD este în funcție de mărimea PMV și se determină cu relația [28]:

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0,0335PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (6.46)$$

În Fig. 6.40 este reprezentată grafic relația (6.46) dintre indicii PPD și PMV, de unde se observă că valoarea optimă pentru PPD este de 5%.

Variația indicelui PPD în funcție de diferența dintre temperatura  $t_j$  a unor elemente de construcție și temperatura medie de radiație  $t_{mr}$  este dată în diagrama din Fig 6.41.

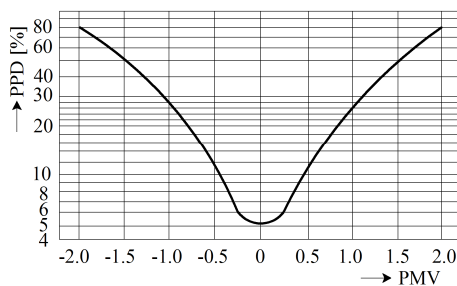


Fig. 6.40 Variația indicelui PPD în funcție de PMV

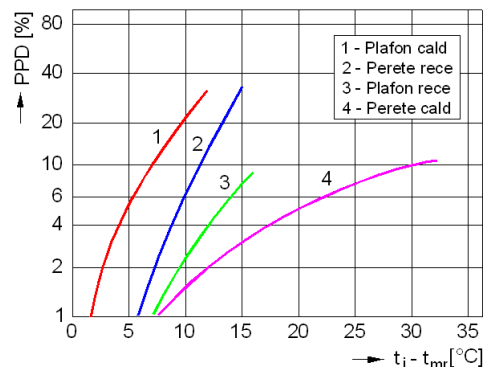


Fig. 6.41 Variația indicelui PPD în funcție de asimetria temperaturii la suprafața elementelor de construcție

Fig. 6.41 arată că ocupanții sunt mai sensibili la asimetria cauzată de o suprafață caldă deasupra capului decât de o suprafață verticală rece. Aceste date sunt deosebit de importante atunci când se utilizează panouri radiante pentru a asigura confortul în spații cu suprafețe mari reci sau ferestre reci.

### 6.4.5.3 Aplicarea modelului PMV-PPD

Se consideră încăperea biroului reprezentată în figura 6.32, cu dimensiunile geometrice de 6,70×3,30×3,45 m și se efectuează analiza comparativă a indicilor PMV și PPD în mai multe puncte situate pe o linie dreaptă (întreruptă), la diferite distanțe de fereastră, pentru cele două sisteme de încălzire (pardoseală radiantă, radiatoare) în funcție de intensitatea muncii ( $i_M$ ) și rezistența termică a îmbrăcăminții ( $R_{cl}$ ), cunoscând următoarele date:

- rezistența la transfer termic pentru: pereți exteriori (1,18 m<sup>2</sup>K/W), planșee (0,34 m<sup>2</sup>K/W), uși și ferestre (0,65 m<sup>2</sup>K/W);
- suprafața vitrată de 8,2 m<sup>2</sup>;
- temperatura aerului interior de 22 °C;
- umiditatea relativă a aerului interior de 50%;
- puterea termică a radiatoarelor de 1360 W;
- temperatura pardoselii de 20 °C la încălzirea cu radiatoare și de 27,84 °C la încălzirea prin radiație.

Utilizând programul THERMAL COMFORT [4], pentru următoarele perechi de valori  $i_M-R_{cl}$ : 3,4 met – 0,67 clo, 1 met – 0,90 clo, 1,1 met – 0,29 clo, s-au obținut rezultatele sintetizate în Tabelul 6.15.

Tabelul 6.15 Rezultatele furnizate de programul Thermal Comfort

Tip incalzire	Distanța de fereastră [m]	3,4 met – 0,67 clo			1 met – 0,90 clo			1,1 met – 0,29 clo		
		$t_{mr}$ [°C]	PMV	PPD [%]	$t_{mr}$ [°C]	PMV	PPD [%]	$t_{mr}$ [°C]	PMV	PPD [%]
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pardoseală radiantă	1,0	22,70	2,13	82	22,70	-0,43	9	22,27	-1,72	63
	1,5	22,70	2,13	82	22,80	-0,41	9	22,80	-1,70	62
	2,0	22,70	2,13	82	22,80	-0,41	9	22,80	-1,70	62
	2,5	22,80	2,13	82	22,80	-0,41	9	22,80	-1,70	62
	3,0	22,80	2,13	82	22,80	-0,41	9	22,80	-1,70	62
	3,5	22,70	2,13	82	22,70	-0,43	9	22,70	-1,72	63
	4,0	22,70	2,13	82	22,70	-0,43	9	22,70	-1,72	63
	4,5	22,60	2,12	82	22,60	-0,44	9	22,60	-1,73	64
5,0	22,50	2,11	82	22,50	-0,45	9	22,50	-1,75	65	
Radiatoare	1,0	20,00	1,95	74	20,00	-0,78	18	20,00	-2,18	84
	1,5	19,90	1,94	74	19,90	-0,80	18	19,90	-2,20	85
	2,0	19,90	1,94	74	19,90	-0,80	18	19,90	-2,20	85
	2,5	19,80	1,94	74	19,90	-0,80	18	19,80	-2,21	85
	3,0	19,80	1,94	74	19,80	-0,81	19	19,80	-2,21	85
	3,5	19,80	1,94	74	19,80	-0,81	19	19,80	-2,21	85
	4,0	19,80	1,94	74	19,80	-0,81	19	19,80	-2,21	85
	4,5	19,70	1,93	73	19,70	-0,82	19	19,70	-2,23	86
5,0	19,70	1,93	73	19,70	-0,82	19	19,70	-2,23	86	

Se observă că indicele PMV are valori apropiate de 0 doar pentru perechea de valori 1 met – 0,9 clo. Pentru orice altă pereche de valori  $i_M-R_{cl}$  procentul probabilităților nemulțumiți cu confortul termic va fi mai mare de 5%. De asemenea, se constată că

indicele PMV are valori mai mici cu 45...49% în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă față de sistemul de încălzire cu radiatoare, deci primul sistem conduce la un confort termic sporit.

Rezultatele studiului comparativ al celor două sisteme de încălzire sunt sintetizate în Tabelul 6.16.

Tabelul 6.16. Studiul comparativ al sistemelor de încălzire

Nr. crt.	Sistemul de încălzire	Avantaje	Dezavantaje
0	1	2	3
1	Încălzirea prin pardoseală radiantă	<ul style="list-style-type: none"> <li>– gradient de temperatură redus (0,2...0,3 °C);</li> <li>– repartiție uniformă a temperaturii pe suprafețele delimitatoare;</li> <li>– lipsa curenților convectivi;</li> <li>– realizarea unei temperaturi uniforme în zona de lucru;</li> <li>– consumuri energetice reduse.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– inerție termică mare;</li> <li>– posibilități de reglare reduse</li> <li>– costuri de investiție ridicate</li> </ul>
2	Încălzire cu radiatoare amplasate sub fereastră	<ul style="list-style-type: none"> <li>– permit o bună reglare centrală și locală;</li> <li>– asigură <math>t_i</math> conform prevederilor;</li> <li>– asigură gradientul de temperatură pe verticală și orizontală în limitele impuse, în cazul ferestrelor cu etanșare bună;</li> <li>– temperatura pereților se situează în limite acceptabile;</li> <li>– asimetria de radiație nu se resimte neconfortabil;</li> <li>– distribuția vitezelor este relativ uniformă;</li> <li>– consumuri energetice medii.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– inerție termică mare;</li> <li>– costuri de investiție ridicate;</li> <li>– asimetria de radiație, în dreptul ferestrelor cu permeabilitate mare, este inconfortabilă.</li> </ul>

## CAP. 7 SIMULĂRI NUMERICE UTILIZÂND SOFTWARE SPECIALIZAT

### 7.1 Simularea capacității termofizice a solului folosind programul EED

#### 7.1.1 Testul de răspuns termic al solului

Determinarea incorectă a puterii termice de vaporizare (răcire) necesare funcționării pompei de caldură conduce la efecte defavorabile pentru aceste sisteme de producere a energiei termice: subdimensionarea sistemului de captare necesar vaporizării agentului determină diminuarea puterii termice nominale a pompei de caldură; supradimensionarea sistemului de captare determină investiții suplimentare care pun sub semnul întrebării oportunitatea utilizării unor astfel de sisteme [34].

Pentru o captare dată a căldurii din aer, apă sau sol (prin colectoare orizontale) parametrii care determină puterea termică de vaporizare a pompei de caldură sunt ușor de măsurat, iar asigurarea puterii termice de vaporizare este relativ ușor de rezolvat. În cazul pompelor de caldură care folosesc ca sursă pentru vaporizare căldura din sol prin sonde verticale, determinarea parametrilor pentru calculul puterii termice de vaporizare, ce trebuie asigurată din sol, este mult mai laborioasă.

Faptul că pompele de caldură cu captare în sol sunt cele mai răspândite (datorită fiabilității și eficienței lor) a determinat specialiștii în domeniu să găsească metodele cele mai eficiente și precise de a determina parametrii care conduc la calculul cât mai exact al puterii termice de vaporizare asigurate din sol, respectiv a lungimii sondelor de sol [35].

De aceea este foarte important să se cunoască rezistența termică a unei sonde verticale pentru stabilirea numărului de sonde ce trebuie realizate, în funcție de energia ce trebuie cedată pompei de caldură. Dacă pentru pompele de caldură cu puteri termice de încălzire/răcire mici (< 30 kW) nu este greșit să se folosească valori estimate ale rezistenței termice a sondei de sol, ținând seama de caracteristicile acesteia, precum și valori ale conductivității termice a solului din tabele existente în literatura de specialitate, acest lucru nu e posibil pentru pompe de caldură cu puteri termice de încălzire/răcire mai mari de 30 kW. De aceea se impune evaluarea parametrilor de dimensionare, cum sunt conductivitatea termică a solului și rezistența termică a sondei (puțului de foraj). În acest scop este necesară efectuarea unui test de răspuns termic al solului, folosind un puț forat de probă în care se introduce o sondă de sol simplă.

**Principiile fizice ce stau la baza testului.** Determinarea câmpului termic din jurul sondei de sol se efectuează utilizând ecuația sursei de caldură liniare infinite, cu intensitate constantă (3.1), care se poate scrie astfel:

$$\Delta T(r_p, \tau) = T_p - T_s = \frac{q_E}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \int_{\frac{r^2}{4 \cdot a \cdot \tau}}^{\infty} \frac{e^{-\beta}}{\beta} d\beta = \frac{q_E}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot E\left(\frac{r^2}{4 \cdot a \cdot \tau}\right) \quad (7.1)$$

în care:  $\Delta T(r_p, \tau)$  este diferența de temperatură în jurul sondei, în funcție de raza puțului forat  $r_p$  și de timpul  $\tau$ ;  $T_p$  – temperatura medie a peretelui puțului forat, în K;  $T_s$  – temperatura neafectată a solului, în K;  $q_E$  – puterea specifică de extracție/injecție, în W/m;  $\lambda$  – conductivitatea termică a solului, în W/(m·K);  $r$  – raza curentă, în m;  $a = \lambda / \rho c$  – difuzivitatea termică a solului, în m<sup>2</sup>/s;  $\rho$  – densitatea solului, în kg/m<sup>3</sup>;  $c$  – căldura specifică a solului, în J/(kgK);  $\tau$  – durata testului, în s.

Integrala exponențială E, pentru valori ridicate ale parametrului ( $a\tau/r^2$ ), poate fi aproximată cu următoarea expresie:

$$E\left(\frac{r^2}{4 \cdot a \cdot \tau}\right) = \ln \frac{4 \cdot a \cdot \tau}{r^2} - \gamma \quad (7.2)$$

cu care ecuația (7.1), pentru  $\tau > 5r_p^2 / a$ , devine:

$$\Delta T(r_p, \tau) = q_E R_s = \frac{q_E}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \left( \ln \frac{4 \cdot a \cdot \tau}{r_p^2} - \gamma \right) \quad (7.3)$$

unde:  $R_s$  este rezistența termică a solului din jurul sondei, în K/(W·m);  $\gamma$  – constanta lui Euler, având valoarea 0,5772.

Diferența de temperatură din puțul forat, adică între temperatura medie a fluidului din tuburi  $T_f = (T_i + T_e)/2$  și temperatura peretelui puțului forat  $T_p$ , este dată de relația:

$$T_f - T_p = R_p q_E \quad (7.4)$$

în care  $R_p$  este rezistența termică a peretelui puțului forat, în K/(W·m).

Transformând ecuația (7.3) a câmpului termic, prin introducerea și a rezistenței termice a puțului forat  $R_p$ , se obține ecuația variației de temperatură dintre fluidul de lucru și sol (Fig. 7.1):

$$\Delta T(r_p, \tau) = q_E \cdot (R_p + R_s) = q_E \left[ R_p + \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \left( \ln \frac{4 \cdot a \cdot \tau}{r_p^2} - \gamma \right) \right] \quad (7.5)$$

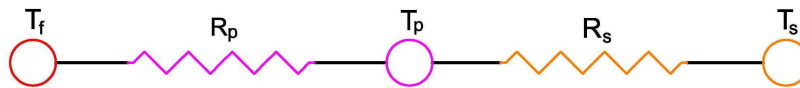


Fig. 7.1 Analogia electrică a modelului de schimb de căldură între sondă și sol.

Pentru a obține cele mai mici diferențe de temperatură în puțul forat este necesar ca rezistența termică a acestuia să fie cât mai mică. Acest lucru se poate obține prin creșterea conductivității termice a solului utilizând materiale de umplere adecvate și/sau prin mărirea distanței dintre tuburile sondei verticale.

**Echipamentul pentru efectuarea testului.** În principiu, echipamentul este format dintr-un circuit prevăzut cu o pompă de circulație și o rezistență electrică de încălzire cu puterea cunoscută, inseriată pe acest circuit. De asemenea, echipamentul trebuie să fie conectat la o sursă de energie electrică (rețea sau grup electrogen propriu). Turul și returul echipamentului sunt conectate la sondă (Fig. 7.2). În circuit se folosește apă sau apă glicolată. Acest circuit este prevăzut cu un sistem de măsurare permanentă (în timp) a celor două temperaturi, de intrare  $T_i$  și de ieșire  $T_e$  din sondă [24].



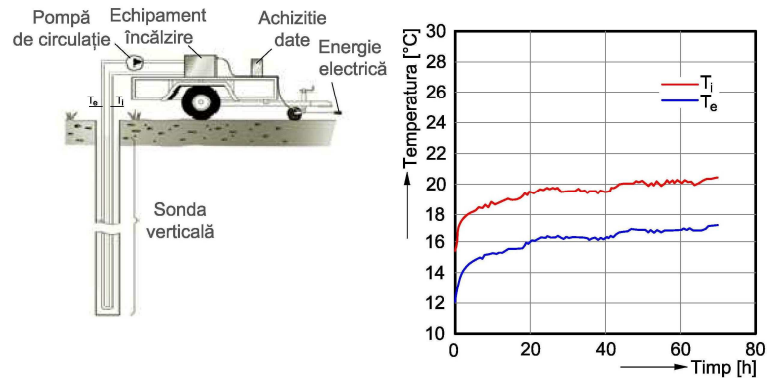


Fig. 7.2 Schema echipamentului de realizare a testului de răspuns termic și graficul realizat în urma înregistrărilor

Pentru determinarea temperaturii neafectată a solului se lasă să circule apa rece prin sistem cca. 20-30 minute, după care se măsoară cele două temperaturi, iar media aritmetică a acestora corespunde temperaturii căutate. În continuare se pompează în sondă apă sau apă glicolată încălzită, cu un consum constant de energie termică pe durata testului de cca. 3 zile (72 ore), măsurându-se temperaturile  $T_i$  și  $T_e$ .

Teste de răspuns termic a solului cu acest tip de echipament au fost realizate în Suedia, Norvegia, Germania, Elveția, Canada și SUA. Primul test de răspuns termic realizat în România a fost efectuat de către Compania GEOTERM PDC din București [59], în luna iulie 2009. În Fig. 7.3 se prezintă echipamentul de testare utilizat.



Fig. 7.3 Echipamentul de testare GEOTERM PDC

**Analiza datelor și evaluarea finală.** La injectarea/extracția unei cantități de căldură în/din sol se instaurează un regim termic tranzitoriu exprimat, prin dezvoltarea ecuației (7.3), sub forma:

$$T_f = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L} \ln(\tau) + \left[ \frac{Q}{L} \left( \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \left( \ln \frac{4 \cdot a}{r_p^2} - \gamma \right) + R_p \right) + T_s \right] \quad (7.6)$$

în care:  $Q$  este puterea termică totală schimbată între sondă și sol, în W;  $L$  – lungimea sondei verticale, în m.

Ecuția (7.6) poate fi simplificată, scriind-o sub forma liniară:

$$T_f = \alpha \cdot \ln(\tau) + n \quad (7.7)$$

unde:

$$\alpha = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L} \quad (7.8)$$

$$n = \frac{Q}{L} \left( \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \left( \ln \frac{4 \cdot a}{r_p^2} - \gamma \right) + R_p \right) + T_s \quad (7.9)$$

Conductivitatea termică  $\lambda$  a solului în care este executat puțul forat se obține din relația (7.8) în funcție de coeficientul unghiular  $\alpha$  al dreptei de variație a temperaturii fluidului de lucru cu logaritmul timpului  $\tau$  (Fig. 7.4):

$$\lambda = \frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot \alpha \cdot L} \quad (7.10)$$

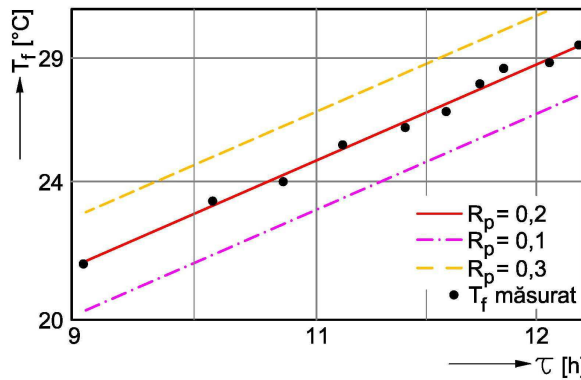


Fig. 7.4 Determinarea rezistenței termice a puțului forat

Înclinația  $\alpha$  a dreptei de interpolare a măsurătorilor este independentă de rezistența termică  $R_p$  a puțului forat și, deci, permite determinarea rezistenței reale a puțului utilizând conductivitatea  $\lambda$  estimată. Fig. 7.5 indică variația temperaturii medii a fluidului  $T_f$  în funcție de timpul  $\tau$  parcurs de la începutul testului.

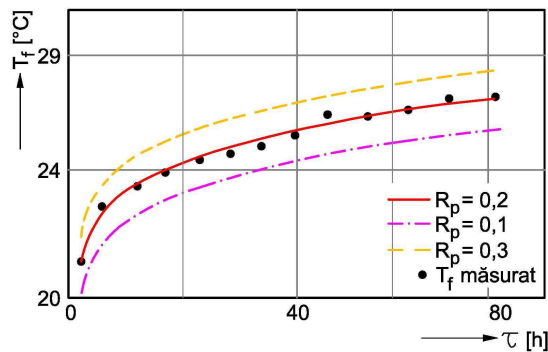


Fig. 7.5 Variația temperaturii fluidului în timp

Înlocuind conductivitatea termică a solului, obținută din relația (7.10), în ecuația (7.3) rezultă rezistența termică echivalentă a puțului forat:

$$R_p = \frac{1}{q_E} (T_f - T_p) = \frac{1}{q_E} (T_f - T_s) - \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda} \left( \ln(\tau) + \ln \frac{4a}{r_p^2} - \gamma \right) \quad (7.11)$$

Relația (7.11) nu permite o evaluare exactă a rezistenței termice echivalente a puțului, aceasta fiind influențată de durata testului prin termenul  $\ln(\tau)$ .

De asemenea, în relația (7.7) intervine și difuzivitatea termică  $a$ , ca raport între conductivitatea termică  $\lambda$  și capacitatea termică volumetrică  $C$ . În timp ce conductivitatea termică  $\lambda$  se determină cu ecuația (7.8), capacitatea termică volumetrică  $C$ , în  $J/(m^3 \cdot K)$ , se poate doar aproxima cu relația:

$$C = \rho c = e^{\left[ \ln \frac{4 \cdot \tau \cdot \lambda}{r_p^2} - \gamma - \frac{4 \cdot \pi \cdot \lambda}{q_E} (T_f - T_s - q_E R_p) \right]} \quad (7.12)$$

în care  $\rho$ ,  $c$  sunt densitatea și căldura specifică a solului, iar rezistența termică  $R_p$  se consideră egală cu  $0,1 \text{ K}/(\text{W} \cdot \text{m})$ , pentru un puț forat standard.

Perioada minimă de testare  $\tau_{\min}$  este dată de relația:

$$\tau_{\min} = \frac{5r_p^2}{a} \quad (7.13)$$

Metoda grafică descrisă în cadrul modelului analitic simplificat al sursei liniare de căldură permite determinarea conductivității termice a solului cu o precizie de  $0,05 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  și a rezistenței termice a puțului forat cu o precizie de  $0,005 \text{ K}/(\text{W} \cdot \text{m})$ . Așa cum s-a arătat în cap. 3, există și alte modele mai complexe pentru determinarea rezistenței termice a puțului forat cum este modelul analitic al sursei cilindrice sau unele modele de calcul numeric.

### 7.1.2 Analiza temperaturii neafectate a solului

Unul din parametrii principali utilizați în simularea cu programul EED este temperatura neafectată a solului. Aceasta se obține conform recomandărilor de testare ASHRAE, recirculând apa prin sonda din sol timp de circa 20-30 minute fără aportul unei surse de energie. În Fig. 7.6 este ilustrată evoluția în timp a temperaturii neafectate a solului  $T_s$  pentru un test de 30 minute, de unde se observă că după circa 20 minute temperatura apei din schimbătorul de căldură vertical se stabilizează.

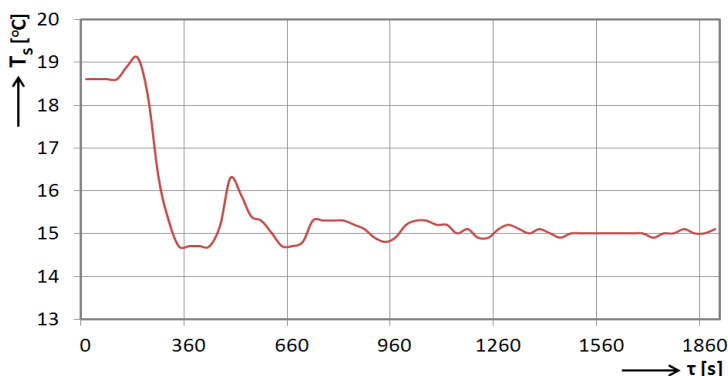


Fig. 7.6 Evoluția temperaturii solului pe parcursul a 30 minute de măsurători

Un timp mai îndelungat de recirculare a apei prin schimbătorul de căldură conduce la obținerea unei temperaturi mai ridicate a acesteia datorită transferului de căldură de la pompa de recirculare. În Fig. 7.7 este reprezentat rezultatul testului efectuat pe o durată de aproximativ 120 minute, observându-se că după 1 oră temperatura apei recirculate începe să crească, conducând astfel la o interpretare greșită a valorii temperaturii neafectate a solului.

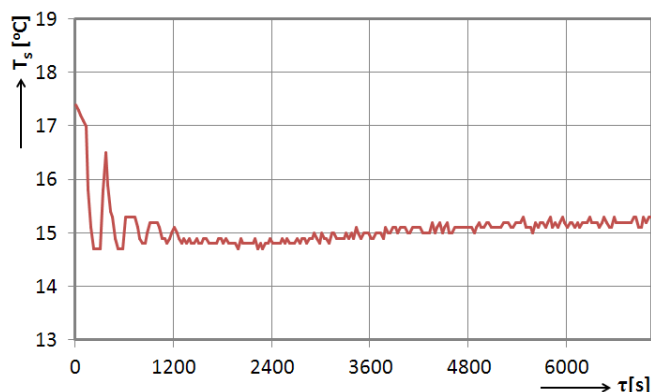


Fig. 7.7 Evoluția temperaturii solului pe parcursul a 120 minute de măsurători

### 7.1.3 Descrierea programului EED

Programul Earth Energy Designer (EED) este utilizat pentru proiectarea schimbătoarelor de căldură verticale cuplate la sol și determinarea evoluției temperaturii sursei de căldură pe o perioadă mai îndelungată, oferind în acest fel o estimare precisă a performanței pompei de căldură geotermice în timp. De asemenea, programul permite simularea mai multor tipuri de configurații de schimbătoare de căldură, pornind de la dimensionarea unui singur schimbător de căldură și ajungând la un număr maxim de circa 1200 schimbătoare verticale.

Modul de funcționare al programului EED se bazează pe utilizarea unui model de simulare numerică cu ajutorul căruia se obțin rezultate analitice a transferului de căldură pentru diferite modele și forme geometrice ale schimbătoare de căldură exprimate cu ajutorul funcției  $f$ . Această funcție depinde de distanța dintre puțurile forate, de adâncimea acestora, iar în cazul forajelor înclinate va exista o dependență față de unghiul de înclinare. Valorile funcției  $f$  obținute din simulările numerice sunt stocate într-un fișier de bază de date.

Pentru estimările pe o perioadă lungă a temperaturilor sursei de căldură se iau în considerare sarcinile termice lunare pentru încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum. Bazele de date ale programului oferă principalele caracteristici ale solului (conductivitate termică și căldură specifică) și proprietăți ale materialelor conductei și ale agentului termic utilizat în schimbătorul de căldură.

Calculul rezistenței termice a puțului forat este realizat luând în considerare geometria forajului, materialul de umplutură, materialul și geometria schimbătorului de căldură. Pentru alegerea modelului schimbătorului de căldură, baza de date a programului pune la dispoziția utilizatorului peste 800 de configurații posibile.

Rezultatele obținute în urma simulării se centralizează în tabele și/sau grafice.

### 7.1.4 Aplicarea programului de simulare EED

#### 7.1.4.1 Datele de intrare

Datele de intrare ale programului EED sunt următoarele:

##### Solul:

- Conductivitatea termică: 1,90 W/(m·K)
- Capacitatea termică: 2,40 MJ/(m<sup>3</sup>K)
- Temperatura medie anuală a suprafeței solului: 10,60 °C
- Fluxul de căldură geotermal: 0,07 W/m<sup>2</sup>.

##### Puțul forat:

- Numărul puțurilor forate: 1
- Configurația: 0 ("1 : single")
- Lungimea forajului: 80,00 m
- Instalarea forajului: Single-U
- Diametrul forajului : 110 mm
- Diametrul tubului-U: 32 mm
- Grosimea peretelui tubului-U: 3 mm
- Conductivitatea termică a tubului-U: 0,42 W/(m·K)
- Distanța dintre axele tuburilor: 60 [mm]
- Conductivitatea termică a umpluturii: 0,60 [W/(m·K)]
- Rezistența de contact tub-umplutură: 0,00 [(m·K)/W].

##### Fluidul de lucru:

- Conductivitatea termică: 0,480 W/(m·K)
- Căldura specifică masică: 3795 J/(Kg·K)
- Densitatea: 1052 Kg/m<sup>3</sup>
- Vâscozitatea: 0,0052 Kg/(m·s)
- Punctul de îngheț: -14 °C
- Debitul prin sondă: 0,300 l/s.

##### Sarcina de bază:

Factorul de performanță sezonier (FPS) pentru:

- încălzire: 4,00
- răcire: 99999,0
- apă caldă de consum: 3,70

Valorile lunare ale necesarului de energie sunt date în Tabelul 7.1.

Tabelul 7.1. Valorile lunare ale necesarului de energie termică, în MWh

Luna	Sarcina de încălzire	Sarcina de răcire	Sarcina termică a solului
IANUARIE	0,89	0,00	0,657
FEBRUARIE	0,75	0,00	0,556
MARTIE	0,67	0,00	0,492
APRILIE	0,45	0,00	0,331
MAI	0,35	0,25	0,001
IUNIE	0,35	0,35	-0,099
IULIE	0,35	0,57	-0,312
AUGUST	0,35	0,51	-0,254
SEPTEMBRIE	0,35	0,25	0,007
OCTOMBRIE	0,54	0,00	0,399
NOIEMBRIE	0,70	0,00	0,514
DECEMBRIE	0,83	0,00	0,616
TOTAL	6,56	1,93	2,908

**Sarcina de vârf:**

– Sarcinile termice lunare de vârf sunt date în Tabelul 7.2.

Tabelul 7.2. Puterile termice lunare de vârf, în kW

Luna	Sarcina de vârf de încălzire	Durata	Sarcina de vârf de răcire	Durata [h]
IANUARIE	3,11	24,0	0,00	0,0
FEBRUARIE	3,11	24,0	0,00	0,0
MARTIE	0,00	0,0	0,00	0,0
APRILIE	0,00	0,0	0,00	0,0
MAI	0,00	0,0	0,00	0,0
IUNIE	0,00	0,0	2,15	10,0
IULIE	0,00	0,0	2,15	10,0
AUGUST	0,00	0,0	2,15	10,0
SEPTEMBRIE	0,00	0,0	0,00	0,0
OCTOMBRIE	0,00	0,0	0,00	0,0
NOIEMBRIE	0,00	0,0	0,00	0,0
DECEMBRIE	3,11	24,0	0,00	0,0

- Numărul anilor de simulare: 25
- Prima lună de exploatare : APRILIE.

**7.1.4.2 Rezultatele simulării**

Rezultatele obținute aplicând programul de simulare EED sunt următoarele:

**Rezistențele termice:**

- Rezistența termică internă a sondei: 0,7141 (m·K)/W
- Criteriul Reynolds: 2972
- Rezistența termică fluid/tub: 0,0139 (m·K)/W
- Rezistența termică a materialului tubului: 0,0787 (m·K)/W
- Rezistența de contact tub/umplutură: 0,0000 (m·K)/W
- Rezistența termică a sondei fluid/sol: 0,1856 (m·K)/W
- Rezistența termică efectivă a sondei: 0,1877 (m·K)/W.

**Puterea specifică de extracție:**

În Tabelul 7.3 sunt prezentate valorile lunare ale puterii specifice de extracție a căldurii la sarcinile termice de bază și de vârf pentru încălzire și răcire.

Tabelul 7.3. Puterea specifică de extracție, în W/m

Luna	Sarcina de bază	Sarcina de vârf de încălzire	Sarcina de vârf de răcire
IANUARIE	11,24	29,16	-0,00
FEBRUARIE	9,52	29,16	-0,00
MARTIE	8,42	0,00	-0,00
APRILIE	5,67	0,00	-0,00
MAI	0,02	0,00	-0,00
IUNIE	-1,70	0,00	-26,88
IULIE	-5,34	0,00	-26,88
AUGUST	-4,35	0,00	-26,88
SEPTEMBRIE	0,12	0,00	-0,00
OCTOMBRIE	6,83	0,00	-0,00
NOIEMBRIE	8,80	0,00	-0,00
DECEMBRIE	10,55	29,16	-0,00

**Temperaturile medii ale fluidului de lucru:**

În Tabelul 7.4 sunt redată temperaturile medii lunare la sarcina termică de bază, în funcție de anul de simulare. În anul 25 de simulare, minimul temperaturilor medii ale fluidului este de 5,52 °C la sfârșitul lunii IANUARIE, iar maximul temperaturilor medii ale fluidului este de 15,82 °C la sfârșitul lunii IULIE.

Tabelul 7.4. Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de bază, în °C

Anul de simulare	1	2	5	10	25
IANUARIE	12,07	6,02	5,75	5,63	5,52
FEBRUARIE	12,07	6,74	6,48	6,36	6,26
MARTIE	12,07	7,23	6,99	6,87	6,77
APRILIE	9,26	8,57	8,34	8,23	8,12
MAI	11,90	11,42	11,20	11,09	10,99
IUNIE	12,82	12,44	12,23	12,13	12,02
IULIE	14,70	14,39	14,19	14,09	13,99
AUGUST	14,36	14,09	13,90	13,80	13,70
SEPTEMBRIE	12,20	11,97	11,79	11,69	11,59
OCTOMBRIE	8,80	8,59	8,42	8,32	8,22
NOIEMBRIE	7,59	7,41	7,24	7,14	7,04
DECEMBRIE	6,54	6,37	6,21	6,11	6,01

În Tabelul 7.5 sunt redată temperaturile medii lunare la sarcina de vârf de încălzire, în funcție de anul de simulare. În anul 25 de simulare, minimul temperaturilor medii ale fluidului este de -0,79 °C la sfârșitul lunii IANUARIE, iar maximul temperaturilor medii ale fluidului este de 13,99 °C la sfârșitul lunii IULIE.

Tabelul 7.5. Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de vârf de încălzire, în °C

Anul de simulare	1	2	5	10	25
IANUARIE	12,07	-0,28	-0,56	-0,68	-0,79
FEBRUARIE	12,07	-0,18	-0,44	-0,55	-0,66
MARTIE	12,07	7,23	6,99	6,87	6,77
APRILIE	9,26	8,57	8,34	8,23	8,12
MAI	11,90	11,42	11,20	11,09	10,99
IUNIE	12,82	12,44	12,23	12,13	12,02
IULIE	14,70	14,39	14,19	14,09	13,99
AUGUST	14,36	14,09	13,90	13,80	13,70
SEPTEMBRIE	12,20	11,97	11,79	11,69	11,59
OCTOMBRIE	8,80	8,59	8,42	8,32	8,22
NOIEMBRIE	7,59	7,41	7,24	7,14	7,04
DECEMBRIE	-0,01	-0,18	-0,34	-0,44	-0,54

În Tabelul 7.6 sunt redată temperaturile medii lunare la sarcina de vârf de răcire, în funcție de anul de simulare. În anul 25 de simulare, minimul temperaturilor medii ale fluidului este de 5,52 °C la sfârșitul lunii IANUARIE, iar maximul temperaturilor medii ale fluidului este de 20,80 °C la sfârșitul lunii AUGUST.

Tabelul 7.6. Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de vârf de răcire, în °C

Anul de simulare	1	2	5	10	25
IANUARIE	12,07	6,02	5,75	5,63	5,52
FEBRUARIE	12,07	6,74	6,48	6,36	6,26
MARTIE	12,07	7,23	6,99	6,87	6,77
APRILIE	9,26	8,57	8,34	8,23	8,12
MAI	11,90	11,42	11,20	11,09	10,99
IUNIE	20,76	20,38	20,18	20,07	19,97
IULIE	21,50	21,18	20,99	20,88	20,78
AUGUST	21,47	21,20	21,01	20,91	20,80
SEPTEMBRIE	12,20	11,97	11,79	11,69	11,59
OCTOMBRIE	8,80	8,59	8,42	8,32	8,22
NOIEMBRIE	7,59	7,41	7,24	7,14	7,04
DECEMBRIE	6,54	6,37	6,21	6,11	6,01

În Fig. 7.8 sunt reprezentate temperaturile fluidului de lucru în sol corespunzătoare anului 25 de simulare, atât pentru sarcina de vârf din sezonul rece, cât și pentru sarcina de vârf din sezonul cald. Din grafic se observă că temperaturile extreme ale fluidului au valori ce conduc la o funcționare optimă a pompei de căldură cuplată la sol.

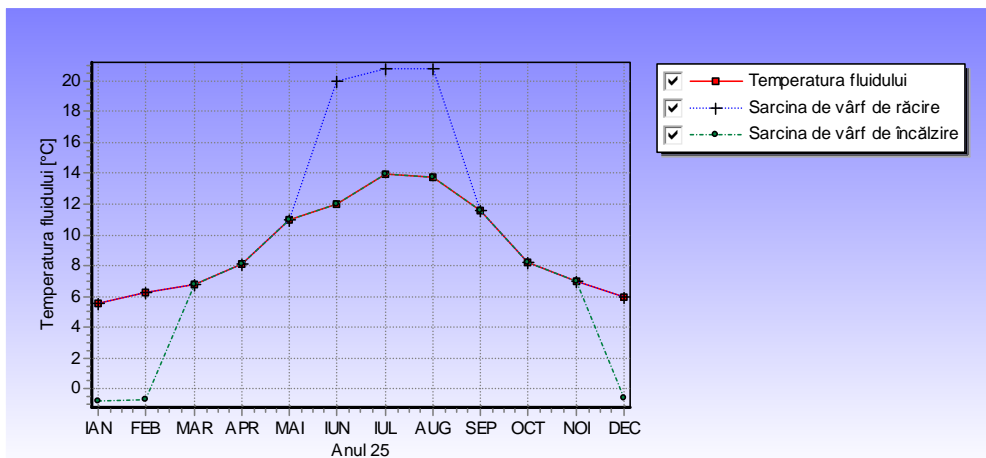


Fig. 7.8 Temperaturile medii ale fluidului în sol în anul 25 de simulare

În Fig. 7.9 sunt reprezentate grafic evoluțiile temperaturilor medii ale fluidului de lucru în sol corespunzătoare puterii termice de răcire, încălzire și de preparare a apei calde de consum, pe o perioadă de 25 de ani. Au fost simulate patru scenarii diferite, dintre care două pentru sezonul de iarnă (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru încălzire) și două pentru sezonul de vară (sarcina de bază și sarcina de vârf pentru răcire).



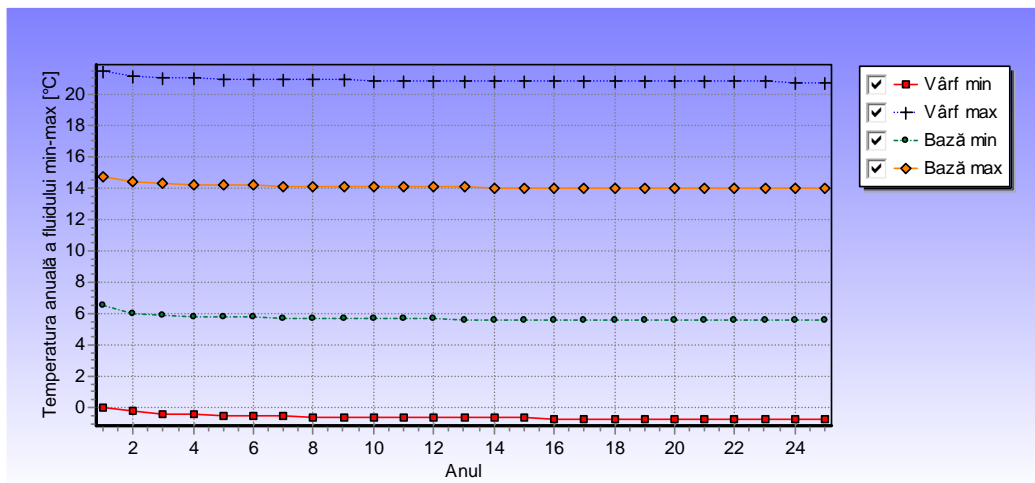


Fig. 7.9 Temperaturile medii ale fluidului în sol pe o perioadă de 25 ani

Analizând evoluțiile în timp ale temperaturilor fluidului din sol pentru sarcinile de vârf se observă că acestea au valori aproximativ constante, sursa de căldură (solul) regenerându-se integral și în acest fel pompa de căldură cuplată la sol își va menține performanțele ridicate în funcționare.

## 7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS

### 7.2.1 Prezentarea programului de simulare TRNSYS

TRNSYS este un program de simulare grafică foarte flexibil, utilizat în special pentru simularea comportamentului sistemelor tranzitorii. Majoritatea simulărilor sunt axate pe evaluarea performanței sistemelor termice și electrice, dar programul poate să fie utilizat pentru a modela și alte sisteme dinamice, cum ar fi fluxul de trafic, sau procese biologice.

Programul TRNSYS este alcătuit din două părți. Prima parte se referă la un generator (nucleu) care citește și procesează datele de intrare, obține soluția prin iterații multiple și în final oferă rezultatele finale ale variabilelor. Nucleul poate să rezolve probleme legate de proprietățile termofizice, matrici, regresii liniare și să interpoleze date din fișiere. A doua parte a programului este reprezentată de o librărie de componente, fiecare dintre ele putând modela performanțele unei părți din sistem. Librăria oferită de program conține peste 150 de modele, dintre care: pompe, turbine de vânt, date meteorologice, echipamente pentru răcirea sau încălzirea agentului termic. Modelele sunt construite în așa fel încât utilizatorii pot să modifice componentele existente sau să creeze altele noi, astfel mărind capacitatea modelării domeniului analizat.

Programul TRNSYS utilizează diverse subrutine:

- subrutina TRNBuild modelează comportamentul termic al unei clădiri împărțită în diferite zone termice, citește și procesează un fișier care conține descrierea construcției și generează două fișiere folosite în funcție de subrutina TYPE 56.

Fișierul care conține descrierea clădirii prelucrate de TRNBuild poate fi generat de utilizator cu orice editor de text;

- subrutina TYPE 56 este utilizată pentru modelarea comportamentului termic al unei clădiri cu mai multe zone termice. Descrierea clădirii este citită în această componentă dintr-un set de fișiere externe care au extensiile \*.bui, \*.bloc și \*.TRN. Fișierele pot fi generate pe baza informațiilor furnizate de utilizator prin rularea subprogramului TRNBuild;

- subrutina TYPE 15 are rolul de a citi datele la intervale regulate de timp de la un fișier extern ce conține date meteo, a interpola aceste date (inclusiv radiația solară pentru suprafețe înclinate) pentru pași de timp mai mici de o oră și a le pune la dispoziția altor componente din schema funcțională a programului TRNSYS. De asemenea, această subrutină poate oferi informații referitoare la temperatura apei de alimentare, temperatura aerului exterior atât pe durata sezonului rece cât și a sezonului cald;

- subrutina TYPE 65 este utilizată pentru a afișa variabilele din sistem selectate în timp ce simularea progresa. Această componentă este foarte recomandată și utilizată pe scară largă deoarece oferă informații variabile valoroase și permite utilizatorilor să vadă imediat cum funcționează sistemul și să îl poată modifica. Informațiile sunt salvate într-un fișier text localizat în directorul unde a fost creată simularea;

- subrutina TYPE 25 reprezintă componenta pentru imprimare utilizată la listarea variabilelor de sistem selectate, la intervale de timp specificate. Informațiile sunt salvate în fișierul de date în format text sub forma unor coloane. Se oferă de asemenea posibilitatea de a imprima informații noi la un fișier existent sau se poate opta pentru suprascrisa fișierului.

- subrutina TYPE 919 este destinată pentru a modela o pompă de căldură cuplată la sol, ale cărei performanțe de încălzire și răcire pot fi citite dintr-un fișier de date și poate fi conectată cu celelalte componente ale sistemului pentru a realiza simularea dorită;

- subrutina TYPE 4 este utilizată pentru simularea performanțelor termice ale unui rezervor plin cu lichid în funcție de stratificarea termică. Se poate defini gradul de stratificare a rezervorului, temperaturile de intrare și de ieșire, acesta putând să fie legat la orice sursă de producere a energiei termice;

- subrutina TYPE 114 reprezintă o pompă cu turație constantă, capabilă să mențină un debit masic constant de lichid. Această componentă are debitul masic ca dată de intrare și stabilește debitul în aval pe baza parametrilor selectați.

Programul TRNSYS este bazat pe componente realizate în programul de bază și se adaptează ușor situațiilor create de cercetători și practicieni din domeniul simulării energetice [99].

Cu ajutorul parametrilor oferți de aplicația TRNBuild utilizată în cadrul programului TRNSYS se pot obține simulări detaliate pentru încăperile (zonele) clădirii obținându-se modelări ale consumurilor energetice.

Clădirea este definită cu ajutorul subrutinei TYPE 56 unde se vor defini elementele inerțiale și neinerțiale ale clădirii, stratificația și grosimea acestora, orientarea lor, vecinătățile încăperii ce se simulează.

În fereastra inițială a unui nou proiect utilizatorul va alege emisfera în care se află clădirea ce se studiază, apoi poate să introducă informații generale referitoare la proiect și poate defini orientările elementelor de construcție, datele de intrare și cele de ieșire (Fig. 7.10).

## 7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS – 115

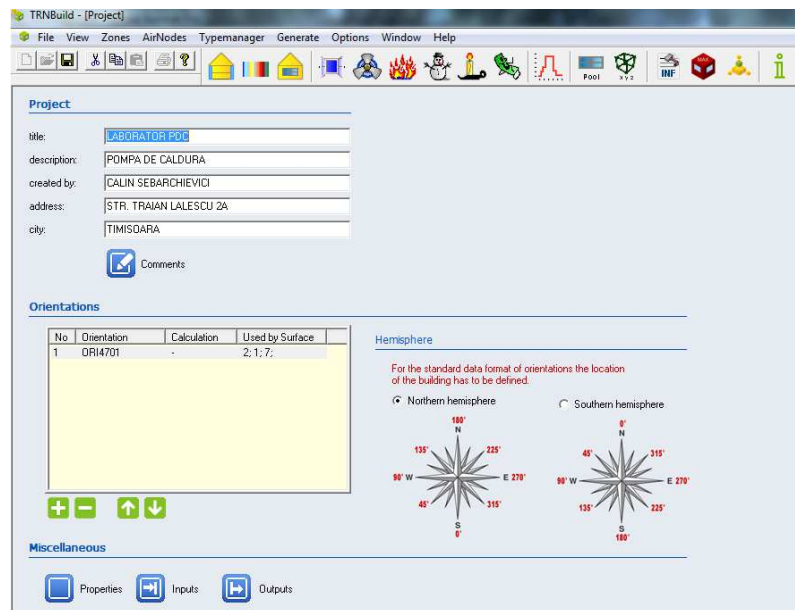


Fig. 7.10 Datele principale ale proiectului

În Fig. 7.11 este prezentată fereastra subprogramului TRNBuild unde sunt prezentate datele de intrare standard sau definite de utilizator.

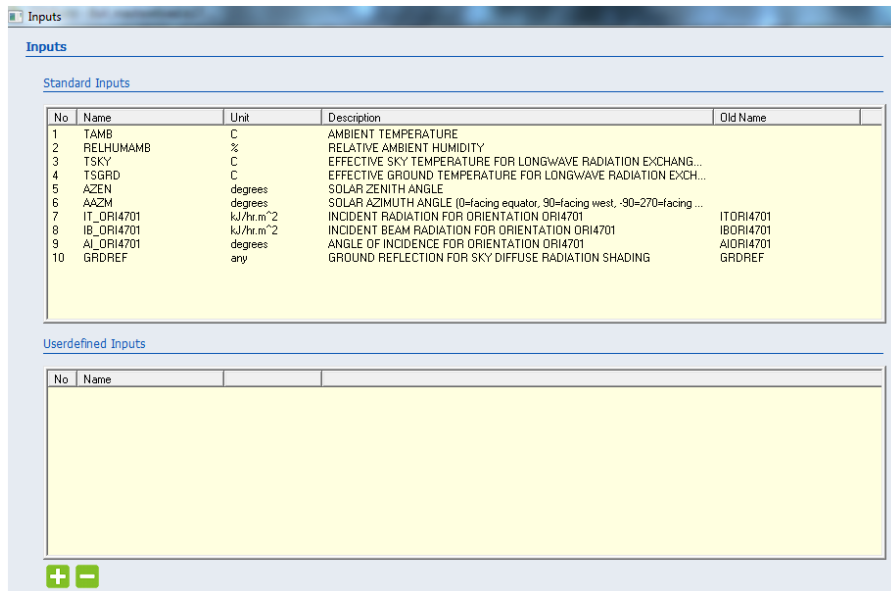


Fig. 7.11 Datele de intrare utilizate în programul TRNBuild

În Fig. 7.12 este ilustrată fereastra subprogramului TRNBuild unde sunt prezentate datele de ieșire standard sau definite de utilizator, iar în Fig. 7.13 este prezentat modul de definire a stratificației elementelor de construcție.

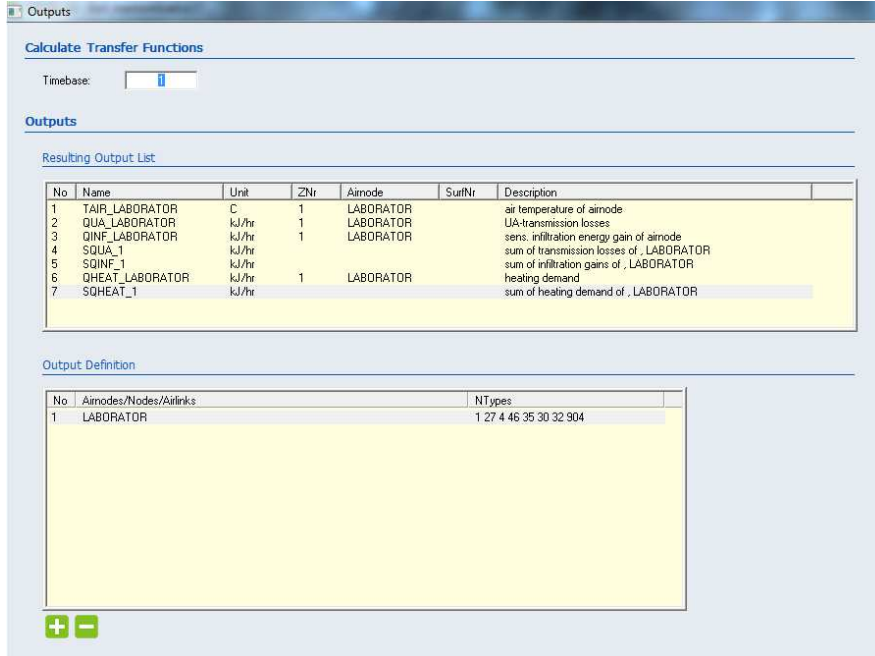


Fig. 7.12 Datele de ieșire utilizate în programul TRNBuild

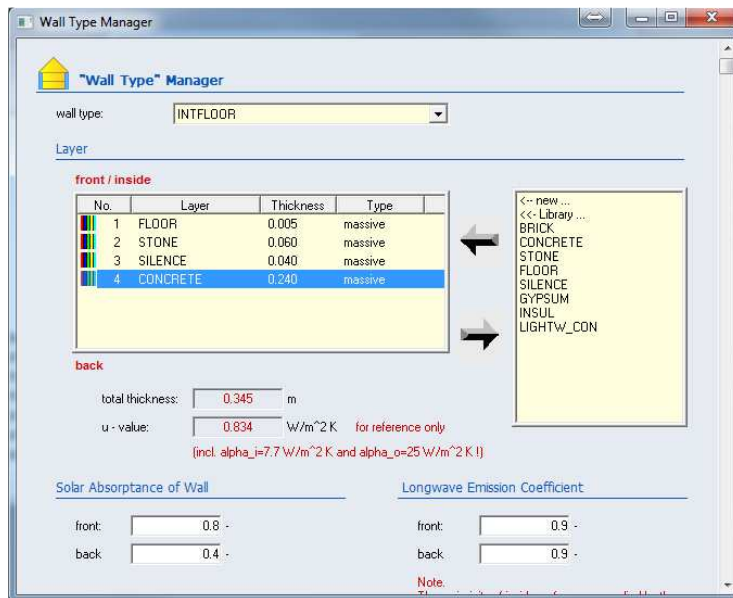


Fig. 7.13 Definirea stratificației elementelor de construcție

După definirea datelor menționate anterior, ce stau la baza modelării, în subprogramul TRNBuild se introduc ultimii parametri care vor influența modelarea

finală a zonei alese (Fig. 7.14). Dintre aceștia se amintesc aerul pătruns în încăpere prin infiltrație, date privind modul de încălzire și răcire al spațiului interior, aporturile de căldură interioare, modul de ventilare, confortul interior și umiditatea relativă [100].

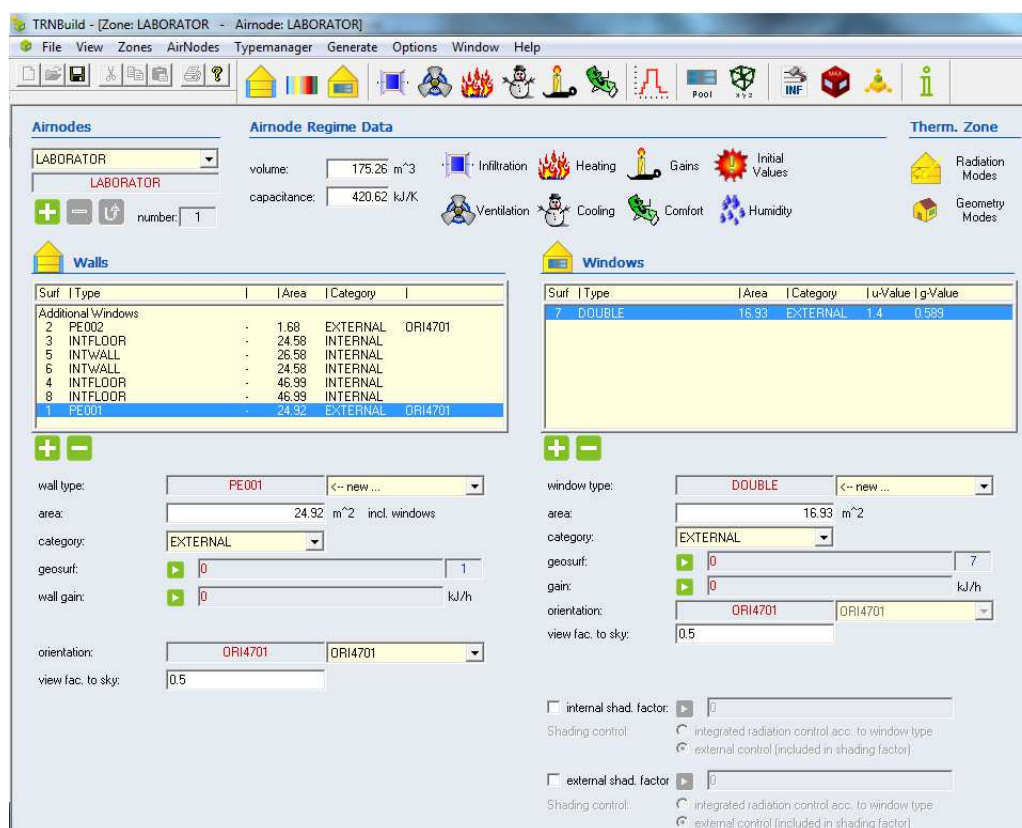


Fig. 7.14 Modelarea încăperii în TRNBuild

### 7.2.2 Simularea consumului de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului

Pentru simularea energiei termice utilizate pentru acoperirea necesarului de căldură și respectiv de frig al laboratorului s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.15. S-au stabilit legăturile funcționale între componenta clădirii și toți factorii interni și externi pentru a obține o simulare energetică cât mai exactă.

Clădirea a fost realizată cu ajutorul subprogramului TYPE 56 care modelează comportamentul termic al clădirii, cu posibilitatea diferențierii pe mai multe zone termice. Această componentă este apoi procesată cu subprogramul TRNBuild. Acesta oferă posibilitatea utilizatorului să aleagă locația clădirii în emisfera corespunzătoare, să introducă toate componentele principale ale clădirii, orientarea și suprafața lor, factorii de umbrire, tipul activității din clădire, precum și personalizarea elementelor de construcție în funcție de alcătuirea lor.

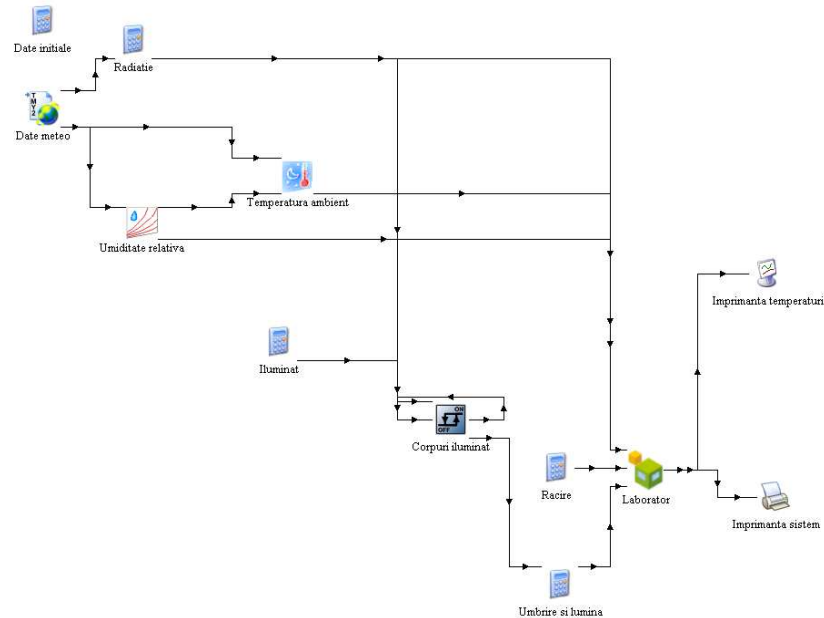


Fig. 7.15 Schema funcțională realizată cu programul TRNSYS

S-au definit datele de intrare și s-au obținut rezultatele de ieșire pe diferite perioade de simulare, începând de la câteva ore și până la un an de zile. Aplicația TRNBuild oferă valori standard ale principalilor parametri din clădire, cum sunt: densitatea și căldura specifică a aerului, presiunea aerului, căldura latentă de vaporizare, constanta Stefan-Boltzmann, paramentrii pentru calculul transferului de căldură interior. Valorile acestor parametri pot fi modificate de utilizator.

De asemenea, în simulare se ține seama și de infiltrațiile de aer, tipul de ventilare mecanică a aerului interior, tipul sursei de căldură și de frig, aporturile interioare de căldură, detalii pentru confortul interior.

În urma simulărilor efectuate pe o durată de 8760 de ore, perioadă echivalentă unui an calendaristic, au rezultat consumurile de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului centralizate în Tabelul 7.7 alături de valorile obținute din măsurători.

Tabelul 7.7. Consumurile de energie termică pentru încălzire și răcire

Luna	Energie consumată pentru încălzire [kWh]		Energie consumată pentru răcire [kWh]	
	Măsurată	Simulată	Măsurată	Simulată
Ianuarie	512,48	505,00	0,00	5,36
Februarie	390,12	391,40	0,00	23,89
Martie	300,87	303,21	0,00	74,65
Aprilie	97,89	99,45	0,00	141,70
Mai	0	2,257	211,230	208,00
Iunie	0	0,00	242,820	224,00
Iulie	0	0,00	331,120	337,90
August	0	0,00	445,140	437,80
Septembrie	0	0,00	319,200	326,20
Octombrie	191,31	189,70	0,00	200,70
Noiembrie	345,23	348,90	0,00	60,36
Decembrie	480,21	477,50	0,00	8,62

Se observă că există o diferență maximă între măsurătorile experimentale și simulările cu TRNSYS pe perioada de încălzire de aproximativ 1,4 %, iar pentru perioada de răcire de aproximativ 2%, rezultatele experimentale putând să fie astfel validate.

### 7.2.3 Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând pompa de căldură cuplată la sol

Pentru simularea preparării apei calde de consum (a.c.c) s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.16 unde s-au definit principalele componente ale sistemului: pompa de căldură cuplată la sol (PCCS), schimbătorul de căldură din sol (SCS), pompele de circulație, boilerul pentru acumularea apei calde de cosum.

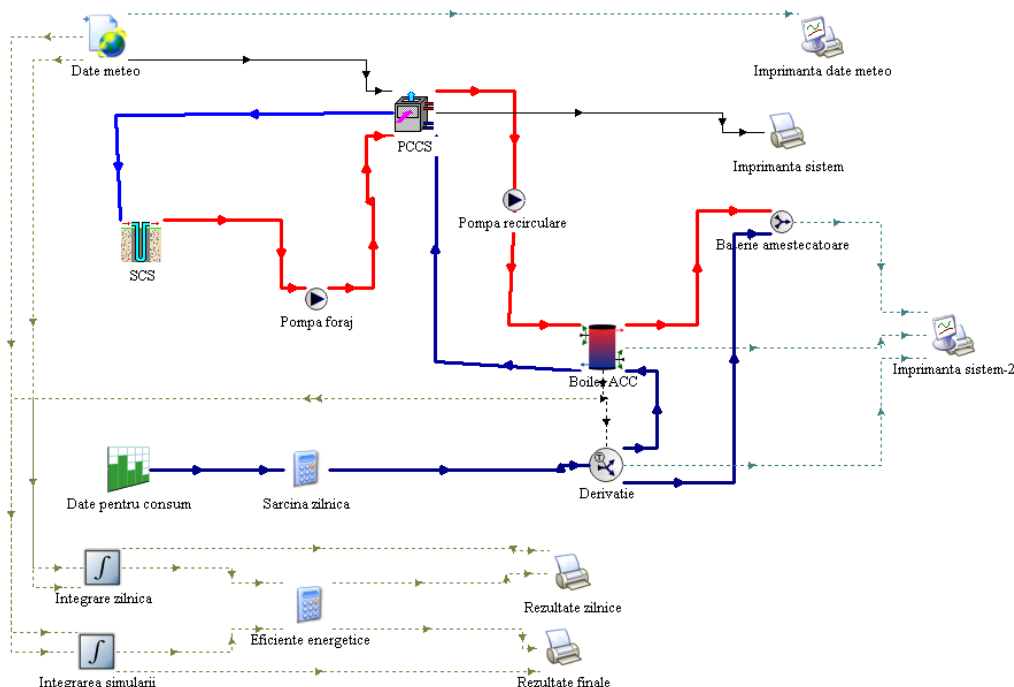


Fig. 7.16 Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PCCS

S-au efectuat simulări ale energiei termice consumate de pompa de căldură pentru asigurarea puterii termice necesare preparării a.c.c. în cazul celor patru temperaturi considerate. Rezultatele obținute sunt sintetizate în Tabelul 7.8.

Tabelul 7.8. Consumurile de energie termică pentru prepararea a.c.c

Temperatura $t_{ac}$ [°C]	Energie consumată pentru prepararea a.c.c. [kWh/an]	
	Măsurată	Simulată
40	1430	1446
45	1641	1601
50	1951	1877
60	2413	2347

Din analiza energetică comparativă efectuată se constată că valorile simulate cu TRNSYS ale consumului de energie pentru prepararea a.c.c sunt mai mari doar cu 1,0-3,7% față de cele măsurate experimental în toate cele patru cazuri, ceea ce conduce la validarea rezultatelor experimentale.

#### 7.2.4 Simularea consumului de energie termică pentru prepararea apei calde menajere utilizând panourile solare termice

Pentru simularea consumurilor energetice la producerea apei calde de consum cu panouri solare termice (PST) s-a realizat schema funcțională din Fig. 7.17 și s-a ales o suprafață de captare de circa 5 m<sup>2</sup> și un boiler de 175 litri, identic cu cel al pompei de căldură cuplată la sol, iar pentru simularea datelor meteorologice s-a ales localitatea Timișoara.

S-au considerat următoarele date inițiale:

- temperatura aerului exterior: 10 °C;
- temperatura maximă a apei la intrarea în panoul solar: 20 °C;
- debitul masic al circuitului hidraulic solar: 100 kg/h
- coeficientul de reflexie al solului: 0,2;
- unghiul de incidență al panourilor solare: 45°;
- eficiența panourilor solare: 0,8.

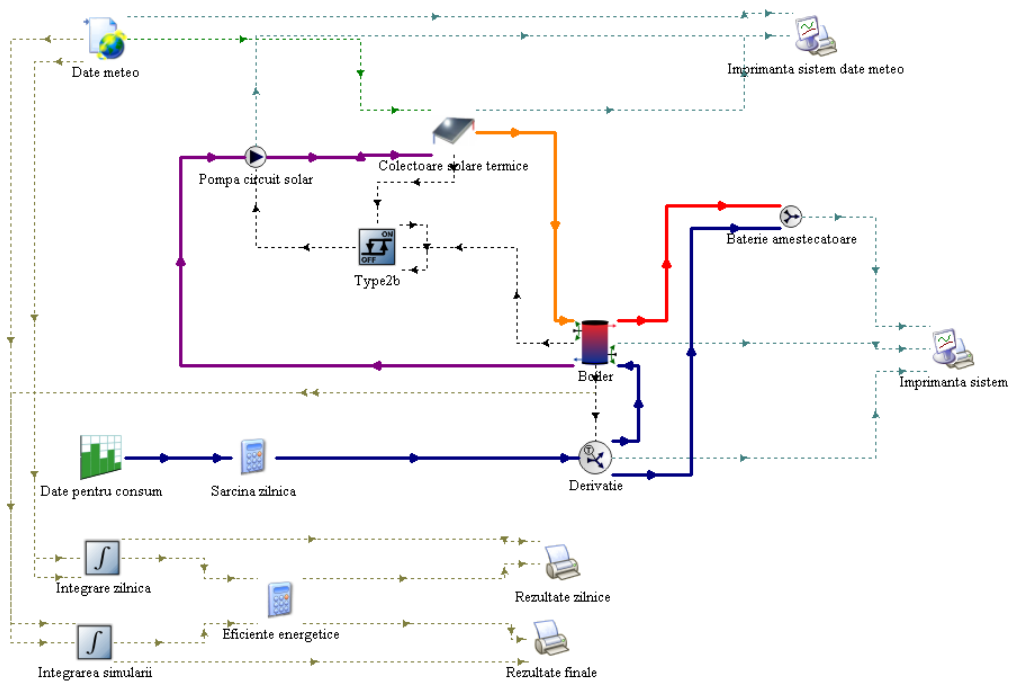


Fig. 7.17 Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PST

Simulările s-au efectuat pentru fiecare lună în parte, iar în Tabelul 7.9 s-au centralizat consumurile lunare de energie termică.



## 7.2. Simulări ale consumurilor energetice utilizând programul TRNSYS – 121

Tabelul 7.9. Consumurile lunare de energie termică

Luna	Energie consumată pentru prepararea a.c.c. [kWh]
Ianuarie	218,20
Februarie	197,09
Martie	218,19
Aprilie	211,18
Mai	218,20
Iunie	208,34
Iulie	221,01
August	218,21
Septembrie	211,16
Octombrie	218,21
Noiembrie	211,11
Decembrie	218,23
T O T A L	2569,13 kWh/an

Consumurile zilnice de apă caldă au fost considerate de cca. 200 litri/zi pentru o familie de 3 persoane, temperatura apei din boiler fiind limitată la 60 °C.

Se constată o diferență nesemnificativă (0,3%) între consumul energetic de 2561,28 kWh/an (Tabelul 5.3) estimat utilizând metodologia de calcul Mc001 și cel de 2569,13 kWh/an (Tabelul 7.9), obținut prin simulare folosind programul TRNSYS.

## CAP. 8 CONCLUZII, CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII DE CERCETARE VIITOARE

### 8.1 Concluzii

Elaborarea prezentei teze are la bază studiile teoretice și cercetările experimentale efectuate de autor asupra sistemelor de încălzire-răcire și preparare a apei calde de consum ce utilizează pompa de căldură cuplată la sol pe parcursul celor 5 ani de activitate științifică în cadrul Catedrei de Instalații pentru Construcții.

Studiile teoretice și cercetările numerice și experimentale au avut ca obiectiv principal optimizarea instalațiilor termice din clădiri în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO<sub>2</sub> utilizând pompa de căldură cuplată la sol.

Pe baza acestor studii și cercetări efectuate s-au desprins următoarele concluzii principale:

- 1) În cazul construcțiilor moderne, cu izolație termică îmbunătățită și sarcină termică redusă, utilizarea pompelor de căldură reprezintă o bună alternativă la soluțiile clasice de încălzire-răcire și preparare a apei calde de consum.
- 2) Este recomandat, ca de câte ori este posibil, consumatorului de căldură să i se asocieze și un consumator de frig, caz în care, cu aceeași instalație se vor realiza ambele efecte: producerea de căldură și producerea de frig. Dintre aceste procese cuplate se menționează climatizarea aerului, iarna solicitându-se încălzirea aerului, iar vara răcirea lui.
- 3) Pentru a se justifica utilizarea pompei de căldură la încălzire-răcire, indicatorul sintetic  $\eta_s$  trebuie să fie supraunitar, iar eficiența reală  $\varepsilon_{PC,r} > 2,78$ .
- 4) În cazul instalațiilor cu pompe de căldură cu funcționare bivalentă, alimentarea cu energie electrică se poate întrerupe în timpul perioadei de încălzire pentru maximum 960 ore.
- 5) Pentru clădirile existente se recomandă regimul de funcționare bivalent, deoarece există o sursă de căldură, care de obicei se poate utiliza în continuare, pentru a putea acoperi sarcinile de vârf din zilele reci de iarnă cu temperaturi necesare pe ducere de peste 55 °C. Pentru clădirile noi s-a dovedit util regimul de funcționare monovalent, care se poate întrerupe. Pompa de căldură poate acoperi necesarul de căldură anual, iar perioadele de întrerupere nu conduc la perturbații în funcționare, deoarece, de exemplu, încălzirea prin pardoseală datorită capacității de acumulare, poate depăși perioadele de întrerupere fără a se constata modificări ale temperaturii de confort.
- 6) Utilizarea modelului sursei liniare la aproximarea calculului transferului energiei termice în jurul schimbătorului de căldură din sol poate conduce la o eroare considerabilă când  $a\tau/r_p^2 \leq 20$ .
- 7) Un sistem hibrid de PCCS conectată la un turn de răcire are beneficiu economic semnificativ în comparație cu sistemul convențional, iar schema controlului diferenței de temperatură este cea mai bună soluție [51].

- 8) Pentru a reduce costul inițial ridicat al pompei de căldură cuplate la sol concomitent cu consumul de energie pentru prepararea a.c.c, sistemele hibride de pompe de căldură cuplate la sol cu producere de apă caldă de consum devin o alternativă pentru clădirile cu sarcină de răcire dominantă, în special în domeniul rezidențial, dar și cel comercial.
- 9) În urma simulărilor efectuate de autor rezultă că prin hibridizarea propusă pentru sistemul PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice se poate acoperi integral consumul de energie electrică la funcționarea acestui sistem pe durata întregului an. În consecință rezultă că pentru acoperirea necesarului de încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum utilizând sistemul propus se obține o reducere integrală a emisiilor de CO<sub>2</sub>.
- 10) Întrucât sistemul hibridizat de PCCS a fost dimensionat să acopere un maxim de putere, iar în timpul anului există situații când sistemul de stocare este încărcat complet, se pot alimenta cu energie electrică și alți consumatori precum sistemul de iluminat interior al laboratorului sau computerul de monitorizare și înregistrare a datelor.
- 11) Analiza economico-energetică comparativă și a performanțelor de mediu pentru încălzirea/răcirea laboratorului experimental cu diverse surse de energie primară a arătat că față de oricare din soluțiile cu cazane termice, soluția de încălzire și răcire cu PCCS are o perioadă de recuperare a investiției suplimentare mai mică decât durata de recuperare normată de 8-10 ani. De asemenea, pompa de căldură are un consum de energie pentru încălzire mai mic cu 88...90% față de cazanele termice clasice, precum și emisii de CO<sub>2</sub> per kWh de căldură utilă mai reduse cu 38...57% față de aceste sisteme, justificându-se oportunitatea unei astfel de investiții.
- 12) Prin intermediul automatizării pompei de căldură se poate controla pornirea și oprirea pompei de circulație atașată vasului tampon termic. Prin acest montaj se îmbunătățește funcționarea întregului sistem de încălzire-răcire, vasul tampon termic permițând reducerea numărului de porniri-opriri a PC datorită inerției sale termice și astfel o mărire a eficienței energetice.
- 13) Optimizarea prin reglarea debitului pompei conduce la consumuri de energie primară reduse la sursa de producere a energiei termice, ceea ce conduce implicit la reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>.
- 14) Prin procedeul controlului turației pompei de circulație Wilo Top-S 25/5 din cadrul standului experimental, funcționând 8 ore/zi timp de 212 zile/an, față de procedeul clasic start-stop, s-a realizat o scădere a consumului anual de energie electrică de la 156,69 kWh/an la 150,31 kWh/an, deci o reducere cu 4,06%.
- 15) Cercetările experimentale comparative în vederea obținerii unei economii de energie pentru încălzirea și răcirea laboratorului au condus la performanțe mai ridicate ale sistemului utilizând controlul turației pompei de circulație în comparație cu reglajul clasic al instalației de pompă de căldură cuplată la sol (COP mai mare cu 7-8% și emisii de CO mai reduse cu 7,5-8%
- 16) Printr-o reducere a temperaturii apei pe tur cu 10 °C în cazul preparării apei calde consum pentru o familie a rezultat o economie de energie electrică și o reducere a emisiilor de CO<sub>2</sub> de 2,5%.
- 17) Pentru un volum de apă caldă consumat instantaneu, performanța pompei de căldură poate scădea cu până la 23% când temperatura apei calde de consum trebuie ridicată cu 25 °C.

- 18) În cazul utilizării pompei de căldură la încălzirea sau răcirea laboratorului concomitent cu prepararea apei calde de consum pentru o familie,  $COP > 3$  în ambele variante de reglare, iar în cazul utilizării pompei de căldură numai pentru prepararea apei calde de consum la diverse temperaturi între 40 și 60 °C, pentru o familie, COP este în jur de 2, emisiile de  $CO_2$  variază între 6,11 kg și respectiv 13,16 kg, iar energia termică extrasă din sol de 16,74 kWh reprezintă 36,5% din energia termică produsă de pompa de căldură, pentru obținerea unei temperaturi de 45 °C în boiler.
- 19) Utilizând controlul turației pompei de circulație s-a obținut atât o economie de energie electrică cât și o reducere a emisiilor de  $CO_2$  de 3% la încălzirea laboratorului, respectiv de 5% la răcirea laboratorului, concomitent cu prepararea apei calde de consum pentru o familie.
- 20) Coeficientul de performanță al sistemului de încălzire prin pardoseală este cu doar 5% mai mare față de sistemul de încălzire cu radiatoare, dar numărul de porniri/opriți este de 3 ori mai mic în primul caz.
- 21) Indicele PMV are valori apropiate de 0 doar pentru perechea de valori 1 met – 0,9 clo, în cazul ambelor sisteme de încălzire analizate. Pentru orice altă pereche de valori  $i_{M-R_{cl}}$  procentul probabilităților nemulțumiți cu confortul termic va fi mai mare de 5%. De asemenea, indicele PMV are valori mai mici cu 45...49% în cazul sistemului de încălzire prin pardoseală radiantă față de sistemul de încălzire cu radiatoare, deci primul sistem conduce la un confort termic sporit.
- 22) Analiza evoluțiilor în timp ale temperaturilor fluidului din sol pentru sarcinile de vârf, obținute cu programul de simulare EED, conduc la concluzia că acestea au valori aproximativ constante, sursa de căldură (solul) regenerându-se integral și în acest fel pompa de căldură cuplată la sol își va menține performanțele ridicate în funcționare.
- 23) Din analiza rezultatelor măsurărilor și a simulărilor efectuate pe o durată de 8760 de ore pentru stabilirea consumului de energie termică la încălzirea și la răcirea laboratorului experimental și a consumului de energie termică pentru prepararea apei calde de consum, atât cu pompa de căldură cuplată la sol cât și cu panourile solare termice, s-au constatat diferențe de maximum 3,7% între acestea la prepararea apei calde de consum cu diverse temperaturi, de 2% pe perioada de răcire și de 1,4% pe perioada de încălzire, putând fi astfel validate rezultatele experimentale.
- 24) Se constată o diferență nesemnificativă, de 0,3% între consumul de energie termică pentru prepararea apei calde menajere de 2569,13 kWh/an, obținut prin simulare folosind programul TRNSYS și cel de 2561,28 kWh/an, estimat utilizând metodologia de calcul Mc001.

## 8.2 Contribuții personale

Principalele contribuții personale ale autorului pot fi sintetizate astfel:

- 1) sistematizarea principalilor indicatori economici și energetici ai pompei de căldură cu comprimare mecanică de vapori și explicitarea acestora pentru funcționarea în regim de încălzire și de răcire;
- 2) efectuarea unui studiu comparativ și sintetizarea caracteristicilor modelelor numerice și analitice pentru simularea schimbătoarelor de căldură din sol;

- 3) efectuarea unei analize și sinteze documentare privind evoluția concepției sistemelor hibride de pompe de căldură cuplate la sol, cu aspecte de noutate din domeniu și unele contribuții proprii (hibridizarea sistemului PCCS cu un echipament de panouri fotovoltaice astfel încât să acopere integral consumul de energie electrică al sistemului pe durata întregului an);
- 4) conceperea standului experimental pentru sistemul de încălzire/răcire cu pompa de căldură cuplată la sol;
- 5) conceperea și realizarea programului de cercetare experimentală;
- 6) propunerea unui sistem de optimizare funcțional-energetică a instalației de încălzire/răcire prin montarea unui vas tampon termic între pompa de căldură și ventiloconvectoare, de unde agentul termic este pompat prin intermediul unei pompe de circulație cu turaj variabilă către ventiloconvectoare;
- 7) elaborarea unui program de calcul în limbaj FORTRAN, pe baza metodei numerice de interpolare a celor mai mici pătrate, pentru determinarea expresiei analitice a curbei de variație a frecvenței convertizorului de frecvență prevăzut la motorul pompei de circulație, în funcție de ecartul de temperatură;
- 8) validarea experimentală a modelului numeric propus pentru emisia termică la pardoseli radiante;
- 9) dezvoltarea unui model matematic pe baza indicilor PMV-PPD, în conformitate cu norma europeană EN ISO 7730;
- 10) simularea cu ajutorul programului THERMAL COMFORT a indicilor PMV-PPD pentru diverse perechi de valori intensitatea muncii ( $i_M$ ) – rezistența termică a îmbrăcăminții ( $R_{cl}$ ) în diferite puncte ale încăperii încălzite prin pardoseală radiantă sau cu radiatoare;
- 11) sistematizarea și centralizarea avantajelor și dezavantajelor sistemelor de încălzire prin pardoseală radiantă și cu radiatoare;
- 12) aplicarea programului de simulare numerică EED la determinarea capacității termofizice a solului;
- 13) conceperea schemelor funcționale a modelelor de calcul și adaptarea programului de simulare numerică TRNSYS la stabilirea consumurilor de energie termică pentru încălzire, răcire și preparare a apei calde de consum;
- 14) validarea rezultatelor experimentale prin simulare numerică cu programul TRNSYS.

Rezultatele parțiale ale studiilor și cercetărilor întreprinse pe parcursul elaborării lucrării au fost valorificate prin publicarea unei cărți în țară, a unui capitol de carte în străinătate și a 17 articole, cu conținutul unor subcapitole din teză, în reviste de specialitate din țară și străinătate și publicații ale unor manifestări științifice internaționale dintre care 4 indexate ISI și 4 indexate în BDI.

### **8.3 Direcții viitoare de cercetare și promovare a conceptelor propuse**

În perioada următoare autorul dorește să promoveze conceptul propus pentru reglarea debitului de agent termic prin variația turajului pompei de circulație în funcție de sarcina termică de încălzire sau de răcire a unei clădiri, în scopul reducerii consumului energetic și a emisiilor de CO<sub>2</sub>, pentru instalațiile termice ce utilizează

pompa de căldură cuplată la sol. Acest lucru se va face prin publicarea unor articole care se vor adresa specialiștilor din domeniu. De asemenea, sistemul de reglare propus este în curs de brevetare, prin aplicarea de către autor a referatului în vederea obținerii unui "model de utilitate".

Datorită evoluției tehnologice rapide din domeniul automatizării instalațiilor, costul echipamentului propus pentru reglarea turației pompei de circulație va scădea considerabil, astfel încât implementarea lui într-un sistem nou sau existent va avea costuri de investiție tot mai reduse.

Având în vedere reducerea consumului energetic și a emisiilor de CO<sub>2</sub>, dar și a investițiilor pentru un sistem de panouri fotovoltaice, autorul își propune pe viitor o dublă hibridizare a pompei de căldură utilizând atât panourile solare fotovoltaice cât și panourile solare termice pentru ridicarea performanțelor pompei de căldură.

Pentru un studiu mai exact al caracteristicilor termofizice a solului și a evoluției temperaturii sursei pentru pompele de căldură cuplate la sol autorul are ca deziderat viitor realizarea unor cercetări experimentale și simulări cu modele numerice asupra schimbătorului de căldură din sol.

## LISTA CU ABREVIERI, NOTAȚII ȘI SIMBOLURI

### Abrevieri

a.c.c.	- apă caldă de consum
ASHRAE	- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
C	- condensator
COP	- coeficient de performanță
CPMF	- coeficientul de performanță al modulelor fotovoltaice
CT	- centrală termică
CTA	- cheltuielile totale actualizate
CTS	- condiții de testare standard
E	- evaporator
EED	- Earth Energy Designer
FPS	- factorul de performanță sezonier mediu
HVACSIM+	- program de simulare
K	- compresor
PCAF	- pompe de căldură folosind apa freatică
PCAS	- pompe de căldură folosind apa de suprafață
PCG	- pompe de căldură geotermice
PCCS	- pompe de căldură cuplate la sol
PCHCS	- pompe de căldură hibride cuplate la sol
PMV	- opțiunea medie previzibilă de confort termic
PPD	- procentajul previzibil de insatisfacție termică
PST	- panouri solare termice
SCS	- schimbător de căldură în sol
SCSO	- schimbător de căldură în sol în tranșee orizontale
SCSV	- schimbător de căldură în sol forat pe verticală
SCS	- schimbător de căldură din sol
SR	- subrăcitor
T	- tub
TEWI	- contribuția totală la încălzirea atmosferei
TNOC	- temperatura nominală de operare a celulei fotovoltaice
TRNSYS	- program de simulare a sistemelor în regim tranzitoriu
VL	- ventil de laminare

**Notații**

$A$	- factorul de absorbție a radiațiilor solare
$a$ [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]	- difuzivitatea termică a solului
$A_c$	- adaosul pentru compensarea efectului suprafețelor reci
$A_D$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței corpului uman rămas neacoperit
$A_o$	- adaosul pentru orientare
$A_h$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței corpului uman îmbrăcat
$A_z$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	- amplitudinea oscilației zilnice de temperatură, în funcție de localitate
$B$	- coeficient de transformare a energiei electrice în căldură
$B_{ce,an}$ [kg]	- consumul anual de combustibil echivalent necesar producerii puterii de acționare
$C$ [ $\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ ]	- capacitatea termică volumetrică a solului
$C$ [W]	- fluxul de căldură sensibilă cedat de corpul uman prin convecție
$C$ [€]	- cheltuielile anuale de exploatare a instalației
$C_0$	- coeficientul de corecție a amplitudinii oscilației zilnice a temperaturii aerului exterior însoțit
$C_{res}$ [W]	- fluxul de căldură sensibilă pierdută prin respirație
$C_{zn}$ [l/om·zi]	- consumul zilnic normat de apă caldă pentru unitatea de utilizare
$C_{CT}$ [€]	- cheltuielile de exploatare pentru centrala termică
$C_{PC}$ [€]	- cheltuielile de exploatare pentru pompa de căldură
$CT_V$ [ $\text{V}/^{\circ}\text{C}$ ]	- coeficientul temperaturii inițiale a panoului solar
$CT_I$ [ $\text{A}/^{\circ}\text{C}$ ]	- coeficientul temperaturii panoului aflat în scurtcircuit
$COP_{sez}$	- coeficient de performanță sezonier
$COP_{sist}$	- coeficientul de performanță a sistemului
$c$ [ $\text{J}/(\text{kgK})$ ]	- căldura specifică a solului
$c_j$ [ $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ]	- căldura specifică a stratului de material $j$
$c_M$	- coeficientul de corecție al necesarului de căldură
$c_p$ [ $\text{J}/(\text{kgK})$ ]	- căldura specifică a aerului
$c_w$ [ $\text{J}/(\text{kgK})$ ]	- căldura specifică a apei la temperatura medie între intrarea și ieșirea din boilerul pompei de căldură
$D$	- indicele de inerție termică al elementului de construcție
$d$	- deteriorarea panoului solar după 20 ani
$E$	- factorul de corecție pentru înălțimea clădirii
$E$ [kWh/zi]	- consumul de energie zilnică
$EER$ [Btu/Wh]	- raportul de eficiență energetică în regim de răcire



$E_A$ [kWh]	- energia de acționare a pompei de căldură
$E_{ac}$ [J]	- energia consumată pentru asigurarea sarcinii termice necesare la prepararea a.c.c.
$E_d$ [W]	- fluxul de căldură pierdut prin difuzia vaporilor de apă prin piele
$E_d$ [kWh]	- producția zilnică medie de electricitate
$E_{el}$ [kWh]	- energia electrică consumată
$E_m$ [kWh]	- producția lunară medie de electricitate
$E_p$ [%]	- energia primară
$E_p$ [W]	- fluxul de căldură pierdut prin evaporare
$E_{res}$ [W]	- fluxul de căldură pierdut prin respirație
$E_{reg}$ [kWh]	- energie regenerabilă
$E_{sez}$ [kWh]	- consumul sezonier (pe perioada de calcul) de energie al sistemului cu pompă de căldură
$E_S$ [kWh]	- energia termică preluată de la sursa de căldură
$E_t$ [kWh]	- energia termică utilizată pentru încălzire
$E_{tr}$ [W]	- fluxul de căldură pierdut prin evaporarea transpirației de pe suprafața pielii
$E_{t\ sol}$ [kWh]	- energia termică extrasă din sol
$E_U$ [kWh]	- energia termică utilă produsă
$F_e$ [%]	- perioadele procentuale în care sistemul de stocare este complet descărcat
$F_f$ [%]	- perioadele procentuale în care sistemul de stocare este complet încărcat
$f$	- coeficientul de amortizare a oscilațiilor de temperatură
$f_{cl}$	- raportul între suprafața corpului îmbrăcat și suprafața corpului rămas neacoperit
$f_j$	- coeficientul de infiltrație prin rosturi
$G$ [m <sup>3</sup> /s]	- debitul agentului termic pompat
$G_{ac}$ [m <sup>3</sup> /s]	- debitul de apă caldă de consum
$Gr$	- numărul Grashoff
$g$ [m <sup>2</sup> /s]	- accelerația gravitațională
$h$ [m]	- adâncimea pardoselii sub nivelul solului
$h$ [m]	- înălțimea corpului uman
$I_0$ [€]	- costul de investiție inițial
$I_D$ [W/m <sup>2</sup> ]	- intensitatea radiației solare directă
$I_d$ [W/m <sup>2</sup> ]	- intensitatea radiației solare difuze
$I_m$ [W/m <sup>2</sup> ]	- intensitatea medie a radiației solare totale
$I_s$ [W/m <sup>2</sup> ]	- intensitatea radiației solare totale
$I_{CT}$ [€]	- costul de investiție pentru centrala termică
$I_{SC}$ [V]	- curentul de scurtcircuit al panoului fotovoltaic
$I_{PC}$ [€]	- costul de investiție pentru pompa de căldură

$i$	- indicele de calcul pentru cele $n$ categorii de consumatori
$i_{Loc}$ [pers/m <sup>2</sup> ]	- indicele mediu de locuire
$i_M$ [met]	- intensitatea muncii
$j$	- stratul de material component al elementului de construcție
$L$ [m]	- lungimea puțului forat
$L$ [m]	- dimensiunea caracteristică a suprafeței elementului de construcție
$L_j$ [m]	- lungimile rosturilor ferestrelor și ușilor din fațadele supuse acțiunii vântului
$l$ [J/kg]	- lucrul mecanic specific de comprimare
$M$ [W/m <sup>2</sup> ]	- energia metabolică produsă de corpul uman în unitatea de timp
$MA$ [kg]	- masa de aer relativă
$MA0$ [kg]	- masa de aer 0
$MA1$ [kg]	- masa de aer unitară
$m$	- coeficientul de masivitate termică al elementelor de construcție exterioare
$m$ [kg/s]	- debitul masic al agentului frigorific
$m_s$	- coeficientul de masivitate termică al solului
$N_p$	- numărul de persoane
$Nu$	- numărul Nusselt
$N_u$	- numărul persoanelor ce utilizează apa caldă de consum
$n$ [h <sup>-1</sup> ]	- numărul de schimburi orare de aer
$n, n_1, n_2$ [rot/min]	- turații ale pompei
$n_s$	- coeficientul de corecție ce ține seama de conductivitatea termică a solului și cota pardoselii sub nivelul solului
$n_u$ [h <sup>-1</sup> ]	- numărul deschiderilor orare în funcție de destinația clădirii
$P$ [W]	- puterea de alimentare
$P_A$ [W]	- puterea de acționare a pompei de căldură
$P_A$ [W]	- puterea electrică absorbită de compressor
$P_{il}$ [W]	- puterea instalată a surselor de iluminat
$P_m$ [W]	- puterea instalată a mașinilor acționate electric
$P_t$ [W]	- puterea teoretică consumată de compresor
$Pr$	- numărul Prandtl
$p$	- perimetrul încăperii
$p_a$ [Pa]	- presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul interior
$p_c$ [Pa]	- presiunea corespunzătoare condensării
$p_0$ [Pa]	- presiunea corespunzătoare vaporizării
$p_s$ [Pa]	- presiunea la saturație a vaporilor de apă din aerul interior la temperatura punctului de rouă al acestuia

$Q$ [W]	- puterea termică totală schimbată între sondă și sol
$Q_{PC}$ [W]	- puterea termică a pompei de căldură
$Q_T$ [W]	- fluxul termic cedat prin transmisie în regim staționar
$Q_0$ [Btu/h]	- puterea termică de răcire a pompei de căldură
$Q_{ap}$ [W]	- necesarul de frig pentru compensarea aporturilor de căldură prin insolație
$Q_{ac}$ [W]	- căldura acumulată în corpul uman
$Q_{ac}$ [W]	- sarcina termică zilnică necesară pentru prepararea a.c.c.
$Q_{deg}$ [W]	- necesarul de frig pentru compensarea degajărilor de căldură de la sursele interioare
$Q_i$ [W]	- fluxul de energie internă
$Q_{il}$ [W]	- căldura degajată de instalațiile de iluminat
$Q_{inf}$ [W]	- sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat
$Q_{1inf}$ [W]	- sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat, determinată ținând seama de numărul de schimburi de aer necesar din condiții de confort fiziologic
$Q_{2inf}$ [W]	- sarcina termică pentru încălzirea aerului infiltrat, determinată de viteza convențională a vântului
$Q_{inc}$ [W]	- necesarul de căldură pentru încălzire
$Q_m$ [W]	- căldura degajată de mașini și aparate acționate electric
$Q_{max}$ [W]	- consumul de căldură de vârf
$Q_p$ [W]	- căldura degajată de persoanele din încăpere
$Q_{răcire}$ [W]	- sarcina termică de răcire
$Q_s$ [W]	- căldura transferată prin conducție de la nivelul pielii la suprafața exterioară a îmbrăcăminții
$Q_{sol}$ [W]	- fluxul termic cedat prin sol pentru încăperile așezate direct pe sol sau îngropate parțial în sol
$Q_u$ [W]	- sarcina termică necesară pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor
$Q_{u,an}$ [W]	- puterea termică utilă livrată anual
$q$	- sarcina termică specifică a agentului
$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	- puterea termică superficială medie pe unitatea de suprafață
$q_0$ [J/kg]	- puterea frigorifică specifică la vaporizarea agentului
$q_a$ [J/kg]	- puterea medie anuală de extracție/absorbție a solului pentru perioada de 20 ani
$q_c$ [J/kg]	- sarcina termică specifică la condensare
$q_E$ [W/m]	- puterea specifică de extracție/injecție
$q_h$ [W]	- sarcina orară de vârf pe perioada de 6 ore
$q_l$ [W]	- sarcina maximă lunară a solului pe perioada de 1 lună
$q_p$ [W]	- degajarea de căldură a unei persoane
$q_r$ [W/m <sup>2</sup> ]	- fluxul de căldură transferat prin radiație termică
$q_{sr}$ [J/kg]	- sarcina termică specifică la subrăcire

132 – Lista cu abrevieri, notații și simboluri

$R$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența termică a elementului de construcție
$R$ [ $\text{W}$ ]	- fluxul de căldură sensibilă cedat de corpul uman prin radiație
$R$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența la permeabilitate termică a straturilor componente ale pardoselii situate deasupra tubului
$R_0$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența termică globală a elementului de construcție considerat
$R_{1l}$ [ $\text{mK}/\text{W}$ ]	- rezistența termică efectivă a solului corespunzătoare unei sarcini termice de extracție/absorbție pe perioada de 1 lună
$R_{20a}$ [ $\text{mK}/\text{W}$ ]	- rezistența termică efectivă a solului corespunzătoare unei sarcini termice de extracție/absorbție pe perioada de 20 ani
$R_{6h}$ [ $\text{mK}/\text{W}$ ]	- rezistența termică efectivă a solului corespunzătoare unei sarcini termice de extracție/absorbție pe perioada de 6 ore
$R_{bc}$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența termică a benzii de contur la trecerea căldurii prin pardoseală și sol către aerul exterior
$R_{cl}$ [clo]	- rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții
$R_i$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența la transfer termic superficial la nivelul suprafeței interioare
$R_p$ [ $\text{mK}/\text{W}$ ]	- rezistența termică a peretelui puțului forat
$R_{pd}$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența termică cumulată a pardoselii și a stratului de sol cuprins între pardoseală și pânza de apă freatică
$R_h$ [ $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$ ]	- rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții
$R_m$ [ $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$ ]	- rezistența medie la transfer termic
$R_s$ [ $\text{mK}/\text{W}$ ]	- rezistența termică a solului din jurul sondei
$r$ [ $\text{m}$ ]	- distanța de la punctul $P$ la centrul secțiunii transversale a tubului
$r'$ [ $\text{m}$ ]	- distanța de la punctul $P$ la centrul secțiunii transversale a tubului virtual
$r_a$	- rata de actualizare
$r_p$ [ $\text{m}$ ]	- raza puțului forat
$S$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței unui element de construcție
$S_c$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului exterior al suprafeței $S_p$
$S_i$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței totale a încăperii
$S_{cj}$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria unei benzi cu lățimea de 1 m situată de-a lungul conturului care corespunde spațiului învecinat cu temperatura $t_i$
$S_p$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria cumulată a pardoselii și a pereților aflați sub nivelul solului
$S_{Loc}$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței locuibile
$S_u$ [ $\text{m}^2$ ]	- aria suprafeței ușii considerate
$s$ [ $\text{m}$ ]	- pasul de dispunere a tuburilor pardoselii radiante
$\tau$ [ $\text{h}$ ]	- timpul în care este încălzită apa
$T_0$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	- temperatura de vaporizare a agentului frigorific

$T_1$ [K]	- temperatura absolută a suprafeței pardoselii
$T_2$ [K]	- temperatura medie ponderată absolută a pereților încăperii
$T_c$ [°C]	- temperatura de condensare a agentului frigorific
$T_{CTS}$ [°C]	- temperatura celulei fotovoltaice în condiții de testare standard
$T_e$ [°C]	- temperatura de ieșire din sondă
$T_f$ [°C]	- temperatura medie a fluidului din tuburile sondei verticale
$T_i$ [°C]	- temperatura de intrare din sondă
$T_p$ [°C]	- temperatura peretelui puțului forat
$TNOC$ [°C]	- temperatura nominală în funcționare a celulei fotovoltaice
$T_s$ [°C]	- temperatura neafectată a solului
$T_s$ [K]	- temperatura absolută a sursei reci
$T_u$ [K]	- temperatura absolută a sursei calde
$TR$ [ani]	- timpul de recuperare
$TR_n$ [ani]	- durata de recuperare normată
$t$ [%]	- toleranța
$t_c$ [°C]	- temperatura resimțită (de confort)
$t_{ac}$ [°C]	- temperatura apei calde la ieșire din boiler
$t_{acc\ m}$ [°C]	- valoarea medie a temperaturii apei calde de consum
$t_{ar}$ [°C]	- temperatura apei reci la intrare în boiler
$t_{ag}$ [°C]	- temperatura medie a agentului termic
$t_e$ [°C]	- temperatura de calcul a aerului exterior
$t_{ej}$ [°C]	- temperatura de calcul a aerului interior pentru încăperile
$t_{emz}$ [°C]	- temperatura aerului exterior medie zilnică
$t_{em}$ [°C]	- valoarea medie a temperaturii aerului exterior
$t_h$ [°C]	- temperatura la suprafața exterioară a îmbrăcăminții
$t_i$ [°C]	- temperatura de calcul a aerului interior alăturate
$t_{im}$ [°C]	- valoarea medie a temperaturii aerului interior
$t_{mr}$ [°C]	- temperatura medie de radiație
$t_p$ [°C]	- temperatura în punctul $P$ al tubului
$t_p$ [°C]	- temperatura pielii corpului uman
$t_{i\ PD}$ [°C]	- temperatura aerului interior obținută pentru încălzirea cu pardoseală radiantă
$t_{i\ RAD}$ [°C]	- temperatura aerului interior obținută pentru încălzirea cu radiatoare
$t_{pm}$ [°C]	- temperatura medie a suprafeței pardoselii
$t_r$ [°C]	- temperatura agentului termic pe retur
$t_s$ [°C]	- temperatura sursei reci
$t_s$ [°C]	- temperatura de calcul a aerului însoțit corespunzătoare unei localități, pentru luna, orientarea și ora din zi

$t_{sm}$ [°C]	- temperatura medie zilnică a aerului exterior însoțit
$t_t$ [°C]	- temperatura agentului termic pe tur
$t_{tm}$ [°C]	- temperatura medie a apei pe tur
$t_u$ [°C]	- temperatura la consumator
$t_{wf}$ [°C]	- temperatura apei freatice
$t_z$ [°C]	- temperatura medie zilnică a aerului exterior pentru luna considerată
$U_o$ [V]	- tensiunea inițială a panoului solar fotovoltaic
$V$ [m <sup>3</sup> ]	- volumul încăperii
$V_{ac}$ [m <sup>3</sup> ]	- volumul de apă caldă de consum
$v$ [m/s]	- viteza convențională a vântului
$v_i$ [m/s]	- viteza aerului interior
$W$ [W]	- fluxul de energie consumat pentru efectuarea unui lucru mecanic de către om
$w_p$ [kWh/m <sup>3</sup> ]	- energia specifică de pompare
$w_{PC}$ [kW/GJ]	- consumul specific de energie electrică al pompei de căldură

### Simboluri

$\alpha$	- coeficientul unghiular al drepte de variație a temperaturii fluidului de lucru cu logaritmul timpului
$\alpha$ [°]	- unghiul de incidență solar
$\alpha$	- coeficientul total de transfer superficial de căldură
$\alpha_c$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de transfer termic convectiv
$\alpha_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de transfer termic superficial la nivelul suprafeței pardoselii
$\alpha_r$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de transfer termic prin radiație
$\alpha_e$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de schimb termic la exteriorul elementului de construcție
$\alpha_{PC}$	- cota de participare a pompei de căldură la acoperirea necesarului de vârf
$\beta$	- coeficientul de dilatare volumică a aerului
$\beta_0$	- rata medie a inflației
$\gamma$	- constanta lui Euler
$\gamma$ [N/m <sup>3</sup> ]	- greutatea specifică a apei
$\Delta C$ [%]	- economia de combustibil
$\Delta I$ [€]	- sporul de investiție
$\Delta H$ [m]	- pierderea de sarcină suplimentară
$\Delta E$ [kWh/an]	- economia anuală de energie

$\Delta T_{sr}$ [°C]	- gradul de subrăcire al agentului frigorific
$\Delta T(r_{br}, \tau)$ [°C]	- diferența de temperatură dintre fluidul de lucru și sol
$\Delta t$ [°C]	- ecartul de temperatură
$\Delta t$ [°C]	- diferența de temperatură între suprafața pardoselii și aer
$\Delta t_c$ [°C]	- diferența între temperatura de condensare și temperatura sursei calde
$\Delta t_0$ [°C]	- diferența între temperatura sursei reci și temperatura de vaporizare
$\Delta t_p$ [°C]	- creșterea de temperatură din cauza interferențelor termice între puțul forat și puțurile învecinate
$\delta_1$ [m]	- grosimea stratului de beton
$\delta_2$ [m]	- grosimea stratului de lemn
$\delta_j$ [m]	- grosimea stratului de material $j$
$\varepsilon$	- întârzierea cu care oscilațiile de temperatură se resimt în încăperea
$\varepsilon_c$	- eficiența ciclului Carnot inversat
$\varepsilon_{IF}$	- eficiența instalației frigorifice
$\varepsilon_{PC}$	- eficiența termică teoretică a pompei de căldură
$\varepsilon_{PC,r}$	- eficiența termică reală a pompei de căldură
$\varepsilon_{1,} \varepsilon_2$	- coeficientul de emisie/absorbție al pardoselii și respectiv al pereților încăperii
$\eta$	- raportul dintre producția totală de energie electrică și consumul de energie primară pentru producerea energiei electrice
$\eta$	- randamentul general al instalației de pompare
$\eta$	- randamentul mecanic al corpului uman
$\eta_{el}$	- randamentul motorului electric
$\eta_i$	- randamentul intern al compresorului
$\eta_m$	- randamentul mecanic al compresorului
$\eta_g$	- randamentul global de utilizare a energiei electrice
$\eta_p$	- randamentul de producere a energiei electrice
$\eta_r$	- randamentul ciclului real față de un ciclu Carnot referențial
$\eta_s$	- indicatorul sintetic pentru aprecierea modului în care este valorificată energia primară consumată
$\eta_t$	- randamentul de transport a energiei electrice
$\lambda$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a solului
$\lambda_j$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a stratului de material $j$
$\lambda$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a aerului
$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	- vâscozitatea cinematică a aerului
$\nu$ [Hz]	- frecvența motorului pompei de circulație
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea aerului
$\rho$ [m]	- raza tubului pardoselii radiante

136 – Lista cu abrevieri, notații și simboluri

---

$\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea solului
$\rho_j$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea stratului de material <i>j</i>
$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea apei la temperatura medie între intrarea și ieșirea din boilerul pompei de căldură
$\tau$ [h]	- timpul
$\tau$ [ani]	- numărul anilor pentru care se efectuează actualizarea
$\tau_{min}$ [min]	- perioada minimă de testare
$\phi_i$ [%]	- umiditatea relativă a aerului interior
$\phi_{an}$ [kW/kg]	- gradul de utilizare al combustibilului
$\Psi$	- coeficient adimensional la calculul sarcinii de răcire
$\Sigma A$	- suma adaosurilor la pierderile de căldură prin transmisie



## LISTA DE TABELE ȘI FIGURI

### Tabele

Tabelul 2.1	Analiza energetică a producerii căldurii	pag. 22
Tabelul 2.2	Puterea specifică de extracție pentru sol, $q_E$ [W/m]	pag. 26
Tabelul 3.1	Comparație între modelele de simulare a SCS	pag. 34
Tabelul 4.1	Rezultate ale simulării referitoare la radiația solară și producția de energie electrică	pag. 47
Tabelul 4.2	Producția de energie electrică și nivelul de încărcare a sistemului de stocare.	pag. 47
Tabelul 5.1	Calculul necesarului de căldură pentru laborator ( $t_i=22$ °C)	pag. 56
Tabelul 5.2	Determinarea consumurilor lunare de energie termică pentru încălzire	pag. 56
Tabelul 5.3	Consumurile energetice pentru prepararea apei calde de consum	pag. 57
Tabelul 5.4	Calculul sarcinii de răcire pentru laborator ( $t_i = 24$ °C)	pag. 57
Tabelul 5.5	Determinarea consumurilor lunare de energie termică pentru răcire	pag. 57
Tabelul 5.6	Investiția $I$ , în €, pentru pompa de căldură și diferite cazane termice	pag. 59
Tabelul 5.7	Cheltuieli de exploatare pentru pompa de căldură și diferite cazane termice	pag. 59
Tabelul 5.8	Emisiile de CO <sub>2</sub> pentru diferite surse de energie primară	pag. 60
Tabelul 6.1	Calculul economiei de energie la aplicarea procedurii de reglaj optimizat prin variația turației	pag. 71
Tabelul 6.2	Economiile potențiale de energie utilizând convertizorul de frecvență	pag. 72
Tabelul 6.3	Rezultatele calcului numeric pentru încălzire	pag. 74
Tabelul 6.4	Rezultatele calcului numeric pentru răcire	pag. 76
Tabelul 6.5	Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de încălzire	pag. 80
Tabelul 6.6	Determinarea experimentală a performanțelor sistemului de răcire	pag. 81
Tabelul 6.7	Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură	pag. 82
Tabelul 6.8	Evoluția COP al pompei de căldură în funcție de ecartul de temperatură a apei calde din boiler	pag. 83
Tabelul 6.9	Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură	pag. 84

Tabelul 6.10	Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură	pag. 86
Tabelul 6.11	Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură	pag. 86
Tabelul 6.12	Determinarea experimentală a performanțelor pompei de căldură	pag. 88
Tabelul 6.13	Rezultatele calculului numeric	pag. 94
Tabelul 6.14	Sintetizarea rezultatelor experimentale	pag. 96
Tabelul 6.15	Rezultatele furnizate de programul Thermal Comfort	pag. 101
Tabelul 6.16	Studiul comparativ al sistemelor de încălzire	pag. 102
Tabelul 7.1	Valorile lunare ale necesarului de energie termică, în MWh	pag. 109
Tabelul 7.2	Puterile termice lunare de vârf, în kW	pag. 110
Tabelul 7.3	Puterea specifică de extracție, în W/m	pag. 110
Tabelul 7.4	Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de bază, în °C	pag. 111
Tabelul 7.5	Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de vârf de încălzire, în °C	pag. 111
Tabelul 7.6	Temperaturile medii ale fluidului de lucru la sarcina de vârf de răcire, în °C	pag. 112
Tabelul 7.7	Consumurile de energie termică pentru încălzire și răcire	pag. 118
Tabelul 7.8	Consumurile de energie termică pentru prepararea a.c.c	pag. 119
Tabelul 7.9	Consumurile lunare de energie termică	pag. 121

## Figuri

Fig. 1.1	Consumul de energie primară din UE	pag. 8
Fig. 2.1	Schema de principiu a pompei de căldură.	pag. 15
Fig. 2.2	Schema și ciclul teoretic de funcționare a pompei de căldură cu subrăcire	pag. 17
Fig. 2.3	Variația eficienței reale a pompelor de căldură	pag. 21
Fig. 2.4	Consumul specific de energie electrică pentru producerea căldurii	pag. 22
Fig. 2.5	Pompă de căldură în regim de încălzire bivalent	pag. 23
Fig. 2.6	Schema diferitelor pompe de căldură geotermice	pag. 25
Fig. 2.7	Schema transmiterii căldurii la o sondă verticală	pag. 25
Fig. 3.1	Configurația unui tub tip-U într-un puț forat	pag. 32
Fig. 4.1	Schema sistemului hibrid PCCS cu turn de răcire	pag. 38
Fig. 4.2	Schema unei PCHCS cu preparare de a.c.c	pag. 40
Fig. 4.3	Schema sistemului hibrid de PCCS cu panouri solare termice	pag. 41
Fig. 4.4	Definirea masei de aer relativ	pag. 42

Fig. 4.5	Poziționarea panourilor fotovoltaice pe acoperișul unei clădiri cu șarpantă	pag. 44
Fig. 4.6	Amplasamentul laboratorului experimental	pag. 45
Fig. 4.7	Harta solară a României	pag. 45
Fig. 4.8	Interfața programului de simulare	pag. 46
Fig. 4.9	Evoluția lunară a intensității radiației solare	pag. 48
Fig. 4.10	Energia lunară produsă de sistemul fotovoltaic	pag. 48
Fig. 5.1	Planul laboratorului	pag. 55
Fig. 5.2	Variația energiei consumate lunar pentru încălzirea și răcirea laboratorului	pag. 58
Fig. 6.1	Planul de amplasare al echipamentelor standului experimental	pag. 61
Fig. 6.2	Schema funcțională a instalației de încălzire/răcire	pag. 62
Fig. 6.3	Schema funcțională a PC cu comprimare mecanică de vapori WPC	pag. 63
Fig. 6.4	Contorizarea energiei termice	pag. 64
Fig. 6.5	Contor electronic trifazat de energie electrică	pag. 64
Fig. 6.6	Schema funcțională optimizată a instalației de încălzire/răcire	pag. 65
Fig. 6.7	Ciclul de funcționare într-o instalație de încălzire	pag. 67
Fig. 6.8	Curbele de consum energetic	pag. 67
Fig. 6.9	Reglarea debitului cu vana de refulare	pag. 68
Fig. 6.10	Reglarea debitului prin variația turației	pag. 69
Fig. 6.11	Variația caracteristicilor pompelor cu turația	pag. 70
Fig. 6.12	Economia de energie anuală la pompele cu turație variabilă	pag. 72
Fig. 6.13	Schema sistemului de control al pompei cu turație variabilă	pag. 72
Fig. 6.14	Reprezentarea curbei de interpolare a funcției $v(\Delta t)$ pentru încălzire	pag. 75
Fig. 6.15	Reprezentarea curbei de interpolare a funcției $v(\Delta t)$ pentru răcire	pag. 76
Fig. 6.16	Schema de montaj a automatizării pompei de circulație	pag. 77
Fig. 6.17	Interfața programului de achiziție date	pag. 78
Fig. 6.18	Evoluția temperaturilor aerului în funcție de timp	pag. 79
Fig. 6.19	Evoluția temperaturii sursei de căldură în funcție de timp	pag. 79
Fig. 6.20	Evoluția temperaturii aerului exterior în funcție de timp	pag. 80
Fig. 6.21	Evoluția temperaturilor în funcție de timp	pag. 81
Fig. 6.22	Evoluția temperaturii apei pe tur funcție de timp	pag. 82
Fig. 6.23	Variația temperaturilor la încălzirea apei din boiler cu 25 °C	pag. 83
Fig. 6.24	Reprezentarea grafică a evoluției COP	pag. 83
Fig. 6.25	Evoluția temperaturilor în funcție de timp	pag. 84
Fig. 6.26	Evoluția temperaturilor $t_i$ și $t_e$ în funcție de timp	pag. 85
Fig. 6.27	Evoluția temperaturilor $t_{acc}$ și $t_s$ în funcție de timp	pag. 85
Fig. 6.28	Evoluția temperaturilor $t_i$ și $t_e$ în funcție de timp	pag. 87

---

Fig. 6.29	Evoluția temperaturilor $t_{acc}$ și $t_s$ în funcție de timp	pag. 87
Fig. 6.30	Evoluția temperaturilor în funcție de timp pentru prepararea acc la 60 °C	pag. 88
Fig. 6.31	Variația temperaturii aerului pe verticală pentru pardoseală radiantă și radiatoare	pag. 89
Fig. 6.32	Planul încăperii biroului încălzit	pag. 89
Fig. 6.33	Schema circuitelor încălzirii prin pardoseală	pag. 90
Fig. 6.34	Schema de calcul cu metoda „tubului virtual”	pag. 91
Fig. 6.35	Schema de calcul pentru pardoseala radiantă	pag. 91
Fig. 6.36	Graficul rezultatelor obținute	pag. 94
Fig. 6.37	Schema sistemului de încălzire cu radiatoare	pag. 95
Fig. 6.38	Evoluția temperaturii aerului interior	pag. 96
Fig. 6.39	Temperatura optimă resimțită în funcție de îmbrăcăminte și activitate	pag. 100
Fig. 6.40	Variația indicelui PPD în funcție de PMV	pag. 100
Fig. 6.41	Variația indicelui PPD în funcție de asimetria temperaturii la suprafața elementelor de construcție	pag. 100
Fig. 7.1	Analogia electrică a modelului de schimb de căldură între sondă și sol.	pag. 104
Fig. 7.2	Schema echipamentului de realizare a testului de răspuns termic și graficul realizat în urma înregistrărilor	pag. 105
Fig. 7.3	Echipamentul de testare GEOTERM PDC	pag. 105
Fig. 7.4	Determinarea rezistenței termice a puțului forat	pag. 106
Fig. 7.5	Variația temperaturii fluidului în timp	pag. 106
Fig. 7.6	Evoluția temperaturii solului pe parcursul a 30 minute de măsurători	pag. 107
Fig. 7.7	Evoluția temperaturii solului pe parcursul a 120 minute de măsurători	pag. 108
Fig. 7.8	Temperaturile medii ale fluidului în sol în anul 25 de simulare	pag. 112
Fig. 7.9	Temperaturile medii ale fluidului în sol pe o perioadă de 25 ani	pag. 113
Fig. 7.10	Datele principale ale proiectului	pag. 115
Fig. 7.11	Datele de intrare utilizate în programul TRNBuild	pag. 115
Fig. 7.12	Datele de ieșire utilizate în programul TRNBuild	pag. 116
Fig. 7.13	Definirea stratificației elementelor de construcție	pag. 116
Fig. 7.14	Modelarea încăperii în TRNBuild	pag. 117
Fig. 7.15	Schema funcțională realizată cu programul TRNSYS	pag. 118
Fig. 7.16	Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PCCS	pag. 119
Fig. 7.17	Schema funcțională pentru prepararea apei calde de consum utilizând PST	pag. 120

## BIBLIOGRAFIE

- [1] ASHRAE, *Commercial/institutional ground-source heat pump engineering manual*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1995.
- [2] ASHRAE Handbook, *Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2013.
- [3] ASHRAE Handbook, *HVAC Applications*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2011.
- [4] ASHRAE *Thermal comfort tool*, Version 2, Center for the Built Environment, Berkeley, California, SUA, 2011.
- [5] Ball, D.A., Fischer, R.D. Hodgett, D.L. *Design methods for ground-source heat pumps*, ASHRAE Transactions, vol. 89, no. 2B, 1983, pp. 416–40.
- [6] Bernier, M.A. *Ground-coupled heat pump system simulation*, ASHRAE winter meeting CD, technical and symposium papers, ASHRAE, 2001, pp. 739-750.
- [7] Blum, P. Campillo, G. Munch, W. Kolbel, T. *CO<sub>2</sub> savings of ground source heat pump systems: a regional analysis*, Renewable Energy, vol. 35, 2010, pp. 122-127.
- [8] Bojic, M. Cvetkovic, D. Marjanovic, V. Blagojevic, M. Djordjevic, Z. *Performances of low temperature radiant heating systems*, Energy and Buildings, vol. 61, 2013, pp. 233-238.
- [9] Bose, J.E. Parker, J.D. McQuiston, F.C. *Design/data manual for closed-loop ground coupled heat pump systems*, Oklahoma State Univ for ASHRAE; 1985.
- [10] Bose, J.E. Smith, M.D. Spitler, J.D. *Advances in ground source heat pump systems – An international overview*, Proceedings of the Seventh International Energy Agency Heat Pump Conference, Beijing, vol. 1, 2002, pp. 313–24.
- [11] Carslaw, H.S. Jaeger, J.C. *Conduction of heat in solids*, Clarendon Press, Oxford, UK, 1946.
- [12] CEN CR 1752, *Ventilation for building: Design criteria for the indoor environment*, European Committee for Standardization, Brussels, 1998.
- [13] Chiasson, A.D. Spitler, J.D. Rees, S.J. Smith, M.D. *Model for simulating the performance of a shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems*, ASHRAE Transactions, vol. 106, 2000, pp. 107–121.
- [14] Chiasson, A.D. Yavuzturk, C. *Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors*. ASHRAE Transactions, vol. 109(Part 2), 2003, pp. 487–500.
- [15] Choudhury, B. Chatterjee, P.K. Sarkar, J.P. *Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 14, 2010, pp. 2189-2195.
- [16] Claesson, J. Eskilson, P. Hellstrom, G. *PC design model for heat extraction boreholes*, Proceedings of the 3rd WS on SAHPGCS, Göteborg, CIT, vol. 3, 1990, pp 99–102.
- [17] Colesca, S.E. Ciocoiu, C.N. *An overview of the Romanian renewable energy sector*, Renewable and Sustainable energy reviews , vol. 24, 2013, pp. 149-158.

- [18] Cui, P. Yang, H. Fang, Z. *Numerical analysis and experimental validation of heat transfer in ground heat exchangers in alternative operation modes*, Energy and Buildings, vol. 40, no. 6, 2008, pp. 1060–1066.
- [19] Cui, P. Yang, H.X. Spitler, J.D. Fang, Z.H. *Simulation of hybrid ground-coupled heat pump with domestic hot water heating systems using HVACSIM+*, Energy and Buildings, vol. 40, no. 9, 2008, pp. 1731–1736.
- [20] Deerman, J.D. Kavanaugh, S.P. *Simulation of vertical U-tube ground coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution*, ASHRAE Transactions, vol. 97, no. 1, 1991, pp. 287–295.
- [21] Diao, N.R. Zeng, H.Y. Fang, Z.H. *Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers*, HVAC&R Research, vol. 10, no. 4, 2004, pp. 459–470.
- [22] DuBois, D. DuBois, E.F. *A formula to estimate approximate surface area, if height and weight are known*, Archives of Internal Medicine, vol. 17, 1916, pp. 863–871.
- [23] EED User Manual, *Borehole heat exchangers*, Version 2.0, Lund University, Sweden, 2000.
- [24] Eklöf, C. Gehlin, S. *TED – a mobile equipment for thermal response test*, M. Scthesis, 198E, University of Lulea, Sweden, 1996.
- [25] Eskilson, P. *Thermal analysis of heat extraction boreholes*, Ph.D. thesis, University of Lund, Sweden, 1987
- [26] EN ISO 7730, *Moderate thermal environment – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort*, International Organization for Standardization, Geneva, 2005.
- [27] Fang, Z.H. Diao, N.R. Cui, P. *Discontinuous operation of geothermal heat exchangers*, Tsinghua Science Technology, 2002, vol. 7, no. 2, pp. 194–197.
- [28] Fanger, P.O. *Thermal comfort*, Robert E. Krieger (ed.), Malabar, FL, USA, 1982.
- [29] Fanger, P.O. *Thermal comfort analysis and application in environmental engineering*, McGraw-Hill, New York, 1970.
- [30] Fannee, A.H. Dougherty, B.P. *Performance of a residential desuperheater*, ASHRAE Transactions, vol. 98, no. 1, 1992, pp. 489–99.
- [31] Fisher, D.E. Murugappan, A. Padhmanabhan, S.K. Rees, S.J. *Implementation and validation of ground-source heat pump system models in an integrated building and system simulation environment*, HVAC&R Research, vol. 12, no. 3a, 2006, pp. 693–710.
- [32] Floridesa, G. Kalogirou, S. *Ground heat exchanger – A review of systems, models and applications*, Renewable Energy, vol. 32, no. 15, 2007, pp. 2461–2478.
- [33] Fridleifsson, I.B. Bertani, R. Huenges, E. Lund, J.W. Ragnarsson, A. Rybach, L. *The possible role and contribution of geothermal energy to the mitigation of climate change*, IPCC Scoping Meeting on Renewable Energy Sources, Hohmeyer, O. Trittin, T. (eds.), 2008, pp. 59–80.
- [34] Gehlin, S. *Thermal response test: method development and evaluation*, Doctoral Thesis, 39, University of Lulea, Sweden, 2002.
- [35] Gehlin, S. Hellstrom, G. *Influence on thermal response test by ground-water flow in vertical fractures in hard rock*, University of Lund, Sweden, 2002.
- [36] Gu, Y. O’Neal, D.L. *Development of an equivalent diameter expression for vertical U-tubes used in ground-coupled heat pumps*, ASHRAE Transactions, vol. 104, 1998, pp. 347–355.
- [37] Hellstrom, G. *Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems*, Department of Mathematical Physics University of Lund, Sweden, 1991

- [38] Hellstrom, G. Sanner, B. *Software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction*, Proceedings of the 6th Int. Conference on Energy Storage CALORSTOCK 94; 1994, pp.195–202.
- [39] Hellstrom, G, Sanner, B. *PC-programs and modeling for borehole heat exchanger design*, Proceedings of the International Geothermal Days Germany, Gtv, Geeste, Supplement, 2001, pp. 35–44.
- [40] Hera, D. *Utilizarea pompelor de căldură la încălzirea locuințelor, o soluție ecologică și eficientă*, Conferința „Știința Modernă și Energia”, Cluj-Napoca, 2006.
- [41] Ilina, M. Burchiu, S. *Influența sistemelor de încălzire asupra microclimatului din încăperi de locuit*, Instalatorul, nr. 6, 1996.
- [42] Ingersoll, L.R. Plass, H.J. *Theory of the ground pipe source for the heat pump*, ASHVE Transactions, vol. 54, 1948, pp. 339–48
- [43] Ingersoll, L.R. Adler, F.T. Plass, H.J. Ingersoll, A.C. *Theory of earth heat exchangers for the heat pump*. ASHRAE Transactions, 1950, vol. 56, pp. 167–188.
- [44] Ingersoll, L.R. Zobel, O.J. Ingersoll, A.C. *Heat conduction with engineering, geological, and other applications*, McGraw-Hill, New York, 1954.
- [45] Kavanaugh, S.P. Rafferty, K. *Ground-source heat pumps – Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings*, ASHRAE, Atlanta, 1997.
- [46] Kavanaugh, S.P. *A design method for hybrid ground-source heat pumps*, ASHRAE Transactions, vol. 104, no. 2, 1998, pp. 691–698
- [47] Khan, M.H. Varanasi, A. Spitler, J.D. Fisher, D.E. Delahoussaye, R.D. *Hybrid ground source heat pump system simulation using visual modeling tool for HVACSIM+*, Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands; 11–14 August, 2003.
- [48] Kreider, J.F. Rabl, A. *Heating and cooling of buildings*, McGraw–Hill, New York, 1994
- [49] Liu, X. *Enhanced design and energy analysis tool for geothermal water loop heat pump systems*, Proceedings of the 9th International Conference on Energy Agency Heat Pump, Zürich, Switzerland, 20–22 May, 2008.
- [50] Liu, X.L. Wang, D.L. Fang, Z.H. *Modeling of heat transfer of a vertical bore in ground-source heat pumps*, Journal of Shandong Institute of Architecture and Engineering, no. 1, 2001, pp. 47–51
- [51] Man Yi, Yang Hongxing, Fang Zhaohong. *Study on hybrid ground-coupled heat pump systems*, Energy and Buildings, vol. 40, jno. 11, 2008, pp. 2028–2036.
- [52] Mantzos, L. *European energy and transport trends to 2030*, European Comision, Directorate-General for Energy and Transport, 2003.
- [53] Mateescu, Th. *Prepararea apei calde de consum*, Instalatorul, nr. 4, 1996.
- [54] Mc 001/2, *Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor (instalațiile din clădiri)*, București, 2006.
- [55] McQuiston, F. Parker, J. *Heating, ventilating and air conditioning*, John Wiley, New York, 1988
- [56] Metz, P.D. *The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat-pump systems*, ASME Transactions, Journal of Solar Energy Engineering, vol. 104, no. 4, 1982, pp. 366–372.
- [57] Moroni, M. Nitrati, G. *Progettazione fotovoltaica in conto energia*, Edilizia – Quaderni per la progettazione, 2007.



- [58] Muraya, N.K. O’Neal, D.L. Heffington, W.M. *Thermal interference of adjacent legs in a vertical U-tube heat exchanger for a ground-coupled heat pump*, ASHRAE Transactions, vol. 102, no. 2, 1996, pp. 12–21.
- [59] Neguț, N. *Operation book GEOTERM PDC – first TRT in Romania, București, Romania, 2009*.
- [60] NP 048-2000, *Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare apei calde de consum aferente acestora*, București, 2000.
- [61] Pahud, D. Hellstrom, G. *The new duct ground heat model for TRNSYS*, Proceedings of Eurotherm Seminar 49, Eindhoven, 1996, pp. 127–136.
- [62] Radcenco, V. ș.a. *Instalații de pompe de căldură*, Editura Tehnică, București, 1983.
- [63] Ramamoorthy, M. Jin, H. Chiasson, A.D. Spitler, J.D. *Optimal sizing of hybrid ground-source heat pump systems that use a cooling pond as a supplemental heat rejecter – a system simulation approach*, ASHRAE Transactions, 2001;107(Part1), 2001, pp. 26–38.
- [64] Rawlings, R.H.D. Sykulski, J.R. *Ground source heat pumps: a technology review*, Building Services Engineering Research and Technology, vol. 20, no. 3, 1999, pp. 119-129.
- [65] Remo, J. *La production combinée de chaleur et de froid*, Révue Générale du Froid, nr. 2, 1984.
- [66] Rottmayer, S.P. Beckman, W.A. Mitchell, J.W. *Simulation of a single vertical U-tube ground heat exchanger in an infinite medium*, ASHRAE Transaction, vol. 103, no. 2, 1997, pp. 651–659.
- [67] Sârbu, I. *Optimizarea energetică a sistemelor de distribuție a apei*, Editura Academiei Române, București, 1997.
- [68] Sârbu, I. *Instalații frigorifice*, Editura Mirton, Timișoara, 1998.
- [69] Sârbu, I. Kalmar, F. *Optimizarea energetică a clădirilor*, Editura Matrix Rom, București, 2000.
- [70] Sârbu, I. *Utilizarea pompelor de căldură pentru încălzirea clădirilor*, Tehnica Instalațiilor, nr. 4, 5, 2002, pp. 44-66, 10-12.
- [71] Sârbu, I. Kalmar, F. Cinca, M. *Instalații termice interioare – Optimizare și modernizare energetică*, Editura Politehnica, Timișoara, 2007.
- [72] Sarbu, I. Sebarchievici, C. *Heat pumps use in buildings’ heating/cooling systems*, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Int. Conference on Building Services, Mechanical and Building Industry Days, Debrecen, Hungary, 15-16 October, 2010, pp. 129-141.
- [73] Sarbu, I. Sebarchievici, C. *Use advisability of heat pumps for building heating and cooling*, In: Recent Advances in Engineering and Environment, Proc. of the 15<sup>th</sup> IASME/WSEAS Int. Conference on Energy & Environment, Cambridge, UK, 23-25 February, 2010, pp. 106-111.
- [74] Sârbu, I. *Modelări numerice și optimizări în instalații*, Editura Politehnica, Timișoara, 2010.
- [75] Sarbu, I. Sebarchievici, C. *Heat pumps – Efficient heating and cooling solution for buildings*, WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer, vol. 5, no. 2, 2010, pp. 31-40.
- [76] Sarbu, I. Sebarchievici, C. *Effects analysis of building thermal rehabilitation*, In: Recent Researches in Energy and Environment, Proc. of the 6<sup>th</sup> IASME/WSEAS Int. Conference on Energy & Environment, Cambridge, UK, 23-25 February, 2011, pp. 78-80.



- [77] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Simulation and control of indoor air quality in buildings*, In: Advances in Biology, Bioengineering and Environment, Proc. of the 8<sup>th</sup> WSEAS Int. Conference on Environment, Ecosystems and Development, Vouliagmeni, Athens, Greece, 29-31 December, 2010, pp. 119-384.
- [78] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Olfactory comfort assurance in enclosed spaces*, Journal of Energy and Environment, vol. 5, no. 3, 2011, pp. 377-384.
- [79] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Thermal rehabilitation of buildings*, International Journal of Energy, vol. 5, no. 2, 2011, pp. 43-52.
- [80] Sârbu, I. Bura, H. *Thermal tests on borehole heat exchangers for ground-coupled heat pump systems*, International Journal of Energy and Environment, vol. 5, no. 3, 2011, pp. 385-393.
- [81] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Effects analysis of additional thermal protection for retrofitted buildings*, Journal of Engineering and Applied Sciences, vol. 6, no. 6, 2011, pp. 31-42.
- [82] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Energy savings for buildings using photovoltaic panels*, Proc. of the 6<sup>th</sup> Int. Symposium about Forming and Design in Mechanical Engineering, Palic, Serbia, 29-30 September, 2010, pp. 371-374.
- [83] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Analiza energetică a sistemelor de încălzire de joasă temperatură*, Tehnica Instalațiilor, vol. 65, nr. 2, 2009, pp. 14-17.
- [84] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Ensuring the cooling power for vertical-loop ground-coupled heat pumps*, Proceedings of the 19<sup>th</sup> Int. Conference on Building Services and Ambient Comfort, Timisoara, 15-16 April, 2010, pp. 145-161.
- [85] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Economia de energie în clădiri*, Conf. "Instalații pentru construcții și economia de energie", Timișoara, 2-3 Aprilie, 2009, pp. 77-89.
- [86] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Aspects of indoor environmental quality assessment in buildings*, Energy and Buildings, vol. 60, 2013, pp. 410-419.
- [87] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Olfactory comfort assurance in buildings*, In: Chemistry, Emission Control, Radioactive Pollution and Indoor Air Quality, N.A. Mazeo (ed.), InTech, Rijeka, Croatia, 2011, pp. 407-428.
- [88] Sarbu, I. Sebarchievi, C. *Pompe de căldură*, Editura Politehnica, Timișoara, 2010.
- [89] Sarbu, I. Valea, E. Sebarchievi, C. *Solar refrigerating systems*, Advanced Materials Research (Material Researches and Energy Engineering), vol. 772, 2013, pp. 581-586, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.772.581.
- [90] Seppänen, O. *European parliament adopted the directive on the use of renewable energy sources*, Rehva Journal, vol. 46, no. 1, Brussels, Belgium, 2009.
- [91] Spagnolo, M. *Efficienza energetica nella progettazione*, Tipografia del genio civile, 2007.
- [92] Spitler, J.D. *Ghepro – A design tool for commercial building ground loop heat exchangers*, Proceedings of the Fourth International Conference on Heat Pumps in Cold Climates, Aylmer, Québec, 17-18 August, 2000.
- [93] Spitler, J.D. *Ground-source heat pump system research past, present and future*, HVAC&R Research, vol. 11, no. 2, 2005, pp. 165-167.
- [94] Steen, D. Logghe, J. *New technology for high temperature heat pumps*, Rehva Journal, vol. 46, no. 5, 2009.
- [95] Teitel, M. Zhao, A. Barak, M. Eli, B. Shmuel, D. *Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives*, Energy and Buildings, vol. 40, 2008, pp. 953-960.

- [96] Thornton, J.W. McDowell, T.P. Shonder, J.A. Hughes, P.J. Pahud, D. Hellstrom, G. *Residential vertical geothermal heat pump system models: calibration to data*, ASHRAE Transactions, vol. 103, no. 2, 1997, pp. 660-674.
- [97] Tinti, F. *Geotermia per la climatizzazione*, Dario Flaccovio Editore, Palermo, 2008.
- [98] Trillat-Berdal, V. Souyri, B. Fraisse, G. *Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors*, Energy and Buildings, vol. 38, no. 1, 2006, pp. 1477-84.
- [99] TRNSYS 17 Manual, *Getting started*, vol 1, Solar Engineering Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2012.
- [100] TRNSYS 17 Manual, *Multizone building modeling with Type 56 and TRNBuild*, vol 5, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2012
- [101] Ullah, K.R. Saidur, R. Ping, H.W. Akikur, R.K. Shuvo, N.H. *A review of solar thermal refrigeration and cooling methods*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 24, 2013, pp. 490-513
- [102] Viessmann, *Heat pump systems – Design guide*, Romania, 2002.
- [103] Yavuzturk, C. Spitler, J.D. Rees, S.J. *A transient two-dimensional finite volume model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers*, ASHRAE Transactions, vol. 105, no. A, 1999, pp. 465-74.
- [104] Yavuzturk, C. Spitler, J.D. *Comparative study of operating and control strategies for hybrid ground-source heat pump systems using a short time step simulation model*, ASHRAE Transactions, vol. 106, 2000, pp. 192-209.
- [105] Yavuzturk, C. Spitler, J.D. *Field validation of a short time step model for vertical ground-loop heat exchangers*, ASHRAE Transactions, vol. 107, no. 1, 2001, pp. 617-25.
- [106] Yu, M.Z. Diao, N.R. Su, D.C. Fang, Z.H. *A pilot project of the closed-loop ground source heat pump system in China*, Proceeding of IEA 7th Heat Pump Conference, Beijing, 2002, pp. 356-364.
- [107] Zeng, H.Y. Diao, N.R. Fang, Z.H. *A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers*, Heat Transfer Asian Researches, vol. 31, no. 7, 2002, pp. 558-567
- [108] Zeng, H.Y. Diao, N.R. Fang, Z.H. *Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in ground source heat pump systems*, International Journal of Thermal Sciences, vol. 12, no. 1, 2003, pp. 77-81
- [109] Zirngib, J. *Standardisation activities for heat pumps*, Rehva Journal, vol.46, no.3, 2009.
- [110] \* \* \* *Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings*, Official Journal of the European Communities, January, 2003.
- [111] \* \* \* *Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources*, European Commission, 2009.
- [112] \* \* \* <http://europa.eu>
- [113] \* \* \* *Operation Book WP*, STIEBEL-ELTRON, Germany, 2007.
- [114] \* \* \* *Totul despre pardoseala radiantă „Qualitherm 2000”*, LAING, 1997