

# **ASIGURAREA EFICIENȚEI ENERGETICE A SISTEMELOR TERMICE ȘI A CONFOR- TULUI ÎN CLĂDIRI CIVILE UTILIZÂND POMPA DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea Politehnica din Timișoara  
în domeniul Inginerie Civilă și Instalații  
de către

**ing. Alexandru Dorca**

Conducător științific: prof.univ.emerit dr.ing. Ioan Sârbu

Referenți științifici: prof. univ. dr. ing. Gheorghe BADEA

prof. univ. dr. ing. Gabriel IVAN

prof. univ. dr. ing. Ioan BORZA

Ziua susținerii tezei: 06.10.2023

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |   |   |
|---|---|
| 1. Automatică                               | 11. Știința și Ingineria Materialelor                                   |
| 2. Chimie                                   | 12. Ingineria Sistemelor  |
| 3. Energetică                               | 13. Inginerie Energetică  |
| 4. Inginerie Chimică                        | 14. Calculatoare și Tehnologia Informației                              |
| 5. Inginerie Civilă                         | 15. Ingineria Materialelor  |
| 6. Inginerie Electrică                      | 16. Inginerie și Management   |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 17. Arhitectură   |
| 8. Inginerie Industrială                    | 18. Inginerie Civilă și Instalații                                      |
| 9. Inginerie mecanică                       | 19. Inginerie Electronică, Telecomunicații și Tehnologii Informaționale |
| 10. Știința Calculatoarelor                 |   |

Universitatea Politehnică 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 Politehnică – Timișoara, 2023

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

România, 300223 Timișoara, Bd. Vasile Pârvan 2B  
Tel./fax 0256 404677  
e-mail: editura@upt.ro

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul activității autorului în cadrul Universității Politehnica din Timișoara – Departamentul de Construcții Civile și Instalații începând cu anul 2016. Această teză a fost concepută în urma experienței acumulate în domeniul proiectării și execuției instalațiilor termice (încălzire, ventilare, climatizare) și a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate în cadrul laboratorului de instalații al departamentului.

Teza se referă la posibilitatea îmbunătățirii eficienței energetice și de mediu a instalațiilor termice (încălzire, producere apă caldă de consum și răcire) din clădiri civile prin utilizarea unui sistem convențional de pompă de căldură cuplată la sol (PCCS) sau a unui sistem hibrid geotermo-solar compus din PCCS și panouri solare fotovoltaice (PV) ori PV-termice, în scopul economisirii energiei și a diminuării emisiilor de CO<sub>2</sub>. Această lucrare este deosebit de importantă pentru specialiștii din domeniul ingineriei instalațiilor ce folosesc pompe de căldură, datorită contribuției studiilor teoretice, a investigațiilor experimentale și a simulărilor numerice efectuate.

În primul rând, aș dori să mulțumesc și să-mi exprim recunoștința conducătorului meu de doctorat, D-nul prof. emerit dr.ing.eur.ing. Ioan Sârbu, pentru ajutorul științific și moral pe care mi l-a acordat, precum și Colectivului de Instalații din cadrul departamentului. De asemenea îi mulțumesc pentru modul în care s-a implicat în pregătirea mea de cercetare, astfel încât contribuțiile mele științifice să fie la un înalt nivel.

Un ajutor neprețuit am primit de la D-nul ș.l. dr. ing. Călin Sebarchievici, un adevărat profesionist, care m-a ajutat cu sfaturi practice, utile pentru înțelegerea părții teoretice și m-a ajutat la studiile și cercetările întreprinse.

Le mulțumesc foștilor colegi de la AGASI S.R.L. ing. Adrian Smadu, ing. Mircea Bălan, ing. Marius Bîrlan pentru sponsorizarea standului de automatizare, dar și ing. Ovidiu Oros și ing. Paul Pagura pentru proiectarea și execuția sistemului de automatizare și sugestiile care au contribuit la îmbunătățirea conținutului tezei.

Îmi exprim toată considerația și recunoștința membrilor comisiei de doctorat, domnii prof.dr.ing. Gheorghe Badea, prof.dr.ing. Gabriel Ivan și prof.dr.ing. Ioan Borza pentru disponibilitatea și amabilitatea de a accepta să analizeze conținutul prezentei teze.

Adresez mulțumiri firmei Rehau reprezentată de ing. Ana-Maria Avram și ing. Călin Uzun pentru sponsorizarea panourilor radiante și a sondei geotermale, dar și pentru promptitudinea transmiterii informațiilor și colaborarea avută în cadrul cercetărilor.

Nu în ultimul rând, le mulțumesc părinților și logodnicei pentru răbdarea, sprijinul și încurajarea lor, dar și pentru că m-au susținut moral pe toată durata elaborării tezei de doctorat.

Le mulțumesc din suflet tuturor celor menționați dar și celor pe care poate am uitat să îi menționez și îi asigur de toată stima și considerația mea.

Timișoara, Iulie 2023

Ing. Alexandru Dorca

Dorca, Alexandru

**Asigurarea eficienței energetice a sistemelor termice și a confortului în clădiri civile utilizând pompa de căldură cuplată la sol**

Teze de doctorat ale UPT, Seria ... , Nr. ..., Editura Politehnica, 2023, 203 pagini, 124 figuri, 52 tabele, 161 formule.

ISSN:.....

ISBN:.....

*Cuvinte cheie:* clădiri civile, încălzire, răcire, apă caldă de consum, pompă de căldură geotermică, sondă geotermală verticală, configurație cu tub U simplu și dublu, eficiență energetică, performanță economică și de mediu, teste experimentale, studii și analize comparative, transfer termic tranzitoriu, modelare, confort termic, simulare numerică.

*Rezumat,*

O analiză profundă a performanțelor pompelor de căldură cuplate la sol (PCCS) conectate la diverse sisteme de încălzire/răcire pentru condițiile din România este extrem de necesară și prin faptul că rezultatele studiilor internaționale nu pot fi aplicate direct la nivel local, din cauza condițiilor climatice și geologice diferite. Măsurătorile experimentale sunt utilizate pentru a testa performanța PCCS în sistem închis în diferite moduri de operare (încălzire, încălzire-ACC, răcire, ACC, răcire-ACC). Se efectuează apoi un studiu experimental privind regenerarea sezonieră a PCCS prin injectarea și stocarea în sol, în sezonul de vară, a energiei termice și se formulează un model de simulare a transferului de căldură în regim tranzitoriu între sonda verticală și sol. În plus, se evaluează experimental performanțele sistemului PCCS, conectată la diferite sisteme de încălzire/răcire (pardosea radiantă, panouri radiante de perete și plafon, radiatoare) a unui birou experimental, în condițiile asigurării unui confort termic adecvat, care a fost evaluat utilizând programul Thermal Comfort. S-au dezvoltat trei modele de simulare numerică în TRNSYS și s-a efectuat un studiu teoretic comparativ cu programul de simulare Polysun privind performanțele unui sistem hibrid PCCS-PV/T cu regenerare continuă prin PV/T și ale unui sistem convențional PCCS. În final, se efectuează o analiză economico-energetică și de mediu comparativă pentru încălzirea și răcirea unei clădiri existente cu diverse surse de energie primară.



# CUPRINS

Notații, abrevieri, acronime.....	8
Lista tabelor.....	18
Lista figurilor.....	20
<b>1. INTRODUCERE.....</b>	<b>25</b>
1.1 Considerații preliminare .....	25
1.2 Necesitatea și oportunitatea cercetării.....	31
1.3 Conținutul tezei de doctorat .....	34
<b>2. POMPA DE CĂLDURĂ CU ELECTRO-COMPRESOR.....</b>	<b>39</b>
2.1 Principiul de funcționare .....	39
2.2 Ciclul teoretic al pompei de căldură cu subrăcire .....	40
2.3 Ciclul teoretic al pompei de căldură cu separator de lichid.....	41
2.4 Ciclul real al pompei de căldură standard.....	43
2.5 Performanțele și emisia de CO <sub>2</sub> ale pompei de căldură.....	44
2.5.1 Eficiența energetică.....	44
2.5.2 Indicatori economici.....	46
2.5.3 Emisia de bioxid de carbon.....	47
2.6 Agenți frigorigeri ecologici.....	48
2.6.1 Sinteză documentară privind agenții frigorigeri.....	48
2.6.2 Strategia de înlocuire a agenților frigorigeri neecologici.....	56
2.6.3 Studiul eficacității agenților frigorigeri asupra COP al PC.....	61
2.7 Surse naturale de căldură.....	65
2.7.1 Aerul.....	66
2.7.2 Apa.....	66
2.7.3 Solul.....	67
2.8 Tipuri de pompe de căldură.....	73
2.9 Optimizarea folosirii pompei de căldură.....	75
2.10 Concluzii.....	76
<b>3. POMPE DE CĂLDURĂ GEOTERMICE .....</b>	<b>78</b>
3.1 Considerații preliminare.....	78
3.2 Sistemele PCAS și PCAF.....	79
3.2.1 Descrierea sistemului PCAS.....	79
3.2.2 Descrierea sistemului PCAF .....	79
3.3 Sistemul PCCS.....	81
3.3.1 Schimbătoare de căldură orizontale.....	82
3.3.2 Schimbătoare de căldură verticale.....	83
3.3.3 Modelarea și simularea schimbătoarelor de căldură din sol .....	86
3.3.4 Programe de proiectare/simulare .....	90
3.4 Model de simulare numerică a transferului căldurii în schimbătorul din sol vertical în regim tranzitoriu.....	91
3.4.1 Modelul geometric și ipotezele de calcul.....	92
3.4.2 Formularea modelului numeric.....	93
3.5 Pompe de căldură cuplate la sol combinat cu colectoare solare.....	99

3.5.1 Sisteme hibride de PCCS conectate la colectoare ST.....	99
3.5.2 Sisteme hibride de PCCS conectate la panouri PV.....	101
3.5.3 Sisteme hibride de PCCS conectate la panouri PV/T.....	106
3.6 Concluzii.....	108
<b>4. LABORATORUL EXPERIMENTAL.....</b>	<b>109</b>
4.1 Considerații generale.....	109
4.2 Condiții climatice specifice amplasamentului.....	110
4.3 Determinarea necesarului de căldură pentru încălzire.....	111
4.4 Calculul puterii termice de răcire în regim de vară.....	113
4.5 Calculul puterii termice necesare preparării ACC.....	117
4.6 Rezultatele calculului.....	118
<b>5. STUDII ȘI INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL.....</b>	<b>121</b>
5.1 Prezentarea sistemului experimental.....	121
5.1.1 Instalația experimentală.....	121
5.1.2 Pompa de căldură.....	121
5.1.3 Schimbătorul de căldură din sol (Sonda geotermală verticală)..	124
5.1.4 Pompele de circulație a apei.....	128
5.1.5 Sistemul de achiziție a datelor.....	129
5.1.6 Sistemul de încălzire/răcire prin pardosea radiantă.....	131
5.1.7 Aparatele de măsură.....	133
5.2 Investigarea performanțelor PCCS în diferite moduri de operare.....	136
5.2.1 Încălzire .....	136
5.2.2 Încălzire și producere a apei calde de consum.....	138
5.2.3 Răcire.....	139
5.2.4 Producere a apei calde de consum .....	141
5.2.5 Răcire și producere a apei calde de consum .....	142
5.3 Analiza erorilor.....	144
5.4 Explorarea performanțelor PCCS experimentale cu regenerare sezonieră pentru încălzire .....	145
5.4.1 Dezechilibrul termic al solului și regenerarea sezonieră a PCCS.	145
5.4.2 Descrierea instalației experimentale geotermo-solare .....	146
5.4.3 Rezultatele experimentale.....	147
5.4.4 Analiza erorilor.....	149
5.5 Evaluarea performanțelor a diferite sisteme de încălzire și răcire a biroului conectate la PCCS în condițiile asigurării confortului termic ..	149
5.5.1 Considerații preliminare.....	149
5.5.2 Analiza comparativă a performanțelor sistemelor de încălzire cu panouri radiante și cu radiatoare de medie temperatură conectate la PCCS.....	153
5.5.2.1 Descrierea sistemelor de încălzire.....	153
5.5.2.2 Rezultatele experimentale.....	157
5.5.2.3 Evaluarea confortului termic cu modelul PMV-PPD.....	160
5.5.3 Analiza comparativă a performanțelor sistemelor de răcire cu panouri radiante conectate la PCCS.....	163
5.5.3.1 Rezultatele experimentale .....	164
5.5.3.2 Evaluarea confortului termic cu modelul PMV-PPD.....	165
<b>6. SIMULĂRI ȘI MODELĂRI NUMERICE.....</b>	<b>168</b>
6.1 Programe de modelare/simulare.....	168

6.2 Simulări numerice ale energiei termice utile sistemului PCCS pentru încălzire, răcire și producere a ACC folosind programul TRNSYS.....	169
6.2.1 Simularea energiei termice utile pentru încălzirea și răcirea biroului experimental.....	170
6.2.1.1 Definirea schemei operaționale .....	170
6.2.1.2 Rezultatele simulării și compararea cu datele experimentale.....	170
6.2.2 Simularea energiei termice utile pentru producerea apei calde de consum.....	172
6.2.2.1 Definirea schemei operaționale .....	172
6.2.2.2 Rezultatele simulării și compararea cu datele experimentale.....	172
6.3 Simularea numerică a performanței energetice a sistemelor de încălzire/răcire a biroului experimental conectate la PCCS utilizând programul TRNSYS.....	173
6.3.1 Definirea schemei operaționale.....	173
6.3.2 Rezultatele simulării $COP_{sist}$ pentru încălzire și compararea cu datele experimentale.....	174
6.3.3 Rezultatele simulării $COP_{sist}$ pentru răcire și compararea cu datele experimentale.....	174
6.4 Simularea numerică a performanțelor PCCS fără și cu regenerare continuă prin panouri PV/T pentru încălzire și ACC utilizând programul Polysun.....	175
6.4.1 Componentele sistemului hibrid .....	176
6.4.2 Simularea pentru biroul experimental .....	177
6.4.3 Simularea pentru o clădire unifamilială.....	178
6.4.3.1 Sstemul hibrid PCCS-PV/T cu regenerare prin panouri PV/T.....	179
6.4.3.2 Sstemul PCCS fără regenerare prin PV/T .....	181
6.4.4. Concluzii .....	183
<b>7. STUDIUL ECONOMIC-ENERGETIC ȘI DE IMPACT ASUPRA MEDIULUI AL ÎNCĂLZIRII ȘI RĂCIRII UNEI CLĂDIRI EXISTENTE CU DIFERITE SURSE DE ENERGIE.....</b>	<b>184</b>
7.1 Considerații preliminare .....	184
7.2 Descrierea clădirii încălzite/răcite.....	184
7.3 Descrierea soluției propuse.....	185
7.4 Analiza costurilor.....	186
7.5 Consumul anual de energie.....	189
7.6 Emisiile de CO <sub>2</sub> .....	189
<b>8. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII SI DIRECȚII NOI DE EXPLO-RARE .....</b>	<b>191</b>
8.1. Concluzii finale ale cercetării.....	191
8.2. Contribuții personale .....	194
8.3. Potențiale direcții noi de investigare.....	196
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>197</b>

## NOTAȚII, ABREVIERI, ACRONIME

### Notații

$A$ [m <sup>2</sup> ]	-aria suprafeței necesare de sol
$A_a$ [m <sup>2</sup> ]	-aria arialului de panouri PV
$A_j$ [m <sup>2</sup> ]	-aria suprafeței elementului de construcție $j$
$A_{FE}$ [m <sup>2</sup> ]	-aria însoțită a unei ferestre
$A_R$ [m <sup>2</sup> ]	-suprafața necesară a radiatorului
$(A/R)_{FE,SBL}$ [W/K]	-raportul dintre suprafața ferestrei exterioare și rezistența termică a acesteia
$(A/R)_{PE,SBL}$ [W/K]	-raportul dintre suprafața peretelui exterior și rezistența termică a acestuia
$a_f$ [m <sup>2</sup> /s]	-difuzivitatea termică a fluidului de lucru
$a_s$ [m <sup>2</sup> /s]	-difuzivitatea termică a solului
$B$	-coeficientul de transformare a energie electrice în căldură
$B_u$ [m <sup>2</sup> ]	-lățimea unei ferestre
$B_d$ [J]	-bilanțul termic diurn
$B_n$ [J]	-bilanțul termic nocturn
$C$ [€]	-costul la o dată viitoare
$C_{ex}$ [€]	-cheltuielile anuale de exploatare
$C_{res}$ [W]	-fluxul de căldură sensibilă pierdută prin respirație
$C_s$ [J/(m <sup>3</sup> ·K)]	-capacitatea termică volumetrică a solului
$C_{zn}$ [l/om·zi]	-consumul zilnic normat de apă caldă
$COP_{PC}$	-coeficientul de performanță al PC
$COP_{PC,r}$	-eficiența termică reală a PC
$COP_{ef}$	-coeficientul de performanță efectiv al pompei de căldură
$COP_{sez}$	-coeficientul de performanță sezonier
$COP_{sist}$	-coeficientul de performanță al sistemului
$COP_{PC,an}$	-coeficientul de performanță anual al pompei de căldură
$COP_{IF}$	-coeficientul de performanță a instalației frigorifice
$COP_{nom}$	-coeficientul de performanță nominal al pompei de căldură
$c_f$ [J/(kgK)]	-căldura specifică a fluidului de lucru
$c_g$ [J/(kgK)]	-căldura specifică a grundului
$C_M$	-coeficientul de corecție al puterii termice de încălzire
$c_p$ [J/(kgK)]	-căldura specifică la presiune constantă
$c_s$	-coeficientul de însoțire a ferestrei

$c_s$ [J/(kgK)]	-căldura specifică a solului
$c_v$	-coeficientul de variație
$c_w$ [J/(kgK)]	-căldura specifică a apei
$E$ [J]	-energia radiantă emisă de suprafața solului
$E$ [kWh/an]	-consumul anual de energie electrică
$E'$ [J]	-energia radiantă emisă de suprafața solului în timpul nopții
$EER_{PC}$ [Btu/Wh]	-raportul de eficiență energetică
$E_{acc}$ [J]	-energia consumată pentru producerea apei calde de consum
$E_{el}$ [kWh]	-energia electrică consumată de sistem
$E_{el,pv}$ [kWh]	-energia electrică utilă produsă de generatorul fotovoltaic
$E_{res}$ [W]	-fluxul de căldură pierdut prin respirație
$E_{PC}$ [kWh]	-energia electrică consumată de compresor
$E_{PC-PV}$ [kWh]	-energia fotovoltaică consumată de pompa de căldură
$E_{sez}$ [kWh]	-consumul sezonier de energie electrică
$E_t$ [kWh]	-energia termică utilă
$E_{t,aux}$ [kWh]	-energia termică auxiliară (solară)
$E_{t,pv}$ [kWh]	-energia termică produsă de panourile fotovoltaice-termice
$e_r$ [%]	-eroarea relativă absolută
$E_{t,sol}$ [kWh]	-energia termică extrasă din sol
$F_i$ [J]	-energia termică îndreptată de la suprafață spre straturile inferioare ale Pământului
$F'_i$ [J]	-energia termică îndreptată de la straturile inferioare ale Pământului către suprafața terestră
$F_{O,D,j}$	-factorul optic asociat radiației solare directe
$F_{O,dif,j}$	-factorul optic asociat radiației solare difuze
FER	-fracțiunea energiei regenerabile
$FPS_{PC}$	-factorul de performanță sezonier al pompei de căldură
$FPS_{sist}$	-factorul de performanță sezonier al sistemului
$FPS_{PC-PV}$	-factorul de performanță sezonier global al pompei de căldură fotovoltaică
$FS_{PV}$	-fracția solară fotovoltaică
$f$	-factorul de frecare Darcy-Weisbach pentru regimul de curgere tranzitoriu
$f$	-fracția solară
$f_{cl}$	-raportul raportul suprafeței îmbrăcate
$g_{el}$ [kg CO <sub>2</sub> /kWh]	-factorul emisiei de CO <sub>2</sub> pentru energie electrică
$H_u$ [m]	-înălțimea unei ferestre
$I$ [W/m <sup>2</sup> ]	-iradianța solară primită în planul generatorului fotovoltaic
$I^*$ [W/m <sup>2</sup> ]	-iradianța solară în condiții standard de testare
$I_0$ [€]	-costul de investiție inițial
$I_D$ [W/m <sup>2</sup> ]	-intensitatea radiației solare directe

$I_{dif}$ [W/m <sup>2</sup> ]	-intensitatea radiației solare difuze
$I_m$ [W/m <sup>2</sup> ]	-intensitatea medie a radiației totale
$i$	-gradientul de presiune
$i$	coeficientul de infiltrație a aerului prin rosturi
$i_{loc}$ [pers/m <sup>2</sup> ]	-indicele mediu de locuire
$i_M$ [met]	-intensitatea muncii
$Ja$	-numărul Jacobi
$K_t$	indicele mediu lunar de claritate
$k$ [m/s]	-conductivitatea hidraulică
$L$ [m]	-lungimea necesară a puțului forat
$L_r$ [m]	-lungimile rosturilor ușilor și ferestrelor din fațadele supuse vântului
$l$ [J/kg]	-lucrul mecanic specific de comprimare
$M$ [W/m <sup>2</sup> ]	-rata metabolică
$M$ [kg]	-cantitatea de refrigerent
$M$	-numărul valorilor timpului
$M$ [g/mol]	-masa moleculară
$M_{CO_2}$ [kg]	-emisii de dioxid de carbon
$M_f$ [kg]	-masa fluidului de lucru
$M_g$ [kg]	-masa grundului
$M_{s,k}$ [kg]	-masa solului în nodul $k$
$m$ [kg/s]	-debitul masic de agent frigorific
$m_f$ [kg/s]	-debitul masic de fluid
$N$	-numărul nodurilor de fluid din interiorul puțului
$N_p$	-numărul de persoane
$N_u$	-numărul utilizatorilor de apă caldă
$n$ [ani]	-durata ciclului de viață a sistemului
$n$	-numărul nodurilor de sol din exteriorul puțului
$n$	-numărul punctelor date
$n_a$ [h <sup>-1</sup> ]	-numărul schimburilor orare de aer
$n_p$	-numărul de panouri
$n_u$ [h <sup>-1</sup> ]	-numărul de deschideri ale ușilor exterioare într-o oră
$Pr$	-numărul Prandtl
$P_a$ [W]	-puterea medie zilnică a unui arial de panouri fotovoltaice
$P_{aux}$ [W]	-puterea electrică absorbită de echipamentele auxiliare
$P_e$ [W]	-puterea electrică consumată de compressor
$P_{ech}$ [W]	-puterea instalată a echipamentelor acționate electric
$P_{il}$ [W]	-puterea electrică a corpurilor de iluminat
$P_{pV}$ [W]	-puterea nominală a generatorului fotovoltaic
$P_t$ [W]	-puterea teoretică consumată de compresor

PS	-productivitatea specifică anuală a panourilor fotovoltaice-termice
$p_0$ [Pa]	-presiunea de vaporizare
$p_a$ [Pa]	-presiunea parțială a vaporilor de apă din aer
$p_c$ [Pa]	-presiunea de condensare
$p_{cr}$ [MPa]	-presiunea critică
$Q$ [W]	-fluxul termic schimbat între sondă și sol
$Q_R$ [W]	-puterea termică a radiatorului
$Q_{PC}$ [W]	-puterea termică (capacitatea) a pompei de căldură
$Q_{SBL,0,n}$ [W]	-fluxul termic disipat către mediul exterior dinspre subsolul locuit neizolat termic
$Q_T$ [W]	-căldura cedată prin transmisie în regim staționar
$Q_0$ [Btu/h]	-capacitatea de răcire a pompei de căldură
$Q_{acc}$ [W]	-puterea termică necesară producerii apei calde de consum
$Q_{ap}$ [W]	-aportul de căldură din exterior
$\sum_j Q_{ap,FE,j}(\tau)$ [W]	-fluxul termic caracteristic elementului transparent $j$ de anvelopă exterioară la momentul $\tau$
$\sum_j Q_{ap,I,j}(\tau)$ [W]	-fluxul termic caracteristic elementului de anvelopă $j$ adiacent unui spațiu neclimatizat la momentul $\tau$
$\sum_j Q_{ap,PE,j}(\tau)$ [W]	-fluxul termic caracteristic elementului opac $j$ de anvelopă exterioară la momentul $\tau$
$Q_{deg}$ [W]	-căldura degajată de la sursele interioare
$Q_{e,0,n}$ [W]	-fluxul termic disipat pe conturul anvelopei subsolului locuibil
$Q_{eb}$ [W]	-căldura degajată de echipamente electronice de birou
$Q_{ech}$ [W]	-degajarea de căldură la echipamente electrice
$Q_{ext}$ [W]	-fluxul termic extras din sol
$Q_{il}$ [W]	-căldura degajată de la iluminatul electric
$Q_{inf}$ [W]	-fluxul termic pentru încălzirea aerului infiltrat
$Q_{inj}$ [W]	-căldura injectată în sol
$Q_{inc}$ [W]	-necesarul de căldură pentru încălzire
$Q_{max}$ [W]	-căldura maximă schimbată între fluidul de lucru și solul din jurul puțului
$Q_{nec}$ [W]	-necesarul de căldură
$Q_{rac}$ [W]	-necesarul de frig pentru răcire
$Q_u$ [W]	-puterea termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare
$q$ [J/kg]	-sarcina termică specifică a agentului frigorific
$q$ [W/m]	-căldura schimbată pe unitate de lungime a puțului
$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	-capacitatea de încălzire/răcire a panourilor radiante

$q_0$ [J/kg]	-puterea frigorifică specifică de vaporizare
$q_{0v}$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	-capacitatea frigorifică volumică a unui refrigerent
$q_c$ [J/kg]	-puterea termică specifică la condensare
$q_E$ [W/m]	-puterea specifică de extracție a căldurii din pământ
$q_{om}$ [W/pers]	-căldura degajată de un om
$q_{sr}$ [J/kg]	-puterea termică specifică la subrăcire
$R$ [J]	-energia radiantă reflectată de suprafața solului
$R$ [m <sup>2</sup> K/W]	-rezistența termică a unui element de construcție
$R_0$ [m]	-raza conductei schimbătorului orizontal
$R^2$	-coeficientul determinărilor multiple
Re	-numărul Reynolds
$R'_j$ [m <sup>2</sup> K/W]	-rezistența termică corectată a elementului de construcție $j$
$R'_{PE,j}$ [m <sup>2</sup> K/W]	-rezistența termică corectată a peretelui exterior $j$
$R'_{PI,j}$ [m <sup>2</sup> K/W]	-rezistența termică corectată a peretelui interior $j$
$R_{cl}$ [clo]	-rezistența termică a îmbrăcăminții
$R_{e,n}$ [m <sup>2</sup> K/W]	-rezistența termică pe contur a subsolului locuit
$R_f$ [mK/W]	-rezistența convectivă a fluidului
$R_{fg}$ [mK/W]	-rezistența termică între fluid și grund
$R_g$ [mK/W]	-rezistența conductivă a grundului
$R_{gp}$ [mK/W]	-rezistența termică între grund și pereții puțului
$R_p$ [mK/W]	-rezistența termică a forajului
$R_s$ [mK/W]	-rezistența termică liniară a solului
$R_{s,k}$ [mK/W]	-rezistența termică liniară a solului din nodul $k$
$R_t$ [mK/W]	-rezistența conductivă a tubului
RP <sub>PV</sub>	-rata de performanță a generatorului fotovoltaic
RAC	-raportul de autoconsum
$r$ [J/kg]	-căldura latentă de vaporizare/condensare a refrigerentului
$r_a$	-rata de actualizare
$r_1, r_2$ [m]	-raza interioară și exterioară a tubului U
$r_k$ [m]	-distanța radială din centrul puțului până în nodul $k$ de sol
$r_{max}$ [m]	-raza maximă în afara puțului forat
$r_p$ [m]	-raza puțului forat
$S$ [J]	-energia radiantă ajunsă la suprafața Pământului
$S_{loc}$ [m <sup>2</sup> ]	-aria suprafeței locuibile
$T_0$ [K]	-temperatura absolută de vaporizare a agentului frigorific
$T_c$ [K]	-temperatura absolută de condensare a agentului frigorific
$T_c$ [J]	-energia termică cedată aerului
$T'_c$ [J]	-energia termică din aer produsă schimbul turbulent
$T_{NOC}$ [°C]	-temperatura nominală de operare a celulei fotovoltaice



$TR$ [ani]	-durata de recuperare
$TR_n$ [ani]	-timpul de recuperare normat
$t$ [°C]	-temperatura medie a panoului fotovoltaic
$t_0$ [°C]	-temperatura de vaporizare
$t_{acc}$ [°C]	-temperatura apei calde de consum
$t_{acc-set}$ [°C]	-temperatura de referință a apei calde
$t_{ar}$ [°C]	-temperatura apei reci
$t_c$ [°C]	-temperatura de condensare
$t_{cr}$ [°C]	-temperatura critică
$t_e$ [°C]	-temperatura aerului exterior
$t_{ev,j}(\tau)$ [°C]	-temperatura exterioară virtuală a elementului opac de construcție $j$ adiacent mediului exterior, la momentul $\tau$
$t_{e,0}$ [°C]	-temperatura aerului exterior convențională de calcul
$t_{e,j}$ [°C]	-temperatura spațiului exterior adiacent elementului $j$
$t_{ech}$ [°C]	-temperatura punctului de echilibru
$\bar{t}_{ecn}$ [°C]	-temperatura exterioară de contur a subsolului
$t_{emz}$ [°C]	-temperatura medie zilnică aerului exterior
$t_f$ [°C]	-temperatura fluidului de lucru
$t_{fe}$ [°C]	-temperatura fluidului de lucru la ieșirea din tub
$t_{fi}$ [°C]	-temperatura fluidului de lucru la intrarea în tub
$t_g$ [°C]	-temperatura de congelare a agentului frigorific
$t_h$ [°C]	-temperatura îmbrăcăminții
$t_i$ [°C]	-temperatura aerului interior
$t_{i,0}$ [°C]	-temperatura aerului interior convențională de calcul
$t_{i,pd}$ [°C]	-temperatura aerului interior la încălzirea prin pardosea
$t_{i,pf}$ [°C]	-temperatura aerului interior la încălzirea prin plafon
$t_{i,pt}$ [°C]	-temperatura aerului interior la încălzirea prin perete
$t_{i,pd-pf}$ [°C]	-temperatura aerului interior la încălzirea prin pardosea-plafon
$t_{i,rad}$ [°C]	-temperatura aerului interior la încălzirea cu radiatoare
$t_{lim}$ [°C]	-temperatura limită de încălzire
$t_{mr}$ [°C]	-temperatura medie de radiație
$t_o$ [°C]	-temperatura de confort (operativă)
$t_p$ [°C]	-temperatura medie a suprafeței puțului
$t_{pd}$ [°C]	-temperatura suprafeței pardoselii
$t_R$ [°C]	-temperatura referențială
$t_{S,m}$ [°C]	-temperatura medie a suprafeței S
$t_s$ [°C]	-temperatura solului
$t_t$ [°C]	-temperatura agentului termic pe tur
$t_{ZS,I,j}$ [°C]	-temperatura spațiilor interioare neclimatizate
$t_0$ [°C]	temperatura inițială a solului (netulburat)

$t_{0n}$ [°C]	-temperatura de fierbere a agentului frigorific
$U$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	-transmitanța termică a elementului de construcție
$U_L$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	-coeficientul total al pierderilor de căldură ale panoului PV
$V$ [J]	-energia radiantă convertită în căldură și consumată la evaporare
$V'$ [J]	-energia termică rezultată în procesul de condensare
$V_i$ [m <sup>3</sup> ]	-volumul interior al încăperii
$V_{acc}$ [m <sup>3</sup> ]	-volumul de apă caldă necesară consumului
$V_{SBL}$ [m <sup>3</sup> ]	-volumul interior al subsolului locuit
$v$ [m/s]	-viteza Darcy
$v$ [m/s]	-viteza vântului de calcul
$W$ [W/m <sup>2</sup> ]	-puterea mecanică efectivă
$x_c$ [m]	-jumătatea distanței între centrele ramurilor tubului U
$y_{exp,i}$	-valoarea măsurată în punctul $i$
$y_{sim,i}$	-valoarea simulată în punctul $i$
$\bar{y}_{exp,i}$	-valoarea medie a valorilor măsurate din punctele $i$
$Z$	-ineficacitatea agentului frigorific
$Z$ [m]	-adâncimea puțului forat

## Simboluri

$\alpha$	- factorul de absorbție a celulei fotovoltaice
$\alpha_c$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de transfer al căldurii convectiv
$\alpha_f$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientul de convecție al fluidului de lucru
$\alpha_e$ [W/m <sup>2</sup> K]	- coeficientului superficial de transfer termic convectiv către mediul exterior
$\alpha_{rec}$ [%]	- factorul de reciclare a agentului frigorific
$\beta_t$	- coeficientul de temperatură al celulei fotovoltaice
$\beta_0$	- rata inflației anuale
$\gamma$	- constanta lui Euler
$\Delta$ [m]	- rugozitatea absolută a tubului
$\Delta C_{ex}$ [€/an]	- reducerea cheltuielilor de exploatare
$\Delta I$ [€]	- investiția suplimentară
$\Delta r$ [m]	- pasul radial
$\Delta t$ [°C]	- diferența medie logaritmică de temperatură
$\Delta t_{sr}$ [°C]	- gradul de subrăcire al agentului frigorific
$\Delta z$ [m]	- pasul de lungime
$\epsilon^j$	- eficiența termică a sondei verticale din sol la momentul $j$
$\epsilon_C$	- eficiența ciclului Carnot inversat

$\epsilon_{PC}$	- performanță energetică teoretică a pompei de căldură
$\eta$	- randamentul instalației
$\eta_a$	- randamentul unui arial de panouri fotovoltaice
$\eta_c$	- randamentul instantaneu al unui colector fotovoltaic
$\eta_{el}$	- randamentul electromotorului
$\eta_i$	- randamentul indicat (adiabatic) al compresorului
$\eta_g$	- randamentul global de utilizare a energiei electrice
$\eta_{GPV}$	- randamentul generatorului fotovoltaic
$\eta_R$	- randamentul referențial al unui colector fotovoltaic
$\eta_p$	- randamentul de producere a energiei electrice
$\eta_s$	- indicator sintetic
$\eta_t$	- randamentul de transport a electricității
$\varphi_i$ [%]	- umiditatea relativă a aerului interior
$\chi$	- exponent adiabatic
$\lambda_g$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a grundului
$\lambda_s$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a pământului
$\lambda_t$ [W/(m·K)]	- conductivitatea termică a tubului U
$\nu_f$ [m <sup>2</sup> /s]	- vâscozitatea cinematică a fluidului de lucru
$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea fluidului de lucru
$\rho_g$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea grundului
$\rho_s$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea solului
$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	- densitatea apei
$\tau$ [h]	- timpul
$\tau$ [ani]	- durata de actualizare
$\tau_s$	- factorul de transmisie a învelișului din sticlă
$\tau_{stor,j}$	- transmisivitatea sturului interior din dotarea ferestrei $j$
$\theta$ [°]	- unghiul longitudinal
$\varphi_i$ [%]	- umiditatea relativă a aerului interior
$\psi$	- coeficientul de utilizare a puterii instalate, de încărcare, de simultanitate și de preluare a căldurii de către aerul interior

## Abrevieri

ACC	- apă caldă de consum
ASHRAE	- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BTE	- boiler termoelectric
C	- condensator
CA	- costul actual
CA	- curent alternativ

CAT	- costul anual total
CC	- curent continuu
CFC	- clorofluoro-carboni
CO <sub>2</sub>	- bioxid de carbon
COP	- coeficient de performanță
CT	- centrală termică
CTA	- cheltuielile totale actualizate
D/C	- distribuitor-colector
E	- evaporator
EED	- proiectant de energia Pământului (Earth Energy Designer)
ERPM	- eroarea rădăcinii pătrate medii
FRI	- factorul de recuperare a investiției
FPS	- factorul de performanță sezonier
GES	- gaze cu efect de seră
GWP	- potențialul de încălzire globală (global warming potential)
H	- hidrogen
HC	- hidrocarburi
HCFC	- hidroclorofluorocarboni
HFC	- hidroclorocarboni
HVAC	- încălzire, ventilare și climatizare
K	- compresor
LCCP	- performanța climatică pe durata ciclului de viață
LIF	- limită inferioară de inflamabilitate
NH <sub>3</sub>	- amoniac
nZEB	- clădiri cu energie aproape zero
ODP	- potențialul de distrugere a stratului de ozon (ozon depletion potential)
PC	- pompă de căldură
PE	- polietilenă
Pe-Xa	- polietilenă reticulată
PV	- fotovoltaic
PCAA	- pompă de căldură aer-apă
PCAF	- pompă de căldură cu apă freatică
PCAS	- pompă de căldură cu apă de suprafață
PCG	- pompă de căldură geotermică
PCCS	- pompă de căldură cuplată la sol
PC-PV	- pompă de căldură fotovoltaică
PD	- procentul de insatisfacție
PMV	- opțiunea previzibilă de confort termic
PPD	- procentajul previzibil de insatisfacție termică

---

PVG	- generator fotovoltaic
PV/T	- fotovoltaic termic
RDT	- raportul de dezechilibru termic
SCP	- schimbător de căldură cu plăci
SCS	- schimbător de căldură din sol
SCSO	- SCS orizontal
SCSV	- SCS vertical
SER	- surse de energie regenerabilă
SF	- cota de participare a PC la acoperirea necesarului de vârf
SR	- subrăcitor
SS	- senzor de temperatura solului
ST	- solar termic
ST	- senzor de temperatură
TEWI	- contribuția totală la încălzirea atmosferei (total equivalent warming impact)
TRNSYS	- program de simulare a sistemelor tranzitorii (Transient Systems Simulation program)
UE	- Uniunea Europeană
UNEP	- Organizația Națiunilor Unite pentru Mediu (United Nations Environment Programme)
VE	- vas de expansiune
VL	- ventil de laminare
VT	- vas tampon
V3C	- vană cu trei căi

## LISTA TABELELOR

Tabelul 2.1	Emisiile de CO <sub>2</sub> caracteristice diverselor surse de energie primară	pg. 47
Tabelul 2.2	Clasificarea siguranței agenților frigorifici	49
Tabelul 2.3	Domenii de utilizare a freonilor	50
Tabelul 2.4	Proprietăți termodinamice ale agenților frigorifici puri	51
Tabelul 2.5	Proprietățile de mediu ale freonilor	53
Tabelul 2.6	Parametrii ciclului –15/30 °C cu diferiți agenți frigorifici	55
Tabelul 2.7	Proprietăți termodinamice ale agenților naturali	56
Tabelul 2.8	Principalele proprietăți termodinamice și termofizice ale R-1234yf și R134a	57
Tabelul 2.9	Coeficientul de transfer termic, în W/(m <sup>2</sup> K), pentru R-717 și R-22	58
Tabelul 2.10	Contribuția agenților frigorifici la încălzirea atmosferei	58
Tabelul 2.11	Costul unor agenți frigorifici	60
Tabelul 2.12	Compararea COP <sub>IF,ef</sub> calculat cu modelul Z și datele experimentale	65
Tabelul 2.13	Conductivitatea și capacitatea termică a diverse materiale de sol	71
Tabelul 2.14	Influența conductivității hidraulice asupra caracteristicilor termice ale solului	72
Tabelul 3.1	Variația COP-ului sistemelor PCAF și PCAS	80
Tabelul 3.2	Puterea specifică de extracție a căldurii din pământ, $q_E$ (W/m)	82
Tabelul 3.3	Parametrii ecuației (3.12)	87
Tabelul 3.4	Modele ale SCS verticale	88
Tabelul 4.1	Stratificația și rezistența la transfer termic a elementelor de construcție	110
Tabelul 4.2	Parametrii climatici reprezentativi pentru ziua senină de vară (18.07.2007) corespunzători municipiului Timișoara	114
Tabelul 4.3	Degajarea de căldură a echipamentelor de birou	115
Tabelul 4.4	Degajarea de căldură a oamenilor funcție de tipul activității	116
Tabelul 4.5	Calculul puterii termice de încălzire pentru birou	118
Tabelul 4.6	Calculul puterii termice de răcire pentru birou	118
Tabelul 5.1	Parametrii geometrici și proprietățile termice ale SCS	128
Tabelul 5.2	Parametrii funcționali ai pompelor de circulație	129
Tabelul 5.3	Performanțele sistemului PCCS în modul de încălzire	138

Tabelul 5.4	Performanțele sistemului PCCS în modul încălzire-ACC	139
Tabelul 5.5	Performanțele sistemului PCCS în modul de răcire	141
Tabelul 5.6	Performanțele PCCS pe durata testelor de producere a ACC	142
Tabelul 5.7	Performanțele sistemului PCCS în modul de operare combinat răcire- ACC	144
Tabelul 5.8	Performanțele sistemului PCCS la încălzire înainte și după injecția căldurii în sol	149
Tabelul 5.9	Avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire hidronice	152
Tabelul 5.10	Relații de calcul al capacității de încălzire și răcire a panourilor radiante	152
Tabelul 5.11	Performanțele sistemelor experimentale de încălzire	159
Tabelul 5.12	Calculul puterii electrice consumate de compresor la încălzire	160
Tabelul 5.13	Indicii PMV și PPD obținuți cu programul ordinator Thermal Comfort la încălzire	162
Tabelul 5.14	Performanțele sistemelor experimentale de răcire	165
Tabelul 5.15	Rezultatele numerice obținute cu programul ordinator Thermal Comfort la răcire	166
Tabelul 6.1	Energia termică utilă pentru încălzire și răcire	171
Tabelul 6.2	Indicii statistici ai modelului de simulare a energiei termice utile	171
Tabelul 6.3	Energia termică $E_t$ utilizată pentru producerea ACC	173
Tabelul 6.4	Valorile $COP_{sist}$ pentru diverse sisteme de încălzire conectate la PCCS	174
Tabelul 6.5	Valorile $COP_{sist}$ pentru diverse sisteme de răcire conectate la PCCS	174
Tabelul 6.6	Performanțele PCCS interconectate cu panouri PV/T obținute prin simulare și monitorizare în modul de încălzire-ACC	178
Tabelul 6.7	Rezultatele simulării performanțelor PCCS-PV/T în modul de încălzire-ACC pe perioada unui an	181
Tabelul 6.8	Rezultatele simulării performanțelor sistemului convențional PCCS în modul de încălzire-ACC pe perioada unui an	183
Tabelul 7.1	Transmitanțele termice ale elementelor de construcție	185
Tabelul 7.2	Valorile investiției inițiale $I_0$ , în €, pentru diverse soluții de încălzire/răcire a clădirii	187
Tabelul 7.3	Cheltuielile de exploatare $C_{ex}$ pentru diverse soluții de încălzire/răcire a clădirii	188
Tabelul 7.4	Analiza costurilor	188
Tabelul 7.5	Emisiile de $CO_2$ ale sistemelor de încălzire/răcire analizate	189

## LISTA FIGURILOR

Fig. 1.1	Energia primară consumată în UE	pg. 25
Fig. 1.2	Energia consumată pe domenii de utilizare în diferite orașe ale Europei	26
Fig. 1.3	Distribuția combustibililor la încălzirea și răcirea clădirilor în Europa	26
Fig. 1.4	Mixul producției de energie electrică din România	27
Fig. 1.5	Diagrama Rankey	28
Fig. 1.6	Posibilități de diminuare a energiei termice utilizate în clădiri	30
Fig. 1.7	Structura cererii de energie primară	31
Fig. 1.8	Energia solară acumulată în sol, apă, aer, utilizată de pompe de căldură	32
Fig. 1.9	Exemplu de pompă de căldură	33
Fig. 1.10	Diferite surse de energie regenerabilă pentru o pompă de căldură	34
Fig. 2.1	Schema funcțională a unei pompe de căldură	39
Fig. 2.2	Schema și ciclul termodinamic teoretic ale PC cu subrăcire	40
Fig. 2.3	Schema și ciclul termodinamic teoretic ale PC cu separator de lichid	42
Fig. 2.4	Reprezentarea proceselor funcționale reale în diagramele $t-s$ și $p-i$	43
Fig. 2.5	Reprezentarea în diagramele $T-s$ și $p-i$ a ciclului termodinamic al unei pompe de căldură cu amestecuri zeotrope	54
Fig. 2.6	Masele moleculare ale unor freoni	57
Fig. 2.7	Strategia referitoare la agenții frigorifici	60
Fig. 2.8	Influența temperaturilor de vaporizare/condensare asupra numărului $J_a$ și coeficientului de performanță al ciclului standard	63
Fig. 2.9	Variația $COP_{PC}$ funcție de $Z$ la diferite temperaturi de vaporizare și condensare	64
Fig. 2.10	Diagrama schimbului de căldură la suprafața solului	67
Fig. 2.11	Componentele bilanțului termic diurn al suprafeței solului	68
Fig. 2.12	Temperatura în interiorul Pământului	69
Fig. 2.13	Fluctuația temperaturii în sol	70
Fig. 2.14	Regim bivalent de încălzire cu pompa de căldură	73
Fig. 2.15	Furnizarea căldurii necesare în funcție de temperatura aerului exterior	74
Fig. 2.16	Pompă de căldură cu un singur circuit de lucru	75
Fig. 2.17	Pompă de căldură cu circuite serie	76



Fig. 3.1	Schema principalelor tipuri de pompe de căldură geotermice	78
Fig. 3.2	Sistem de încălzire și producerea ACC utilizând PCAF	80
Fig. 3.3	Schema unui sistem PCCS în modul de răcire și încălzire	81
Fig. 3.4	Configurarea SCSV și SCSO	81
Fig. 3.5	Schimbător de căldură orizontal	82
Fig. 3.6	Tipuri speciale de SCS orizontale	83
Fig. 3.7	Modele de schimbătoare de căldură verticale	83
Fig. 3.8	Schema transferului căldurii la un SCSV (sondă verticală)	84
Fig. 3.9	Sistem de încălzire și preparare a ACC utilizând PCCS	85
Fig. 3.10	Configurația unui tub U într-un puț forat	87
Fig. 3.11	Condiții limită pentru modelarea SCS cu o singură conductă	89
Fig. 3.12	Schema logică a procesului de proiectare a sistemelor de PCCS	90
Fig. 3.13	Parametrii geometrici ai puțului forat și configurația SCS cu tub U dublu	92
Fig. 3.14	Analogia ectrică a circuitului termic corespunzător sondei cu tub U dublu	93
Fig. 3.15	Analogia ectrică a circuitului termic corespunzător sondei cu tub U simplu	93
Fig. 3.16	Schema unei pompe de căldură asistate solar direct	100
Fig. 3.17	Schema unui sistem hibrid de PCCS conectată cu colectoare solare termice	100
Fig. 3.18	Puterea solară fotovoltaică globală $P$ , cu creșterile anuale	101
Fig. 3.19	Schema de conectare a componentelor unui generator PV	102
Fig. 3.20	Schema unui panou fotovoltaic	102
Fig. 3.21	Schema unui sistem hibrid PC-PV	104
Fig. 3.22	Semnificația conceptuală a indicatorilor de performanță ai sistemului PC-PV	106
Fig. 3.23	Schema unui sistem hibrid PCCS-PV/T pentru încălzire și răcire	107
Fig. 4.1	Spațiul biroului încălzit/răcit	109
Fig. 4.2	Variația temperaturii aerului exterior pe perioada unui an pentru municipiul Timișoara	110
Fig. 4.3	Variația rezistenței termice pe contur proprie subsolului locuit neizolat termic	112
Fig. 4.4	Variația temperaturii de contur proprie subsolului locuit neizolat termic	112
Fig. 4.5	Componentele de calcul al puterii termice de încălzire/răcire	116
Fig. 4.6	Variația consumurilor lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului	119
Fig. 4.7	Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 45 °C	120
Fig. 4.8	Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 50 °C	120

Fig. 4.9	Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 55 °C	120
Fig. 5.1	Schema instalației experimentale de PCCS	122
Fig. 5.2	Schema operațională a pompei de căldură WPC 05-cool	123
Fig. 5.3	Poziția geografică a amplasamentului biroului și a sondei verticale	124
Fig. 5.4	Introducerea sondei geotermale în puțul forat împreună cu greutatea aferentă	125
Fig. 5.5	Distanțier de fixare a tubului U	125
Fig. 5.6	Fișa de execuție a puțului forat	126
Fig. 5.7	Forma geometrică a puțului forat	126
Fig. 5.8	Variația rezistenței termice a unei sonde dublu U în funcție de conductivitatea termică a materialului de umplere	127
Fig. 5.9	Scala gradată a refractometrului	127
Fig. 5.10	Proba de presiune a sondei geotermale	127
Fig. 5.11	Interfața sistemului de achiziție a datelor	129
Fig. 5.12	Dispozitiv server AS-P	130
Fig. 5.13	Module I/O controlate de dispozitivul server AS-P	131
Fig. 5.14	Schema logică a automatizării	132
Fig. 5.15	Schema instalației de încălzire/răcire prin pardosea radiantă	133
Fig. 5.16	Contor de energie termică	134
Fig. 5.17	Contor electronic trifazat de electricitate	135
Fig. 5.18	Senzor de temperatură de contact	135
Fig. 5.19	Senzor de temperatură și umiditate a aerului interior	136
Fig. 5.20	Senzor de temperatură a aerului exterior	136
Fig. 5.21	Variația în timp a temperaturilor aerului interior și exterior pe perioada de încălzire	137
Fig. 5.22	Variația în timp a temperaturii fluidului de lucru pe perioada de încălzire	137
Fig. 5.23	Variația temperaturii aerului interior și exterior în regimul hibrid încălzire-ACC	138
Fig. 5.24	Variația temperaturii ACC și a fluidului de lucru în regimul hibrid încălzire-ACC	139
Fig. 5.25	Variația în timp a temperaturilor aerului interior și exterior pe perioada de răcire	140
Fig. 5.26	Variația în timp a temperaturii fluidului de lucru pe perioada de răcire	140
Fig. 5.27	Variația în timp a temperaturilor la producerea ACC de 45 °C	142
Fig. 5.28	Variația temperaturii aerului interior și exterior în modul combinat răcire-ACC	143
Fig. 5.29	Variația temperaturii ACC și a fluidului de lucru în modul de operare combinat răcire-ACC	143

Fig. 5.30	Variația performanțelor sistemului în diferite moduri de operare	144
Fig. 5.31	Schema instalației de injecție a căldurii în sol	146
Fig. 5.32	Variația temperaturii aerului exterior și a fluidului de lucru înainte de injecția căldurii	148
Fig. 5.33	Variația temperaturii aerului exterior și a fluidului de lucru după injecția căldurii	148
Fig. 5.34	Variația suprafeței radiatorului	150
Fig. 5.35	Distribuția temperaturii la încălzirea/răcirea cu plafon radiant	151
Fig. 5.36	Variația temperaturii aerului pe înălțime la diferite sisteme de încălzire	151
Fig. 5.37	Energia consumată lunar pentru încălzirea biroului	153
Fig. 5.38	Schema sistemului de încălzire cu radiatoare	154
Fig. 5.39	Schema sistemului de încălzire cu perete radiant	155
Fig. 5.40	Conexiunea hidraulică Tichelmann pentru panourile radiante din perete	155
Fig. 5.41	Schema sistemului de încălzire cu plafon radiant	156
Fig. 5.42	Conexiunea hidraulică Tichelmann pentru panourile radiante din plafon	156
Fig. 5.43	Schema sistemului combinat de încălzire radiantă pardosea-plafon	157
Fig. 5.44	Variația temperaturii aerului interior la încălzire	158
Fig. 5.45	Variația temperaturii pardoselii radiante	158
Fig. 5.46	Variația temperaturii plafonului radiant	159
Fig. 5.47	Energia consumată lunar pentru răcirea biroului	164
Fig. 5.48	Variația temperaturii aerului interior la răcire	165
Fig. 5.49	Compararea coeficientului de performanță a diferite sisteme radiante de încălzire și răcire	167
Fig. 6.1	Schema modelului de simulare în TRNSYS a energiei termice utile la încălzire și răcire	171
Fig. 6.2	Schema modelului de simulare în TRNSYS a producerii ACC	172
Fig. 6.3	Schema modelului de simulare în TRNSYS a COP-ului diverselor sisteme de încălzire/răcire conectate la PCCS	173
Fig. 6.4	Configurația sistemului hibrid PCCS-PV/T pentru simularea cu programul Polysun	176
Fig. 6.5	Variația temperaturii maxime zilnice a aerului exterior	177
Fig. 6.6	Vedere conceptuală a clădirii unifamiliale	178
Fig. 6.7	Variația anuală a temperaturii maxime zilnice a aerului exterior	179
Fig. 6.8	Energia termică produsă lunar de panourile PV/T	179
Fig. 6.9	Variația anuală a energiei termice extrase direct din sol	180
Fig. 6.10	Energia electrică produsă lunar de panourile PV/T	180
Fig. 6.11	Variația anuală a consumului total de electricitate pentru sistemul PCCS-PV/T	180

Fig. 6.12	Configurația sistemului convențional PCCS pentru simularea cu programul Polysun	182
Fig. 6.13	Variația anuală a energiei termice necesare extrase din sol	182
Fig. 6.14	Variația anuală a consumului total de electricitate pentru sistemul PCCS	183
Fig. 7.1	Consumurile lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea clădirii	185
Fig. 7.2	Schema sistemului de PCCS prin schimbătoare de căldură verticale pentru încălzirea/răcirea clădirii multifuncționale	186

# CAP.1 INTRODUCERE

## 1.1 Considerații preliminare

În ultimele decenii, producerea, distribuția și utilizarea energiei creează probleme tot mai mari specialiștilor din sectorul energetic pe plan mondial, elaborându-se o nouă strategie energetică care impune o schimbare de comportament față de consumul de energie.

În contextul dezvoltării durabile, energia este una dintre cele mai proeminente resurse care privește lumea contemporană. Dezvoltarea durabilă presupune următoarele obiective: reorientarea tehnologiilor de producere a energiei, mărirea bazei de resurse, implementarea resurselor regenerabile, reducerea emisiilor de bioxid de carbon (CO<sub>2</sub>).

Economia, populația și consumul de energie pe cap de locuitor au crescut cererea de energie în ultimele decenii. Datele statistice arată că din consumul total de energie primară al Uniunii Europene (UE) clădirile reprezintă 41%, urmate de transporturi cu 31% și industrie cu 28% (Fig. 1.1) [1], din care mai mult de 50% este electricitate [2]. Conform Programului Națiunilor Unite pentru Mediu, 60% din energia electrică globală este consumată de clădirile rezidențiale, comerciale și de birouri, cu o tendință de creștere în timp. Se estimează că energia totală consumată va crește cu 71% din 2003 până în 2030 [3].

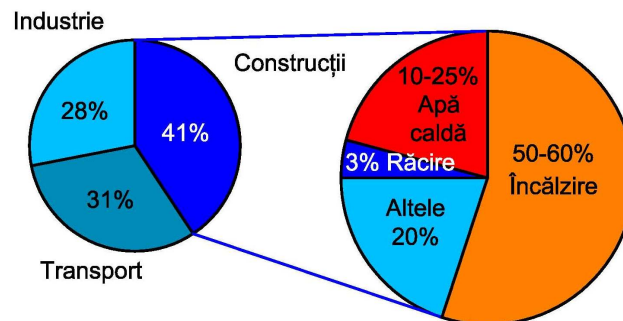


Fig. 1.1 Energia primară consumată în UE

În Europa energia primară consumată pentru încălzire, răcire, apă caldă de consum (ACC), ventilare și iluminare electrică va avea valorile țintă de 65 kWh/m<sup>2</sup>/an pentru clădirile rezidențiale, de 100 kWh/m<sup>2</sup>/an pentru clădirile de birouri și de 180 kWh/m<sup>2</sup>/an pentru hoteluri și magazine, astfel încât aceste clădiri să devină clădiri aproape zero energetice. În diferite regiuni climatice ale Europei, fluctuațiile de la aceste valori pot fi de până la 30% (Fig. 1.2) [4].

Bioxidul de carbon este unul dintre gazele cu efect de seră (GES) cele mai semnificative, iar sursa esențială de CO<sub>2</sub> care contribuie la creșterea concentrației atmosferice o reprezintă arderea combustibililor fosili. Mai mult, în ciuda angajamentului multor țări de a atinge un vârf timpuriu al emisiilor provenite din arderea

combustibililor fosili, în 2018, emisiile de CO<sub>2</sub> provocate de consumurile energetice au atins cea mai mare creștere anuală începând din 2013 (+1,9%), conform Agenției Internaționale pentru Energie [5].

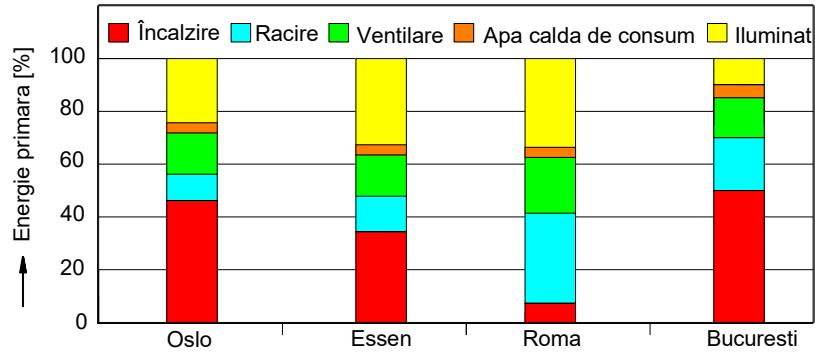


Fig. 1.2 Energia consumată pe domenii de utilizare în diferite orașe ale Europei

Sectorul european al construcțiilor utilizează aproximativ 46% din energie pentru încălzire și răcire [5] și generează emisii semnificative de GES din arderea combustibililor fosili pentru a acoperi această cerere de energie. În Fig. 1.3 se prezintă mixul european de combustibil pentru încălzirea și răcirea clădirilor, la nivelul anului 2017. Tendința actuală arată utilizarea masivă a surselor neregenerabile în multe țări. Aceasta presupune o cantitate semnificativă de emisii de CO<sub>2</sub>, care trebuie redusă prin creșterea ponderii surselor regenerabile în mixul energetic al acestui sector.

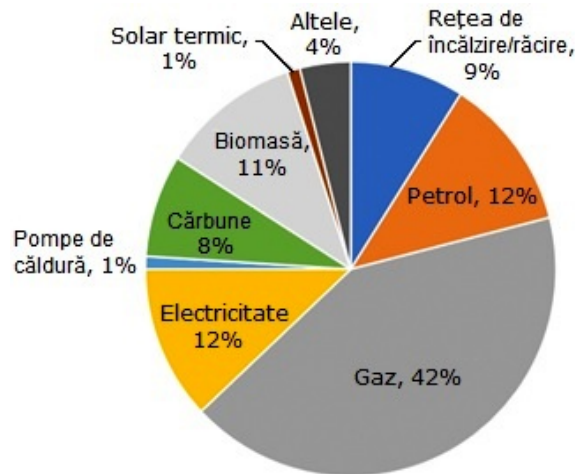


Fig. 1.3 Distribuția combustibililor la încălzirea și răcirea clădirilor în Europa

Până în 2030, UE intenționează să reducă emisiile de GES cu 55% și să-și sporească utilizarea surselor de energie regenerabilă (SER) la 40%, deoarece acestea

au un potențial semnificativ de a contribui la dezvoltarea durabilă [6]. În timpul pandemiei de Covid-19, așa cum se raportează în World Energy Outlook 2020 IEA [5], cererea de energie din surse regenerabile a crescut, în timp ce, dimpotrivă, cererea de energie din alte surse (cărbune, gaz, nuclear, petrol) a scăzut. Cererea de combustibili fosili (cărbune, petrol și gaz natural) este probabil să scadă de la 75% în 2035, la 65% în 2050, iar ponderea energiei regenerabile (solară, eoliană, biomasă, hidro și nucleară) va crește la 34% până în 2050.

Clădirile reprezintă consumatorul principal de energie în România și în alte state ale UE după transporturi, ponderea cea mai mare deținând-o încălzirea și răcirea spațiilor și producerea de ACC, în timp ce necesarul de energie pentru răcire este într-o continuă creștere. Astfel, clădirile oferă cel mai mare și cel mai rentabil potențial de economisire a energiei. În Fig. 1.4 se prezintă mixul producției de electricitate din România, la nivelul anului 2021.

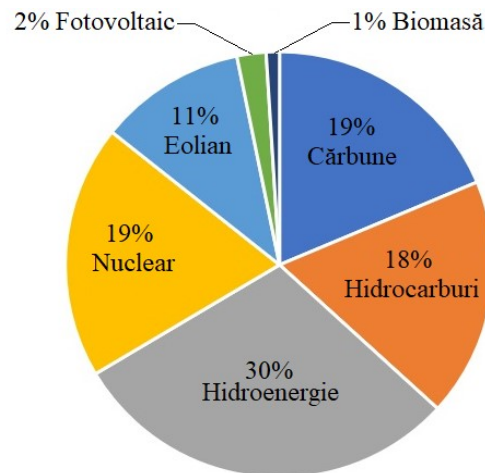


Fig. 1.4 Mixul producției de energie electrică din România

Instalațiile pentru construcții se referă la echipamentele și sistemele care contribuie la controlul mediului intern pentru a-l face sigur și confortabil de ocupat. Studiile au arătat, de asemenea, că economisirea energiei este cea mai rentabilă metodă de reducere a emisiilor de GES. În plus, eficiența energetică mai mare va contribui la sustenabilitatea mondială.

În acest context, diminuarea consumului de energie și a emisiei de GES reprezintă două direcții care au orientat eforturile de studiu și investigație și în domeniul ingineriei instalațiilor.

Conceptul de energie fiind strâns legat de clădiri și instalațiile care le deservește, explorările întreprinse trebuie focusate pe probelematici prioritare ale energiei clădirilor precum:

- micșorarea consumurilor energetice la clădirile existente printr-o serie de măsuri tehnico-economice;
- implementarea de măsuri inovatoare pentru clădirile noi care să conducă la economisirea energiei și sporirea gradului de confort al ocupanților.

De aceea, în ideea micșorării cantităților de combustibili fosili și a emisiilor de GES se impune promovarea eficienței energetice a instalațiilor, folosirea rațională a energiei în clădiri, precum și integrarea SER [7-11].

Atunci când se decide atât performanța energetică, cât și confortul la proiectarea unei clădiri noi, se utilizează de obicei informațiile furnizate prin diagrama Rankey [12] pentru a analiza bilanțul energetic al clădirii. În această diagramă, fluxurile de energie sunt reprezentate de săgeți, iar grosimea săgeților este proporțională cu fluxul de energie corespunzător. Cu diagrama Rankey, clădirea este reprezentată de un singur spațiu și nu există fluxuri de căldură între încăperi, punți termice și diferite tipuri de ferestre și uși sau sisteme de încălzire solară (active sau pasive). De exemplu, în Fig. 1.5 se prezintă diagrama de bilanț energetic a unei clădiri obișnuite, pentru sezonul rece și clima continentală temperată.

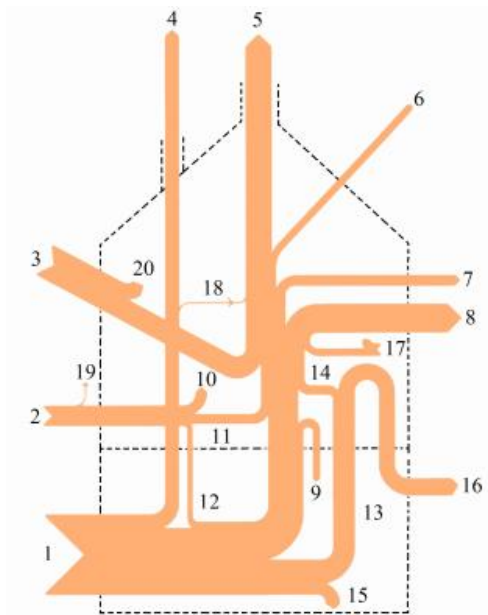


Fig. 1.5 Diagrama Rankey

Fluxul de energie introdus în clădire (1) provine dintr-un combustibil fosil (lichid, gaz), fiind utilizat pentru încălzire, producere de ACC și prepararea hranei. Fluxul de energie (2) reprezintă puterea electrică aferentă clădirii, din care o parte (19) poate fi utilizată la iluminatul exterior al clădirii, iar cealaltă parte la consumatorii din interior. Raportul dintre fluxurile de energie (1) și (2) depinde în mare măsură de sursa de energie utilizată pentru prepararea hranei și producerea ACC. De asemenea, din mediul ambiant pătrunde în clădire fluxul de energie (3), reprezentând aporturile solare.

Prin arderea combustibilului rezultă pierderi de energie, care, pentru simplificare, sunt înglobate în pierderile de la coșul de fum (4). Întrucât coșul de fum străbate încăperi din clădire, o parte din aceste pierderi (18) sunt recuperate prin conducție.



O importanță deosebită în reducerea pierderilor energetice la arderea combustibilului o au reglarea și automatizarea arzătoarelor, dar mai ales utilizarea cazanelor cu condensatie.

Sistemele de instalații sunt consumatoare de energie electrică (12) pentru alimentarea pompelor, ventilatoarelor și funcționarea sistemului de automatizare. O parte din pierderile energetice la pompe și ventilatoare se utilizează la încălzirea agentului termic sau a aerului, iar altă parte ajunge în mediul ambiant.

Căldura degajată de conductele sistemului de distribuție al instalației de încălzire (15) reprezintă pierdere energetică, dacă ajunge într-un spațiu neîncălzit sau energie utilă, dacă aceste conducte străbat spații încălzite. Din fluxul termic consumat pentru producerea ACC și prepararea hranei (13), o parte ajunge în clădire, la utilizator, iar o altă parte (16) ajunge direct în mediul exterior prin sistemul de canalizare interioară al clădirii, respectiv prin hotele de aspirație a aerului, montate deasupra mașinilor de gătit. Trebuie menționat că din aceste pierderi de căldură se poate recupera energie prin schimbătoare de căldură recuperatoare sau pompe de căldură.

În interiorul clădirii există surse de căldură interioare ca iluminatul (11) și ocupanții (17), care reprezintă aporturile interioare de căldură ale clădirii.

O parte din fluxul termic necesar încălzirii clădirii se pierde, prin conducție prin tavan (6), pereți (7), suprafețe vitrate (8) și pardoseală direct pe sol sau peste subsol (9), în mod proporțional cu suprafața și transmitanța termică al acestor elemente de construcție. De asemenea, pierderile de căldură prin sistemul de ventilare (5) depind de numărul de schimburi orare de aer ale clădirii, care însă pot fi reduse simțitor dacă aerul proaspăt este preîncălzit în spații tampon sau prin intermediul schimbătoarelor de căldură recuperatoare.

În Fig. 1.6 se ilustrează posibilitățile de micșorare a necesarului de energie termică în clădiri. Principalele soluții și măsuri de reducere a energiei necesare pentru asigurarea condițiilor de confort termic sunt următoarele:

- îmbunătățirea performanțelor de izolare termică a anvelopei clădirii [8,13];
- adoptarea de instalații și echipamente de încălzire/răcire cu eficiență ridicată [14,15];
- reabilitarea și modernizarea instalațiilor de încălzire, răcire și ACC aferente clădirilor;
- integrarea SER [16–19];
- controlul riguros al calității aerului [20,21].

Alegerea corespunzătoare a orientării elementelor de construcție și a suprafețelor vitrate conduce la reducerea energiei consumate de viitoarea clădire. Prin creșterea gradului de izolare termică a elementelor de construcție exterioare se pot obține importante reduceri ale necesarului de căldură și implicit ale consumului energetic pentru încălzire. De asemenea, necesarul de căldură pentru încălzirea aerului infiltrat se poate reduce prin creșterea gradului de etanșitate atât al elementelor de construcție cât și al tâmplăriei exterioare.

Optimizarea funcțional-energetică a instalațiilor și utilizarea SER conduc, de asemenea, la importante economii de energie. În plus, mărirea ponderii energiei consumate în clădiri la 30% pe plan național și a ponderii resurselor regenerabile la 12,5% în țările membre ale UE constituie argumente fundamentale de explorare în domeniul folosirii SER pentru acoperirea nevoilor de igienă și confort al ocupanților din clădiri, linie pe care se înscrie și prezenta teză de doctorat.

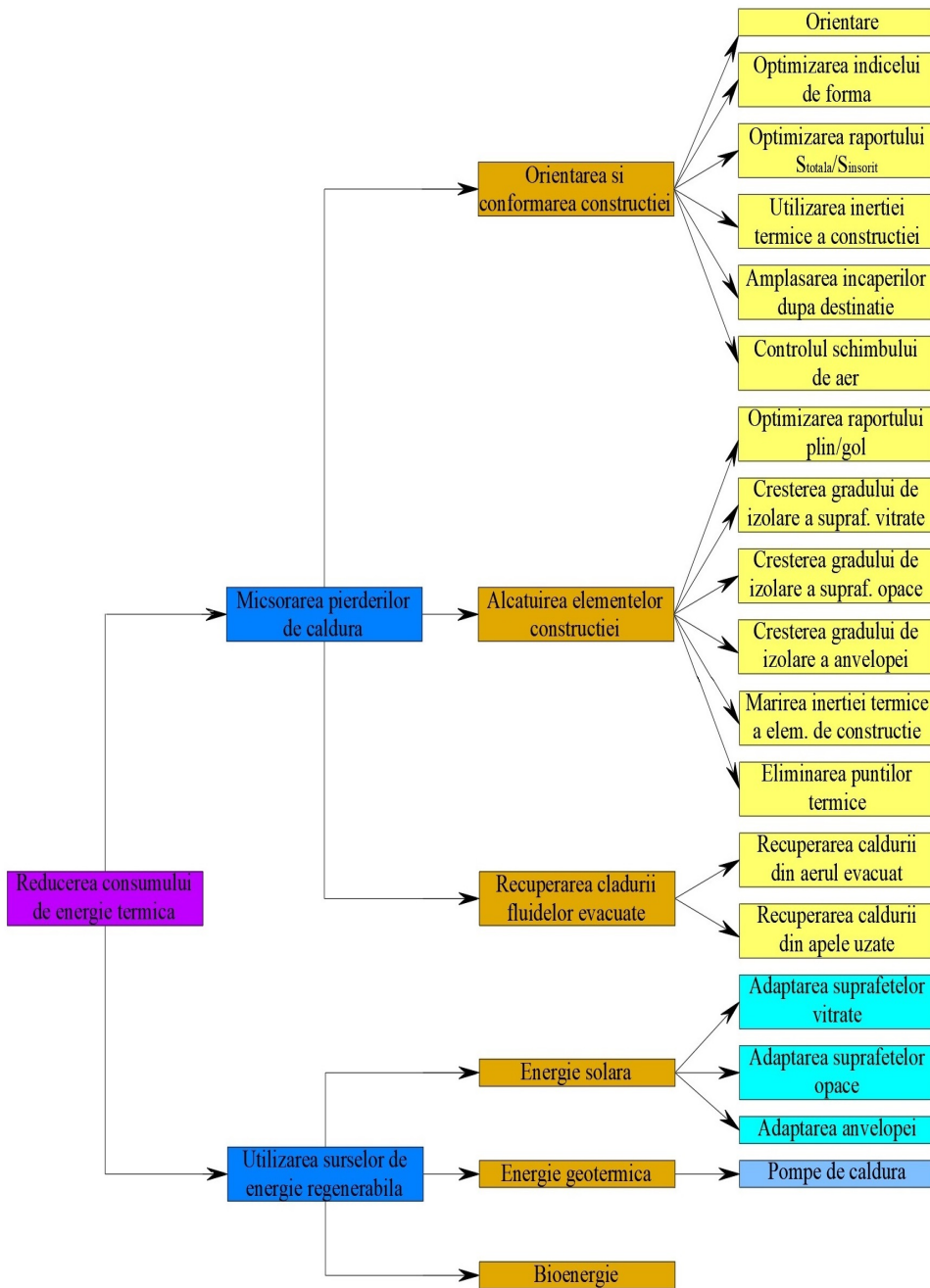


Fig. 1.6 Posibilități de diminuare a energiei termice utilizate în clădiri

## 1.2 Necesitatea și oportunitatea cercetării

În România, industria construcțiilor consumă cea mai multă energie după sectorul transporturilor, având ponderea cea mai mare pentru încălzire, aer condiționat, apă caldă și iluminat. Practic nici una din sursele de energie pentru încălzire folosite pe scară largă (gaze naturale, păcură, carbune, biomasă) nu este în măsură să asigure răcirea. De aceea în România în ultimii 25 de ani a crescut ponderea consumului de electricitate la încălzire în mod incorect. În realitate cererea tot mai mare de „frig” este cea care a dus la ponderea mai mare de energie electrică în sistemele de încălzire.

Aproximativ 26% din totalul consumului final de energie din UE este necesar pentru încălzirea spațiilor și producerea de apă caldă menajeră. În ultimii ani, Comisia Europeană și-a stabilit obiectivul de reducere a emisiilor de CO<sub>2</sub> cu 90% în sectorul construcțiilor până în 2050 [22].

Structura cererii de energie primară pe plan mondial în anul 2000 și a celei estimate de a crește cu peste 60% în 2030 este prezentată în Fig. 1.7, care arată ponderea ridicată a petrolului (38%), a cărbunelui (26%) și a gazelor naturale (23%).

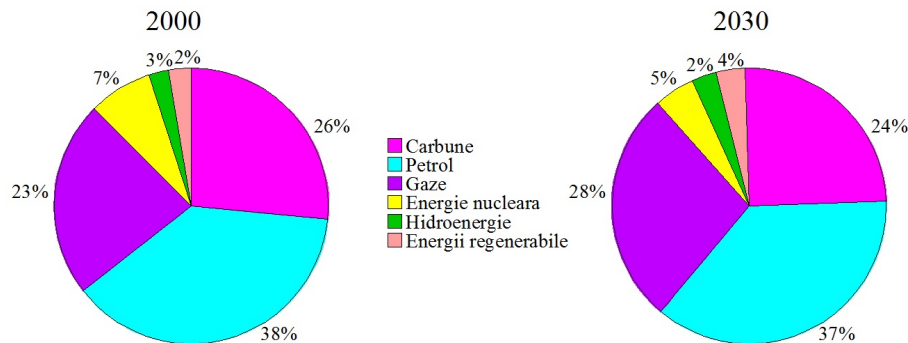


Fig. 1.7 Structura cererii de energie primară

Date statistice arată că în ultimii ani numai cca. 20% din energia primară utilizată la nivel mondial a fost convertită în electricitate, restul fiind folosită sub formă de energie termică în procese tehnologice și pentru asigurarea confortului. Principalele suporturi de energie, utilizate drept combustibili (petrol, cărbune, gaz natural, lemn) au în același timp și o mare valoare economică, constituind materii prime pentru diverse industrii ca: industria chimică, cosmetică, construcții și materiale de construcții, hârtie, celuloză etc. Arderea fără discernământ a combustibililor va conduce în viitor la urmări negative în aprovizionarea cu materii prime a industriilor respective, chiar dacă producerea energiei termice se va realiza între timp după tehnologii noi. Evident, astăzi nu se mai pune problema de a produce energie termică din combustibili superiori, decât acolo unde acest lucru este absolut necesar (motoare termice), dar nici producerea acestei energii din combustibili inferiori nu este avantajoasă din punct de vedere economic.

Astfel, în numeroase cazuri energia termică trebuie să corespundă unor temperaturi sub 100–150 °C. Prin arderea combustibililor energia termică se obțin temperaturi de 1.500–2.000 °C conducând la un potențial termic ridicat al acesteia, la care exergia (cantitatea maximă a căldurii care se poate transforma în energie mecanică) are valori importante, iar folosirea pentru scopurile amintite conduce la pierderi energetice însemnate și la reducerea eficienței economice a proceselor respective, considerate pe ansamblu. Din aceste motive, acolo unde există posibilitatea, o cale foarte avantajoasă din punct de vedere economic o constituie utilizarea energiei regenerabile.

Acordul european recent [23] stabilește emisii nete zero până în 2050. Pentru a limita impactul combustibililor fosili, în ultimii ani s-a îmbunătățit gradul de utilizare a energiilor regenerabile, unele țări beneficiind de sprijin direct din partea guvernelor lor.

În conjunctura energetică actuală energia regenerabilă a venit în prim-plan și va avea un rol semnificativ în acest deceniu din secolul XXI. Astfel, începând cu anii 2020–2030 utilizarea energiilor convenționale se va aplatiza, dar aportul energiilor regenerabile va crește continuu astfel încât în perioada 2040–2050 să acopere peste 30–50% din energia necesară pe plan mondial.

Dintre SER cea mai abundentă și covenabilă energie este energia solară, captabilă direct din radiațiile solare cu captatoare solare termice (ST), panouri fotovoltaice (PV) și panouri fotovoltaice-termice (PV/T) sau indirect din sol, apă și aer (Fig. 1.8). Deși România are un potențial ridicat de SER [24], acestea nu sunt utilizate suficient.

În ceea ce privește utilizarea sistemelor de încălzire/răcire de înaltă eficiență și integrarea SER, pompa de căldură (PC) (Fig. 1.9) este unul dintre cele mai avantajoase sisteme care trebuie luate în considerare într-o instalație de încălzire, ventilație și climatizare (HVAC). Energia extrasă de PC din mediul ambiant ca energie regenerabilă,  $E_{reg}$ , se determină pe baza relației (1.1) [2]:

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

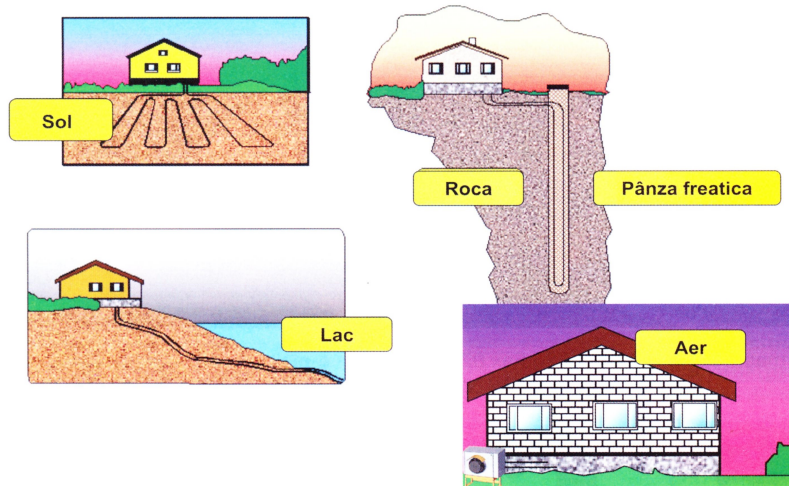


Fig. 1.8 Energia solară acumulată în sol, apă, aer, utilizată de pompe de căldură

Fig. 1.9 Exemplu de pompă de căldură



unde:  $E_t$  este energia termică utilă generată de PC;  $FPS = E_t / E_{sez}$  – factorul de performanță sezonier;  $E_{sez}$  – electricitatea consumată de sistem pe perioada unui sezon.

Pentru statele membre ale UE se iau în considerare doar PC-urile cu valoarea minimă a FPS mai mare decât 2,875.

PC oferă posibilitatea folosirii energiei solare stocate în sol, apă și aer pentru o încălzire/răcire ecologică, dacă sunt respectate următoarele criterii: disponibilitate suficientă, capacitate mare de stocare, temperatură ridicată, regenerare suficientă, colectare economică și timp scurt de așteptare.

Necesitatea folosirii PC în construcții civile se bazează pe legislația internațională și națională reprezentată de Protocolul de la Kyoto (1997) [26] privind reducerea emisiilor de GES și Directiva 2002/91/CE [27] privind performanța energetică a clădirilor transpusă în România în Legea 372/2005, modificată și completată prin Legea 159/2013, care include și PC-urile.

După cum se știe, proiectarea unui sistem de PC necesită o atenție sporită privind selectarea atât a sistemului de încălzire (pentru a reduce temperatura de alimentare cu căldură), cât și a sursei de căldură (aerul exterior fiind cel mai răspândit, dar cel mai dezavantajos din punct de vedere termodinamic) [28]. În special, acest al doilea aspect ar trebui evaluat cu atenție la proiectarea unui sistem de PC, deoarece avantajele potențiale ale surselor alternative de căldură ar putea fi semnificative. Acesta este motivul pentru care există un interes sporit pentru sistemele cu sursă duală în ultimele decenii. Ideea utilizării a diferite SER pentru o PC la o casă unifamilială este prezentată în Fig. 1.10. În acest context, sunt justificate studiile ale echipamentelor care utilizează resurse durabile, precum pompele de căldură cu asistență solară.

Utilizarea energiei solare și geotermice pentru încălzirea/răcirea spațiilor și producerea ACC este o opțiune pentru un mediu nepoluat la soluțiile tradiționale. Cele mai semnificative sisteme de preluare a energiei termice din sol sunt PC geotermice [29–32], utilizate pe scară largă atât în clădirile rezidențiale, cât și în cele comerciale, instalarea acestora crescând la nivel global de la 10% la 30% anual în ultimii ani [33].

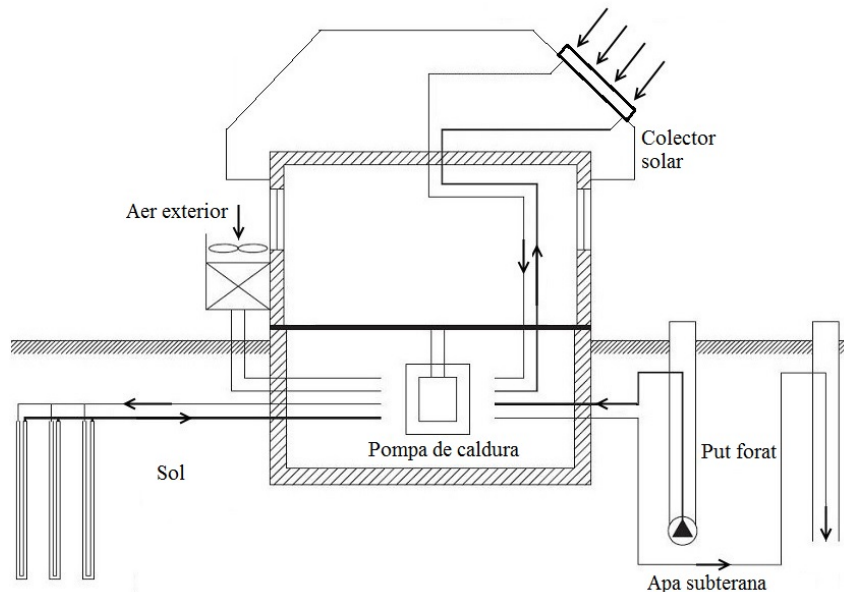


Fig. 1.10 Diferite surse de energie regenerabilă pentru o pompă de căldură

### 1.3 Conținutul tezei de doctorat

În contextul dezvoltării sustenabile, lucrarea de față tratează problematica asigurării eficienței energetice a instalațiilor termice și a confortului în clădirile civile utilizând PC cu comprimare de vapori cuplată la sol prin colectori verticali, pentru diminuarea energiei consumate și a emisiei de CO<sub>2</sub>. Teza de doctorat vizează furnizarea unei baze mai solide pentru conceperea unor astfel de sisteme în viitor și, astfel, să umple lacunele de cunoștințe existente pentru aplicațiile practice. O analiză profundă a performanțelor PC-urilor conectate la diverse sisteme de încălzire/răcire pentru condițiile din România este extrem de necesară și prin faptul că rezultatele studiilor internaționale nu pot fi aplicate direct la nivel local, din cauza condițiilor climatice și geologice diferite, dar și a reglementărilor legate de clădiri.

Prezentul studiu își propune să pună România pe harta centrelor de cercetare din Europa unde cuplarea sistemelor de PC geotermice împreună cu clădiri eficiente energetic sunt analizate și studiate intens cu scopul promovării beneficiilor implementării acestui sistem, al reducerii consumurilor energetice și a emisiilor de CO<sub>2</sub>.

În capitolul 1 introductiv sunt incluse considerații asupra obiectului și actualității tezei, necesității și oportunității cercetării, cu referire la importanța clădirilor din punct de vedere energetic, în contextul dezvoltării durabile, care presupune ca obiective: reorientarea tehnologiilor de producere a energiei, sporirea bazei de resurse, implementarea resurselor regenerabile și reducerea emisiei de CO<sub>2</sub>. Datele statistice arată că din consumul total de energie primară al UE clădirile reprezintă aproximativ 40%, urmate de industrie și transporturi cu 30% fiecare, din care mai mult de 50% este electricitate. Se prezintă principalele soluții și posibilități de reducere a energiei termice în clădiri pentru asigurarea condițiilor unui confort termic adecvat și se justifică necesitatea folosirii pompelor de căldură pe baza legislației interne și



internaționale. Integrarea SER (în special energia solară și geotermică) la încălzirea/răcirea spațiilor și producerea ACC este o bună alternativă pentru un mediu curat la soluțiile tradiționale, iar PC geotermică este unul dintre cele mai avantajoase sisteme care trebuie luate în considerare pentru utilizarea căldurii preluate din sol și diminuarea emisiei de CO<sub>2</sub>, precum și pentru transformarea clădirilor existente în curs de renovare în clădiri cu energie aproape zero (nZEB). Până în 2030, UE intenționează să reducă emisiile de CO<sub>2</sub> cu 55% și să sporească utilizarea SER la 40%.

În capitolul 2 se discută sistemele de PC cu comprimare mecanică de vapori, descriind principiul de funcționare, ciclul termodinamic teoretic și real și calculul acestora, principalele surse naturale de căldură (aer, apă, sol), precum și principalele tipuri de PC. Se ia în considerare calculul indicatorilor de performanță energetică și economică care permit implementarea unei PC într-un sistem de încălzire/răcire și a emisiilor de GES ale acesteia. De asemenea, se prezintă o amplă sinteză documentară cu aspecte de noutate, privind dezvoltarea recentă a posibilităților înlocuitori ai agenților frigorifici neecologici din echipamentele PC-urilor pe baza proprietăților termodinamice, fizice și de mediu și a contribuției totale la încălzirea atmosferei (TEWI – Total equivalent warming impact), arătând și influența refrigerenților asupra eficienței ciclului frigorific. În final, se efectuează un studiu al eficienței agenților frigorifici asupra coeficientului de performanță al PC (COP<sub>PC</sub>) propunând o metodă simplă și rapidă de calcul a COP<sub>PC</sub> pe baza temperaturilor de vaporizare și condensare ale agentului frigorific utilizat și a numărului Jacob, care include căldura specifică a refrigerentului lichid și căldura latentă de condensare.

În capitolul 3 se prezintă o succintă descriere a PC geotermice, incluzând PC cu apă de suprafață (PCAS), PC cu apă freatică (PCAF) și PC cuplate la sol (PCCS), focusată pe ultima categorie, în care căldura este extrasă/injectată în/din sol printr-un schimbător de căldură din sol (SCS), orizontal sau vertical, cu tuburi U, de obicei din polietilenă de înaltă densitate (PEHD). Se sintetizează principalele modele numerice și analitice de simulare a SCS verticale atât în interiorul cât și în exteriorul forajului și se descriu succint unele programe de proiectare/simulare a acestora. În plus, se formulează un model de simulare a transferului de căldură în regim tranzitoriu între SCS vertical și sol, în configurație atât cu tub U dublu, cât și simplu, care poate fi rezolvat cu metoda numerică a diferențelor finite implicită Crank-Nicolson, utilizând un mediu de programare ca MATLAB sau FORTRAN. În final, se efectuează un studiu teoretic privind PCCS în circuit închis cu sonde verticale combinat cu colectoare solare și se propune, pentru un sistem de pompă de căldură fotovoltaică (PC-PV), un nou indicator de performanță FPS<sub>PC-PV</sub> (factor de performanță sezonier global), care include integrarea subsistemelor (PC și generatorul PV) și caracterul regenerabil al PC-PV.

În capitolul 4 se face o scurtă descriere a laboratorului experimental (spațiul unui birou), prezentând dimensiunile geometrice, structura și parametrii elementelor de construcție, și condițiile climatice specifice amplasamentului, precum și a aspectelor teoretice privind calculul puterii termice de încălzire, răcire și producere a ACC, conform legislației în vigoare. De asemenea, sunt calculate și reprezentate grafic consumurile lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea laboratorului, precum și consumurile de energie pentru producerea ACC, în cazul a trei temperaturi diferite (45, 50, 55 °C), alături de valorile obținute din măsurători. Rezultatele obținute s-au folosit ulterior la alegerea echipamentelor și dimensionarea sistemului de încălzire/răcire.

În capitolul 5 se include o parte esențială a tezei, fiind axată în prima parte pe analiza energetică și de mediu a sistemului geotermal experimental, descris ante-

rior, care constă dintr-o PCCS verticală reversibilă, cu SCS cu tub U dublu și simplu. Măsurătorile experimentale sunt utilizate pentru a testa performanța sistemului PCCS în diferite moduri de operare. Principalii parametri de performanță (eficiența energetică și emisia de CO<sub>2</sub>) s-au obținut pentru câte o lună de funcționare folosind atât SCS cu tub U dublu cât și simplu. Se efectuează o analiză comparativă a acestor performanțe pentru diferite moduri de operare, ca: încălzire, încălzire-ACC, răcire, ACC, răcire-ACC. Cercetările experimentale efectuate au demonstrat performanțe mai mari ale sistemului PCCS în cazul utilizării SCS cu tub U dublu față de configurația cu tub U simplu (COP<sub>sist</sub> crește cu 3-8%, iar emisia de CO<sub>2</sub> scade cu 5-10%). Sistemul PCCS, care funcționează în modul de încălzire are un COP<sub>sist</sub> > 5, iar în modul de răcire un COP<sub>sist</sub> ≈ 4, iar sistemul PCCS care operează în modul de încălzire/răcire și ACC are un 3 < COP<sub>sist</sub> < 4, pentru ambele cazuri.

Se efectuează apoi un studiu privind regenerarea sezonieră a PCCS prin injectarea și stocarea în sol, în sezonul de vară, a energiei termice provenită de la o rezistență electrică a unui boiler electric, acționată cu electricitate produsă de 6 panouri solare PV, înainte de a extrage căldura din puțul forat pentru încălzire. Pentru sistemul de încălzire al biroului experimental, cu pardosea radiantă conectat la PCCS, se constată din rezultatele experimentale o creștere a temperaturii medii a fluidului de lucru cu 2,4% și o îmbunătățire a performanțelor sistemului PCCS în cazul folosirii injecției de căldură sezonieră atât în configurația SCS cu tub U dublu cât și simplu (COP<sub>sist</sub> mai mare cu 3.5% pentru tub U simplu și cu 6,6% pentru tub U dublu). După injecția căldurii se înregistrează și cea mai mare creștere a COP<sub>sist</sub> în configurația SCS cu tub U dublu față de cea cu tub U simplu, de 7,7%, precum și cea mai mare reducere a nivelului emisiei de CO<sub>2</sub>, de 6,9%.

În final, se sistematizează și sintetizează avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire hidronice (panouri radiante, radiatoare) și în plus, se evaluează experimental performanțele PCCS, cu SCS cu tub U dublu, conectată la diferite sisteme de încălzire/răcire (pardosea radiantă, panouri radiante de perete și plafon, radiatoare) a biroului experimental, descrise detaliat, în condițiile asigurării confortului termic adecvat. Rezultatele arată că panourile radiante de încălzire funcționează mai bine decât încălzirea cu radiatoare. S-a obținut un COP<sub>sist</sub> = 4,92 cu 6,3%, 7,0% și 7,4% mai mare la încălzirea prin pardosea radiantă față de încălzirea prin perete radiant, plafon radiant și, respectiv radiatoare și un COP<sub>sist</sub> = 6,11, cu 5,9% și 39,8% mai mare în cazul sistemului de răcire cu plafon radiant față de răcirea prin perete radiant, și respectiv pardosea radiantă.

Sistemul de încălzire radiant combinat pardosea-plafon are cele mai bune performanțe în ceea ce privește cel mai scăzut consum de energie electrică și emisie de CO<sub>2</sub> (COP<sub>sist</sub> = 5,45; M<sub>CO<sub>2</sub></sub> = 2,15 kg), fiind urmat îndeaproape de sistemul cu pardosea radiantă. Consumul de energie este mai mic cu 43% față de pardosea radiantă și cu 66% față de radiatoare. Sistemul de încălzire prin plafon radiant prezintă cele mai slabe performanțe în ceea ce privește parametrii enumerați (COP<sub>sist</sub> = 4,60; M<sub>CO<sub>2</sub></sub> = 3,55 kg).

În urma evaluării confortului termic interior, folosind software Thermal Comfort, se constată că sistemele de încălzire radiante prin pardosea și combinat pardosea-plafon conduc la un confort termic sporit față de sistemele de încălzire cu radiatoare, plafon radiant și perete radiant (valori PMV mai mici cu 71-124%, 19,5-31% și, respectiv 0-8,6%), iar sistemul de răcire prin perete radiant conduce la un confort termic sporit față de sistemele de răcire prin pardosea radiantă și plafon radiant (valori PMV mai mici cu 31-41% și, respectiv 10,4-14,2%).



Capitolul 6 este destinat simulărilor și modelărilor numerice cu ajutorul programelor specializate descrise succint în prima parte a acestuia. S-au dezvoltat trei modele de simulare numerică în TRNSYS, validate experimental, pentru stabilirea energiei termice utile la încălzire/răcire și producere de ACC și determinarea eficienței energetice a diverse sisteme de încălzire/răcire conectate la o PCCS în scopul maximizării eficienței acestora și al asigurării utilizatorilor de confort termic pe durata întregului an. De asemenea, s-a efectuat un studiu teoretic comparativ cu programul de simulare numerică Polysun și unele investigații experimentale privind performanțele unui sistem hibrid PCCS-PV/T cu regenerare continuă prin PV/T și ale unui sistem convențional PCCS, integrate în sistemul de încălzire și producere de ACC atât pentru biroul experimental cât și pentru o clădire unifamilială.

Din analiza rezultatelor simulării numerice cu programul Polysun s-a constatat că sistemul hibrid PCCS-PV/T realizează economie de electricitate și reducere a emisiei de CO<sub>2</sub> de 6,2% față de sistemul convențional PCCS, iar FPS al sistemului ( $FPS_{sist}$ ) crește cu 5%, de la 1,78 la 1,87 deși FPS al PC ( $FPS_{PC}$ ) scade de la 4,70 la 4,56. De asemenea, indicatorul  $FPS_{PC-PV}$  în configurația cu tub U simplu este mai mare cu 3,6% față de configurația cu tub U dublu, iar pompa de căldură combinată cu panourile PV/T (31,8 m<sup>2</sup>) conduce la reduceri ale emisiei de CO<sub>2</sub> aproximativ egale (diferența sub 0,5%) în cele două configurații.

Pompa de căldură în combinație cu panourile PV/T (31,8 m<sup>2</sup>) poate compensa integral consumul de electricitate la operarea sistemului de alimentare cu căldură și ACC a unei clădiri unifamiliale pe durata întregului an. De asemenea, efectele de răcire pe termen lung ale SCS pot fi eliminate prin regenerarea termică solară cu ajutorul panourilor PV/T, conducând la schimbătoare de căldură în sol mai scurte și la o creștere a temperaturii solului și asigurând astfel o funcționare durabilă a sistemului.

În capitolul 7 se efectuează un studiu economic, energetic și de mediu comparativ pentru încălzirea și răcirea unei clădiri multifuncționale existente cu diverse surse de energie primară ca PCCS în circuit închis, PC aer-apă (PCAA), centrală termică (CT) cu gaz natural și CT cu peleți, justificându-se oportunitatea soluției de încălzire și răcire cu un sistem de două PCCS prin câte 9 sonde verticale cu lungimea de 100 m fiecare și diametrul de 150 mm, care includ câte un tub U dublu din PEHD cu diametrul de 32 mm. Se prezintă o analiză economică pe baza metodei costului actual pentru perioada duratei de exploatare de 20 de ani și a timpului de recuperare a investiției suplimentare.

Rezultatele numerice arată că în cazul CT cu gaz se obține valoarea costului actual cea mai scăzută, fiind urmat de cazul CT cu peleți. Costul energiei după 20 ani de exploatare a sistemului PCCS este mai mic cu 58,7%, 44,2% și 30,8% decât în soluțiile care folosesc CT cu peleți, CT cu gaz și, respectiv PCAA. De asemenea, față de oricare din cele trei soluții analizate, sistemul PCCS în circuit închis are un timp de amortizare a investiției adiționale mai mic decât timpul de recuperare normal de 8 ani.

Pentru încălzire, energia anuală consumată de sistemul PCCS în circuit închis este mai mică cu 35% față de sistemul PCAA, cu 83% față de CT cu gaz și cu 85% față de cea cu peleți. În plus, economia de energie electrică la răcire înregistrată la utilizarea sistemului de PCCS este de 12,3% față de sistemul PCAA și de 9,5% față de sistemele clasice cu CT pe gaz sau peleți. Emisia de CO<sub>2</sub> a sistemului de PCCS ( $M_{CO_2} = 19.019,4$  kg) este mai redusă cu 30,8% față de sistemul PCAA și cu 67,7% și respectiv 85,3% față de sistemele clasice de CT cu gaz sau cu peleți.

Capitolul 8 conține principalele concluzii generale ale cercetărilor bibliografice, teoretice și experimentale, demonstrând performanțe mai mari ale sistemului PCCS

în cazul utilizării SCS cu tub U dublu față de cazul cu tub U simplu și arătându-se posibilele îmbunătățiri ale performanței energetice a unor sisteme de încălzire/răcire conectate la PCCS în circuit închis cu sonde verticale și reduceri a emisiei de CO<sub>2</sub>, precum și contribuțiile personale ale autorului și potențiale direcții noi de cercetare și promovare a conceptelor propuse.

O parte a rezultatelor studiilor teoretice și investigațiilor experimentale întreprinse în timpul pregătirii tezei de doctorat au fost valorificate prin publicarea/depunerea spre publicare a 10, respectiv 2 articole, în jurnale de specialitate din țară și străinătate cu factor de impact, indexate Clarivate Analytics/Web of Science și în proceedings-urile unor manifestări științifice naționale și internaționale, indexate BDI. Lucrările publicate au primit în total 226 citări independente, dintre care 186 indexate în Clarivate Analytics/Web of Science și 40 indexate în SCOPUS.

## CAP.2 POMPA DE CĂLDURĂ CU ELECTRO-COMPRESOR

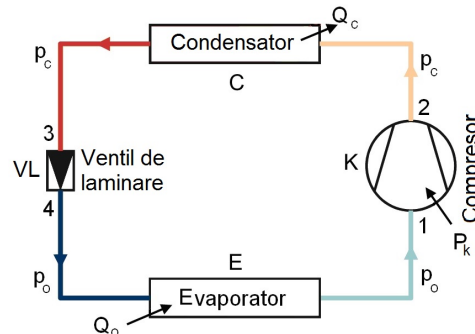
### 2.1 Principiul de funcționare

Pompa de căldură (PC) se bazează pe un ciclu termodinamic Carnot invers, condus de electricitate, care folosește proprietățile termodinamice ale unor agenți frigorifici. Aceasta transmite o cantitate de energie termică de la o sursă cu temperatura scăzută la o sursă cu temperatura ridicată consumând energia electrică de acționare. PC încorporează patru componente principale: compresorul, evaporatorul, condensatorul și un ventil de laminare. Componentele auxiliare principale sunt ventilatoare, conducte, aparate de măsură și control. În Fig. 2.1 se prezintă schema de bază a PC cu comprimare mecanică de vapori, cu cea mai răspândită configurație de ciclu termodinamic [16]. Transferul de energie în PC este bazat pe schimbarea de fază a agentului frigorific în cadrul ciclului termodinamic constant. Căldura este extrasă de la sursă prin intermediul evaporatorului (vaporizatorului) și transferată la sistemele energetice ale clădirii prin condensator. PC-urile cu ciclu invers au, de asemenea, o capacitate de răcire, prin schimbarea direcției de curgere a agentului frigorific, rezultând extracția căldurii din clădire și transmiterea ei către sursa exterioară.

PC pentru încălzire funcționează conform următorilor pași [16]:

1. În evaporator (E), agentul frigorific lichid extrage căldura dintr-o sursă de căldură și se evaporă. După ce agentul frigorific al evaporatorului este în stare de vapori de joasă presiune, temperatura crește ușor.
2. Agentul frigorific în stare de vapori curge în compresorul (K) electric; aici presiunea este crescută, rezultând creșterea temperaturii.
3. Transferul de căldură către sistemul de încălzire al clădirii face ca agentul frigorific să se răcească și să se condenseze în condensator (C) în lichid la presiune și temperatură înaltă.
4. Lichidul fierbinte trece printr-un ventil de laminare (VL), unde presiunea sa este redusă, la rândul său scăzând și temperatura. Agentul frigorific revine în evaporator și ciclul se repetă.

Fig. 2.1 Schema funcțională a unei pompe de căldură



În unele PC sunt incluse supraîncălzitoare, care funcționează ca un schimbător de căldură auxiliar ce furnizează căldură unui rezervor de ACC (până la 65–70 °C). Supraîncălzitorul este plasat la ieșirea compresorului și transferă energia termică a vaporilor compresionați către apa care circulă printr-un rezervor de apă caldă, reducând sau eliminând astfel energia necesară pentru încălzirea ACC.

- *Sursa de căldură* poate fi aerul sau un gaz, apa de suprafață, freatică sau geotermală și solul.

- *Consumatorul de căldură* poate folosi energia termică cedată de PC pentru încălzirea spațiilor cu sisteme de temperatură scăzută radiante (pardosea, perete, plafon) sau convective (ventiloconvectoare), încălzirea apei și diverse procese tehnologice. O instalație de PC reversibilă sau cu dublu efect poate produce atât căldură cât și frig, cum este exemplul procesului de condiționare a aerului, care se încălzește iarna și se răcește vara.

- *Energia de acționare* a PC poate fi sub diverse forme:

- electrică (electrocompresor);
- mecanică (compresor mecanic);
- termică (comprimare mecanică, absorbție sau ejecție);
- termoelectrică (efectul Peltier).

## 2.2 Ciclul teoretic al pompei de căldură cu subrăcire

PC cu subrăcire este o PC cu comprimare de vapori (amoniac sau freoni) care operează după un ciclu Carnot invers situat deasupra temperaturii mediului înconjurător [1]. Schema funcțională a acestei PC (Fig. 2.2) include și un subrăcitor SR, care reduce temperatura agentului frigorific lichid obținut din procesul de condensare (starea 3) sub temperatura de condensare  $t_c$ , producând un grad de subrăcire  $\Delta t_{sr} = t_c - t_{sr}$ .

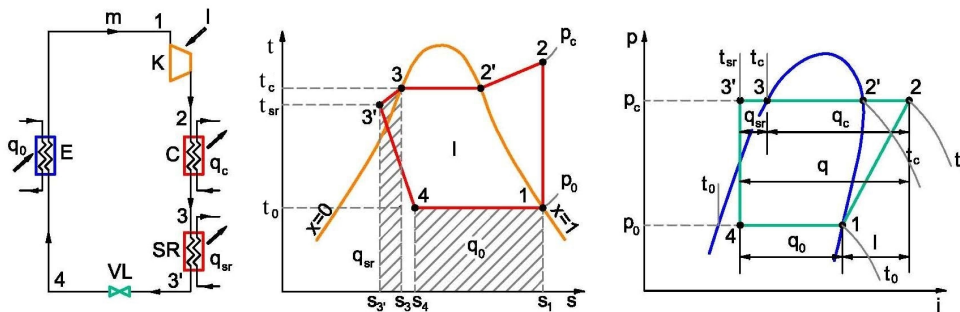


Fig. 2.2 Schema și ciclul termodinamic teoretic ale PC cu subrăcire

Procesele funcționale sunt următoarele:

- comprimarea izentropică 1–2 în K, conducând la creșterea presiunii și temperaturii de la  $p_0$ ,  $t_0$ , corespunzătoare procesului de vaporizare până la presiunea de condensare  $p_c$  și temperatura  $t_2 > t_c$ ;
- răcirea izobară 2–2' în C la presiunea  $p_c$  de la temperatura  $t_2$  la  $t_2' = t_c$ ;
- condensarea izobar–izotermică 2'–3 în C la parametrii  $p_c$  și  $t_c$ ;

- subrăcirea izobară 3–3' în SR la presiunea  $p_c$  de la  $t_c$  la  $t_{sr} < t_c$ ;
- laminarea izentalpică 3'–4 în VL, conducând la transformarea agentului frigorific din lichid subrăcit (starea 3') la parametrii  $p_c$  și  $t_{sr}$  în vapori umezi (starea 4) la parametrii  $p_0$ ,  $t_0$ ;
- evaporarea izobar-izotermică 4–1 în E la parametrii  $p_0$  și  $t_0$ .

Schimburile energetice ale agentului frigorific precum sarcina frigorifică specifică la vaporizare  $q_0$ , în J/kg, puterea termică specifică la condensare  $q_c$ , în J/kg, puterea termică specifică la subrăcire  $q_{sr}$ , în J/kg, puterea termică specifică a agentului frigorific  $q$ , în J/kg și lucrul mecanic specific de comprimare  $l$ , în J/kg sunt definite de relațiile (2.1)–(2.5) [1]:

$$q_0 = i_1 - i_4 = t_0(s_1 - s_4) \quad (2.1)$$

$$q_c = i_2 - i_3 \quad (2.2)$$

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

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

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

Capacitatea de încălzire  $Q_{PC}$ , în W, a PC este dată de relația (2.6) [1]:

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

unde  $m$  este debitul masic de agent frigorific, în kg/s.

Puterea teoretică consumată de compresor  $P_t$ , în W, necesară pentru comprimarea izentropică se poate calcula utilizând relația (2.7) [1]:

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

Factorul de performanță  $COP_{PC}$  sau eficiența termică  $\varepsilon_{PC}$ , un indicator al performanței energetice a PC se definește de ecuația [1]:

$$COP_{PC} = \varepsilon_{PC} = \frac{Q_{PC}}{P_t} = \frac{q}{l} = \frac{i_2 - i_{3'}}{i_2 - i_1} \quad (2.8)$$

Gradul de subrăcire  $\Delta t_{sr}$  se poate mări până se atinge temperatura mediului ambiant, reducându-se astfel pierderea de energie generată de ireversibilitatea laminării.

### 2.3 Ciclul teoretic al pompei de căldură cu separator de lichid

Între evaporator (E) și compresor (K) se montează un separator de lichid SL (Fig. 2.3) [1], specific funcționării cu amoniac ( $NH_3$ ), care evită pătrunderea picăturilor de lichid în compresor. Având în vedere că  $NH_3$  prezintă un exponent al comprimării adiabatică ridicat ( $\chi = 1,33$ ) și că se obțin temperaturi mari ale vaporilor comprimați

(starea 2) este de dorit ca procesul de comprimare să înceapă chiar de la temperatura de vaporizare  $t_0$  (starea de vapori saturați), deci nu se recomandă protecția compresorului prin supraîncălzirea vaporilor aspirați (procedeu utilizat la freoni).

După laminarea 5–6 vaporii saturați foarte umezi (starea 6) sunt introduși în SL împreună cu vaporii produși în E (starea 1). În SL se produce separarea lichidului saturat (starea 7) și a vaporilor saturați uscați (starea 1).

În aceste condiții chiar dacă evaporarea refrigerentului în E este incompletă, compresorul K se alimentează cu vapori saturați uscați proveniți din SL. Concomitent SL alimentează și evaporatorul E cu lichid saturat (starea 7).

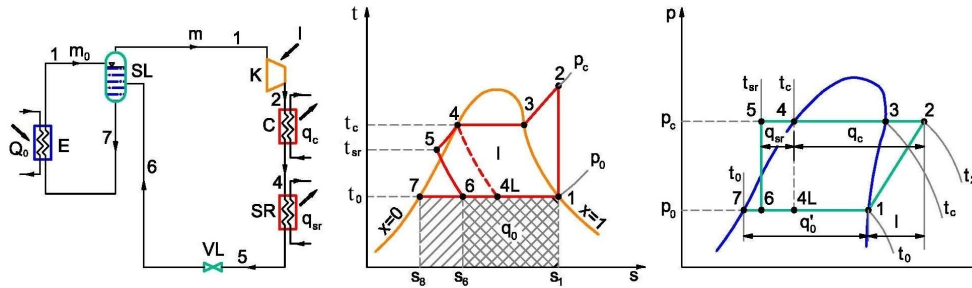


Fig. 2.3 Schema și ciclul termodinamic teoretic ale PC cu separator de lichid

Schema de alimentare a E prin gravitație și termosifon (Fig. 2.3) asigură autorecircularea agentului frigorific între E și SL datorită diferenței dintre densitățile acestuia în SL și E și a diferenței de cote de montaj în raport cu E.

Schema de alimentare a evaporatoarelor prin circulație forțată a agentului frigorific lichid se realizează cu ajutorul pompelor centrifuge, iar la intrare în E se prevăd ventile de laminare sau duze calibrate, dacă sarcinile frigorifice de la toate evaporatoarele sunt constante în timp.

Raportul  $\mu$  al celor două debite  $m_0$  și  $m$  care circulă prin cele două circuite se determină din ecuația de bilanț energetic a lui SL, considerat izolat adiabatic:

$$m_0 i_1 + m i_6 = m i_1 + m_0 i_7 \quad (2.9)$$

Rezultă:

$$\mu = \frac{m_0}{m} = \frac{i_1 - i_6}{i_1 - i_7} = \frac{q_0}{r} < 1 \quad (2.10)$$

în care  $q_0 = i_1 - i_6$  este puterea frigorifică specifică în cazul instalației fără SL, iar  $r = i_1 - i_7$  este căldura latentă de vaporizare a agentului frigorific.

Deci, picăturile de agent frigorific, căzute în separator, se evaporă reducând debitul prin evaporator. Eficiența termică teoretică a PC cu ciclul având separator de lichid  $\epsilon_{PC}$ , rezultă [1]:

$$\epsilon_{PC} = \frac{Q_{PC}}{P_t} = \frac{m(i_2 - i_5)}{m(i_2 - i_1)} = \frac{q_c + q_{sr}}{l} = \epsilon_{PC} \quad (2.11)$$

în care:  $Q_{PC}$  este puterea termică a PC;  $P_t$  – puterea teoretică consumată de compresor,  $\varepsilon_{PC}$  – eficiența termică a PC fără separator de lichid.

Se constată, deci, că existența SL nu modifică factorul de performanță al ciclului termodinamic al instalației.

### 2.4 Ciclu real al pompei de căldură standard

Procesele operaționale reale (Fig. 2.4) ale unei PC cu comprimare de vapori se abat de la procesele componente ale ciclului teoretic în următoarele moduri [16]:

- procesul de comprimare 1-2 în compresor este adiabatic, dar ireversibil;
- schimbul de căldură din E și C se realizează cu diferențe finite de temperatură, imprimând acestor procese un sens ireversibil; temperatura medie a sursei reci  $t_s$  este mai mare decât temperatura de vaporizare  $t_0$ , cu diferența  $\Delta t_0$ , iar temperatura medie a sursei calde  $t_u$  este mai mică decât temperatura de condensare  $t_c$ , cu diferența  $\Delta t_c$ ;
- debitul de agent frigorific prin sistem suferă pierderi de presiune;
- echipamentele și conductele prin care circulă agentul frigorific schimbă căldura cu mediul exterior.

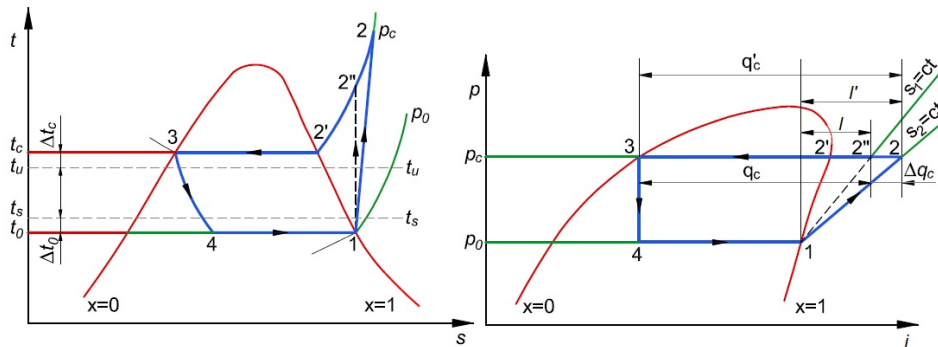


Fig. 2.4 Reprezentarea proceselor funcționale reale în diagramele  $t-s$  și  $p-i$

Ireversibilitatea procesului de comprimare mărește lucrul mecanic specific de comprimare la  $l'$  și crește sarcina termică specifică la condensare cu  $\Delta q_c$ . Pentru a evalua gradul de abatere a procesului de comprimare 1-2 față de 1-2'', se definește randamentul indicat (adiabatic)  $\eta_i$  al compresorului astfel [16]:

$$\eta_i = \frac{l}{l'} = \frac{l' - \Delta q_c}{l'} = 1 - \frac{\Delta q_c}{l'} < 1 \quad (2.12)$$

unde:  $l$  este lucrul mecanic specific izentropic de comprimare;  $l'$  – lucrul mecanic specific adiabatic ireversibil de comprimare; iar  $\Delta q_c$  – creșterea puterii termice datorită abaterii procesului ireversibil de comprimare 1-2, în raport cu cel izentropic.

Rezultă că eficiența termică reală  $COP_{PC,r}$  ( $\varepsilon_{PC,r}$ ) a ciclului este dată de relația:

$$\text{COP}_{\text{PC},r} = \frac{q'_c}{I'} = \frac{q_c + \Delta q_c}{I + \Delta q_c} = \frac{q_c + \left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right)I}{I + \left(\frac{1}{\eta_i} - 1\right)I} = (\text{COP}_{\text{PC}} - 1)\eta_i + 1 < \text{COP}_{\text{PC}} \quad (2.13)$$

unde  $q'_c$  este puterea termică specifică la condensare în ciclul real cu comprimare adiabatică ireversibilă.

Valoarea efectivă a eficienței termice,  $\text{COP}_{\text{PC},ef}$  pentru PC este diminuată din cauza pierderilor mecanice și electrice ale ansamblului motor electric-compresor [16]:

$$\text{COP}_{\text{PC},ef} = \text{COP}_{\text{PC},r} \eta_{em} = [(\text{COP}_{\text{PC}} - 1)\eta_i + 1] \eta_{em} \quad (2.14)$$

## 2.5 Performanțele și emisia de CO<sub>2</sub> ale pompei de căldură

Oportunitatea implementării unei PC într-un sistem de încălzire/răcire se bazează pe diverși indicatori energetici și o analiză economică.

### 2.5.1 Eficiența energetică

• *Coeficientul de performanță* ( $\text{COP}_{\text{PC}}$ ) al PC reprezintă raportul dintre energia termică utilă  $E_t$  și energia electrică  $E_{el}$  absorbită de compresor [16]:

$$\text{COP}_{\text{PC}} = \frac{E_t}{E_{el}} \quad (2.15)$$

Dacă, în relația (2.15), energia termică și energia electrică se însumează pe durata de operare (lună, sezon, an) se obține coeficientul de performanță sezonier ( $\text{COP}_{\text{sez}}$ ), adesea referit ca FPS sau eficiența anuală.

În cazul unei PC reversibile (încălzire-răcire),  $\text{COP}_{\text{PC}}$  în regim de încălzire este definit de relația:

$$\text{COP}_{\text{PC}} = \frac{Q_{\text{PC}}}{P_e} \quad (2.16)$$

unde  $Q_{\text{PC}}$  este puterea de încălzire a PC, în W, iar  $P_e$  – puterea electrică de acționare a compresorului, în W.

Raportul de eficiență energetică  $\text{EER}_{\text{PC}}$ , în Btu/(h·W), al unei PC în mod de răcire este dat de relația (2.17) [16]:

$$\text{EER}_{\text{PC}} = \frac{Q_0}{P_e} \quad (2.17)$$

iar  $\text{COP}_{\text{PC}}$  corespunzător rezultă astfel:

$$\text{COP}_{\text{PC}} = \frac{\text{EER}_{\text{PC}}}{3,412} \quad (2.18)$$

unde:  $Q_0$  este capacitatea de răcire a PC, în Btu/h;  $P_e$  – puterea electrică absorbită de compresor, în W; iar 3,412 – factorul de transformare a W în Btu/h.



Coeficientul de performanță anual  $COP_{PC,an}$  al unei PC se poate obține utilizând relația [34]:

$$COP_{PC,an} = \frac{\sum p_z n_z COP_{PC}}{\sum p_z n_z} \quad (2.19)$$

în care  $p_z$  este perioada de funcționare în timpul unei zile, iar  $n_z$  – numărul de zile cumulat la temperatura exterioară  $t_e$ .

Coeficientul de performanță al întregului sistem,  $COP_{sist}$  este dat de relația [35]:

$$COP_{sist} = \frac{Q_{PC}}{P_e + P_{aux}} \quad (2.20)$$

unde:  $Q_{PC}$  este capacitatea de încălzire a PC, în W;  $P_e$  – puterea electrică de antrenare a compresorului, în W;  $P_{aux}$  – puterea electrică consumată de echipamentele auxiliare ale sistemului (pompe, ventilatoare etc.).

Cota de acoperire a necesarului de căldură la vârf, SF este definită ca raport între capacitatea pompei  $Q_{PC}$  și necesarul de căldură maxim  $Q_{max}$ :

$$SF = \frac{Q_{PC}}{Q_{max}} \quad (2.21)$$

Cota de acoperire SF se poate optimiza energetic și economic, în funcție de temperatura sursei și de graficul de reglare [36]. Pentru sursele de căldură cu temperatura de 25–40 °C se recomandă valori ale SF de 0,575, corespunzătoare graficului de reglare 65/45 °C și 0,45, pentru graficul de reglare 95/75 °C. La prepararea ACC, PC poate acoperi integral necesarul orar de căldură, caz în care SF = 1.

• *Rentabilitatea PC.* Întrucât PC are un COP supraunitar, pentru aprecierea rentabilității acesteia se utilizează un indicator sintetic de rentabilitate  $\eta_s$  [31] definit de relația (2.22), care trebuie să satisfacă condiția  $\eta_s > 1$ :

$$\eta_s = \eta_g \varepsilon_{PC} \quad (2.22)$$

unde:

$$\eta_g = \eta_p \eta_t \eta_{el} \quad (2.23)$$

în care:  $\eta_g$  este randamentul total;  $\eta_p$ ,  $\eta_t$  – randamentul de generare și respectiv de transport a electricității;  $\eta_{el}$  – randamentul electromotorului.

De asemenea, eficiența termică maximă a unei PC este condiționată de legea a doua a termodinamicii astfel [16]:

– în mod de încălzire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{t_c}{t_c - t_0} = \varepsilon_C \quad (2.24)$$

– în mod de răcire:

$$\varepsilon_{PC} \leq \frac{t_0}{t_c - t_0} \quad (2.25)$$

unde  $t_c$  și  $t_0$  sunt temperaturile absolute ale sursei calde (temperatura de condensare) și respectiv sursei reci (temperatura de vaporizare), în K, iar  $\varepsilon_c$  – eficiența ciclului Carnot inversat.

Conform relațiilor (2.24) și (2.25), COP-ul unei PC este cu atât mai mare cu cât diferența între temperatura agentului termic pentru sistemul de încălzire/răcire și temperatura sursei reci este mai mică.

### 2.5.2 Indicatori economici

În analiza economică a unui sistem, pot fi utilizate diferite metode de evaluare. Unele dintre ele sunt: metoda costului actual (CA), metoda costului anual total (CAT), metoda cheltuielilor totale actualizate (CTA), metoda timpului de recuperare (TR) [37,38].

• *Analiza costului actual* este adesea utilizată pentru a aborda valoarea în timp a banilor în planificarea proiectului. CA al unei plăți viitoare poate fi calculat folosind ecuația (2.26) [37]:

$$CA = \frac{C}{(1 + \beta_0)^\tau} \quad (2.26)$$

unde:  $C$  este costul la o dată viitoare;  $\tau$  – numărul de perioade până la acea dată viitoare;  $\beta_0$  – rata medie de inflație (dobândă). Prin urmare, CA este valoarea actualizată a unei plăți viitoare care are loc la sfârșitul perioadei a  $\tau$ -a.

În mod similar, CA-ul unei serii de costuri cu un număr specificat de plăți periodice fixe poate fi exprimat ca:

$$CA = C \sum_{n=1}^{\tau} \frac{1}{(1 + \beta_0)^n} \quad (2.27)$$

unde  $C$  este plata periodică care are loc la sfârșitul fiecărei perioade, iar  $n$  – numărul de perioade (ani).

Se poate demonstra relativ ușor egalitatea:

$$\sum_{n=1}^{\tau} \frac{1}{(1 + \beta_0)^n} = \frac{(1 + \beta_0)^\tau - 1}{\beta_0(1 + \beta_0)^\tau} \quad (2.28)$$

și se definește rata de actualizare:

$$r_a = \frac{(1 + \beta_0)^\tau - 1}{\beta_0(1 + \beta_0)^\tau} = \frac{1}{FRI} \quad (2.29)$$

unde FRI este factorul de recuperare a investiției.

Tinând seama de ecuațiile (2.28) și (2.29), relația (2.27) primește forma:

$$CA = r_a C = \frac{C}{FRI} \quad (2.30)$$

Rata de actualizare  $r_a$  are un impact semnificativ asupra CA al unui cost viitor. În general, cu cât rata de actualizare este mai mare, cu atât se produce o reducere mai mare atunci când o valoare viitoare este convertită în CA.

• *Cheltuielile totale actualizate* CTA constituie un alt indicator economic, exprimat prin relația (2.31) [1]:

$$CTA = I_0 + \sum_{n=1}^{\tau} \frac{C_{ex}}{(1 + \beta_0)^n} \quad (2.31)$$

în care:  $I_0$  este investiția inițială;  $C_{ex}$  – costul de exploatare anual;  $\beta_0$  – rata inflației anuale;  $\tau$  – durata de actualizare (20 ani).

Substituind relațiile (2.28) și (2.29) în relația (2.31) aceasta devine:

$$CTA = I_0 + r_a C_{ex} \quad (2.32)$$

• De obicei PC-urile implică o investiție suplimentară  $\Delta I$  față de sistemul tradițional cu centrală termică (CT), care produce aceeași cantitate de căldură, dar realizează și o reducere a costului de exploatare  $C_{ex}$  în comparație cu sistemul tradițional.

*Durata de recuperare* TR, în ani, a investiției suplimentare  $\Delta I$ , pe seama reducerii costului de exploatare  $\Delta C_{ex}$  se poate determina astfel [16]:

$$TR = \frac{\Delta I}{\Delta C_{ex}} \leq TR_n \quad (2.33)$$

unde  $TR_n$  este durata de recuperare normală, cu o valoare acceptabilă de 8–10 ani.

### 2.5.3 Emisia de bioxid de carbon

Emisia de bioxid de carbon  $M_{CO_2}$ , în kg, a unei PC pe durata exploatării acesteia se poate evalua cu următoarea relație [16]:

$$M_{CO_2} = g_{el} E_{el} \quad (2.34)$$

în care  $g_{el}$  este factorul emisiei specifice de  $CO_2$  pentru energie electrică. Factorul mediu al emisiei de  $CO_2$  corespunzător producției de electricitate pentru Europa este de 0,486 kg  $CO_2$ /kWh [10], iar pentru România este de 0,299 kg  $CO_2$ /kWh [39].

În Tabelul 2.1 se prezintă date caracteristice emisiilor de  $CO_2$  specifice diverselor surse de încălzire.

Tabelul 2.1 Emisiile de  $CO_2$  caracteristice diverselor surse de energie primară

Nr. crt.	Tipul instalației	Eficiența	$M_{CO_2}$ per kWh combustibil (kg $CO_2$ /kWh)	$M_{CO_2}$ per kWh căldură utilă (kg $CO_2$ /kWh)
1	Cazan cu cărbune	0,70	0,34	0,49
2	Cazan cu combustibil lichid	0,80	0,28	0,35
3	Cazan cu GPL	0,80	0,25	0,31
4	Cazan cu gaz	0,80	0,21	0,24
5	PC aer-apă	2,50	0,30	0,19
6	PC sol-apă	3,20	0,30	0,15

## 2.6 Agenți frigorifici ecologici

Agenții frigorifici sunt fluide care evoluează în ciclul frigorific al unei PC, transportând căldura preluată de la sursa rece la sursa caldă.

În acest subcapitol se prezintă o amplă sinteză documentară privind dezvoltarea recentă a posibilităților înlocuitori ai agenților frigorifici neecologici din echipamentele PC-urilor pe baza proprietăților termodinamice, fizice și de mediu și a contribuției totale la încălzirea atmosferei (TEWI – Total Equivalent Warming Impact). De asemenea, se efectuează un studiu al eficienței agenților frigorifici asupra COP al PC propunând o metodă simplă și rapidă de calcul a coeficientului de performanță al PC pe baza temperaturilor de vaporizare și condensare ale agentului frigorific utilizat și a numărului Jacob, care include căldura specifică a refrigerentului lichid și căldura latentă de condensare.

### 2.6.1 Sinteza documentară privind agenții frigorifici

Protecția mediului include totalitatea mijloacelor și măsurilor de păstrare a echilibrului ecologic, de prevenire și combatere a poluării și de asigurare a condițiilor corespunzătoare de viață și de muncă pentru generațiile actuale și viitoare.

Unul din componenții minori ai atmosferei, ozonul are o importanță deosebită în menținerea echilibrului ecologic. El este distribuit în principal între stratosferă (85–90%) și troposferă. Orice perturbare a concentrației ozonului atmosferic (care variază între 0 și 10 ppm volum, în funcție de regiune) are efecte directe și imediate asupra vieții.

Problematika formării și menținerii stratului de ozon al Pământului reprezintă în prezent o preocupare prioritară a tuturor țărilor din lume. "Alianța pentru o politică atmosferică responsabilă" (*The Alliance for Responsible Atmospheric Policy*) este o coaliție industrială principală în domeniul protecției ozonului și al politicilor privind schimbările climatice, care deține un scurt rezumat al reglementărilor pentru unele țări [40].

Agenții frigorifici scurși din sistemele de PC-uri, în perioada de operare normală (umplere, golire) sau accidentală (avarii), se pot acumula în cantități mari în stratosferă, unde, prin descompunere catalitică ei conduc la distrugerea parțială a stratului de ozon, care în mod normal filtrează radiațiile ultraviolete, periculoase pentru viața de pe Pământ. Diminuarea stratului de ozon atmosferic este legată de prezența clorului și a bromului în stratosferă. Pe lângă aceasta, agenții frigorifici pot contribui la încălzirea atmosferei terestre, ca GES.

După acțiunea poluantă asupra mediului înconjurător, prin prisma Protocolului de la Montreal (1987) [41] și a amendamentelor ulterioare, pentru ozonul atmosferic și a Protocolului de la Kyoto (1997) [26], pentru efectul de seră, agenții frigorifici se pot clasifica astfel:

- *cu acțiune puternic distructivă* asupra stratului de ozon atmosferic și *cu amplificare importantă* a efectului de seră asupra scoarței terestre (Clorofluorocarboni – CFC, având prezenți în moleculă atomi de Cl sau Br);
- *cu acțiune redusă* asupra stratului de ozon atmosferic și *cu amplificare moderată* a efectului de seră (Hidroclorofluorocarboni – HCFC, având prezent în moleculă hidrogenul (H));

- *inofensivi* asupra stratului de ozon, *cu amplificarea redusă* a efectului de seră (Hidroclorocarboni – HFC, neavând nici Cl nici Br în moleculă);

PC-urile cu comprimare de vapori utilizează în general agenți frigorifici halogenați. Protocoalele internaționale (Montreal și Kyoto) restricționează utilizarea agenților frigorifici halogenați în sistemele bazate pe comprimarea vaporilor. Conform Protocolului de la Montreal din 1987, utilizarea CFC-urilor a fost complet interzisă în majoritatea țărilor. Odată cu interzicerea CFC-urilor au fost găsite alternative de tranziție (HCFC-uri), precum și de medie și lungă durată (HFC-uri). Cu toate acestea, agenții frigorifici HCFC pot fi utilizați până în 2040 în țările în curs de dezvoltare, iar în țările dezvoltate ar trebui să fie eliminați treptat până în 2030 [42]. Din punct de vedere ecologic și al sănătății, ar trebui găsiți niște înlocuitori mai buni și pentru agenții frigorifici HFC [43]. Amestecurile de HC și HFC cu impact redus asupra mediului sunt considerate ca alternative potențiale pentru eliminarea treptată a agenților frigorifici halogenați existenți.

**Impactul agenților frigorifici asupra mediului.** Proiectarea echipamentului frigorific depinde în mare măsură de proprietățile refrigerentului ales. Un agent frigorific trebuie să îndeplinească multe cerințe, dintre care unele nu au legătură directă cu capacitatea sa de a transfera căldură. Stabilitatea chimică în condiții de utilizare este o caracteristică esențială. Codurile de siguranță pot necesita un agent frigorific neinflamabil cu toxicitate scăzută pentru anumite aplicații. Trebuie luate în considerare și consecințele scurgerilor de agent frigorific asupra mediului. Costul, disponibilitatea, eficiența și compatibilitatea cu lubrifianții compresoarelor și materialele echipamentelor sunt, de asemenea, alte preocupări.

Proprietățile de siguranță ale agenților frigorifici cu privire la inflamabilitate și toxicitate sunt definite de standardul ASHRAE 34 [44]. Toxicitatea agenților frigorifici se clasifică în două clase, A sau B (Tabelul 2.2). Clasa A semnifică agenți frigorifici care nu sunt toxici la concentrații mai mici sau egale cu 400 ppm în volum, iar clasa B semnifică agenți frigorifici care sunt toxici la concentrații sub 400 ppm în volum. În funcție de inflamabilitate, agenții frigorifici sunt împărțiți în trei clase:

- clasa 1 indică agenți frigorifici care nu prezintă propagarea flăcării atunci când sunt testați în aer (la 101 kPa și 21 °C).
- clasa 2 înseamnă agenți frigorifici care au o limită inferioară de inflamabilitate (LIF) mai mare de 0,10 kg/m<sup>3</sup> și o căldură de ardere mai mică de 19 000 kJ/kg.
- clasa 3 indică agenți frigorifici foarte inflamabili, definiți de o LIF mai mică sau egală cu 0,10 kg/m<sup>3</sup> sau o căldură de ardere mai mare sau egală cu 19 000 kJ/kg.

Tabelul 2.2 Clasificarea siguranței agenților frigorifici

Inflamabilitatea	Codul de siguranță	
	Toxicitate mică	Toxicitate mare
Inflamabilitate mare	A2	B2
Inflamabilitate mică	A2L	B2L
Fără propagarea flăcării	A1	B1

Noua clasă de inflamabilitate 2L a fost adăugată din anul 2010, denotând agenți frigorifici cu o viteză de ardere mai mică de 10 cm/s.

Minimizarea tuturor emisiilor de agent frigorific din sisteme este importantă nu numai din cauza impactului asupra mediului, ci și a pierderilor de încărcare a sistemului, care duc la o funcționare suboptimă și la o eficiență redusă.

Temperatura medie globală este determinată de diferența de energie provenită de la soarele ce încălzește pământul și atmosfera și energia radiată din pământ și din spațiul atmosferic. GES-urile, cum sunt CO<sub>2</sub> și vaporii de apă, precum și particulele mici captează căldura aproape de suprafață, menținând temperatura medie a suprafeței Pământului cu aproximativ 34 K mai mare decât ar fi cazul în care aceste gaze și particule nu ar fi prezente (efectul de seră).

Încălzirea globală a devenit o preocupare a specialiștilor din cauza unei creșteri a efectului de seră prin mărirea concentrațiilor de GES provenite din activități umane. Deci, influențele negative ale agenților frigorifici, în special ale freonilor asupra mediului ambiant pot fi sintetizate prin cele două efecte [45]:

Tabelul 2.3 Domenii de utilizare a freonilor

Grupa (Acronim)	Simbol	Formula chimică/ Denumire	Temp. de vaporizare <i>t</i> <sub>0</sub> (°C)		Aplicații
CFC	R--11	CCl <sub>3</sub> F	0	+60	Aer condiționat, pompe de căldură
	R-12	Threechlorofluoromethane			
		CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-40	+10	Frig casnic și industrial
	R-12B <sub>1</sub>	Dichlorodifluoromethane	+10	+40	Aer condiționat, pompe de căldură
		CClBrF <sub>2</sub>	0	+50	Aer condiționat, pompe de căldură
	R-13	Bromochlorodifluoromethane			
		CClF <sub>3</sub>	-100	-60	Sisteme frigorifice în cascadă
	R-13B <sub>1</sub>	Chlorotrifluoromethane			
		CBrF <sub>3</sub>	-80	-40	Sisteme frigorifice mono, bietajate și în cascadă pentru industrie
	R-113	C <sub>2</sub> Cl <sub>3</sub> F <sub>3</sub>	0	+15	Aer condiționat
	R-114	Trichlorotrifluoroethane	+15	+50	Pompe de căldură
C <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>4</sub>		-20	+10	Aer condiționat	
HCFC	R-21	Dichlorotetrafluoroethane	+10	+80	Pompe de căldură
		CHCl <sub>2</sub> F	-20	+20	Aer condiționat, pompe de căldură
	R-22	Dichlorofluoromethane			
R-142b	Chlorodifluoromethane	-50	+10	Frig industrial, alimentar, comercial și aer condiționat	
	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> ClF <sub>2</sub>	-20	+10	Aer condiționat	
	Chlorodifluoroethane	+10	+60	Pompe de căldură	
HFC	R-23	CHF <sub>3</sub>	-100	-60	Sisteme frigorifice în cascadă pentru industrie și laborator
	R-32	Threefluoromethane			
		CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	-60	-10	Frig industrial și comercial
	R-125	Difluoromethane			
		C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub>	-50	+10	Frig industrial, comercial și aer condiționat
R-134a	Pentafluoroethane				
	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	-30	+20	Frig comercial, industrial, aer condiționat și pompe de căldură	
R-152a	Tetrafluoroethane				
	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub>	-30	+10	Frig industrial, comercial și aer condiționat	
Amestecuri	R-500	(R-12/R-152a)	-40	+10	Frig casnic, industrial și pompe de căldură
	R-502	(R-22/R-115)	-60	-20	Frig industrial și comercial
	R-507	(R-125/R-134a)	-50	-10	Frig industrial și comercial
	R-410A	(R-32/R-125)	-50	0	Frig industrial, comercial și pompe de căldură
	R-407C	(R-32/R-125/R-134a)	-40	0	Frig industrial, comercial și pompe de căldură
	R-404A	(R-125/R-143a/R-134a)	-40	0	Frig industrial, comercial și pompe de căldură

- diminuarea stratului de ozon atmosferic;
- contribuția la încălzirea atmosferei la nivel planetar, prin efect de seră.

Măsura capacității unui material de a diminua ozonul stratosferic este *potențialul de distrugere a stratului de ozon* (ODP – Ozon Depletion Potential), o valoare relativă față de cea a R-11, care are un ODP de 1,0.

*Potențialul de încălzire globală* (GWP – Global Warming Potential) a unui GES este un indice ce descrie capacitatea sa relativă de a capta energie radiantă, comparativ cu CO<sub>2</sub>, care are o durată de viață foarte mare în atmosferă. De aceea agenții frigorifici trebuie aleși astfel încât să aibă ODP nul și cu un GWP redus.

Cei mai utilizați agenți frigorifici halogenați sunt compușii chimici derivați din hidrocarburi (HC) (metan și etan) prin substituirea atomilor de clor (Cl) și fluor (F) cu hidrogen (H), a căror toxicitate și inflamabilitate depind de numărul atomilor de Cl și H. Prezența atomilor halogenați este responsabilă pentru ODP și GWP.

În Tabelul 2.3 sunt prezentați principalii freoni (puri sau amestecuri), cu simbolul, numele și formula chimică, precum și cu domeniile de utilizare [46].

În secolul trecut, agenții frigorifici halogenați au dominat sistemele cu comprimare de vapori datorită proprietăților lor termodinamice și termofizice bune. Proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici puri sunt enumerate în Tabelul 2.4 [47]. Dar agenții frigorifici halogenați au proprietăți de mediu slabe în ceea ce privește ODP și GWP.

Tabelul 2.4 Proprietăți termodinamice ale agenților frigorifici puri

Agentul frigorific	Masa moleculară <i>M</i> (g/mol)	Temperatura critică <i>t<sub>cr</sub></i> (°C)	Presiunea critică <i>p<sub>cr</sub></i> (MPa)	Punct de fierbere <i>t<sub>0n</sub></i> (°C)
R-11	137,37	198,0	4,41	23,7
R-12	120,90	112,0	4,14	-29,8
R-22	86,47	96,2	4,99	-41,4
R-23	70,01	25,9	4,84	-82,1
R-32	52,02	78,2	5,80	-51,7
R-41	34,03	44,1	5,90	-78,1
R-123	152,93	82,0	3,66	27,8
R-124	136,48	122,3	3,62	-12,0
R-125	120,02	66,2	3,63	-54,6
R-134a	102,03	101,1	4,06	-26,1
R-142b	100,49	137,2	4,12	-9,0
R-143a	84,04	72,9	3,78	-47,2
R-152a	66,05	113,3	4,52	-24,0
R-161	48,06	102,2	4,70	-34,8
R-170	30,07	90,0	4,87	-88,9
R-218	188,02	71,9	2,68	-36,6
R-290	44,10	96,7	4,25	-42,2
R-600	58,12	152,0	3,80	-0,5
R-600a	58,12	134,7	3,64	-11,7
R-717	17,03	132,3	11,34	-33,3
R-744	44,01	31,1	7,38	-78,4
R-1270	42,08	92,4	4,67	-47,7

A doua generație de agenți frigorifici, CFC-urile au înlocuit agenții frigorifici clasici la începutul secolului al XX-lea. Agenții frigorifici sub formă de CFC (R-11, R-12 și R-13) au fost folosiți din anii 1930 datorită caracteristicilor lor superioare de siguranță și performanță. Cu toate acestea, producția lor pentru utilizare în țările dezvoltate a fost eliminată deoarece s-a demonstrat că diminuează stratul de ozon. CFC-urile și

HCFC-urile reprezentate de R-22 și amestecul R-502 au dominat a doua generație de agenți frigorifici.

De asemenea, HCFC-urile diminuează stratul de ozon, dar mult mai puțin decât CFC-urile. Producția lor, pentru a fi utilizate ca agenți frigorifici, este programată a se elimina până în 2030 pentru țările dezvoltate, și până în 2040 pentru țările în curs de dezvoltare.

HFC-urile nu diminuează stratul de ozon și au multe dintre proprietățile de dorit pentru CFC și HCFC. Ele sunt în curs de a fi folosite pe scară largă ca agenți frigorifici înlocuitori pentru CFC și HCFC. Datorită siguranței semnificative, stabilității și toxicității scăzute agenții frigorifici HFC corespund la o gamă largă de aplicații.

De asemenea, amestecurile de agent frigorific HC și HFC cu impact redus asupra mediului sunt considerate ca alternative potențiale pentru eliminarea treptată a agenților frigorifici halogenați existenți. Amestecurile bazate pe HC sunt ecologice, și pot fi utilizate ca alternative fără modificări în sistemele existente. Dar amestecurile de agent frigorific HC sunt extrem de inflamabile, ceea ce limitează utilizarea în sistemele cu capacitate mare [48]. Amestecurile de HFC sunt compatibile cu ozonul, dar au un GWP semnificativ și nu sunt miscibile cu uleiul mineral, care necesită lubrifianți sintetici (cum ar fi poliesterul). Investigațiile anterioare au raportat că amestecurile de HFC/HC sunt amestecabile cu uleiul mineral. Este posibil să se amestece agenții frigorifici HC cu HFC pentru a înlocui agenții frigorifici halogenați existenți [49].

Al doilea efect al freonilor asupra mediului ambiant, semnalat anterior, a condus la introducerea unei clasificări a agenților frigorifici după contribuția lor la încălzirea atmosferei terestre. Raportarea acestei contribuții specifice la efectul de seră terestru se face atât la R-11 (cel mai nociv și din punctul de vedere al distrugerii stratului de ozon) cât și la CO<sub>2</sub>. Plasarea freonilor pe un nedorit loc 3 (14%) în rândul gazelor cu efect de seră se explică prin capacitatea lor foarte mare de absorbție a razelor infraroșii.

În cazul PC-urilor, suplimentar cu acțiunea directă la efectul de seră, din cauza scăpării agenților frigorifici în atmosferă, mai trebuie considerată și acțiunea indirectă la încălzire, prin emisia de CO<sub>2</sub> degajată în mediul înconjurător în perioada generării energiei de antrenare a instalației, de regulă mult mai mare decât acțiunea directă asociată. Pe măsura creșterii cantității de agent frigorific din instalație, crește și ponderea acțiunii directe.

Impactul asupra mediului al unui sistem frigorific, de aer condiționat sau PC se datorează eliberării agentului frigorific și emisiilor de GES pentru utilizarea energiei asociate. *Contribuția totală la încălzirea atmosferei* (TEWI – Total Equivalent Warming Impact) este utilizată ca indicator pentru impactul asupra mediului a unui sistem în decursul întregii sale vieți. TEWI este suma emisiilor directe de agent frigorific, exprimate în echivalent CO<sub>2</sub>, precum și a emisiilor indirecte provenite de la energia consumată de-a lungul duratei de funcționare a sistemului.

Calculul indicelui TEWI se poate efectua utilizând relația [9]:

$$TEWI = n/GWP + M(1 - \alpha_{rec})GWP + n\beta E \quad (2.35)$$

cu:

$$E = P_e \tau \quad (2.36)$$

în care:  $n$  este durata ciclului de viață a sistemului, în ani (10 ani);  $l$  – rata anuală de scurgere din sistem (3–8%); GWP – potențialul de încălzire globală a refrigerentului pentru o perioadă de 100 ani;  $M$  – cantitatea de refrigerent, în kg;  $\alpha_{rec}$  –



factorul de reciclare a agentului frigorific (0,70–0,85%);  $\beta$  – factorul de emisie CO<sub>2</sub> (0,299 kg CO<sub>2</sub>/kWh pentru România);  $E$  – consumul anual de energie electrică, în kWh;  $P_e$  – puterea consumată de compresor, în kW;  $\tau$  – timpul de funcționare a sistemului pe an, în h (610 h/an).

Tabelul 2.5 Proprietățile de mediu ale freonilor

Grupa	Agentul frigorific	ODP	GWP (R11=1)	GWP (CO <sub>2</sub> =1)	Durata de viață atmosferică (ani)
CFC	R-11	1	1	4000	50–60
	R-12	1	2,10–3,05	10600	102–130
	R-113	0,80–1,07	1,30	4200	90–110
	R-114	0,70–1,00	4,15	6900	130–220
	R-12B <sub>1</sub>	3–13	–	1300	11–25
HCFC	R-13B <sub>1</sub>	10–16	1,65	6900	65–110
	R-21	0,050	0,10	–	< 10
	R-22	0,055	0,034	1900	11,8
	R-123	0,020	0,02	120	1,4–2,0
	R-142b	0,065	0,30–0,46	2000	19,0–22,4
HFC	R-23	0	6	14800	24,3
	R-32	0	0,14	580	6,0–7,3
	R-125	0	0,58–0,85	3200	32,6
	R-134a	0	0,28	1600	14,0–15,6
	R-143a	0	0,75–1,20	3900	55,0–64,2
HFO	R-152a	0	0,03–0,04	140	1,5–8,0
	R-1234yf	0	–	< 4,4	0,029
	NH <sub>3</sub>	0	–	0	< 0,02
CO <sub>2</sub>	R-744	0	–	1	> 50
	Amestecuri azeotrope	R-500(R-12/R-152a)	0,63–0,75	2,20	6000
Amestecuri cvaziazeotrope	R-501(R-12/R-22)	0,53	1,70	4200	–
	R-502(R-22/R-115)	0,3–0,34	4,01–5,10	5600	> 100
	R-507(R-125/R-143a)	0	0,68	3800	–
	R-404A(0.44R-125/0.52R-143a/ 0.04R-134a)	0	0,60–0,94	3750	–
	R410A(0.5R32/0.5R125)	0	0.50	1890	–
	R-428(0.775R-125/0.2R-134a/ 0.019R-600a/0.006R-290)	0	–	3500	–
	FX40(0.1R-32/0.45R-125/ 0.45R-143)	0	0.60	3350	–
	R-407A(0.2R-32/0.4R-125/ 4 R-134a)	0	0,14–0,45	1920	–
	R-407B(0.1R-32/0.7R-125/ 2R-134a)	0	0,10–0,50	2560	–
	R-407C(0.23R-32/0.25R-125/ 0.52R-134a)	0	0,29–0,37	1610	–
Amestecuri zeotrope	R-417A(0.466R-125/0.5R-134a/ .034R-600)	0	–	2300	–
	R-422A(0.851R-125/0.115R- 134a/ 0.034R-600a)	0	–	3100	–
	R-424(0.505R-125/0.47-134a/ 0.009R-600a/0.01R-600/0.006R- 60)	0	–	2400	–
	R-427A(0.15R-32/0.25R-125/ 0.1R-143a/0.5R-134a)	0	–	2100	–

*Performanța climatică pe durata ciclului de viață* (LCCP – Life-Cycle Climate Performance) a unei PC, include TEWI și adaugă efectele emisiilor directe și indirecte, asociate fabricării agentului frigorific. Analiza acestui indice pentru instalații frigorifice funcționând cu diverși refrigerenți (R-22, R-134a, R-404A, R-717, R-744) arată

că efectul direct generat de  $\text{CO}_2$  este neglijabil în comparație cu ceilalți agenți frigorifici [50]. Efectul indirect generat de  $\text{CO}_2$  este mare din cauza presiunilor de condensare foarte mari, care determină consumuri de energie mari și în consecință valoarea maximă a TEWI pentru  $\text{CO}_2$ .

Agenții frigorifici preferați din punct de vedere ecologic au următoarele caracteristici:

- valoare scăzută sau zero a ODP;
- durată de viață relativ scurtă în atmosferă;
- valori mici ale GWP;
- capacitatea de a oferi o bună eficiență a sistemului;
- proprietăți de siguranță adecvate;
- capacitatea de a asigura un TEWI sau LCCP scăzut în aplicațiile sistemului.

În Tabelul 2.5 este prezentat efectul freonilor asupra mediului [46]. Pentru că freonii din grupa HFC nu conțin Cl sau Br, valorile ODP ale acestora sunt neglijabile și, prin urmare, sunt considerate egale cu 0 în acest tabel.  $\text{NH}_3$ , HCFC, majoritatea HFC și HFO au o durată de viață atmosferică mai scurtă decât CFC, deoarece sunt în mare parte distruși în atmosfera inferioară prin reacția cu radicalii OH. O durată de viață atmosferică mai scurtă duce, în general, la valori mai mici ale ODP și GWP.

Comisia Europeană [51] a publicat propunerea fermă de modificare a Regulamentului UE privind gazele fluorurate (F). Aceste modificări vizează reducerea substanțială a emisiilor de gaze F în următorii 20 de ani. Gazele F sunt GES, cu un GWP mult mai mare decât  $\text{CO}_2$ . Cea mai mare utilizare a gazelor F din Europa este pentru agenții frigorifici HFC și, conform noii reglementări privind gazele F, utilizarea acestora va fi sever restricționată. Cele mai importante două propuneri sunt:

- micșorarea treptată a consumului de HFC din UE (din 2019 până în 2047) pentru a obține o reducere de 85%;
- interzicerea utilizării agenților frigorifici cu conținut ridicat de GWP din 2020. Relativ recent, au apărut pe piață noi agenți frigorifici HFC (denumiți HFO) cu GWP scăzut.

**Influența refrigerenților asupra eficienței ciclului frigorific.** Proiectarea și eficiența echipamentelor frigorifice depind în mare măsură de proprietățile agentului frigorific selectat. În consecință, costurile operaționale și ale echipamentelor depind în mod semnificativ de alegerea refrigerentului. Sistemul cu comprimare într-o singură treaptă, cu agent frigorific monocomponent sau amestec azeotrop are ciclul termodinamic ilustrat în Fig. 2.5.

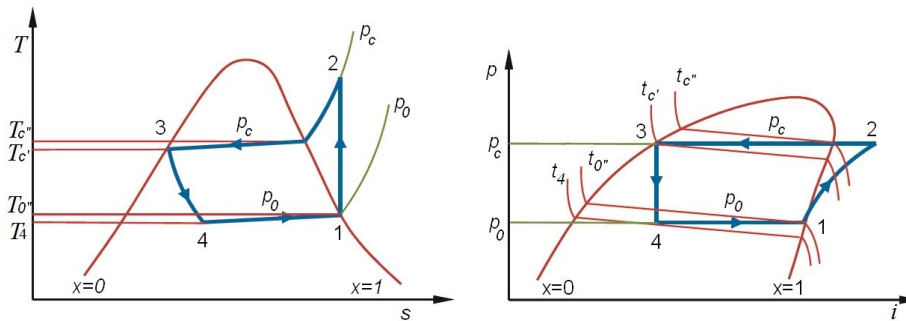


Fig. 2.5 Reprezentarea în diagramele  $T$ - $s$  și  $p$ - $i$  a ciclului termodinamic al unei pompe de căldură cu amestecuri zeotrope

Când se utilizează amestecuri zeotrope ca agenți frigorifici, temperaturile de alunecare influențează eficiența ciclului, precum și proiectarea sistemului. Variația ușoară a temperaturii apare în timpul evaporării și condensării la presiune constantă. Schimbătoarele de căldură în contracurent pot utiliza eficient variația ușoară a temperaturii, dar pot apărea probleme cu scurgerea agenților frigorifici din astfel de echipamente, cum ar fi modificarea compoziției inițiale a refrigerentului și astfel proprietățile pot fi perturbate.

Compararea diferiților agenți frigorifici oferă o imagine de ansamblu bună asupra performanței realizabile pentru un ciclu termodinamic de referință. În Tabelul 2.6 se oferă o comparație pentru ciclul de referință al agenților frigorifici cu temperaturile de vaporizare și condensare  $t_0 = -15\text{ °C}$  și respectiv  $t_c = +30\text{ °C}$  [52].

Tabelul 2.6 Parametrii ciclului  $-15/30\text{ °C}$  cu diferiți agenți frigorifici

Agentul frigorific	$p_0$ (bar)	$p_c$ (bar)	$p_c/p_0$ (-)	$q_{0v}$ (kJ/m <sup>3</sup> )	COP (-)	$t_2$ (°C)	Cod de siguranță
R-717	2,362	11,672	4,942	2167,6	4,76	99,08	B2L
R-744	22,90	72,10	3,149	7979,0	2,69	69,50	A1
R-764	0,807	4,624	5,730	818,8	4,84	96,95	B1
R-11	0,202	1,260	6,233	204,2	5,02	42,83	A1
R-12	1,823	7,437	4,079	1273,4	4,70	37,81	A1
R-22	2,962	11919	4,024	2096,9	4,66	52,95	A1
R-32	4,881	19275	3,949	3420,0	4,52	68,54	A2L
R-134a	1,639	7,702	4,698	1225,7	4,60	36,61	A1
R-404A	3,610	14,283	3,956	2099,1	4,16	36,01	A1
R-407C	2,632	13,591	5,164	1802,9	3,91	51,43	A1
R-410A	4,800	18,893	3,936	3093,0	4,38	51,23	A1
R-502	3,437	13,047	3,796	2079,5	4,39	37,07	A1
R-507	3,773	14,600	3,870	2163,2	4,18	35,25	A1
R-600a	0,891	4,047	4,545	663,8	4,71	32,66	A3
R-290	2,916	10,790	3,700	18145	4,55	36,60	A3
R-1270	3,630	13,050	3,595	2231,1	4,55	41,85	A3

Datele necesare calculului ciclurilor frigorifice pot fi evaluate cu ajutorul software-ului adecvat REFPROP [53]. Selecția agenților frigorifici din Tabelul 2.6 a fost făcută pentru a prezenta o privire de ansamblu asupra caracteristicilor ciclului pentru agenții frigorifici anorganici naturali folosiți istoric, cum ar fi R-717, R-744, R-764 (care nu mai este utilizat), CFC-uri precum R-11 sau R-12 și HCFC, cum ar fi R-22 și amestecul R-502. Printre agenții frigorifici nou utilizați sunt prezentați HFC-urile R-32 și R-134a, precum și amestecurile zeotrope de HFC-uri R-404A, R-407C, R-410A și amestecul azeotrop de HFC-uri R-507. În cele din urmă, sunt enumerate hidrocarburele naturale R-600a și R-290, împreună cu propilena R-1270.

Din datele sintetizate în Tabelul 2.6 se constată că presiunile din sistem sunt dependente de temperatură și sunt diferite pentru fiecare agent frigorific.

Proprietățile de transport a agentului frigorific, cum ar fi densitatea lichidului și a vaporilor, vâscozitatea și conductivitatea termică definesc coeficienții de transfer termic și, în consecință, diferențele de temperatură în schimbătoarele de căldură, influențând astfel direct presiunile din sistem, precum și suprafața necesară de transfer termic a acestor schimbătoare. Masa moleculară sau capacitatea frigorifică volumică  $q_{0v}$  a unor agenți frigorifici influențează aplicarea anumitor tipuri de compresoare. De exemplu, sistemele funcționând cu R-717 ( $\text{NH}_3$ ) nu sunt potrivite pentru utilizarea compresoarelor centrifugale din cauza masei moleculare reduse a  $\text{NH}_3$ .

Un bun exemplu de utilizare este R-744 ( $\text{CO}_2$ ), care are cea mai mare capacitate frigorifică volumică și conduce la compresoare mai mici.

Eficiența realizabilă a întregului proces este, de asemenea, dependentă de proprietățile agentului frigorific utilizat. Temperatura de refluxare la ieșirea compresorului  $t_2$  depinde de presiunea agentului frigorific și trebuie limitată pentru a evita deteriorarea proprietăților uleiului sau chiar arderea acestuia. Căderea de presiune în schimbătoarele de căldură și în conductele care conectează componentele PC sunt esențiale pentru eficiența sistemului și sunt, de asemenea, dependente de proprietățile agentului frigorific.

### 2.6.2 Strategia de înlocuire a agenților frigorifici necologici

Ținând seama de impactul negativ al freonilor asupra mediului înconjurător, reglementările menționate, administrate de Organizația Națiunilor Unite pentru Mediu (UNEP – United Nations Environment Programme) [26,41], au condus la limitarea și chiar interzicerea producției și a utilizării a acestora. Inițial au fost vizați freonii de tip CFC, ulterior cei de tip HCFC, iar în prezent se pune problema limitării utilizării și a freonilor de tip HFC. Țările, asociațiile comerciale și companiile adoptă din ce în ce mai multe reglementări și programe voluntare pentru a reduce la minimum emisiile de  $\text{CO}_2$  ale agenților frigorifici. Ca răspuns, în ultimii ani au fost cercetate sisteme frigorifice mai ecologice [54-56]. Două aspecte sunt deosebit de îngrijorătoare, și anume utilizarea agenților frigorifici ecologici și problema consumului de energie.

Deoarece proprietățile termodinamice și termofizice ale refrigerenților influențează performanțele energetice ale PC-urilor și totodată produc impact asupra mediului, ele trebuie analizate cu atenție și trebuie avute în vedere la conceperea și proiectarea acestor instalații. În Tabelul 2.4 [46] sunt prezentate proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici puri, iar în Tabelul 2.7 [1] se sintetizează principalele proprietăți termodinamice ale unor agenți frigorifici naturali.

Tabelul 2.7 Proprietăți termodinamice ale agenților naturali

Nr. crt.	Proprietatea	Bioxid de carbon (R-744)	Amoniac (R-717)	Apă (R-718)	Propan (R-290)	Izobutan (R-600a)
1	Masa moleculară, $M$ (kg/kmol)	44,00	17,00	18,0	44,1	58,1
2	Temperatura critică, $t_{cr}$ (°C)	30,98	132,4	374,0	96,8	135,0
3	Presiunea critică, $p_{cr}$ (MPa)	7,375	11,35	22,1	4,41	3,65
4	Temperatura de fierbere, $t_{0n}$ (°C)	-37,00	-33,3	100,0	-42,2	-11,7
5	Temperatura de congelare, $t_g$ (°C)	-56,57	-77,9	0	-187,1	-159,6
6	Exponentul adiabatic ( $\chi=c_p/c_v$ )	1,702	1,400	-	1,140	1,110
7	Raportul de comprimare, $p_0/p_c$ (-15/35 °C)	3,147	5,720	-	4,210	-

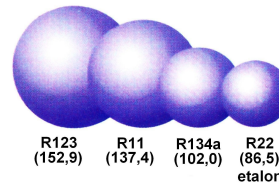
Dintre aceste proprietăți, temperatura de fierbere este cea mai importantă, deoarece este un indicator direct al temperaturii la care poate fi utilizat un agent frigorific. Proprietățile critice descriu un fluid în punctul în care se pierde distincția dintre lichid și gaz. Masa moleculară a agentului frigorific afectează dimensiunea compresorului, deoarece volumul specific al vaporilor este direct legat de aceasta. Un agent frigorific cu masă moleculară mică este preferat pentru compresorul cu piston. Compresoarele cu piston sunt utilizate cu agenți frigorifici cu presiune ridicată și volum

specific mic al vaporilor la aspirație. Compressoarele rotative sunt utilizate cu agenți frigorifici cu presiune scăzută și volum specific mare al vaporilor la aspirație.

**1 Agenți frigorifici halogenați puri ca substituenți.** Agenții frigorifici R-11 și R-12, de tipul CFC au fost substituiți cu agenții simpli componenți R-123 și respectiv R-134a (primul de tipul HCFC și cel de al doilea de tipul HFC), care au acțiune redusă și chiar nulă asupra diminuării stratului de ozon din atmosferă [57]. Această alternativă este atractivă deoarece substituenții au proprietăți (temperatură, presiune) similare cu agenții de înlocuit, iar schimbările ce au loc direct pe instalațiile existente se realizează cu minimum de investiție. De asemenea, substituirea freonilor R-11 sau R-123 cu freonii R-134a sau R-22, ce au mase molare cu 50% mai mari (Fig. 2.6) conduce la dimensiuni mai reduse ale echipamentului frigorific cu 25–30% [58]. Agentul frigorific R-12, care distruge stratul de ozon, a fost înlocuit cu R-134a în anii '90. Cu toate acestea, R-134a este încă un GES al cărui GWP este de aproximativ 1300. În timpul Protocolului de la Kyoto, R-134a era deja pe lista agenților frigorifici cu utilizare restricționată.

Pentru alți agenți nu s-au putut găsi însă agenți simpli componenți, cum ar fi cazul lui R-502, ce se poate înlocui cu un amestec de R-115 (CFC) și R-22 (HCFC) sau în unele cazuri numai cu R-22, care este un agent de înlocuire temporar. Cu toate acestea, toți acești compuși sunt considerați a fi GES. Ca răspuns la aceste preocupări, au fost propuși ca substituenți și mai mulți agenți frigorifici ecologici, în principal R1234yf [59] și R1234ze [60] și agenți frigorifici naturali [60–63], în special NH<sub>3</sub> și CO<sub>2</sub>. Recent, R-1234yf a fost propus ca o alternativă la R-134a în sistemele de clima-tizare auto [64]. Freonul R-1234yf are un ODP de 0, iar GWP-ul său este doar 4. În plus, proprietățile termofizice ale R-1234yf sunt destul de apropiate de cele ale R-134a (Tabelul 2.8). De asemenea, R-1234yf are o toxicitate scăzută, similară cu cea a R-134a.

Fig. 2.6 Masele moleculare ale unor freoni



Tabelul 2.8 Principalele proprietăți termodinamice și termofizice ale R-1234yf și R134a

Nr. crt.	Proprietatea	R-1234yf	R-134a
1	Formula chimică	CF <sub>3</sub> CF=CH <sub>2</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>
2	Temperatura de fierbere, $t_{0n}$ (°C)	-29	-26
3	Temperatura critică, $t_{cr}$ (°C)	95	102
4	Densitatea lichidului, $\rho_l$ la 25 °C (kg m <sup>3</sup> )	1094	1207
5	Densitatea vaporilor, $\rho_v$ la 25 °C (kg m <sup>3</sup> )	37.6	32.4
6	ODP	0	0
7	GWP	4	1300

**2. Agenți frigorifici naturali ca substituenți.** După mai multe conversii CFC → HCFC → HFC → HFO, tendința globală către utilizarea agenților frigorifici naturali se intensifică.

- *Bioxidul de carbon.* Dintre agenții frigorifici naturali, CO<sub>2</sub> (R-744) pare a fi cel mai promițător. CO<sub>2</sub> are multe avantaje excelente în aplicațiile tehnice, cum ar fi lipsa de toxicitate, inflamabilitate, capacitate volumică ridicată (cu posibilitatea de a

face sis-temul compact), raportul presiunilor mai scăzut, proprietăți superioare de transfer termic, compatibilitate completă cu lubrifiantii normali, disponibilitate ușoară, preț mai mic și fără probleme de reciclare.

După 1950, a fost abandonat însă în favoarea CFC-urilor, deoarece sistemele convenționale funcționând cu CO<sub>2</sub> necesită un consum ridicat de energie și pierd capacitate la temperatură ridicată. De când Lorentzen [63] a propus CO<sub>2</sub> ca posibil agent frigorific natural, s-au efectuat o serie de studii pentru diferite tipuri de PC-uri. Cu toate acestea, deoarece temperatura critică a CO<sub>2</sub> (31,1 °C) este de obicei mai mică decât valoarea tipică a temperaturii de evacuare a căldurii din sistemele de climatizare și PC-uri, ciclul transcritic de comprimare a vaporilor este adecvat pentru utilizarea CO<sub>2</sub> la încălzirea apei și pentru climatizarea de confort [65].

• *Amoniacul*. Tabelul 2.4 arată că NH<sub>3</sub> (R-717) este singurul înlocuitor pentru R-22 care are GWP nul. Prin urmare, între fluidele naturale, NH<sub>3</sub> este cel mai bun substituent pentru R-22, având proprietăți termodinamice favorabile (Tabelul 2.4), un coeficient ridicat de transfer termic (de 3–4 ori mai mare decât R-22, în conformitate cu Tabelul 2.9) și un coeficient de performanță la fel de bun pentru multe aplicații, în special pentru cele industriale, cu potențial mare de răcire [62]. NH<sub>3</sub> este ieftin și ecologic (ODP = 0, GWP = 0). Cu toate acestea, NH<sub>3</sub> are o toxicitate ridicată (clasa B), dar are un miros caracteristic, ascuțit, care face posibilă o avertizare sub concentrații de 3 mg/m<sup>3</sup> a NH<sub>3</sub> în aer. De asemenea, NH<sub>3</sub> are o inflamabilitate ușoară.

În Tabelul 2.10 se prezintă contribuția unor agenți frigorifici la încălzirea atmosferei pentru temperaturile de vaporizare și condensare  $t_0 = -20$  °C și respectiv  $t_c = 35$  °C și un timp de funcționare de 15 ani. Deoarece energia de acționare a sistemului este redusă pentru NH<sub>3</sub>, acest agent frigorific are un indice TEWI mai mic decât cel al altor fluide de lucru. NH<sub>3</sub> are, de asemenea, o temperatură critică ridicată, ce tinde să facă sistemele care îl utilizează mai eficiente decât sistemele care utilizează alți agenți frigorifici.

Tabelul 2.9 Coeficientul de transfer termic, in W/(m<sup>2</sup>K), pentru R-717 și R-22

Nr. crt.	Specificația	R-717	R-22
1	Condensare in tubul exterior	7 500–11 000	1 700–2 800
2	Condensare in tubul interior	4 200–8 500	1 400–2 000
3	Vaporizare in tubul exterior	2 300–4 500	1 400–2 000
4	Vaporizare in tubul interior	3 100–5 000	1 500–2 800

Tabelul 2.10 Contribuția agenților frigorifici la încălzirea atmosferei

Agentul frigorific	Efect direct		Efect indirect	
	Pierderi în funcționare (kg CO <sub>2</sub> )	Pierderi la recuperare (kg CO <sub>2</sub> )	Producere energie de acționare (kg CO <sub>2</sub> )	TEWI (kg CO <sub>2</sub> )
R-22	1 033 500	68 900	1 805 400	2 907 800
R-134a	911 625	60 775	1 884 150	2 856 550
R-407C	999 352	66 623	2 104 650	3 170 625
R-410A	1 049 555	69 970	1 962 900	3 082 425
R-717	0	0	1 457 550	1 457 550

- *Hidrocarburile* (HC) precum propanul (R-290), propilena (R-1270) sau izobutena (R-600a) [60] sunt utilizate în sistemele frigorifice din întreaga lume de mulți ani. HC sunt gaze inodore și aproape inodore care se lichefiază sub presiune și nu au nici ODP (0), nici GWP (< 3) semnificative. Datorită proprietăților lor termodinamice, HC-urile produc agenți frigorifici deosebit de eficienți din punct de vedere energetic, care sunt utilizați în mod obișnuit în sistemele mici, cu sarcini reduse de agent frigorific. Cu toate acestea, HC-urile au o inflamabilitate ridicată și se află sub codul de siguranță A3 [45]. Amestecurile de R-600a și izobutan au înlocuit freonul R-12 și ulterior R-134a și acum domină în frigiderile casnice din Europa [47].

3. **Amestecurile de agenți frigorifici ca substituenți.** Prin amestecarea a doi sau trei freoni puri rezultă noi fluide, care au un comportament termodinamic identic cu un corp pur (schimbarea de fază decurge izobar și izoterm sau cu o diferență de temperatură în decursul acesteia). Primele amestecuri sunt denumite azeotrope, iar celelalte sunt denumite zeotrope.

Un amestec *azeotrop* de substanțe nu poate fi separat în componentele sale prin distilare simplă. Amestecurile azeotrope au puncte de fierbere mai mici decât oricare dintre componentele lor. Un amestec azeotrop menține un punct de fierbere constant și acționează ca o singură substanță atât în stare lichidă, cât și în stare de vapori.

Utilizarea unor amestecuri *cvasiazeotrope* are ca obiectiv extinderea alternativelor de agenți frigorifici la compoziții individuale. Amestecurile *cvasiazeotrope* au majoritatea aceleiași atribute ca cele azeotrope și oferă o posibilitate de selecție mult mai largă. Cu toate acestea, amestecurile *cvasiazeotrope* își pot modifica compoziția și proprietățile în condițiile de scurgere.

Substanțele *zeotrope* sunt amestecuri de trei sau mai mulți agenți frigorifici care se abat de la amestecurile perfecte. Un amestec zeotrop nu se comportă ca o substanță simplă atunci când își schimbă starea. În schimb, se evaporă și se condensează între două temperaturi (temperatura alunecă). Schimbarea de fază a amestecului zeotrop (fierbere și condensare) decurge neizoterm. Dezavantajul major al amestecurilor zeotrope este scurgerea preferențială a componentelor mai volatile, care duce la schimbarea compoziției amestecului.

În Fig. 2.7 se ilustrează strategia de substituție a agenților frigorifici neecologici. Multe amestecuri de HC au fost dezvoltate pentru a înlocui agenții frigorifici halogenați. Amestecurile de HC sunt miscibile atât cu uleiurile minerale, cât și cu lubrifianții sintetici. Prin urmare, amestecurile de HC pot fi utilizate ca înlocuitori fără a schimba lubrifianțul în sistemele existente, care folosesc agenți frigorifici HFC și HCFC.

Freonul R-501 a fost un amestec de R-12 și R-22, care a oferit caracteristici îmbunătățite de returnare a uleiului sistemelor cu R-22, iar R-502 a fost un amestec de R-22 și R-115, care a produs rapoarte de comprimare mai mici în instalațiile cu temperatură scăzută și, prin urmare, a oferit o fiabilitate îmbunătățită în sistemele cu o singură treaptă de comprimare.

Amestecurile HFC precum R-407C și R-410A sunt raportate ca alternative potențiale la R-22, iar R-404A și R-507C ca substituenți pentru R-502 în sistemele frigorifice [66]. Cu toate acestea, amestecurile de HFC nu sunt miscibile cu uleiul mineral, care este utilizat ca lubrifianț în sistemele cu CFC și HCFC. Amestecurile de HFC necesită lubrifianț sintetic precum poliesterul. Prin urmare, este necesară o modificare majoră pentru ca amestecurile HFC să se adapteze în sistemele cu HCFC.

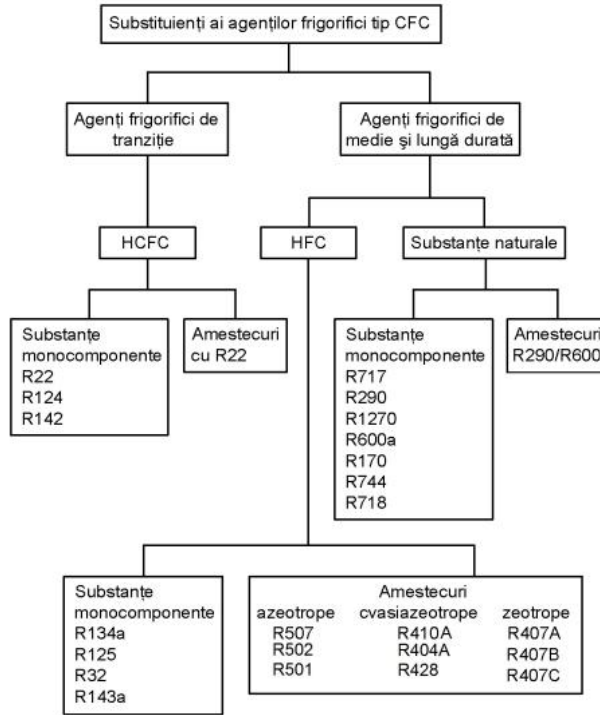


Fig. 2.7 Strategia referitoare la agenții frigorifici

Costul agentului frigorific este un aspect esențial. După obținerea unor informații de la experți ai mai multor industrii precum Daikin, Godrej, Whirlpool și Tata Motors, precum și din Programul de Mediu al Națiunilor Unite (UNEP) [67], Purohit ș.a. [68] au raportat prețul anumitor agenți frigorifici convenționali și alternativi (Tabelul 2.11).

Tabelul 2.11 Costul unor agenți frigorifici

Agentul frigorific	Costul (€/kg)
R-717	1,60
R-744	1,60
R-134a	5,20
R-290, R-600a	6,00
R-32, R-410A, R-404A	7,10
R-1234ze	40,00
R-1234-yf	41,70

Înlocuirea unor agenți frigorifici cu alții nepoluanti se repercutează asupra condițiilor de funcționare ale sistemelor frigorifice în cauză, fie prin degradarea rapidă a componentelor realizate din elastomeri [69], sau din materiale plastice [64], fie prin necesitatea înlocuirii uleiurilor minerale cu altele adecvate noilor refrigerenți. Unele probleme de anduranță și compatibilitate a materialelor pot fi soluționate doar prin testări îndelungate, însă estimarea performanțelor energetice, respectiv a cheltuielii



lilor legate de modificarea caracteristicilor funcționale ce rezultă din înlocuirea agentului frigorific se poate face prin modelare numerică.

### 2.6.3 Studiul eficacității agenților frigorifici asupra COP al PC

În general, COP-ul unei PC este determinat de proprietățile fizice și termice ale agentului frigorific selectat, cum ar fi căldura specifică, căldura latentă, punctul normal de fierbere și temperatura critică în condițiile de funcționare. Proprietățile termodinamice, ca entalpia și entropia, sunt specificate și utilizate pentru a calcula energiile aferente la componentele PC. În unele cazuri, când sistemul este complicat calculul performanței sistemului consumă mult timp datorită investigației proprietăților termodinamice complexe în cauză.

Unii cercetători au dezvoltat metode simplificate pentru evaluarea performanței PC. Scarpa ș.a. [71] au definit un parametru  $\eta$ , ca raportul dintre COP real și cel al ciclului Carnot care funcționează la aceleași temperaturi de operare. Pentru frigiderul de uz casnic, parametrul studiat a fost presupus constant, iar COP-ul sistemului a fost evaluat cu ajutorul COP-ului ciclului Carnot funcționând în aceleași condiții. De asemenea, a fost propusă o metodă rapidă de evaluare a performanței ciclului organic Rankine (Kuo ș.a. [72], Deethayat et al. [73]) al unui motor termic, care este un ciclu invers al PC. Proprietățile termodinamice ale multor agenți frigorifici au fost setate ca un grup adimensional denumit ineficacitate ( $Z$ ), care include căldura specifică și căldura latentă de vaporizare sub forma numărului Jacob (Ja), temperatura de vaporizare și temperatura de condensare. Ineficacitatea  $Z$  poate fi utilizată pentru a evalua rapid eficiența termică a sistemului numai cu valorile temperaturilor de funcționare.

În acest studiu, a fost dezvoltată abordarea ineficacității  $Z$  și pentru evaluarea performanțelor ciclului PC standard (Fig. 2.5) utilizată la încălzire și răcire. Calculul efectuat a fost foarte simplu și scurt comparativ cu metoda entalpiei, care utilizează proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici. În plus, metoda ineficacității  $Z$  poate fi utilizată pentru a afla agenți frigorifici care conduc la un COP ridicat. S-au considerat mai mulți agenți frigorifici HCFC, HFC și naturali cu potențial de încălzire globală scăzut, iar corelațiile dezvoltate pentru calculul COP-ului funcție de  $Z$  au fost validate utilizând datele disponibile în literatură.

• *Modelul ineficacității  $Z$* . Având în vedere ciclul PC, evaporatorul absoarbe căldura la temperatură scăzută, iar condensatorul cedează căldura la temperatură ridicată. Coeficientul de performanță pentru încălzire (Fig. 2.5) se determină cu relația:

$$\text{COP}_{\text{PC}} = \frac{q_c}{l} = \frac{i_{2'} - i_3}{i_{2'} - i_1} \quad (2.37)$$

în care:  $q_c$  este sarcina termică specifică la condensare; iar  $l$  – lucrul mecanic specific de comprimare.

Ținând seama de legătura dintre eficiența unui sistem care lucrează ca PC ( $\text{COP}_{\text{PC}}$ ) și ca instalație frigorifică ( $\text{COP}_{\text{IF}}$ ) [1], rezultă coeficientul de performanță pentru răcire  $\text{COP}_{\text{IF}}$  sub forma:

$$\text{COP}_{\text{IF}} = \text{COP}_{\text{PC}} - 1 \quad (2.38)$$

Coeficientul de performanță efectiv  $\text{COP}_{\text{ef}}$  al PC poate fi calculat utilizând relația (2.39) [10]:

$$\text{COP}_{\text{ef}} = \text{COP} \eta_t \quad (2.39)$$

în care COP este coeficientul de performanță pentru încălzire/răcire al PC, iar  $\eta_i$  – randamentul izentropic al compresorului.

Fenomenele din PC sunt legate de căldura sensibilă și căldura latentă, iar numărul Ja se definește ca raportul dintre transferul de căldură sensibilă și căldura latentă [72]:

$$Ja = \frac{c_p \Delta T}{r} \quad (2.40)$$

în care:  $c_p$  este căldura specifică a lichidului la temperatura medie între vaporizare și condensare, în kJ/(kgK);  $\Delta T$  – diferența dintre temperatura de vaporizare și temperatura de condensare, în °C;  $r$  – căldura latentă de condensare, în kJ/kg.

În Fig. 2.8-a se prezintă variația COP<sub>PC</sub> cu Ja la temperaturile de vaporizare și de condensare de –10 °C și respectiv 35–65 °C pentru R-410A, cu care funcționează PC din laboratorul experimental. Se constată că temperaturile de condensare nu au un efect semnificativ asupra variației COP<sub>PC</sub> cu numărul Ja, în timp ce temperatura de vaporizare mai mare a dus la un COP<sub>PC</sub> mai mare (Fig. 2.8-b). În Fig. 2.8-c se arată, de asemenea, variația COP<sub>PC</sub> cu Ja pentru diferiți agenți frigorifici.

O valoare mai mică a lui Ja are ca rezultat o eficiență termică a PC mai mare, iar acest indicator poate fi folosit ca parametru de selectare a diferiților agenți frigorifici.

Similar cu Kuo ș.a [72], se adoptă pentru ineficacitatea Z a unui agent frigorific următoarea formulă de calcul:

$$Z = Ja^{0,1} \frac{T_c - T_0}{T_c} \quad (2.41)$$

unde: Ja este numărul Jacob;  $T_c$  – temperatura absolută de condensare, în K;  $T_0$  – temperatura absolută de vaporizare, în K.

Între COP<sub>PC</sub> a ciclului standard al PC și Z s-a stabilit o corelație sub forma unui polinom Lagrange [74]:

$$\text{COP}_{\text{PC}} = 328,19Z^2 - 140,22Z + 18,366 \quad (2.42)$$

În Fig. 2.9-a se ilustrează relația COP<sub>PC</sub>–Z pentru R-410A evaluată la diferite temperaturi de condensare, în intervalul 35-65 °C și temperaturi de vaporizare cuprinse între –10 °C și +5 °C, de unde se observă că toate curbele COP<sub>PC</sub>–Z sunt aproape identice. Coeficientul de performanță descrește cu creșterea ineficacității (Z), respectiv cu scăderea eficacității (1/Z) agentului frigorific.

În Fig. 2.9-b se prezintă, de asemenea, corelația COP<sub>PC</sub> a ciclului standard al PC în funcție de Z pentru cei 16 agenți frigorifici (cu excepția R125, R218 și R143a ale căror temperaturi de condensare au fost apropiate de temperaturile lor critice), care funcționează la temperaturi de condensare de 35–65 °C și de vaporizare între –10 °C și +5 °C.

• *Validarea corelației COP–Z.* Pentru validarea modelului, s-au comparat datele experimentale din literatură cu valorile COP calculate din corelația dezvoltată. Abaterile dintre modelul Z și datele experimentale a fost determinată de eroarea relativă medie absolută  $\varepsilon_r$ , în %, dată de relația (2.43) [75]:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \left| \frac{y_s - y_e}{y_e} \right| \times 100 \quad (2.43)$$

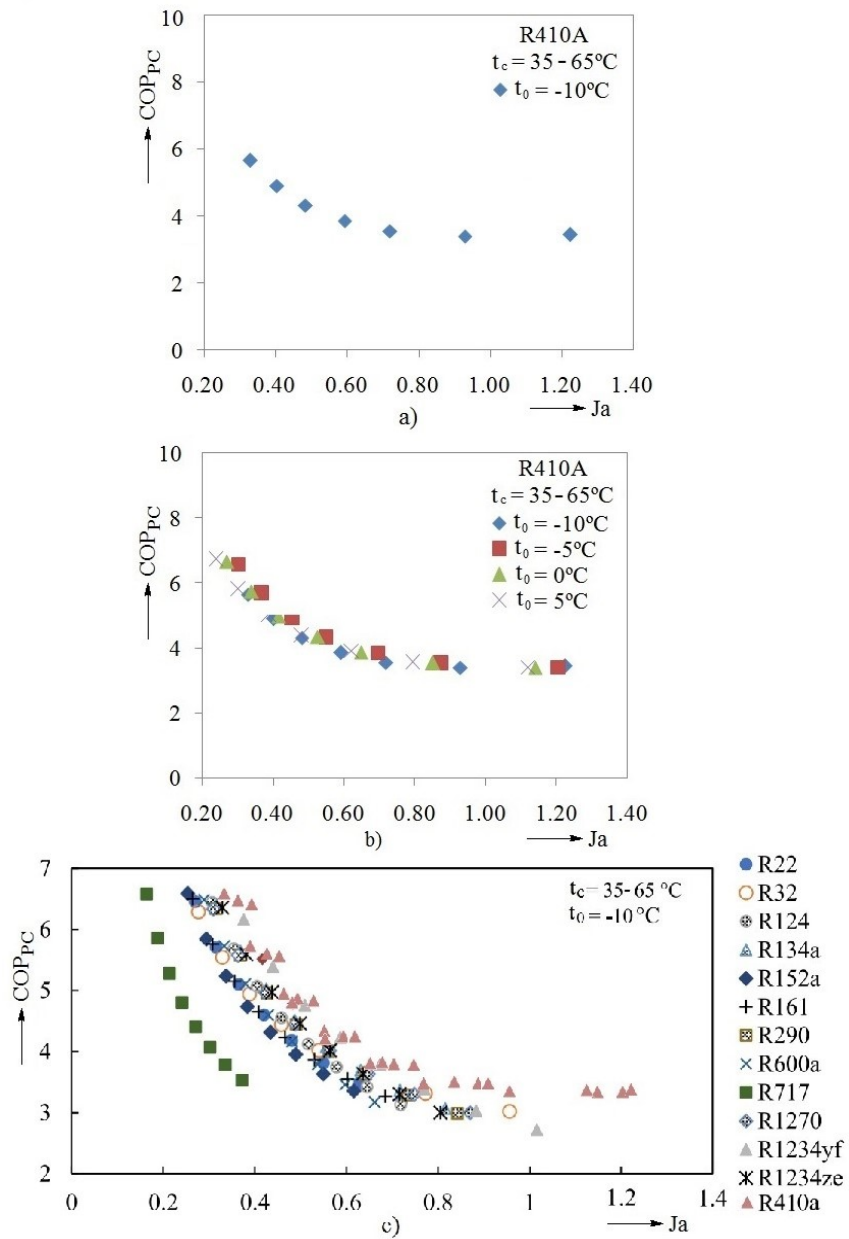


Fig. 2.8 Influența temperaturilor de vaporizare și de condensare asupra numărului Ja și coeficientului de performanță al ciclului standard  
 a) R-410A la vaporizare constantă; b) R-410A la diferite temperaturi; c) diferiți refrigerenți

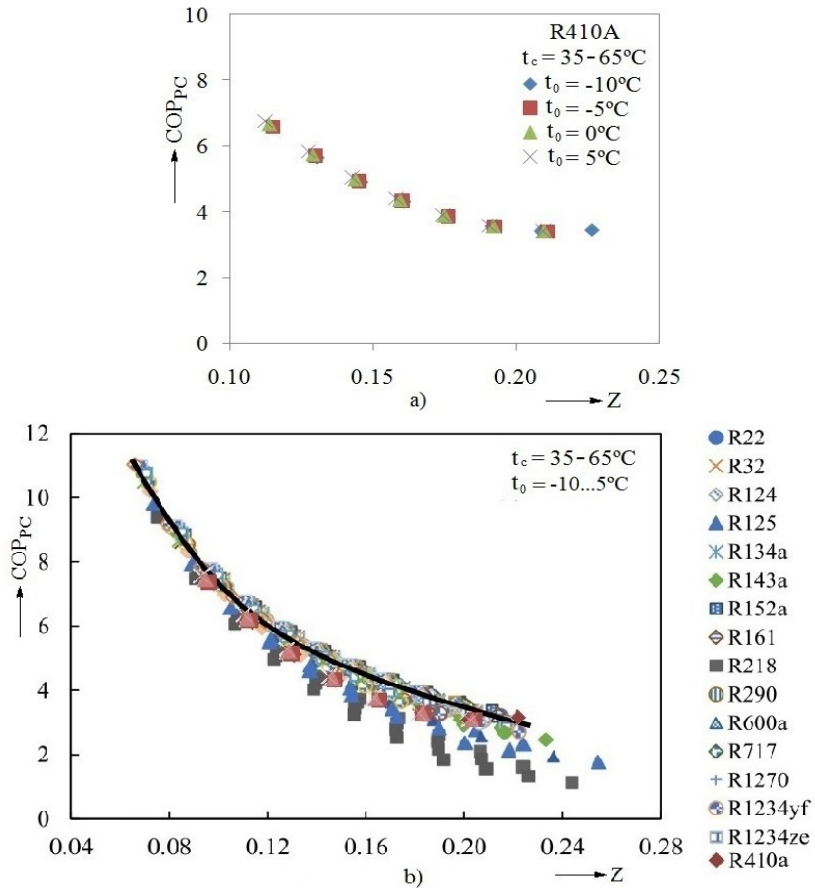


Fig. 2.9 Variația COP<sub>PC</sub> funcție de Z la diferite temperaturi de vaporizare și condensare  
a) R-410A; b) toți cei 16 agenți frigorifici

unde:  $y_s$  este valoarea simulată;  $y_e$  – valoarea experimentală, iar  $n$  – numărul de date ale modelului considerat.

Rezultatele simulate ale COP-ului efectiv în cazul răcirii ( $\text{COP}_{\text{IF,ef}}$ ) obținute cu modelul Z, s-au comparat cu datele experimentale ( $\text{COP}_{\text{exp}}$ ) ale lui Sánchez ș.a. [76]. PC a fost de tipul apă-apă utilizând agenți frigorifici cu potențial de încălzire globală scăzut ca R-600a (izobutan), R-290 (propan), R-152a și R-1234ze ca fluide de lucru. Compararea între  $\text{COP}_{\text{IF,ef}}$  calculați cu modelul Z și datele experimentale este prezentată în Tabelul 2.12.

Se observă o bună concordanță între valorile simulate și datele experimentale, în aceleași condiții de testare. Valorile erorilor  $\varepsilon_r$  pentru acești agenți frigorifici au fost mai mici de 7% comparativ cu cele calculate prin metoda entalpiei. Aceste rezultate demonstrează valabilitatea corelației Z pentru evaluarea performanței de răcire a ciclului PC.

Tabelul 2.12 Compararea COP<sub>IF,ef</sub> calculat cu modelul Z și datele experimentale

Agentul frigorific	$t_0$ (°C)	$t_c$ (°C)	COP <sub>IF</sub>	$\eta_i$ [75]	COP <sub>IF,ef</sub>	COP <sub>exp</sub> [75]	$\varepsilon_r$ (%)
R-134a	0,12	45,34	4,70	0,41	1,93	2,04	5,81
R-152a	0,03	44,77	4,95	0,42	2,08	2,11	1,50
R-1234yf	0,50	45,39	4,63	0,42	1,94	1,87	3,75
R-1234ze	0,46	45,16	4,78	0,39	1,86	1,90	6,84
R-600°	0,50	45,07	4,90	0,37	1,81	1,88	3,62
R-290	0,08	44,95	4,75	0,45	2,14	2,13	0,33

## 2.7 Surse naturale de căldură

PC este o instalație care presupune conectarea unei surse de căldură de temperatură scăzută cu un utilizator care necesită un potențial termic mai ridicat. Acestea sunt în mod curent denumite "sursa rece" și, respectiv, "sursa caldă" ale PC.

Implementarea unei astfel de soluții pentru alimentarea cu căldură pretinde trei condiții:

- existența pe amplasamente învecinate a unei surse de căldură de temperatură scăzută și a unui utilizator care necesită temperaturi moderate;
- energia termică necesară la utilizator să fie mică sau cel mult egală cu căldura disponibilă la sursă;
- existența simultană a sursei și a consumului de căldură.

Având în vedere varietatea consumatorilor de căldură, s-a dezvoltat și o gamă corespunzătoare de sisteme de alimentare cu căldură. Astfel, în țările vestice, marea majoritate a consumatorilor de căldură sunt reprezentați de case unifamilare alimentate cu căldură individual, prin rezistențe electrice sau centrale termice perfecționate funcționând pe combustibili clasici. Pentru clădirile sociale mari, în special, cele din sectorul terțiar (clădiri administrative, bănci, complexe cultural-sportive, școli, cantine) se livrează căldura prin sistemul de alimentare cu aer din centrale termice. În țările estice s-au dezvoltat sistemele centralizate de alimentare cu căldură din centrale termice și, în special, de la centrale electrice de termoficare.

Din condiții de competitivitate, implementarea PC-urilor în sistemele de alimentare cu căldură a clădirilor este oportună atât pentru încălzire/răcire, cât și pentru producerea de ACC. Întrucât în aceste situații temperatura sursei calde este dictată de temperatura la utilizator și pentru a realiza o eficiență maximă trebuie adoptate sisteme de încălzire de temperatură mai scăzută decât cele practicate în mod clasic.

Astfel, sunt indicate pentru clădiri sistemele de încălzire radiante, convective cu ventiloconvectoare sau cu radiatoare (cu apă) având caracteristici termodinamice îmbunătățite. Chiar și la aceste corpuri de încălzire temperatura poate coborî până la 65 °C sau la limită 40 °C, respectiv, la temperaturi de condensare de 70 °C sau 45 °C.

*Sursele naturale de căldură* constituie totalitatea surselor care pot fi găsite și folosite direct sau indirect din natură, cuprinzând aerul exterior, apa de suprafață (râu, lac, mare) și subterană (freatică, geotermală), solul și radiația solară, toate având o variație a temperaturii funcție de evoluția anotimpurilor.

### 2.7.1 Aerul

Aerul reprezintă o sursă de căldură favorabilă din punct de vedere al disponibilității în spațiu și timp. La o dimensionare optimală a unei PC de tip aer-aer trebuie cunoscută variația anuală a temperaturii aerului exterior pentru zona amplasamentului, precum și conținutul său de căldură.

Un dezavantaj al utilizării aerului exterior este brumarea (givrarea) evaporatorului. Pe de o parte conținutul de umiditate al aerului crește cu temperatura și, prin răcire, conduce datorită formării de condensat pe suprafața evaporatorului la o îmbunătățire a schimbului de căldură cu 50–100%. Pe de altă parte, atât timp cât temperatura suprafeței evaporatorului este pozitivă, umiditatea rămâne în stare lichidă, alunecă pe suprafața evaporatorului și se elimină, dar această peliculă mărește rezistența de trecere a aerului prin evaporator.

La coborârea temperaturii exterioare la valori negative se formează brumă pe evaporator, a cărei grosime crește continuu, stricând schimbul de căldură și mărinând mult rezistența de trecere a aerului prin evaporator. Funcționarea îndelungată în astfel de condiții poate să conducă la acoperirea totală cu brumă a evaporatorului și, respectiv, la imposibilitatea funcționării PC.

Avantajul ecartului mic, de cca 5 °C, între temperatura aerului exterior și temperatura de vaporizare constă în faptul că până la temperaturi exterioare de 4–5 °C nu apare pericolul de brumare. Sub aceste temperaturi, acest pericol nu mai poate fi evitat și intervalul până la –7 °C în care umiditatea absolută a aerului este mare reprezintă domeniul critic de funcționare, când de obicei apare ceață, zăpadă, îngheț sau alte precipitații ce pot să înghețe natural pe evaporator și să-l obtureze.

Eliminarea brumei (degivrarea) se face prin încălzirea evaporatorului, consumându-se suplimentar cca 5–10% din căldura preluată la evaporator.

Un alt dezavantaj al aerului exterior îl constituie faptul că acesta corodează suprafețele reci ale componentelor PC pe care se formează condens.

Pentru evitarea efectului negativ al scăderii temperaturii aerului exterior asupra performanței energetice a PC se recomandă interconectarea acesteia cu o sursă auxiliară de căldură.

Aerul exterior este deci o sursă indicată de căldură pentru regiunile cu un climat continental oceanic cu ierni lungi și blânde.

### 2.7.2 Apa

Având în vedere capacitatea termică mare și proprietățile de transfer termic favorabile, apa constituie cea mai bună sursă de căldură pentru PC-uri, dar întrucât managementul său judicios constituie o necesitate imperioasă, orice mod de utilizare într-un sistem de PC este supus aprobării organelor administrative de stat.

- *Apa de suprafață.* Temperatura apelor de suprafață poate fi determinată doar pe baza unor măsurători. Apa râurilor are, în general, o temperatură medie lunară cu 2–3 °C mai redusă decât temperatura aerului exterior prezentând pericol de îngheț în iernile geroase. De aceea trebuie prevăzută o funcționare bivalentă cu o instalație care să acopere întregul necesar de căldură pentru perioadele când apa este înghețată.

Pentru apa de suprafață nu se pot utiliza schimbătoare de căldură obișnuite cu țevi și manta din cauza colmatării țevilor, deoarece apa conține suspensii care se depun pe grătarele prizei de apă și pe țevile schimbătoarelor, ducând la mărirea

rezistenței de trecere a apei și micșorarea caracteristicilor de schimb termic în timpul funcționării. Pentru diminuarea cheltuielilor de exploatare și mentenanță se recomandă soluții mai ieftine ca folosirea de schimbătoare de căldură cu plăci și amplasarea evaporatorului direct în albia râului.

Un caz special este utilizarea apei potabile din rețeaua publică ca sursă de căldură, deoarece este curată, nu îngheață și are o temperatură cvasiconstantă (cca 7–15 °C), în funcție de amplasamentul geografic, însă este condiționată de existența sursei de apă potabilă, de costul livrării unor debite suplimentare la consumatori și de dezavantajul corodării și colmatării schimbătoarelor de căldură și a conductelor.

Apa de suprafață este indicată ca sursă de căldură în cazurile speciale în care, în amonte de concentrări urbane, se află întreprinderi industriale ce utilizează apa râului pentru procese de răcire în circuit deschis.

- *Apa freatică* are, în general, o temperatură foarte uniformă, mai mare cu cca 1–2 °C decât temperatura medie anuală a aerului exterior, și prin urmare constituie o sursă de căldură favorabilă chiar și în sezonul rece.

Datele privind existența, caracteristicile și cantitățile disponibile probabile ale apei freactice care poate fi utilizată ca sursă de căldură se cunosc de către organele administrative de gospodărire și protecție a apelor sau de către întreprinderile ce efectuează puțuri forate de apă freatică.

Pentru prelevarea apei din puțuri se utilizează, de obicei, pompe submersibile sau supraterane, având montată o clapetă de reținere la baza conductei de aspirație pentru a nu permite întreruperea coloanei de apă prin infiltrarea de aer.

Se recomandă ca apa să aibă pH > 7 pentru a nu mări corozivitatea și cheltuielile de întreținere. De asemenea, în condițiile în care există oxid de carbon liber sau conținutul de oxid de fier este mai mare de 0,13 mg/l, sau conținutul de mangan este peste 0,1 mg/l, nu se recomandă utilizarea apei freactice ca sursă de căldură.

### 2.7.3 Solul

Se cunoaște că Pământul s-a format acum cca. 4,5 miliarde de ani, prin multe procese geologice și biologice semnificative. Energia radiantă cedată de către Soare este absorbită și convertită în energie termică de suprafața pământului (Fig. 2.10).

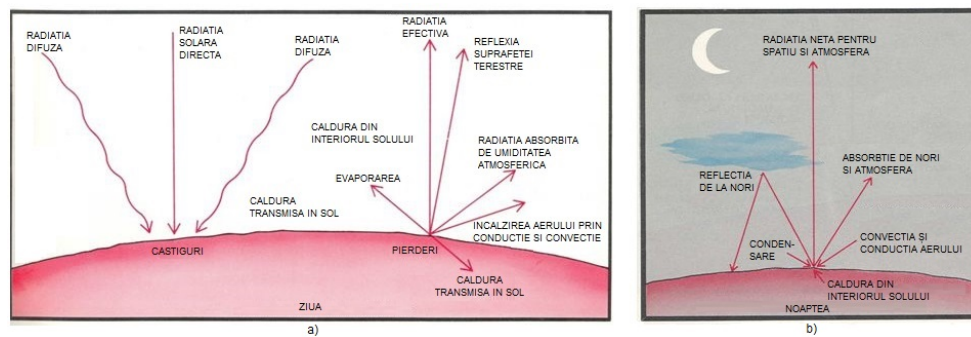


Fig. 2.10 Diagrama schimbului de căldură la suprafața solului  
a) ziua; b) noaptea

O parte din căldura stocată este transferată în straturile adânci ale suprafeței pământului, dar și în aerul exterior, iar o altă parte este consumată în diferitele procese generate la suprafața pământului [77], încălzindu-se prin convertirea energiei radiante care ajunge la suprafața pământului ca energie termică. În consecință se poate spune că energia geotermică este energia înmagazinată în scoarța Pământului.

• *Bilanțul termic diurn*  $B_d$  reprezintă rezultanta diverselor categorii de energie folosită în procesele de încălzire, radiație, evaporare etc. (Fig. 2.11), în conformitate cu relația (2.44) [78]:

$$B_d = S - R - E - V - T_c - F_i \quad (2.44)$$

unde:  $S$  este energia radiantă care ajunge la suprafața Pământului;  $R$  – energia radiantă reflectată din sol;  $E$  – energia radiantă emisă de pământ;  $V$  – energia radiantă convertită în căldură și disipată în timpul evaporării;  $T_c$  – energia termică furnizată aerului din jurul pământului, determinând procese convective și turbulente;  $F_i$  – energia termică direcționată de la suprafață spre straturile inferioare ale pământului.

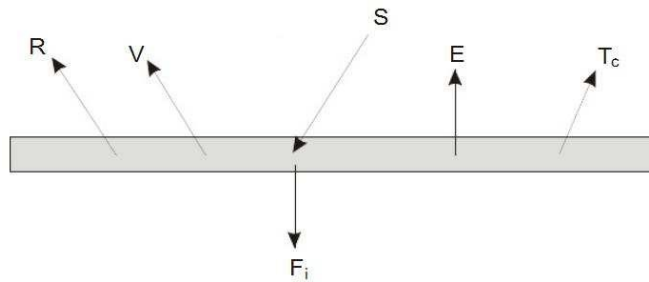


Fig. 2.11 Componentele bilanțului termic diurn al suprafeței solului

• *Bilanțul termic nocturn*  $B_n$  reprezintă rezultanta diferitelor categorii de energie caracteristice fenomenelor termice produse la suprafața Pământului în timpul nopții (Fig. 2.11), conform relației:

$$B_n = -E' + V' + T'_c + F'_i \quad (2.45)$$

în care:  $E'$  este energia radiantă emisă de suprafața solului în timpul nopții;  $V'$  – energia termică obținută din condensare;  $T'_c$  – energia termică a aerului datorită schimbului turbulent;  $F'_i$  – energia termică îndreptată de la straturile inferioare ale Pământului către suprafața terestră.

Bilanțul termic total pentru 24 de ore este reprezentat prin relația:

$$Q = B_d + B_n = S - R - E - V - F_i - E' + V' + T'_c + F'_i \quad (2.46)$$

Bilanțul termic total reprezintă cantitatea de căldură existentă la un moment dat pe suprafața pământului, care poate contribui la încălzirea sau răcirea pământului.

Aparent, temperatura Pământului crește treptat de la suprafață spre centru ( $R = 6.371$  km), unde atinge o valoare de cca 6.000 °C. În Fig. 2.12 se arată modificarea aproximativă a temperaturii în interiorul Pământului.



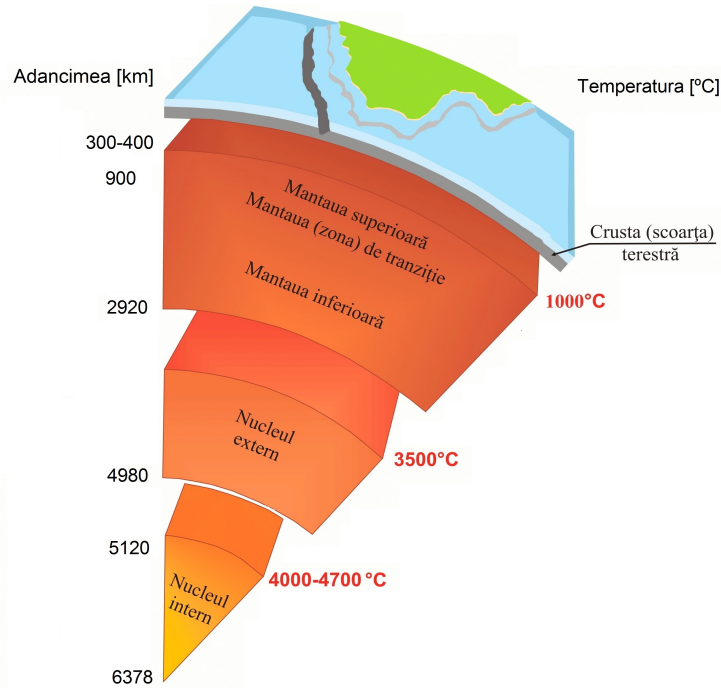


Fig. 2.12 Variația temperaturii în interiorul Pământului

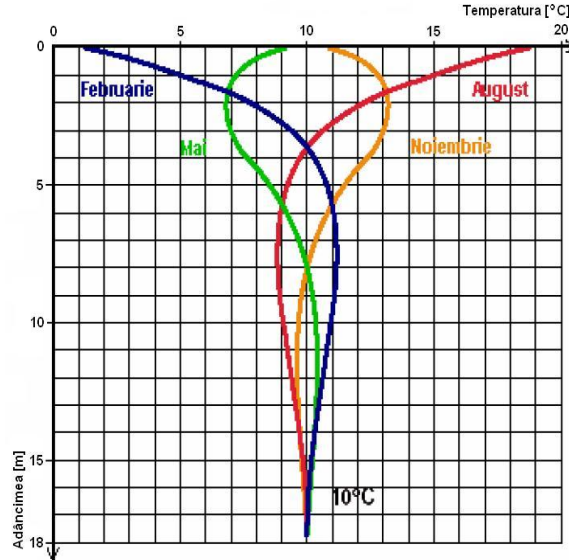
Interesant este că 99% din interiorul Pământului se află la peste 1000°C, iar 99% din restul de 1% la peste 100°C. Astfel, potențialul energiei geotermice este uriaș, dar doar parțial utilizat.

În funcție de potențialul termic, energia geotermică se clasifică în două mari categorii:

- *energie geotermică de înaltă temperatură sau cu potențial ridicat* (peste 200 °C, tipică regiunilor vulcanice), nivelurile apei subterane adiacente de până la sute de grade, provocând evaporarea parțială care se folosește de către un echipament electric. Accesul la apele subterane este greoi, uneori adâncimea de forare poate fi cu mult peste 10 000 m. Emisiile de CO<sub>2</sub> sunt semnificativ redusul (cu 25% față de centralele cu gaz și cu 50% față de centralele cu petrol);
- *energie geotermică de joasă temperatură sau cu potențial scăzut* (sub 200 °C), accesibilă în orice parte a globului și folosită în special pentru aplicații de încălzire directă. Temperatura scoarței terestre se mărește în adâncime (3 °C la 100 m). Diferența de temperatură generată poate fi utilă încălzirii prin circulația fluidului într-o PC, dar nu și producției de energie electrică.

Energia geotermică de joasă temperatură este disponibilă direct pe suprafața scoarței terestre (sol), având avantajul de a fi mult mai facil de utilizat decât energia geotermică de înaltă temperatură. Din curbele tautocrone reprezentate în Fig. 2.13 se observă că de la adâncimi foarte mici, temperatura solului se poate considera relativ constantă pe tot parcursul anului [79].

Fig. 2.13 Fluctuația temperaturii în sol



Pământul reprezintă astfel o sursă eficientă de căldură, cu o temperatură constantă acceptabilă, disponibilitate și capacitate de acumulare în spațiu și timp.

Modelul conducerii căldurii în sol, în regim tranzitoriu, este descris de ecuația lui Fourier, în coordonate cilindrice (2.47) și pentru axe simetrice (2.48) [1]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_s r \frac{\partial t_s}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial t_s}{\partial z} \right) + q = \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} \quad (2.47)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_s r \frac{\partial t_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_s \frac{\partial t_s}{\partial z} \right) + q = \rho_s c_s \frac{\partial t_s}{\partial \tau} \quad (2.48)$$

în care:  $Z$  este adâncimea;  $r$  – raza;  $\theta$  – unghiul longitudinal;  $\lambda_s$  – conductivitatea termică a solului;  $\rho_s$  – densitatea;  $c_s$  – căldura specifică;  $q$  – puterea termică specifică, schimbată pe unitatea de volum;  $t_s$  – temperatura solului;  $\tau$  – timpul.

Având în vedere contextul energetic actual, activitățile de cercetare a solului s-au intensificat, în scopul realizării unor schimbătoare de căldură perfecționate, adecvate caracteristicilor solului, referitor la evoluția anuală a temperaturilor, procesele de conducție a căldurii și construcția lor optimă.

Temperatura pământului este funcție de mai mulți factori, cei mai semnificativi fiind radiația solară (funcție de zi, oră, latitudine solară, mod de expunere a suprafeței active), natura proprietăților termice ale pământului și morfologia acestuia (tip, culoare, structură și textură).

Cele mai importante proprietăți termofizice ale solului sunt conductivitatea termică, densitatea și căldura specifică, respectiv capacitatea termică volumetrică. În Tabelul 2.13 se prezintă valorile conductivității termice ( $\lambda$ ) și ale capacității termice volumetrică ( $C_s = \rho_s \times c_s$ ) pentru diferite tipuri de sol [16].

Tabelul 2.13 Conductivitatea și capacitatea termică a diverse materiale de sol

Tipul solului	Conductivitatea termică $\lambda_s$ (W/(m·K))	Capacitatea termică volumetrică $C_s$ (MJ/(m <sup>3</sup> ·K))
<i>1. Roci magmatice</i>		
Bazalt	1,3–2,3	2,3–2,6
Diorit	2,0–2,9	2,9
Gabro	1,7–2,5	2,6
Granit	2,1–4,1	2,1–3,0
Peridotit	3,8–5,3	2,7
Riolit	3,1–3,4	2,1
<i>2. Roci metamorfice</i>		
Gnais	1,9–4,0	1,8–2,4
Marmură	1,3–3,1	2,0
Metacuarțit	5,8	2,1
Micașist	1,5–3,1	2,2
Șisturi argiloase	1,5–2,1	2,2–2,5
<i>3. Roci sedimentare</i>		
Calcar	2,5–4,0	2,1–2,4
Marnă	1,5–3,5	2,2–2,3
Cuarțit	3,6–6,6	2,1–2,2
Sare	5,3–6,4	1,2
Gresie	1,3–5,1	1,6–2,8
Rocă argilooasă	1,1–3,5	2,1–2,4
<i>4. Soluri neconsolidate</i>		
Pietriș uscat	0,4–0,5	1,4–1,6
Pietriș saturat	1,8	2,4
Morenă	1,0–2,5	1,5–2,5
Nisip uscat	0,3–0,8	1,3–1,6
Nisip saturat	1,7–5,0	2,2–2,9
Argilă uscată	0,4–1,0	1,5–1,6
Argilă saturată	0,9–2,3	1,6–3,4
Turbă	0,2–0,7	0,5–3,8
<i>5. Alte substanțe</i>		
Bentonită	0,5–0,8	3,9
Ciment	0,9–2,0	1,8
Gheață (–10 °C)	2,32	1,87
Plastic	0,39	–
Aer uscat (10–20 °C)	0,02	0,0012
Oțel	60	3,12
Apă (+10 °C)	0,58	4,19

Dacă apa subterană curge prin sol, schimbul de căldură este mai complex întrucât curgerea apei determină schimbări ale câmpului de temperatură în direcția mișcării apei. Conductivitatea hidraulică a solului este în acest caz un alt parametru important, care necesită determinarea vitezei apei subterane și a gradientului de presiune orizontală:

$$v = ki \quad (2.49)$$

unde:  $v$  este viteza Darcy, în m/s;  $i$  – gradientul de presiune;  $k$  – conductivitatea hidraulică, în m/s.

În Tabelul 2.14 se prezintă influența conductivității hidraulice asupra caracteristicilor termice ale solului.

Tabelul 2.14 Influența conductivității hidraulice asupra caracteristicilor termice

Tipul solului	$k$ [m/s]	$\lambda_s$ (W/(m·K))		$C_s$ (MJ/(m <sup>3</sup> ·K))	
		Uscat	Saturat	Uscat	Saturat
Argilă	$10^{-8}$ – $10^{-10}$	0,2–0,3	1,1–1,6	0,3–0,6	2,1–3,2
Nămol	$10^{-5}$ – $10^{-8}$	0,2–0,3	1,2–2,5	0,6–1,0	2,1–2,4
Nisip	$10^{-3}$ – $10^{-4}$	0,3–0,4	1,7–3,2	1,0–1,3	2,2–2,4
Petriș	$10^{-1}$ – $10^{-3}$	0,3–0,4	1,8–3,3	1,2–1,6	2,2–2,4

Umiditatea și densitatea au o influență decisivă asupra proceselor de transfer al căldurii. De obicei, solul în timpul iernii are cea mai mică umiditate, însă schimbătoarele de căldură nu se dimensionează pentru acest caz, deoarece ar deveni prea mari și scumpe. În timpul funcționării schimbătorului de căldură au loc procesele de difuzie, prin care umiditatea migrează, cu scăderea temperaturii, ceea ce îmbunătățește conductivitatea solului, realizându-se în apropierea schimbătorului un transport suplimentar de căldură. De asemenea, trebuie să se ia în considerare apele freactice, în special direcția și viteza lor de curgere.

În timpul funcționării, apar periodic mărimi ale volumului solului care îmbunătățesc contactul cu țevile schimbătorului și micșorări ale acestui volum cu consecințe opuse. De aceea, este indicată pozarea țevilor într-un strat de nisip sau realizarea țevilor din materiale elastice care să-și modifice forma în funcție de mișcările solului.

Experiența arată că evoluția temperaturii în sol este practic constantă la 10 m adâncime și este egală cu temperatura medie anuală la suprafața solului. Din considerente economice, adâncimea de pozare a conductelor este de 1,5–2 m. La această adâncime se simte încă variația temperaturii de la suprafață, însă cu un oarecare defazaj în timp și cu o diferență între maxim și minim mai mică. Defazajul în timp este favorabil utilizării PC-urilor, deoarece la cerința maximă de căldură solul încă nu a ajuns la capacitatea cea mai scăzută.

Măsurătorile efectuate pe diferite soluri au arătat că, în funcție de umiditatea solului, energia termică care poate fi absorbită anual este de cca. 30–60 kWh/m<sup>2</sup> de suprafață amenajată.

Pe baza aranjamentului spațial al schimbătoarelor de căldură din sol, acestea pot fi clasificate în două tipuri principale, și anume *schimbătoare de căldură orizontale*, realizate dintr-o serie de tuburi din material plastic instalate sub formă de serpentine (colectoare orizontale plane) așezate la o adâncime de 1–2 m sau de spirale dispuse în șanțuri cu adâncimea de 1,6–2 m și *schimbătoare verticale* (sonde de sol sau geotermice) realizate cu tuburi din polietilenă cu profil U sau dublu U, implantate în puțuri forate în sol până la adâncimea de 50–100 m, prin care circulă fluidul de transfer al căldurii către agentul frigorific din circuitul PC.

Schimbătoarele de căldură verticale ocupă o suprafață de sol mai mică în comparație cu prima categorie și nu suferă influențe semnificative de la suprafața solului, dar prezintă costuri ridicate la execuția forajelor, de cca 30–60 €/m.

Utilizarea acestui tip de colector numai pentru încălzirea cu PC este incertă, deoarece s-ar putea ca în timpul verii să nu se regenereze căldura preluată iarna. Din contră, pentru instalațiile care asigură și climatizarea și care pot livra vara în sol, acest tip de colector este foarte eficient.

Cel mai important avantaj al utilizării solului la PC-uri este că sursa de căldură este aproape complet independentă de cererea de căldură și nu are capacitate minimă în mijlocul sezonului rece, spre deosebire de alte surse naturale.

## 2.8 Tipuri de pompe de căldură

PC-urile se pot clasifica după:

- scopul utilizării: încălzire, răcire, ACC, climatizare etc.
- sursa de căldură: aer, apă de suprafață, apă subterană, sol etc.
- sursă căldură-agent termic: aer-aer, aer-apă, apă-aer, aer-apă, apă-apă, sol-apă.

• *PC aer-aer* este cea mai cunoscută, preia aerul atmosferic ca sursă de căldură și folosește tot aerul ca agent termic în clădirea în care este montată; la acest tip de instalație se inversează foarte ușor ciclul, astfel încât în sezonul rece (iarna) se utilizează pentru încălzirea clădirii, iar în sezonul cald (vara) pentru răcirea acesteia;

• *PC aer-apă* [70] folosește aerul atmosferic ca sursă de căldură și este utilizată pentru răcire, recuperarea căldurii și producerea de ACC, precum și în sisteme de încălzire bivalente, în care există două surse de căldură (Fig. 2.14), astfel încât PC acționată electric este combinată cu cel puțin o sursă auxiliară

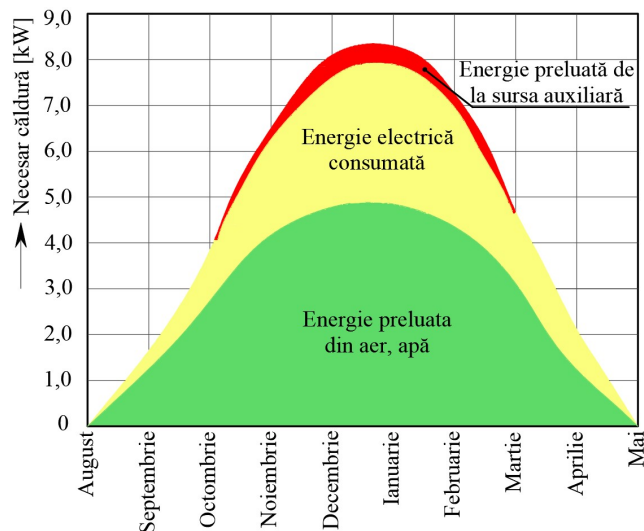
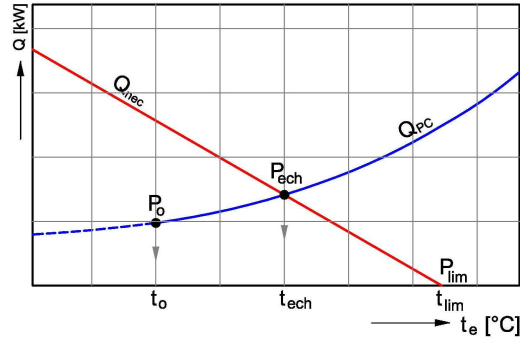


Fig. 2.14 Pompa de căldură în regim de încălzire bivalent

În general, în aceste PC-uri se folosește un compresor ermetic (piston sau scroll) cu protecție internă la suprasarcină. Schimbătoarele de căldură cu plăci plate din oțel inoxidabil sunt utilizate pentru condensator. Evaporatorul este din aluminiu cu tuburi de cupru. Componentele electrice și controlerul sunt fie integrate, fie montate extern, în funcție de producător și model, iar controlul sistemului de încălzire este de obicei integrat.

Puterea termică de încălzire a unei clădiri depinde de climatul în care se află clădirea. În climatele temperate, precum în România, necesarul de căldură  $Q_{\text{necc}}$  evoluează de la valori minime în perioadele de tranziție (primăvară, toamnă) la valori maxime în sezonul rece (Fig. 2.15). Orele anuale cu temperatura minimă a aerului exterior reprezintă 10–15% din timpul total de încălzire, motiv pentru care nu se recomandă selectarea unei PC pentru acoperirea integrală a vârfului de consum.

Fig. 2.15 Furnizarea căldurii necesare în funcție de temperatura aerului exterior:  $P_o$  – punct de oprire a încălzirii,  $P_{ech}$  – punct de echilibru termic,  $P_{lim}$  – punct limită de încălzire



Pentru reducerea investiției globale, PC este selectată astfel încât să acopere doar 70–75% din necesarul maxim de căldură al clădirii, restul de căldură necesară încălzirii este produsă cu o sursă clasică (încălzitor electric sau cazan termic). În acest caz, PC funcționează în regim bivalent, distingându-se trei situații:

- dacă temperatura aerului exterior  $t_e$  este sub temperatura limită de încălzire  $t_{lim}$ , PC furnizează întregul necesar de căldură până la temperatura punctului de echilibru  $t_{ech}$ ;
- dacă temperatura aerului exterior  $t_e$  este sub  $t_{ech}$ , PC furnizează doar o parte din căldura necesară, restul fiind furnizat de sursa convențională, la vârf;
- când temperatura  $t_e$  atinge temperatura de oprire a încălzirii  $t_o$ , PC se deconectează și sursa clasică acoperă întregul necesar de căldură.

De obicei, punctul de echilibru corespunde unei temperaturi exterioare de la 0 °C la +5 °C. Pentru zonele cu climat temperat, PC acoperă aproximativ 2/3 din necesarul anual de căldură.

PC-urile aer-aer sau aer-apă, care utilizează căldura ambientală sunt mai puțin eficiente în comparație cu alte tipuri de PC-uri, când temperatura aerului exterior este mai mică de  $\pm 10$  °C. În majoritatea cazurilor, aceste sisteme trebuie să fie echipate cu un încălzitor electric suplimentar sau cu altă sursă de energie pentru a fi utilizate în perioadele cele mai reci ale iernii.

- *PC apă-aer* se bazează pe apă ca sursă de căldură și utilizează aerul pentru a transmite căldura în spațiul condiționat. Aceasta include următoarele:

- PC cu apă de suprafață, care utilizează apa din lacuri, eleștee ori râuri ca sursă de căldură;
- PC cu apă subterană, care utilizează apa de adâncime din puțuri ca sursă de căldură;
- PC asistată solar, care se bazează pe energia solară de joasă temperatură ca sursă de căldură.

- *PC apă-apă* folosește apa ca sursă de căldură pentru încălzire și răcire. Mai multe PC-uri apă-apă pot fi grupate pentru a crea o instalație de încălzire și răcire centrală care să deservească mai multe centrale de tratare a aerului. Această aplicație are avantajul unui control mai bun, întreținere centralizată și flexibilitate sporită.

- *PC sol-apă* utilizează solul ca sursă de căldură. Extragerea căldurii din pământ poate fi realizată printr-un sistem direct, unde serpentina este îngropată în pământ, prin care trece agentul frigorific, acționând ca un evaporator sau într-un sistem

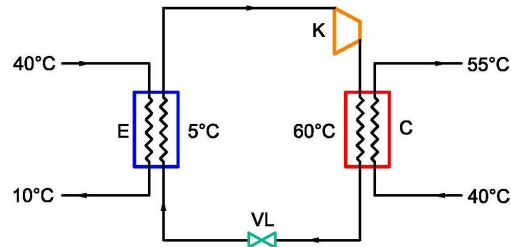
indirect prin folosirea unui agent intermediar care poate fi o soluție de glicol (apă sărată), ce transferă căldura extrasă din pământ agentului frigorific din evaporator. Serpentina se poate confecționa din cupru, în cazul unui sistem direct sau din tuburi de plastic pentru un sistem indirect.

## 2.9 Optimizarea folosirii pompei de căldură

Deși căderile mari de temperatură din evaporator și condensator, egale cu 10–20 °C, au drept efect diminuarea suprafeței de transfer termic a acestor aparate, deci o reducere a investiției specifice, din punct de vedere strict al ciclului termic aceste căderi generează micșorarea performanței sistemului.

În Fig. 2.16 se prezintă cea mai simplă PC, cu un singur circuit de lucru. Se consideră *soluția I*, când sursa rece este oferită de temperatura de 40 °C și se utilizează până la temperatura de 10 °C, iar sursa caldă trebuie furnizată la temperatura de 55 °C. Pentru a se realiza acest lucru, trebuie ca temperatura de condensare să fie de cca 60 °C, iar pentru a se utiliza sursa rece până la 10 °C, trebuie ca temperatura de vaporizare să aibă valoarea de 5 °C.

Fig. 2.16 Pompă de căldură cu un singur circuit de lucru



Ținând seama de relația (2.24), eficiența termică teoretică maximă are valoarea:

$$\epsilon_c^I = \frac{t_c}{t_c - t_0} = \frac{273 + 60}{(273 + 60) - (273 + 5)} = \frac{273 + 60}{60 - 5} = 6,05 \quad (2.50)$$

Considerând randamentul net al instalației  $\eta = 0,65$ , eficiența reală rezultă:

$$\epsilon_{pc,r}^I = \eta \epsilon_c^I = 0,65 \times 6,05 = 3,95 \quad (2.51)$$

Se consideră *soluția II*, optimizată cu circuite serie, când ecartul de 15 °C din circuitul termic exterior și ecartul de 30 °C din circuitul primar se subdivide în 3 zone egale, care deservesc trei PC funcționând în serie (Fig. 2.17).

Cele trei PC vor avea următoarele eficiențe termice maxime:

$$\epsilon_{c1} = \frac{273 + 60}{60 - 25} = 9,5; \quad \epsilon_{c2} = \frac{273 + 55}{55 - 15} = 8,2; \quad \epsilon_{c3} = \frac{273 + 50}{50 - 5} = 6,5 \quad (2.52)$$

Considerând, în mod aproximativ, că puterile termice sunt egale, se obține eficiența termică teoretică maximă a instalației:

$$\epsilon_c^{II} = \frac{\epsilon_{c1} + \epsilon_{c2} + \epsilon_{c3}}{3} = \frac{9,5 + 8,2 + 6,5}{3} = 8,06 \quad (2.53)$$

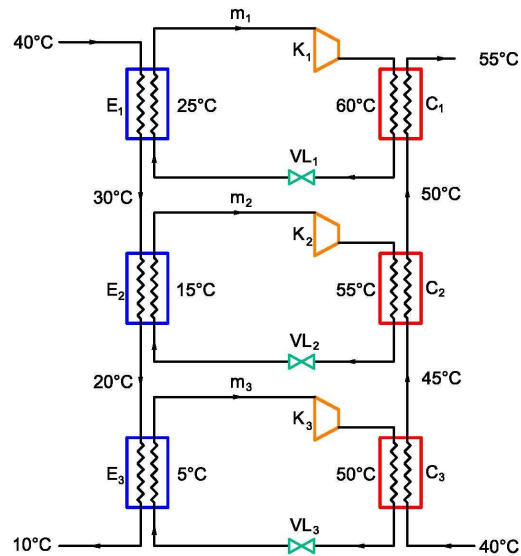
Dacă randamentul net al instalației are aceeași valoare 0,65, ca în cazul precedent, rezultă eficiența termică reală:

$$\varepsilon_{PC,r}^{\text{II}} = \eta \varepsilon_c^{\text{II}} = 0,65 \times 8,06 = 5,24 \quad (2.54)$$

Păstrându-se puterea termică debitată în sistem  $Q_{PC}$  identică pentru cele două soluții, puterile absorbite de compresoare se găsesc în raportul:

$$\frac{P_t^{\text{I}}}{P_t^{\text{II}}} = \frac{Q_{PC}}{\varepsilon_{PC,r}^{\text{I}}} \frac{\varepsilon_{PC,r}^{\text{II}}}{Q_{PC}} = \frac{\varepsilon_{PC,r}^{\text{II}}}{\varepsilon_{PC,r}^{\text{I}}} = \frac{5,24}{3,95} = 1,33 \quad (2.55)$$

Fig. 2.17 Pompă de căldură cu circuite serie



Deci, prin inserierea pompelor de căldură cu comprimare de vapori se poate realiza o micșorare a consumului de energie de 33%.

## 2.10 Concluzii

Pompele de căldură reprezintă o alternativă viabilă la producerea agentului termic pentru încălzire/răcire și a ACC. În cadrul acestor procese, în general PC-urile pot prelua parțial sau integral consumul de căldură pentru producerea ACC și doar o parte din consumul (de vârf) de căldură pentru încălzire, restul fiind preluat adesea de la sursa de alimentare auxiliară. Pentru producerea de căldură și de frig cu aceeași instalație de PC se recomandă combinarea cât mai des a consumatorului de căldură cu un consumator de frig.

Pentru a determina randamentul tehnic și economic al producției de căldură în instalațiile cu PC-uri trebuie folosiți o serie de indici economici și energetici față de care soluția producerii căldurii cu PC-uri poate fi analizată în comparație cu alte alternative.



Pentru justificarea rentabilității PC trebuie ca indicatorul sintetic  $\eta_s$  și eficiența energetică  $COP_{PC}$  să satisfacă condițiile:  $\eta_s > 1$  și  $COP_{PC} > 2.87$ . COP-ul unei PC este cu atât mai mare cu cât diferența între temperatura agentului termic pentru sistemul de încălzire/răcire și temperatura sursei reci este mai mică.

Utilizarea refrigerenților ecologici joacă un rol deosebit în reducerea impactului asupra mediului a agenților frigorifici halogenați în scopul protejării acestuia. Cercetările științifice bazate pe substanțe pure sau în amestec trebuie să ducă la descoperirea unor substituenți cât mai adecvați aplicațiilor frigorifice, ecologici (ODP = 0, GWP redus), neinflamabili și netoxici, dar și cu proprietăți termodinamice favorabile.

O soluție posibilă este utilizarea agenților frigorifici anorganici ( $NH_3$ ,  $CO_2$ ) și a hidrocarburilor – HC (propan, izobutenă, etilenă, propilenă) pentru sisteme de aer condiționat și PC-uri. Totuși, deoarece HC-urile reprezintă un risc ridicat de inflamabilitate și explozie, aceste substanțe nu vor fi adesea utilizate ca agenți frigorifici în comparație cu utilizarea  $CO_2$  sau  $NH_3$ .

Parteneriatul European pentru Energie și Mediu apreciază agenții frigorifici HFC ca fiind cea mai bună alternativă la refrigerenții CFC și HCFC pentru majoritatea aplicațiilor. În medie, mai mult de 80% din GES utilizate în echipamentele frigorifice provin din emisiile indirecte. Eficiența energetică crescută rezultată din folosirea mai mare a agenților frigorifici HFC compensează cu mult potențialul lor de încălzire globală.

Autorul a propus termenul Z care include căldura sensibilă, căldura latentă și temperaturile de funcționare și ar putea fi folosit pentru depistarea agenților frigorifici ce conduc la performanțe ridicate ale PC. Scăderea ineficienței Z a dus la creșterea COP. Astfel, agenții frigorifici care au un Z mai scăzut la aceleași temperaturi de funcționare ar trebui luați în considerare pentru a obține performanțe ridicate ale sistemului. În acest scop s-au dezvoltat corelațiile COP-Z pentru încălzire și răcire.

Folosirea solului ca sursă de căldură pentru PC-uri are o serie de avantaje față de celelalte surse naturale. Dintre acestea, cel mai important este că sursa este aproape complet independentă de cerințele de căldură și nu are capacitatea minimă în mijlocul iernii, ca și alte surse naturale.

Pentru construcțiile noi se recomandă modul de operare monovalent al PC, care poate fi întrerupt deoarece, de exemplu, încălzirea cu panouri radiante menține temperatura de confort datorită capacității de acumulare a acestora. Pentru clădirile existente este util modul de operare bivalent, deoarece există o sursă auxiliară care să acopere sarcinile de vârf în perioada de iarnă cu temperaturi pe tur mai mari de 55 °C.

## CAP.3 POMPE DE CĂLDURĂ GEOTERMICE

### 3.1 Considerații preliminare

Pompele de căldură geotermice (PCG) utilizează căldura pământului pentru încălzirea și răcirea clădirilor și producerea ACC. Sistemul PCG prezintă o performanță energetică mai ridicată pentru climatizarea de confort comparativ cu sistemele clasice de climatizare și o variație redusă a temperaturii sursei de căldură decât în cazul sursei aer.

Tehnologia PCG a devenit tot mai populară datorită eficienței sale, compatibilității cu mediul și potențialului său în modernizarea clădirilor fără a înlocui radiatoarele existente. O reducere a cererii de energie din clădiri, de 20–40% pentru încălzire și, respectiv 30–50% pentru răcire, ar putea fi realizată cu PCG-uri, împreună cu o reducere a emisiilor de CO<sub>2</sub> de la 15% la 77%, luând în considerare atât clădirile rezidențiale cât și cele nerezidențiale [80].

PCG-urile injectează (în sezonul de răcire) sau extrag (în sezonul de încălzire) căldură printr-un schimbător de căldură instalat în sol (SCS). Astfel, solul își exploatează capacitatea de stocare a căldurii pentru a satisface necesarul de energie al clădirii în perioada de răcire și încălzire. PCG-urile pot fi grupate în trei subseturi [81]:

- PC având ca sursă apa de suprafață (PCAS) (tip apă-apă);
- PC având ca sursă apa freatică (PCAF) (tip apă-apă);
- PC cuplate la sol (PCCS) (tip sol-apă).

O schemă pentru aceste configurații este prezentată în Fig. 3.1, fiecare fiind caracterizată de trei componente principale, și anume sistemul de captare a căldurii, PC și sistemul de distribuție a încălzirii/răcirii [82].

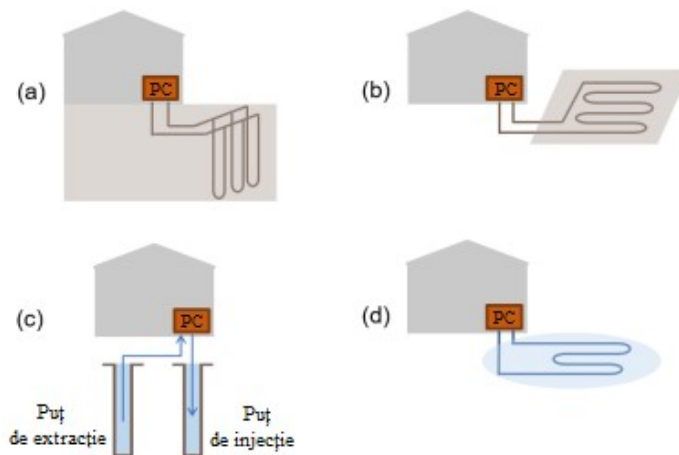


Fig. 3.1 Schema principalelor tipuri de pompe de căldură geotermice  
(a) PCCS verticală; (b) PCCS orizontală; (c) PCAF; (d) PCAS

Un sistem PCAS extrage/înjectează căldura din/in apa dintr-un lac, iaz sau canal deschis cu ajutorul fluidului de lucru (apa sursei), care circulă prin tuburi din polietilenă de înaltă densitate (PEHD). Acest sistem are dezavantajul că temperatura apei de suprafață variază în funcție de condițiile climatice, în special în perioada de iarnă.

Un sistem PCAF prelevează apa freatică dintr-un puț de extracție cu ajutorul unor pompe hidraulice și o livrează unei PC. Acesta are avantajul unei investiții inițiale scăzute și al unei suprafețe de instalare reduse comparativ cu celelalte sisteme, dar și dezavantajul disponibilității limitate a apei freactice și al apariției coroziunii în echipamente, care conduce la cheltuieli de exploatare ridicate [83].

Sistemul PCCS constă într-un ciclu reversibil de comprimare a vaporilor în care căldura este schimbată cu pământul prin SCS, un circuit închis cu fluidul de lucru, ce poate fi instalat fie în foraje verticale, fie în șanțuri orizontale. Atât SCS vertical, cât și cel orizontal prezintă avantaje și dezavantaje, iar multe studii au fost dedicate analizei performanței acestora [84,85]. Sistemul PCCS în circuit închis cu colectori verticali a atras un mare interes în practică pentru cercetători și ingineri [86-89]. Costurile de foraj și conducte acoperă o pondere majoră în costul total al acestui sistem, între 20% și 60%.

## 3.2 Sistemele PCAS și PCAF

### 3.2.1 Descrierea sistemului PCAS

O PC apă-aer este legată într-un circuit închis la o serpentină imersată prin care circulă agentul frigorific ce preia căldura din lac, iar PC o transferă cu ajutorul aerului în încăperea încălzită.

În cazul unui circuit deschis, o pompă imersată sau montată deasupra nivelului apei din lac pompează apa și o returnează în lac la o anumită distanță de captare. Pompa poate fi instalată deasupra nivelului apei lacului sau scufundată în apa din lac. În regim de încălzire, temperatura apei la intrarea în lac trebuie menținută în jur de 5,5 °C pentru a preveni înghețul. Lacurile reci necesită utilizarea serpentinelor cu circuit închis.

În funcție de tipul aplicației realizate, temperatura condensatorului (susa caldă) poate varia între 30 și 50 °C, astfel [16]:

- încălzire prin pardosea radiantă: 35–40 °C;
- încălzire cu radiatoare cu apă: 45–50 °C;
- încălzire cu aer cald: 35 °C;

Sistemele PCAS în circuit închis au unele avantaje: cheltuielile de investiție relativ scăzute datorită costurilor reduse ale forajului, consumul de energie de pompare scăzut și cheltuielile de exploatare reduse, dar și unele dezavantaje astfel încât serpentinelor se pot deteriora în lacurile publice, iar temperatura apei fluctuează foarte mult în funcție de condițiile de mediu extern.

### 3.2.2 Descrierea sistemului PCAF

Întrucât temperatura apei freactice este foarte uniformă (aproximativ temperatura medie anuală exterioară) chiar și în perioada friguroasă a anului, aceasta constituie o bună sursă de căldură.

Sistemul PCAF extrage apa freatică dintr-un puț (Fig. 3.1c) și o oferă unei PC (sau schimbător de căldură intermediar), servind ca sursă de căldură, fiind constituit din puțul de extracție și de injecție, pompă și PC/schimbător de căldură. Debitul unui puț de extracție este în general de 2–5 m<sup>3</sup>/h [1].

De obicei, apa este prelevată din puțul de extracție cu ajutorul unor pompe submersibile sau supraterane, caz în care se reduc cheltuielile de exploatare.

Sistemele directe (fără schimbător de căldură intermediar) sunt recomandate doar instalațiilor foarte mici. În cicuitul deschis, schimbătorul de căldură între agentul frigorific și apa freatică necesită un debit de 0,1–0,2 m<sup>3</sup>/h [1].

Pentru ca nivelul apei freactice să nu varieze în limite largi, de regulă, este creat un sistem pentru a colecta apa răcită în evaporator și a o returna în pânza freatică prin puțuri de injecție. Puțurile de injecție trebuie amplasate în aval de puțurile de extracție în direcția de curgere la o distanță de minimum 5 m de acestea, pentru a evita comunicarea directă. De menționat că, în timp, proprietățile puțurilor se deteriorează, ducând la așa-numita îmbătrânire.

În Tabelul 3.1 se prezintă valorile COP-ului calculate pe baza relației (2.27) pentru sistemele PCAF și PCAS funcționând ca PC apă-apă [16].

Folosirea sistemului PCAF pentru încălzire sau producere ACC (Fig. 3.2), necesită de obicei crearea unui sistem bivalent (pe lângă PC este prevăzută și o sursă clasică de căldură). În acest caz, apa subterană trece prin evaporatorul PC, este răcită la 5 °C și cedează căldură agentului frigorific, care se evaporă. Vaporii comprimați degajă căldură la condensator într-un circuit de încălzire (PC apă-apă).

Tabelul 3.1 Variația COP-ului sistemelor PCAF și PCAS

Temperatura apei la intrarea în evaporator $t_s$ [°C]	Temperatura apei la ieșirea din condensator $t_u$ [°C]				
	30	35	40	45	50
5	4,55	4,10	3,70	3,40	3,15
10	5,30	4,65	4,15	3,75	3,45
15	6,25	5,35	4,70	4,20	3,85
20	7,70	6,35	5,45	4,80	4,30
25	9,95	7,80	6,45	5,55	4,85
30	14,10	10,10	7,95	6,55	5,60

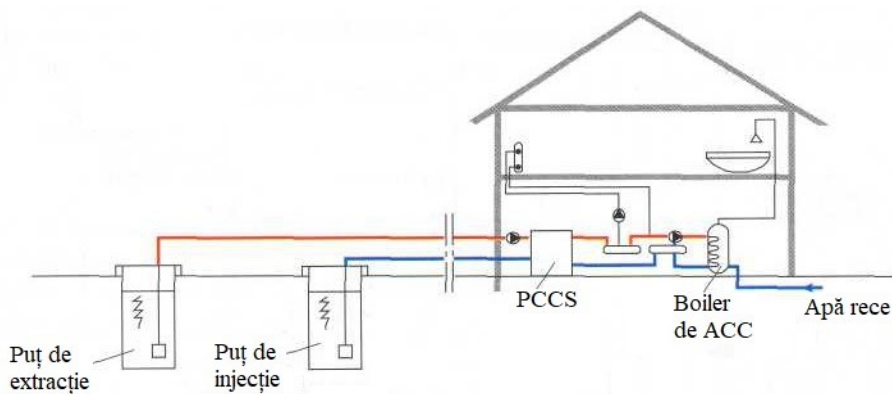


Fig. 3.2 Sistem de încălzire și producere ACC utilizând PCAF

Pentru a menține un  $COP_{PC}$  acceptabil se recomandă valori mai coborâte ale temperaturii de încălzire a apei la condensator, de 40–45 °C, conducând astfel la utilizarea sistemelor de încălzire de temperatură scăzută.

Atunci când temperaturile aerului exterior sunt scăzute și necesarul de încălzire crește, temperatura apei la ieșirea din condensator nu este compatibilă cu radiatoarele existente, iar sursa de căldură auxiliară asigură singură încălzirea.

Apa geotermală de potențial termic scăzut cu temperaturi de 20–40 °C poate fi o sursă de căldură mai eficientă decât apele freatice sau de suprafață.

### 3.3 Sistemul PCCS

Într-un sistem PCCS căldura este extrasă/injectată în/din sol printr-un schimbător de căldură în sol (SCS). În Fig. 3.3 se ilustrează principiul de funcționare al sistemului PCCS, în care fluidul de lucru (apă sau alt fluid antigel) din interiorul SCS extrage (sau injectează) căldura prin tuburile în formă de U (de obicei din polietilenă de înaltă densitate).

Pe baza aranjamentului spațial, SCS-urile pot fi împărțite în două mari categorii, schimbătoare de căldură la sol orizontale (SCSO) și schimbătoare de căldură la sol verticale (SCSV) (Fig. 3.4).

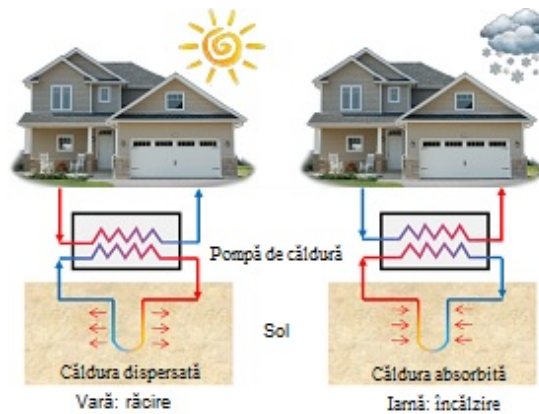


Fig. 3.3 Schema unui sistem PCCS în modul de răcire și încălzire

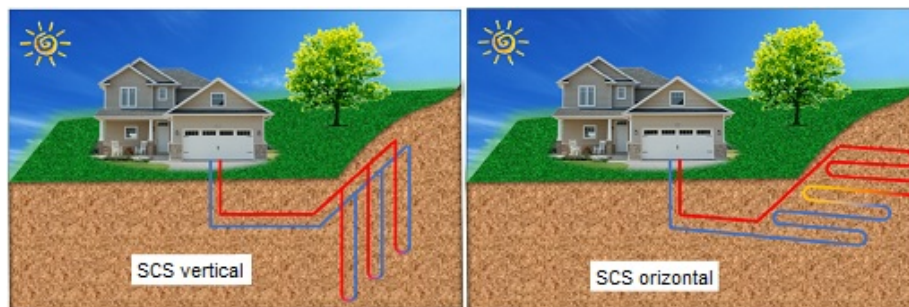


Fig. 3.4 Configurarea SCSV și SCSO

### 3.3.1 Schimbătoare de căldură orizontale

SCSO sunt realizate dintr-o serie de tuburi din material plastic (Fig. 3.5) montate paralel sau spiralat la o adâncime de 1–2 m și distanța de aproximativ 0,5–0,7 m, în funcție de diametrul tubului, rezultând cca. 1,43–2,00 m de tub pe m<sup>2</sup> de suprafață de absorbție [16]. Lungimea totală a tuburilor trebuie să fie sub 100 m pentru a nu se mări pierderile de presiune și astfel puterea pompei de circulație.

Capacitatea de a stoca și de a conduce căldura sunt cu atât mai mari cu cât solul este mai irigat cu suficientă umiditate, cu cât conținutul de componente minerale este mai mare și cu cât numărul de pori este mai mic. În Tabelul 3.2 sunt incluse valorile puterii specifice de extracție/injecție pentru sol  $q_E$  [90,91].

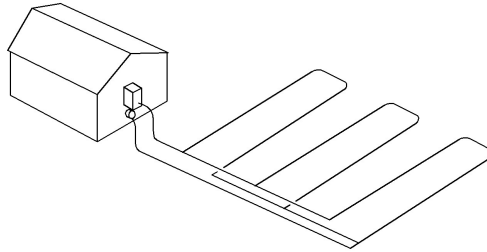


Fig. 3.5 Schimbător de căldură orizontal

Tabelul 3.2 Puterea specifică de extracție a căldurii din pământ,  $q_E$  (W/m)

Nr. crt.	Tipul pământului	Ore de funcționare	
		1800 h/an	2400 h/an
1	Sol uscat ( $\lambda_s < 1,5$ W/(m·K))	25	20
2	Sol din roci cu conductivitate termică scăzută ( $\lambda_s < 3$ W/(m·K))	60	50
3	Sol din roci cu conductivitate termică ridicată ( $\lambda_s > 3$ W/(m·K))	84	70
4	Pietriș, nisip uscat	<25	<20
5	Pietriș, nisip umed	65-80	55-85
6	Pietriș și nisip cu flux 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

Aria  $A$  a suprafeței necesare de sol se poate obține cu relația [92]:

$$A = \frac{Q_0}{q_E} \quad (3.1)$$

unde  $Q_0 = Q_{PC} - P_e$  este puterea termică de răcire a PC, în W, iar  $q_E$  – puterea specifică de extracție a solului, în W/m.

Suprafața necesară de sol poate fi economisită utilizând unele SCS speciale (Fig. 3.6), cum ar fi colectorul orizontal în tranșee (Fig. 3.6a) constituit din multiple tuburi (două, patru sau șase) amplasate într-o tranșee, folosit mai mult în America de Nord și mai puțin în Europa și colectorul orizontal de șanț (Fig. 3.6b) sub formă de

spirale dispuse în șanțuri, îngropate în sol la o adâncime de 1,6–2 m. Capetele spiralelor 1 sunt duse în căminul 3 și conectate în paralel prin ansamblul distribuitor-colector 2, după care agentul frigorific este transportat prin conductele principale 4 la PC.

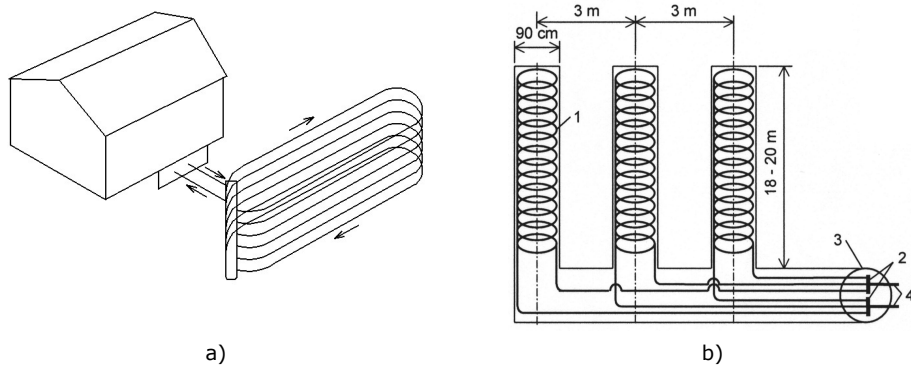


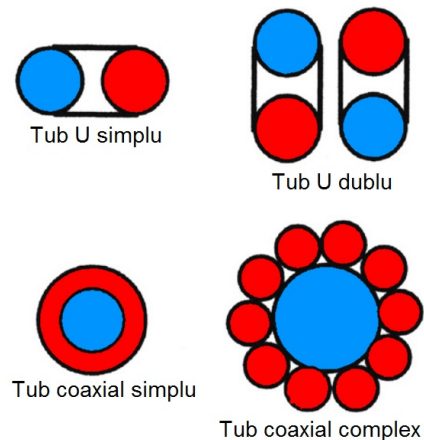
Fig. 3.6 Tipuri speciale de SCS orizontale: a) Colector în tranșee; b) Colector de șanț

SCS orizontale sunt mai afectate de fluctuațiile temperaturii aerului exterior din cauza apropierii lor de suprafața solului, iar instalarea acestora necesită mult mai mult teren decât cea a SCS verticale.

### 3.3.2 Schimbătoare de căldură verticale

SCSV (sonde de sol) sunt realizate cu tuburi U simplu sau dublu din PE introduse în foraje în pământ, prin care circulă fluidul (soluție etilenglicol) de transfer al căldurii către agentul frigorific din circuitul PC. Există două tipuri de bază de SCS verticale: configurații cu tub U și tuburi concentrice (coaxiale) (Fig. 3.7).

Fig. 3.7 Modele de schimbătoare de căldură verticale



SCS vertical cu tub U poate include unul, zeci sau chiar sute de puțuri forate, fiecare conținând tuburi U simple sau duble prin care circulă fluidul de lucru. De obicei tuburile U au diametrul situat în intervalul 20–40 mm și fiecare puț are adâncimea de cca. 20–200 m și diametrul de 100–200 mm [16]. Spațiul inelar (liber dintre pereții puțului și tub) al puțului forat este umplut cu un material special denumit grund pentru prevenirea contactului direct cu apa.

Conform ghidurilor ASHRAE [81], rezistența termică a SCSV și conductivitatea termică a solului trebuie să fie considerate ca variabile cheie la proiectarea unei PCCS. Rezistența termică a puțului  $R_p$ , adică rezistența termică dintre fluidul de lucru din interiorul tubului și peretele puțului, este principalul parametru de eficiență al SCSV (sondei verticale). Pentru o configurație clasică cu un tub U simplu, și în ipoteza simetriei între tuburi (Fig. 3.8), se definește  $R_p$  prin următoarea ecuație [93]:

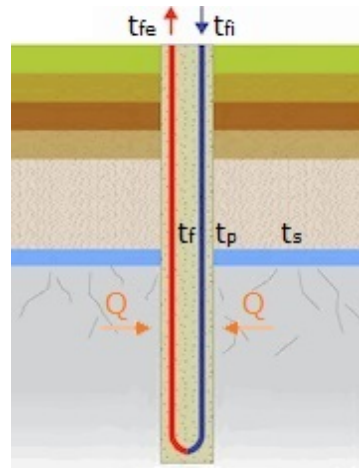
$$R_p = \frac{R_f + R_t}{2} + R_g \quad (3.2)$$

cu

$$R_f = \frac{1}{2\pi\alpha_f r_1}; \quad R_t = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi\lambda_t} \quad (3.3)$$

în care:  $R_f$  este rezistența convectivă a fluidului;  $R_t$  – rezistența conductivă a tubului;  $R_g$  – rezistența conductivă a grundului;  $\alpha_f$  – coeficientul de convecție al fluidului;  $\lambda_t$  – conductivitatea termică a tubului;  $r_1, r_2$  – raza interioară și exterioară a tubului.

Fig. 3.8 Schema transferului căldurii la un SCSV (sondă verticală)



În consecință, căldura specifică  $q$  schimbată cu solul pe unitatea de lungime a SCS este definită astfel:

$$q = \frac{t_p - t_f}{R_p} \quad (3.4)$$

cu



$$t_f = \frac{t_{fi} + t_{fe}}{2} \quad (3.5)$$

în care:  $t_p$  este temperatura medie a suprafeței puțului, iar  $t_f$  – temperatura fluidului, calculată ca medie a lui  $t_i$  și  $t_e$ , respectiv temperatura fluidului de intrare și de ieșire.

Lungimea necesară a forajului în care se află sonda se obține din relația (3.6) [92]:

$$L = \frac{Q_0}{q_E} \quad (3.6)$$

unde  $Q_0$  este puterea termică de răcire a PC.

Din ecuația transferului termic în regim staționar se obține lungimea necesară a unui SCS vertical sub forma [81]:

$$L = \frac{QR_s}{t_s - t_f} \quad (3.7)$$

unde:  $Q$  este fluxul de căldură transferat între SCS și pământ, în kW;  $t_s$  – temperatura pământului, în K;  $t_f$  – temperatura fluidului de transfer termic, în K;  $R_s$  – rezistența termică liniară a pământului, în (m·K)/kW.

Distanța dintre două SCS trebuie să fie de 5–6 m. După instalarea corespunzătoare a sondei în sol se face proba la presiunea minimă (0,6 Mpa) și maximă (1,0 Mpa) timp de 60 min, acceptând o cădere de presiune de 0,02 MPa.

Debitul masic de fluid  $m_f$ , în kg/s, trebuie să fie capabil să transporte toată capacitatea termică necesară la sursa de căldură, fiind dat de relația (3.8) [16]:

$$m_f = \frac{3600 Q_0}{c_f \Delta t} \quad (3.8)$$

unde  $Q_0$  este puterea de răcire a PC, în kW;  $c_f$  – căldura specifică a fluidului (soluției glicolate), în kJ/(kgK);  $\Delta t$  – diferența de temperatură, în K (de exemplu, 3 K).

Spre exemplificare, în Fig. 3.9 se ilustrează un sistem care asigură încălzirea și producerea ACC pentru consumatori izolați utilizând o PCCS cu SCS vertical.

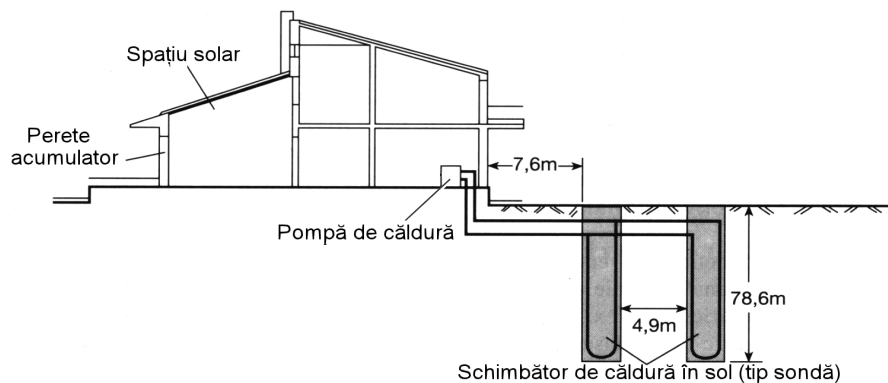


Fig. 3.9 Sistem de încălzire și preparare a ACC utilizând PCCS

Sistemul PCCS cu SCS vertical necesită suprafață relativ redusă de sol, este în contact cu solul, care prezintă variații mici ale temperaturii și proprietăților termice și necesită puține conducte și energie de pompare, dar are costul ridicat din cauza echipamentului necesar pentru forarea puțului.

### 3.3.3 Modelarea și simularea schimbătoarelor de căldură din sol

Principala diferență dintre PCCS și un sistem clasic de climatizare este folosirea SCS. Pentru majoritatea PCCS aproape jumătate din investiția inițială o reprezintă construcția forajelor, a căror adâncime influențează decisiv eficiența energetică a PCCS. Prin urmare, modelarea adecvată a SCS este esențială, putând astfel determina temperatura fluidului de lucru care circulă între SCS și PC, în diferite condiții de operare.

**Modelarea SCS verticale.** Procesul de transfer termic al unui SCS vertical se analizează de obicei ca un proces de tranziție în solul din exteriorul puțului forat și ca un proces staționar sau de tranziție în zona din interiorul puțului forat, inclusiv drundul, tuburile U și fluidul de lucru din tuburi.

1. Mai multe modele matematice au fost dezvoltate pentru obținerea *transferului de căldură tranzitoriu din exteriorul puțului forat* [94], care pot fi clasificate în modele analitice și modele numerice. Modelele analitice se bazează în principal pe teoria sursei liniare infinită [95] și a sursei cilindrice [96]. Modelele numerice tind să fie mai complexe și sunt implementate în softurile de simulare.

• *Modelul sursei liniare.* Cel mai utilizat model de calcul al transferului căldurii în jurul SCS confecționat din tuburi U este modelul Kelvin al sursei liniare [97], potrivit căruia temperatura solului datorată unui flux constant de căldură se calculează cu ecuația (3.9):

$$t(r, \tau) - t_0 = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \int_{\frac{r^2}{4a_s\tau}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \left( \ln \frac{4a_s\tau}{r_p^2} - \gamma \right) \quad (3.9)$$

în care:  $r$  este distanța de la sursa liniară, în m;  $\tau$  – durata de operare, în s;  $t$  – temperatura pământului după timpul  $\tau$ , în °C;  $t_0$  – temperatura inițială a pământului, în °C;  $q$  – căldura schimbată pe unitate de lungime a puțului, în W/m;  $\lambda_s$  – conductivitatea termică a pământului, în W/(m·K);  $a_s = \lambda_s / \rho_s c_s$  – difuzivitatea termică a pământului, în J/(kgK);  $\rho_s$  – densitatea pământului, în kg/m<sup>3</sup>;  $c_s$  – căldura specifică a pământului, în J/(kgK);  $\gamma$  – constanta lui Euler, având valoarea 0,5772.

Rezolvarea integralei exponențiale (3.9) se arată în [98].

• *Modelul sursei cilindrice* a fost dezvoltat de Carslaw și Jaeger [96] pentru un flux termic constant, apoi îmbunătățit de Ingersoll ș.a. [97], iar mai apoi utilizat de un număr mare de studii teoretice [99,100]. Potrivit acestui model puțul forat se asimilează cu un cilindru de lungime infinită, înconjurat de sol cu caracteristici constante, iar transferul termic se realizează prin conducție.

Soluția sursei cilindrice este dată astfel [96]:

$$t - t_0 = \frac{q}{\lambda_s} G(z, p) \quad (3.10)$$

în care  $z = a_{st}/r_p$  și  $p = r/r_p$ , unde  $r_p$  este raza puțului, iar expresia  $G(z, p)$  depinde numai de timp și distanța din centrul puțului [101].

Hellstrom [102] a propus o metodă de calcul aproximativ pentru  $G$ , iar Liu ș.a. [103] au utilizat-o.

• *Modelul Eskilson* [98] asimilează solul cu un mediu omogen cu temperatură constantă a peretelui puțului și neglijează capacitatea termică a forajului și grundului.

Distribuția temperaturii în foraj se poate obține cu metoda diferențelor finite într-un sistem de coordonate radial-axial, rezultând următoare expresie finală [98]:

$$t_p - t_0 = -\frac{q}{2\pi\lambda_s} f(\tau / \tau_s, r_p / L) \tag{3.11}$$

unde:  $\tau_s = L^2/9a$  este timpul în regim staționar,  $L$  – lungimea puțului forat, iar  $f$  – funcția temperaturii adimensionale a peretelui puțului forat, având valorile calculate numeric.

2. Rezistența termică a puțului forat determinată de proprietățile termice ale grundului și de configurația tuburilor U din puțul forat are o mare influență asupra eficienței SCS. Au fost elaborate și câteva modele matematice pentru descrierea *transferului căldurii în interiorul forajului*.

Unii cercetători au propus metode de evaluare a rezistenței termice  $R_p$  a puțului forat, una dintre cele mai populare expresii pentru aceasta fiind cea propusă de Paul [104] pe baza testelor experimentale pentru trei configurații diferite (Fig. 3.10):

$$R_p = \frac{1}{\beta_0 (r_p / r_t)^{\beta_1} \lambda_g} \tag{3.12}$$

în care:  $r_p$  este raza puțului;  $r_t$  – raza exterioară a tubului U; iar  $\beta_0$  și  $\beta_1$  – coeficienți prezentați în Tabelul 3.3 pentru trei cazuri diferite (A, B, C) ilustrate în Fig. 3.10

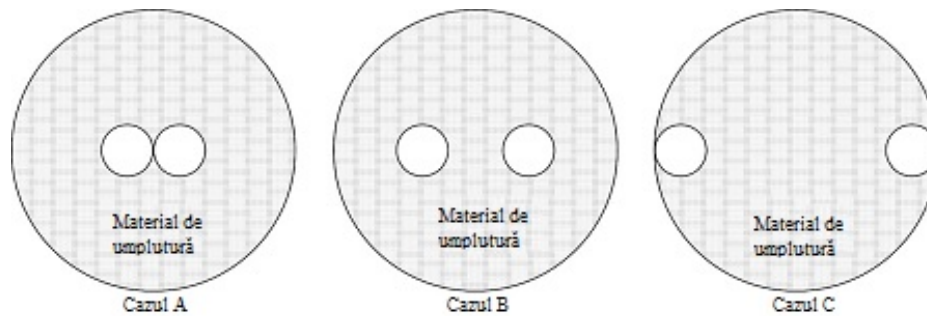


Fig. 3.10 Configurația unui tub U într-un puț forat

Tabelul 3.3 Parametrii ecuației (3.12)

Configurația	$\beta_0$	$\beta_1$
A	20,10	-0,9447
B	17,44	-0,6052
C	21,91	-0,3796

O altă expresie pentru rezistența termică a forajului bazată pe modelul sursei liniare a fost utilizată de Pahud ș.a [105] la simularea câmpului termic al unei sonde de sol:

$$R_p = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left( \ln \frac{r_p}{r_t} + \ln \frac{r_p}{2x_c} + \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{(r_p / x_c)^4}{(r_p / x_c)^4 - 1} \right) \quad (3.13)$$

în care:  $\lambda_g$  este conductivitatea termică a grundului (materialului de umplutură);  $\lambda_s$  – conductivitatea termică a solului;  $x_c$  – jumătatea distanței între centrele celor două ramuri ale tubului U.

Sharqawy ș.a. [106] au publicat o nouă expresie pentru rezistența forajului bazată pe simulări numerice cu elemente finite 2D:

$$R_p = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left( -1,49 \ln \frac{r_p}{x_c} + 0,656 \ln \frac{r_p}{r_t} + 0,436 \right) \quad (3.14)$$

În Tabelul 3.4 se prezintă o sinteză a principalelor modele ale SCS verticale.

Tabelul 3.4 Modele ale SCS verticale

Regiunea	Modelul	Relația matematică	Referința
Exteriorul SCS	Sursă liniară infinită	$t(r, \tau) - t_0 = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \int_{\frac{r^2}{4a_s\tau}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda_s} \left( \ln \frac{4a_s\tau}{r_p^2} - \gamma \right)$	Kelvin [97]
	Sursă cilindrică	$t - t_0 = \frac{q}{\lambda_s} G(z, \rho)$	Carslaw și Jaeger [96]
	Eskilson	$t_p - t_0 = -\frac{q}{2\pi\lambda_s} f(\tau / \tau_s, r_p / L)$	Eskilson [98]
Interiorul SCS	Empiric	$R_p = \frac{1}{\beta_0 (r_p / r_t)^{\beta_1} \lambda_g}$	Paul [104]
	Sursă liniară	$R_p = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left( \ln \frac{r_p}{r_t} + \ln \frac{r_p}{2x_c} + \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{(r_p / x_c)^4}{(r_p / x_c)^4 - 1} \right)$	Pahud ș.a [105]
	Simulări cu elemente finite 2D	$R_p = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left( -1,49 \ln \frac{r_p}{x_c} + 0,656 \ln \frac{r_p}{r_t} + 0,436 \right)$	Sharqawy ș.a. [106]

**Modelarea SCS orizontale.** În comparație cu SCS verticale, există puține modele teoretice de analiză a SCS orizontale dezvoltate până în prezent. Dificultățile majore cu care se confruntă specialiștii pentru obținerea unor metode adecvate sunt următoarele [107]:

- lipsa cunoașterii variațiilor proprietăților termice și a conținutului de umiditate din sol;
- efectul variației temperaturii exterioare asupra temperaturii solului;
- rezistența termică necunoscută din cauza lipsei contactului strâns al SCS-ului cu solul;

d) geometria SCS orizontale (cu excepția celor mai simple, cum ar fi conductă simplă liniară) este foarte greu de descris matematic.

Considerând cazul unei conducte simple liniare a SCS orizontal (Fig. 3.11), în ipoteza că temperatura suprafeței conductei  $t_t$  este constantă în timp, Mironov ș.a. [107] au stabilit următoarea formulă pentru variația temperaturii solului  $t$ , ca funcție de timp și lungime:

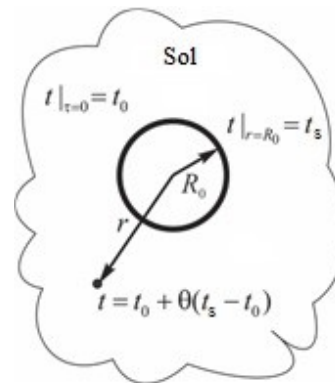
$$t = t_0 + \theta(t_t - t_0) \quad (3.15)$$

unde  $t_0$  este temperatura solului la adâncimea de instalare a SCS, iar  $\theta$  – factorul de temperatură adimensional, care depinde de timp, distanța  $r$  față de conducta SCS și de proprietățile termice ale solului, fiind dat de relația:

$$\theta = \frac{(r/R_0)^{0,026 \ln(a_s \tau / R_0^2) + 0,084}}{\sqrt{r/R_0}} \operatorname{erfc} \left( \frac{r/R_0 - 1}{1,7 \ln(a_s \tau / R_0^2) + \sqrt{\frac{0,61 a_s \tau}{R_0^2}}} \right) \quad (3.16)$$

în care:  $R_0$  este raza conductei;  $a_s$  – difuzivitatea termică a solului,  $\tau$  – timpul de funcționare a PCCS.

Fig. 3.11 Condiții limită pentru modelarea SCS cu o singură conductă



Puterea termică  $Q$  a SCS se determină cu relația (3.17) [107]:

$$Q = -2\pi\lambda_s (t_t - t_0) \left( \frac{2}{B\sqrt{\pi}} + \frac{1}{2} - A \right) \quad (3.17)$$

cu:

$$A = a_1 \ln \frac{a_s \tau}{R_0^2} + a_2 \quad (3.18)$$

$$B = b_1 \ln \frac{a_s \tau}{R_0^2} + \sqrt{b_2 \frac{a_s \tau}{R_0^2}} \quad (3.19)$$

în care:  $a_1 = 0.026 \pm 0.002$ ;  $a_2 = 0.084 \pm 0.006$ ,  $b_1 = 1.7 \pm 0.1$ ,  $b_2 = 0.61 \pm 0.06$ .

Sunt disponibile, de asemenea, instrumente de simulare asistate de computer pentru a analiza transferul de căldură al SCS orizontale cu diverse configurații [108,109].

### 3.3.4 Programe de proiectare/simulare

Fiabilitatea și stabilitatea unui SCS depinde în principal de capacitatea sa de a injecta sau extrage căldura în/din sol într-un timp lung și de a evita acumularea excesivă de căldură sau pierderea de căldură în sol. Un bun program de proiectare pentru PCCS-uri ar trebui să aibă o eficiență de calcul ridicată, care să permită calcularea efectelor tranzitorii pe perioade lungi de timp. De fapt, există numeroși factori incerti care afectează într-o oarecare măsură dimensionarea finală a unui SCS, cum ar fi metodologia matematică utilizată, temperaturile minime/maxime permise ale fluidului de lucru care intră în PC, proprietățile solului, configurația forajului și transferul net anual de energie la sol. Cu toate acestea, metodologia matematică sau modelul de transfer termic al SCS-urilor este partea importantă pentru un program de proiectare. Pentru SCS verticale au fost dezvoltate în ultimele două decenii o serie de instrumente de proiectare, bazate pe unele modele tipice de transfer de căldură. O procedură de proiectare pentru diferite PCCS, explicitată în schema logică din Fig. 3.12 a fost realizată de Kavanaugh [110].

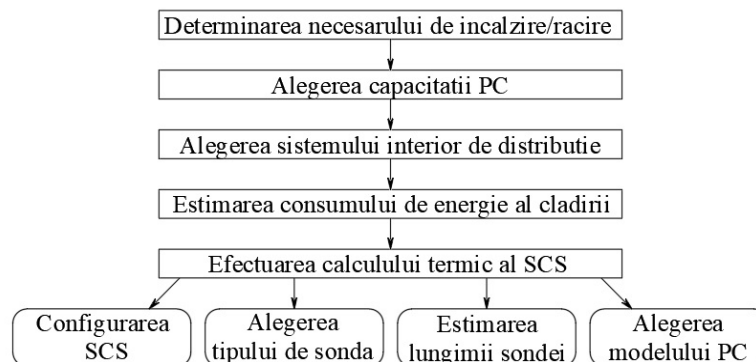


Fig. 3.12 Schema logică a procesului de proiectare a sistemelor de PCCS

#### 1. Programe bazate pe modelul sursei liniare:

- *Programul EED (Earth Energy Designer)* a fost elaborat de Universitatea din Lund, Suedia alături de alte programe [102], care au la bază modelul Eskilson, unde temperatura din foraj este transformată într-un set de factori adimensionali (funcții- $f$ ) [95,111], având valorile obținute din simulări stocate într-un fișier care poate fi accesat de către computer.

- *Programul GLHEPRO* bazat pe modelul Eskilson a fost dezvoltat pentru dimensionarea SCS verticale în circuit închis [112]. Metodologia de proiectare se bazează pe o simulare care estimează răspunsul de temperatură al SCS-urilor la sarcinile lunare de încălzire și răcire și cerințele lunare de vârf de încălzire/răcire pe parcursul

mai multor ani. Temperatura fluidului de lucru se determină cu ajutorul rezistenței termice a forajului în regim termic staționar unidimensional.

- *Programul GEOSTAR* a fost dezvoltat pentru proiectarea și simularea SCS-urilor [113] în scopul satisfacerii dimensiunii maxime și temperaturii maxime de ieșire din SCS a fluidului de lucru, ținând seama de puterea termică de încălzire/răcire a clădirii, caracteristicile termice ale pământului și configurația SCS. În exteriorul forajului se formulează o soluție analitică a sursei liniare finite într-un mediu semifinit, iar în interiorul forajului se utilizează modelul cvasi-tridimensional [114].

2. Programe bazate pe modelul sursei cilindrice:

- *Programul GCHPCalc*, bazat pe modelul sursei cilindrice, este destinat proiectării sistemelor de PC cuplate la SCSV, permițând determinarea lungimii necesare a forajului. Rezistența termică a solului care răspunde la fiecare impuls de căldură luat în considerare este calculată prin intermediul unei soluții modificate de Carslaw și Jaeger [96].

3. Programe de simulare numerică:

- *Programul EnergyPlus* de simulare energetică a clădirilor a fost extins și pentru sistemele PCCS [115], implementându-se modele de PCG și de SCS verticale, care folosesc funcțiile- $f$  ale lui Eskilson.

- *Programul eQUEST* este un alt software de analiză energetică a clădirilor îmbunătățit în scopul facilitării proiectării și analizei energetice a PCCS-urilor [116]. Programul utilizează o rezistență termică eficientă a forajului în starea de echilibru pentru a calcula transferul efectiv de căldură în interiorul forajului și are flexibilitatea de a compara energia consumată de sistemul de condiționare a aerului utilizând PCCS cu un sistem convențional HVAC.

- *Programul TRNSYS (Transient Systems Simulation)* cu modulul DST (model de stocare a energiei în sol) [117] este cel mai reprezentativ software de simulare numerică bazat pe metoda diferențelor finite în domeniul PCCS-urilor. Acesta permite descrierea componentelor sistemului și modul de interconectare a lor, astfel încât modulul DST poate fi ușor de adăugat în bibliotecile existente.

### 3.4 Model de simulare numerică a transferului căldurii în schimbătorul din sol vertical în regim tranzitoriu

Performanța schimbătoarelor de căldură din sol (SCS) cu diferite configurații a devenit un subiect foarte important în multe studii de cercetare, deoarece afectează direct proiectarea și eficiența generală a sistemului de PCCS. Prin urmare, în ultimul deceniu, au fost efectuate tot mai multe studii de cercetare, care s-au concentrat pe investigarea performanței termice a SCS cu tub U simplu și dublu [118-123].

În timp ce transferul real de căldură în SCS este tranzitoriu, studiile disponibile de comparare a performanței termice au utilizat modele analitice tradiționale, presupunând transferul termic în interiorul SCS în regim permanent și temperatura peretelui forajului constantă. De aceea, se formulează un model de simulare numerică a transferului de căldură în regim tranzitoriu între SCS vertical și sol, în configurație atât cu tub U dublu, cât și simplu, care să permită comparația performanțelor dintre cele două SCS atât pentru modul de funcționare cu injecție de căldură cât și cu extracție de căldură.

Mecanismul de transfer de căldură din sonda de sol constă din convecție între fluidul de lucru și peretele tubului și conducție între peretele tubului și grund, precum și între grund și sol. Pentru evaluarea transferului total de căldură se iau în considerare regiunile din interiorul și exteriorul forajului legate între ele prin temperatura peretelui puțului forat. Modelul numeric dezvoltat pentru sonda cu tub U dublu [123] este modificat pentru a permite și simularea sondei cu tub U simplu. Ecuațiile diferențiale de transfer de căldură care guvernează transferul termic dintre sondă și sol sunt obținute prin scrierea bilanțului energetic pentru fluid, grund și sol. Aceste ecuații sunt apoi discretizate pentru a putea fi rezolvate la fiecare pas de timp prin metoda numerică a diferențelor finite implicită, iterativă Crank-Nicolson [124], utilizând un mediu de programare ca MATLAB sau FORTRAN.

### 3.4.1 Modelul geometric și ipotezele de calcul

În Fig. 3.13 se ilustrează vederea în secțiune a configurației sondei cu tub U dublu și parametrii geometrici ai puțului forat. Tuburile sunt considerate plasate simetric în foraj cu două circuite independente 1-3 și 2-4, adoptate pe baza rezultatelor studiului realizat de Zeng ș.a. [125], conform cărora această configurație are cea mai scăzută rezistență termică în comparație cu alte configurații ale sondei cu tub U dublu.

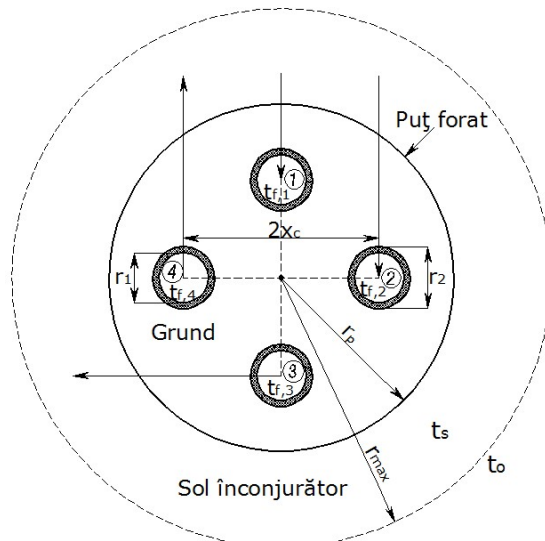


Fig. 3.13 Parametrii geometrici ai puțului forat și configurația SCS cu tub U dublu

Rezistențele termice ale fluidului și grundului din interiorul tubului U dublu și rezistența termică a solului din jurul sondei sunt prezentate prin analogie electrică în Fig. 3.14. Configurația cu tub U simplu se obține prin îndepărtarea tubului 2-4 din configurația cu tub U dublu prezentată în Fig. 3.13, fără a modifica ceilalți parametri geometrici. Circuitul termic corespunzător sondei cu tub U simplu este prezentat în Fig. 3.15.

Pentru a formula modelul numeric au fost utilizate unele ipoteze simplificatoare:

- 1) Proprietățile termice și fizice ale solului sunt constante.
- 2) Grundul și solul din jurul forajului sunt omogene.



- 3) Efectul debitului de apă subterană se neglijează.
- 4) Rezistența de contact între tubul U și grund și între peretele puțului și sol se neglijează.
- 5) Temperatura solului neperturbat este presupusă constantă.
- 6) Rezistența termică convectivă a fluidului și rezistențele de conducție ale grosimii peretelui tubului s-au considerat a fi egale în ambele tuburi U.
- 7) Pentru ambele tuburi U, temperatura fluidului din ultimul nod al tubului descendent (retur) este egală cu temperatura fluidului care intră în tubul ascendent (tur).

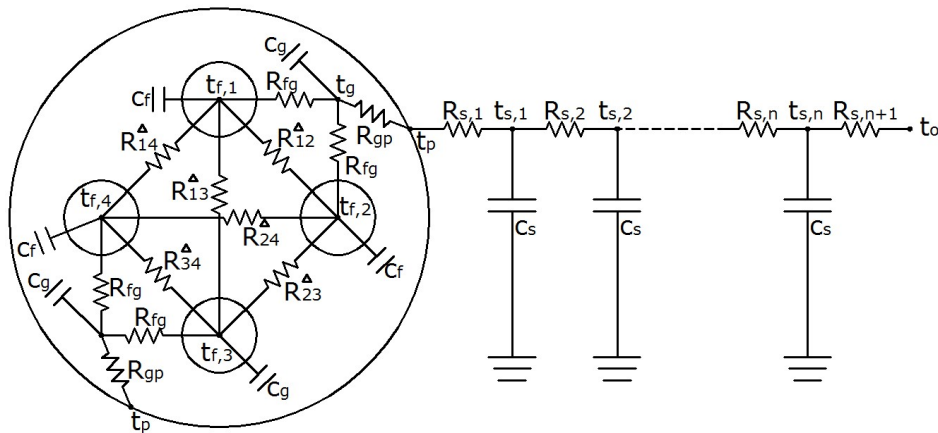


Fig. 3.14 Analogia electrică a circuitului termic corespunzător sondei cu tub U dublu

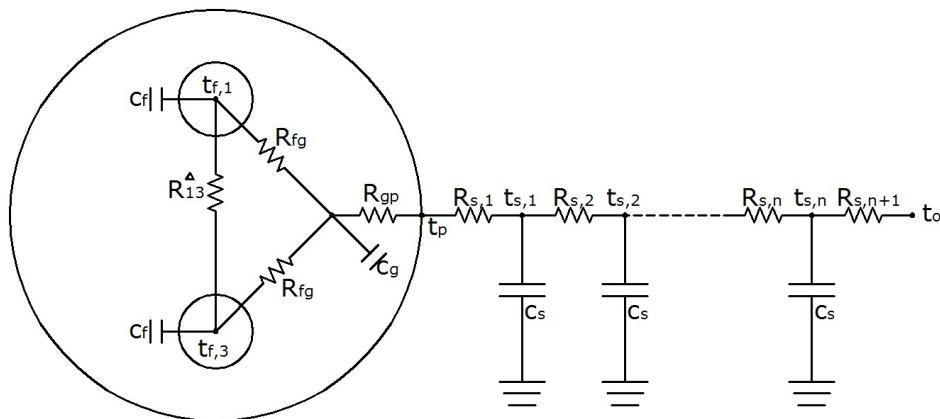


Fig. 3.15 Analogia electrică a circuitului termic corespunzător sondei cu tub U simplu

### 3.4.2 Formularea modelului numeric

- *Discretizarea domeniilor de analiză.* La discretizarea domeniului în direcția axială, pe adâncimea  $Z = 110$  m, se utilizează un pas de lungime  $\Delta z = 10$  m, condu-

când la un număr  $N = 11$  noduri  $i$  de fluid în interiorul puțului, astfel încât  $i = 1, 2, \dots, N$ .

La discretizarea domeniului în direcția radială pe o rază maximă  $r_{\max} = 3$  m, unde se atinge temperatura solului netulburat  $t_0 = 12$  °C, se utilizează un pas radial  $\Delta r = 0,3$  m, conducând la un număr  $n = 10$  noduri  $k$  de sol în exteriorul puțului, astfel încât  $k = 1, 2, \dots, n$ .

Considerând pasul de timp  $\Delta\tau = 24$  h = 86400 s se obține  $M = 30$  valori  $j$  ale timpului pentru o durată de injecție/extracție a căldurii de 30 zile =  $2592 \cdot 10^3$  s, astfel încât  $j = 1, 2, \dots, M$ .

În model, raza maximă ( $r_{\max} \approx 3$  m) în afara puțului forat, unde este situată temperatura solului netulburat ( $t_0 = 12$  °C), a fost calculată conform relației propuse de Eskilson [98]:  $r_{\max} = 3(a_s \tau_{\max})^{0,5}$ , unde  $\tau_{\max} = 30$  zile =  $2592 \cdot 10^3$  s.

• *Ecuatiile diferențiale de bilanț energetic.* Setul de ecuații diferențiale în raport cu timpul  $\tau$  care guvernează transferul de căldură în interiorul puțului cu tub U dublu este obținut din ecuațiile de bilanț energetic pentru fluid și grund [123] scrise cu ajutorul nodurilor  $i$  pe adâncimea puțului, conform schemei de discretizare și rearanjate convenabil după cum urmează:

– pentru nodul de fluid  $i$  din tubul de tur 1:

$$\frac{dt_{f1}}{d\tau} = \frac{m_f}{M_f} (t_{f1,i-1} - t_{f1,i}) + \frac{t_{f2,i} - t_{f1,i}}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f3,i} - t_{f1,i}}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f4,i} - t_{f1,i}}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{g,i} - t_{f1,i}}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} \quad (3.20)$$

în care:  $M_f = \rho_f \pi r_1^2 Z$  este masa fluidului, în kg;  $Z$  – adâncimea puțului, în m;  $R_{fg}$  – rezistența termică între fluid și grund, în m·K/W;  $\Delta Z$  – distanța verticală între nodurile adiacente (pasul de adâncime), în m.

– pentru nodul de fluid  $i$  din tubul de tur 2:

$$\frac{dt_{f2}}{d\tau} = \frac{m_f}{M_f} (t_{f2,i-1} - t_{f2,i}) + \frac{t_{f1,i} - t_{f2,i}}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f3,i} - t_{f2,i}}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f4,i} - t_{f2,i}}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{g,i} - t_{f2,i}}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} \quad (3.21)$$

– pentru nodul de fluid  $i$  din tubul de retur 3:

$$\frac{dt_{f3}}{d\tau} = \frac{m_f}{M_f} (t_{f3,i+1} - t_{f3,i}) + \frac{t_{f1,i} - t_{f3,i}}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f2,i} - t_{f3,i}}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f4,i} - t_{f3,i}}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{g,i} - t_{f3,i}}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} \quad (3.22)$$

– pentru nodul de fluid  $i$  din tubul de retur 4:

$$\frac{dt_{f4}}{d\tau} = \frac{m_f}{M_f} (t_{f4,i+1} - t_{f4,i}) + \frac{t_{f1,i} - t_{f4,i}}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f2,i} - t_{f4,i}}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{f3,i} - t_{f4,i}}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{t_{g,i} - t_{f4,i}}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} \quad (3.23)$$

– pentru nodul de grund  $i$  din interiorul puțului:

$$\frac{dt_{g,i}}{d\tau} = \frac{t_{f1,i} - t_{g,i}}{M_g c_g R_{fg} / \Delta Z} + \frac{t_{f2,i} - t_{g,i}}{M_g c_g R_{fg} / \Delta Z} + \frac{t_{f3,i} - t_{g,i}}{M_g c_g R_{fg} / \Delta Z} + \frac{t_{f4,i} - t_{g,i}}{M_g c_g R_{fg} / \Delta Z} + \frac{t_{p,i} - t_{g,i}}{M_g c_g R_{gp} / \Delta Z} \quad (3.24)$$

unde:  $M_g = \rho_g \pi (r_p^2 - 4r_2^2) Z$  este masa grundului, în kg, în cazul tubului dublu U, care devine  $M_g = \rho_g \pi (r_p^2 - 2r_2^2) Z$  în cazul tubului simplu U; iar  $R_{gp}$  – rezistența termică pe unitatea de lungime între grund și peretele puțului, în m·K/W.

În mod similar se obține și ecuația transferului de căldură pentru nodurile  $k$  din sol, în exteriorul puțului:

$$\frac{dt_{s,(i,k)}}{d\tau} = \frac{t_{s,(i,k-1)} - t_{s,(i,k)}}{M_{s,k}c_s R_{s,k} / \Delta Z} - \frac{t_{s,(i,k)} - t_{s,(i,k+1)}}{M_{s,k}c_s R_{s,k+1} / \Delta Z} \quad (k = 1, 2, \dots, n) \quad (3.25)$$

pentru  $k = 1, t_{s,(i,0)} = t_{p,i}$ ;    pentru  $k = n, t_{s,(i,n+1)} = t_0$

în care:  $M_{s,k} = \rho_s \pi (r_k^2 - r_p^2) Z$  – masa solului din nodul  $k$ , în kg;  $r_k = k\Delta r$  – distanța în direcția radială din centrul puțului forat până în nodul  $k$  de sol, în m;  $\Delta r$  – pasul radial, în m; iar  $R_{s,k} = 2r_k / [\lambda_s \pi (r_k^2 - r_p^2)]$  – rezistența termică liniară a solului din nodul  $k$ , în m·K/W.

Ecuația Crank-Nicolson pentru nodul  $i$  de fluid din tubul de tur 1 este următoarea [124]:

$$t_{f1,i}^{j+1} = t_{f1,i}^j + \left\{ \left[ \frac{dt_{f1}}{d\tau} \right]^j + \left[ \frac{dt_{f1}}{d\tau} \right]^{j+1} \right\} \frac{\Delta\tau}{2} \quad (3.26)$$

Substituind ecuația (3.20) în ecuația (3.26) și rearanjând termenii, astfel încât să fie plasată într-un format matricial, se obține:

$$\begin{aligned} & -\frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f1,i-1}^{j+1} + \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f1,i}^{j+1} \\ & = \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f1,i-1}^j + \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f1,i}^j \quad (3.27) \\ & + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} t_{f2,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} t_{f3,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} t_{f4,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} t_{g,i}^j \end{aligned}$$

Similar, ecuațiile Crank-Nicolson pentru nodul  $i$  de fluid din tubul de retur 3, tubul de tur 2, tubul de retur 4 și nodul  $i$  de grund sunt date respectiv de relațiile:

$$\begin{aligned} & \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f3,i}^{j+1} - \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f3,i+1}^{j+1} \\ & = \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f3,i}^j + \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f3,i+1}^j \quad (3.28) \\ & + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{13}^\Delta / \Delta Z} t_{f1,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} t_{f2,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} t_{f4,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} t_{g,i}^j \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & -\frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f2,i-1}^{j+1} + \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f2,i}^{j+1} \\ & = \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f2,i-1}^j + \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f2,i}^j \quad (3.29) \\ & + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{12}^\Delta / \Delta Z} t_{f3,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{23}^\Delta / \Delta Z} t_{f3,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} t_{f4,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} t_{g,i}^j \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f4,i}^{j+1} - \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f4,i+1}^{j+1} \\
 & = \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} + \frac{1}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} + \frac{m_f}{M_f} \right) \right] t_{f4,i}^j + \frac{\Delta\tau \times m_f}{2M_f} t_{f4,i+1}^j \quad (3.30) \\
 & + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{14}^\Delta / \Delta Z} t_{f1,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{24}^\Delta / \Delta Z} t_{f2,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{34}^\Delta / \Delta Z} t_{f3,i}^j + \frac{\Delta\tau}{M_f c_f R_{fg} / \Delta Z} t_{g,i}^j
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{4}{R_{fg} / M_g c_g \Delta Z} + \frac{1}{R_{gp} / M_g c_g \Delta Z} \right) \right] t_{g,i}^{j+1} = \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{4}{R_{fg} / M_g c_g \Delta Z} + \frac{1}{R_{gp} / M_g c_g \Delta Z} \right) \right] t_{g,i}^j + \\
 & \frac{\Delta\tau}{R_{fg} / M_g c_g \Delta Z} (t_{f1,i}^j + t_{f2,i}^j + t_{f3,i}^j + t_{f4,i}^j) + \frac{\Delta\tau}{R_{gp} / M_g c_g \Delta Z} t_{p,i}^j \quad (3.31)
 \end{aligned}$$

Transferul de căldură în afara puțului variază în direcție axială și radială, astfel încât un nod este definit prin doi indici  $i$  și  $k$ , care arată amplasarea nodului în direcția verticală și respectiv radială. Ecuațiile Crank-Nicolson pentru nodurile de sol din exteriorul puțului sunt de forma:

$$\begin{aligned}
 & - \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k} c_s R_{s,k} / \Delta Z} t_{s,(i,k-1)}^{j+1} + \left[ 1 + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_{s,k} c_s R_{s,k} / \Delta Z} + \frac{1}{M_{s,k} c_s R_{s,k+1} / \Delta Z} \right) \right] t_{s,(i,k)}^{j+1} \\
 & - \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k} c_s R_{s,k+1} / \Delta Z} t_{s,(i,k+1)}^{j+1} = \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k} c_s R_{s,k} / \Delta Z} t_{s,(i,k-1)}^j \\
 & + \left[ 1 - \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{1}{M_{s,k} c_s R_{s,k} / \Delta Z} + \frac{1}{M_{s,k} c_s R_{s,k+1} / \Delta Z} \right) \right] t_{s,(i,k)}^j + \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k} c_s R_{s,k+1} / \Delta Z} t_{s,(i,k+1)}^j \\
 & (i = 1, 2, \dots, N; \quad k = 1, 2, \dots, n) \quad (3.32)
 \end{aligned}$$

Ecuațiile (3.27)–(3.32), cu excepția ecuațiilor (3.29) și (3.30) sunt și ecuațiile de modelare a transferului de căldură pentru sonda verticală în configurație cu tub U simplu.

Condițiile de margine ale modelului sunt următoarele:

– pentru  $i-1 = 0$ :  $t_{f1,0}^j = t_{fi}$ ;  $t_{f2,0}^j = t_{fi}$ , unde  $t_{fi}$  este temperatura de intrare a fluidului în tubul 1 și 2;

– pentru  $i = 1$ :  $t_{fe}^j = t_{f3,1}^j = t_{f4,1}^j$

– pentru  $i = N$ :  $t_{f1,N}^j = t_{f3,N+1}^j$ ;  $t_{f2,N}^j = t_{f4,N+1}^j$  (conform ipotezei 7);

– pentru  $k = 1$ :  $t_{s,(i,0)}^j = t_{p,i}^j$ , iar pentru  $k = n$ :  $t_{s,(i,n+1)}^j = t_0$ , unde  $t_{p,i}^j$  este temperatura peretelui puțului forat la adâncimea  $i$  și timpul  $j$ .

• *Sarcina termică specifică și eficacitatea sondei verticale din sol.* Sarcina termică totală  $q$ , în W/m, reprezintă căldura totală transferată pe unitatea de adâncime în/din sondă și se calculează pe baza rezistenței termice folosind ecuațiile (3.33) și (3.35) [126]:

– tub U dublu:

$$q_i^j = \frac{t_{f1,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} + \frac{t_{f3,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} + \frac{t_{f2,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} + \frac{t_{f4,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} \quad (3.33)$$

cu:

$$R_1^\Delta = R_{11}^\Delta + R_{13}^\Delta + 2R_{12}^\Delta \quad (3.34)$$

– tub U simplu:

$$q_j^j = \frac{t_{f1,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} + \frac{t_{f3,i}^j - t_{p,i}^j}{R_1^\Delta} \quad (3.35)$$

cu:

$$R_1^\Delta = R_{11}^\Delta + R_{13}^\Delta \quad (3.36)$$

unde rezistențele  $R_{11}^\Delta$ ,  $R_{12}^\Delta$ ,  $R_{13}^\Delta$  se calculează cu relațiile (3.37) [125]:

$$\begin{aligned} R_{11}^\Delta &= \frac{1}{2\pi\lambda_g} \left( \ln \frac{r_p}{r_1} - \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{r_p^2 - x_c^2}{r_p^2} \right) + R_t \\ R_{12}^\Delta &= \frac{1}{2\pi\lambda_g} \left[ \ln \frac{r_p}{\sqrt{2}x_c} - \frac{\lambda_g - \lambda_s}{2(\lambda_g + \lambda_s)} \ln \frac{r_p^4 - x_c^4}{r_p^2} \right] \\ R_{13}^\Delta &= \frac{1}{2\pi\lambda_g} \left( \ln \frac{r_p}{2x_c} - \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \frac{r_p^2 - x_c^2}{r_p^2} \right) \end{aligned} \quad (3.37)$$

Eficiența termică  $\varepsilon$  a sondei verticale la momentul  $j$  este dată de relația [127]:

$$\varepsilon^j = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{m_f c_f (t_{fi} - t_{fe}^j)}{m_f c_f (t_{fi} - t_0)} = \frac{t_{fi} - t_{fe}^j}{t_{fi} - t_0} \quad (3.38)$$

unde:  $Q$  este fluxul de căldură reală transferat între SCS și sol, în W;  $Q_{\max}$  – căldura maximă schimbată între fluidul de lucru și solul din jurul puțului, în W;  $t_{fi}$ ,  $t_{fe}$  – temperaturile fluidului de lucru la intrare și la ieșire în/din tubul U, în °C;  $t_0$  – temperatura solului neafectat, în °C.

În ecuațiile (3.27)–(3.33) și (3.38), indicii care indică variația timpului și locațiile nodurilor iau valorile:  $j = 1, 2, \dots, M$ , respectiv  $i = 1, 2, \dots, N$  și  $k = 1, 2, \dots, n$ .

• *Rezistențele termice și alți parametri ai modelului.* Deoarece în practica inginerescă se presupune că tuburile sunt dispuse simetric în foraj, rezistențele  $R_{13}^\Delta = R_{24}^\Delta$  și  $R_{12}^\Delta = R_{34}^\Delta = R_{14}^\Delta = R_{23}^\Delta$ . Prin urmare trebuie evaluate doar rezistențele  $R_{11}^\Delta$ ,  $R_{12}^\Delta$ ,  $R_{13}^\Delta$  (rel. 3.37),  $R_{gp}$  și  $R_{fg}$ .

Rezistența termică a puțului forat constă din trei rezistențe: rezistența conductivă a peretelui tubului, rezistența convectivă între fluid și tub și rezistența conductivă a grundului.

Rezistența termică pe unitatea de lungime a peretelui tubului și fluidului  $R_t$ , în m·K/W, se evaluează cu relația:

$$R_t = \frac{1}{2\pi\lambda_t} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\pi r_1 \alpha_c} \quad (3.39)$$

unde  $\alpha_c$  este coeficientul de transfer termic convectiv, în W/(m<sup>2</sup>K);  $r_1$  – raza interioară a tubului U, în m;  $r_2$  – raza exterioră a tubului U, în m. Deoarece regimul de

curgere al fluidului în tubul U este tranzitoriu se aplică corelația Gnielinski [128] pentru evaluarea coeficientului convectiv, astfel:

$$\alpha_c = \frac{\lambda_f}{2r_1} \frac{(f/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1 + 12,7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3}-1)} \quad (3.40)$$

unde: Re este numărul Reynolds; Pr – numărul Prandtl; iar  $f$  – factorul de frecare Darcy-Weisbach pentru regimul de curgere tranzitoriu.

Factorul de frecare  $f$  este dat de ecuația explicită a lui Swamee și Jain [129]:

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\Delta}{3,7 \cdot 2r_1} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.41)$$

cu:

$$\text{Pr} = \frac{\nu_f}{\alpha_f}; \quad \text{Re} = \frac{2m_f}{\pi r_1 \rho_f \nu_f} \quad (3.42)$$

în care:  $\Delta$  este rugozitatea absolută a tubului, în m;  $m_f$  – debitul masic de fluid, în kg/s;  $\rho_f$  – densitatea fluidului, în kg/m<sup>3</sup>, iar  $\nu_f$  – vâscozitatea cinematică a fluidului, în m<sup>2</sup>/s.

Expresia rezistenței termice a grundului  $R_g$ , în m·K/W, îmbunătățită de Javed și Spitler [130] pentru tubul U dublu, este dată de relația:

$$R_g = \frac{1}{8\pi\lambda_g} \left[ (3,098 - 4,432\theta_1 + 2,364\theta_1^2) \cosh^{-1} \left( \frac{\theta_2}{2} + \frac{1}{2\theta_2} - \frac{\theta_1}{4\theta_3} \right) \right] \quad (3.43)$$

cu:

$$\theta_1 = \frac{2x_c}{2r_p}; \quad \theta_2 = \frac{r_p}{r_1}; \quad \theta_3 = \frac{r_1}{2x_c} = \frac{1}{2\theta_1\theta_2} \quad (3.44)$$

unde  $x_c$  este jumătatea distanței dintre centrele celor ramuri ale tubului U, în m.

Rezistența termică a grundului  $R_g$ , în m·K/W, pentru tubul simplu U este evaluată cu corelația sugerată de Liao ș.a. [131]:

$$R_g = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \left[ (-0,50125\ln\theta_1 + 0,51248\ln\theta_2) + 0,51057 \frac{\lambda_g - \lambda_s}{\lambda_g + \lambda_s} \ln \left( \frac{1}{1 - \theta_1^4} \right) - 0,36925 \right] \quad (3.45)$$

Rezistența termică totală pe unitatea de lungime a puțului  $R_p$ , în m·K/W, se obține din relațiile (3.46) și (3.47) [132]:

– tub U dublu:

$$R_p = R_g + R_t / 4 \quad (3.46)$$

– tub U simplu:

$$R_p = R_g + R_t / 2 \quad (3.47)$$

Rezistența termică între grund și peretele puțului  $R_{gp}$ , în m·K/W, se evaluează cu relația (3.48) [131]:

$$R_{gp} = \frac{1}{2\pi\lambda_g} \ln \frac{r_p}{r_g} \quad (3.48)$$

unde:

$$r_g = \sqrt{\frac{r_e^2 + r_p^2}{2}}; \quad r_e = \sqrt{2} r_1 \quad (3.49)$$

în care  $r_g$  și  $r_e$  reprezintă amplasamentul nodului de grund și respectiv raza echivalentă, în m.

Rezistența termică între fluid și grund  $R_{fg}$ , în m·K/W, se obține folosind relațiile (3.50) și (3.51) [131]:

– tub U dublu:

$$R_{fg} = 4(R_p - R_{gp}) \quad (3.50)$$

– tub U simplu:

$$R_{fg} = 2(R_p - R_{gp}) \quad (3.51)$$

Cu excepția ecuațiilor (3.29) și (3.30) toate ecuațiile (3.27)–(3.32), cu modificările corespunzătoare, sunt folosite și pentru modelarea transferului de căldură în SCS cu configurația cu tub U simplu.

### 3.5 Pompe de căldură verticale cuplate la sol combinat cu colectoare solare

Captarea energiei solare se poate realiza fie sub formă de căldură (colectoare solare termice (ST)), electricitate (panouri fotovoltaice (PV)), sau combinat (panouri fotovoltaice-termice (PV/T)).

#### 3.5.1 Sisteme hibride de PCCS conectate la colectoare ST

Combinarea PC-urilor cu colectoarele ST într-un singur sistem hibrid, cunoscut sub numele de pompe de căldură asistate solar (PCAS), a fost dezvoltată rapid în ultimul deceniu. Într-un sistem PCAS, colectoarele ST acționează ca o sursă de căldură la temperatură scăzută, iar căldura produsă este utilizată pentru alimentarea evaporatorului PC (Fig. 3.16).

În regiunile cu necesar de încălzire dominant, un sistem convențional PCCS poate conduce la o reducere a căldurii din pământ, producând micșorarea progresivă a temperaturii fluidului de lucru la ieșirea din SCS, astfel încât eficiența sistemului scade tot mai mult. Folosirea unui colector ST pentru suplimentarea căldurii poate conduce la o reducere importantă a adâncimii forajului și deci a costului SCS.

De obicei, SCS se poate proiecta pentru a satisface puterea de răcire, iar colectoarea ST pentru a satisface surplusul de căldură care nu este acoperit de sonda verticală. În Fig. 3.17 se arată schema unui sistem hibrid PCCS-colectoare ST.

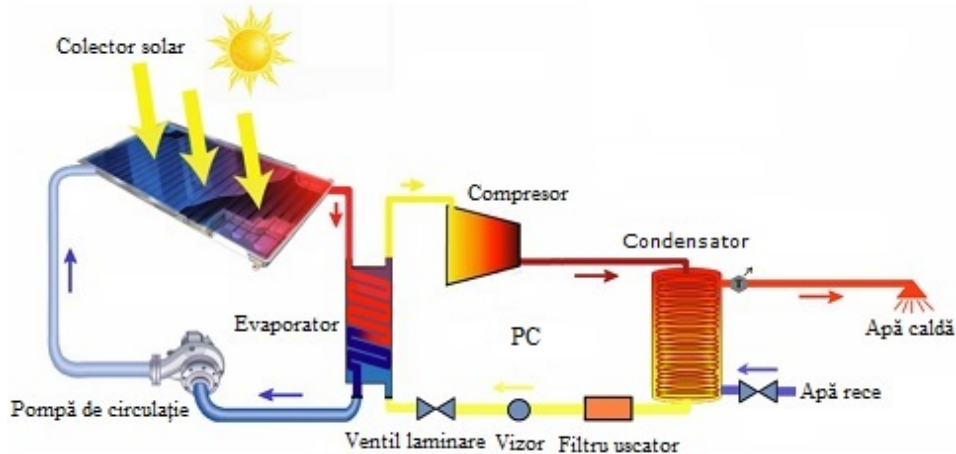


Fig. 3.16 Schema unei pompe de căldură asistate solar direct

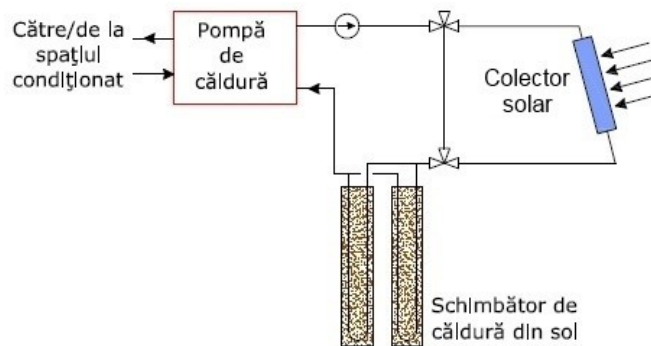


Fig. 3.17 Schema unui sistem hibrid de PCCS conectată cu colectoare ST

Acum patru decenii Metz [133] a recomandat PCCS-urile asistate solar. Mai târziu Chiasson și Yavuzturk [134] au investigat, prin simulare cu TRNSYS, performanțele sistemului hibrid PCCS-ST pentru clădirile cu necesar de încălzire dominant și au demonstrat din analiza costurilor că aceste sisteme hibride sunt o alegere bună pentru clădirile respective.

Trillat-Berdal ș.a. [59] au proiectat un sistem hibrid PCCS-ST, care să producă energie termică pentru producerea ACC și încălzirea unei clădiri rezidențiale, energia solară fiind injectată în sol doar atunci când necesarul de căldură pentru ACC este asigurat. Studiul experimental a indicat faptul că energia termică produsă de captatoarele solare și injectată în sol a avut o valoare de 39,5 W/m, aproape egală cu energia extrasă din pământ de PC (40 W/m). Simonetti ș.a. [135] au prezentat o evaluare energetică și economică anuală a trei concepte diferite de PCAS, integrate cu acumuloare termice și electrice și aplicate unei case unifamiliale.



### 3.5.2 Sisteme hibride de PCCS conectate la panouri PV

Sistemele de PCCS acționate solar sunt sisteme conectate la panouri PV, în care energia solară este inițial convertită în electricitate și apoi utilizată pentru acționarea PC.

Cererea de energie PV este în creștere, devenind cea mai competitivă opțiune pentru generarea de electricitate pentru aplicații rezidențiale și comerciale (Fig. 3.18) [136]. Se observă că în fiecare an puterea PV este mai mare decât cea anterioară, dovedind tendința de expansiune a acestei surse de energie.

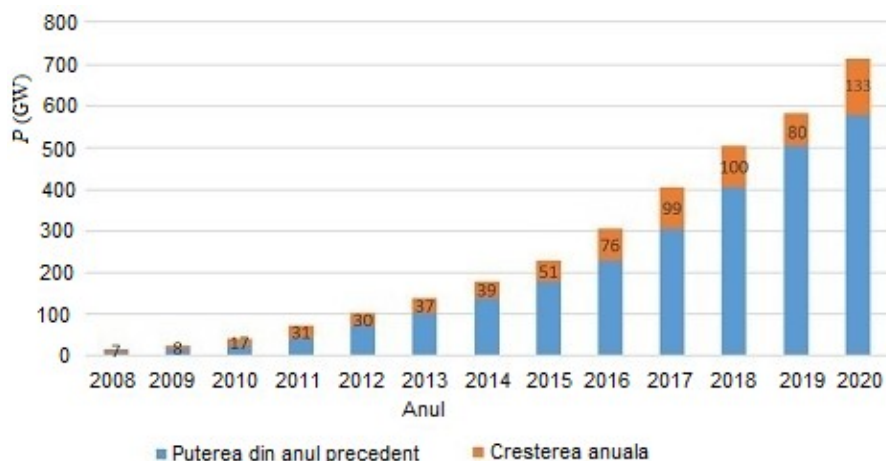


Fig. 3.18 Puterea solară fotovoltaică globală P, cu creșterile anuale

Colectoarele PV permit captarea radiațiilor luminoase cu ajutorul celulelor PV (dispozitive semiconductoare) asamblate în module (panouri) solare, conectate hidraulic în cele mai multe cazuri în serie, formând un câmp (arial) solar PV, care produce energie electrică.

Un generator PV (GPV) (Fig. 3.19) convertește energia solară în energie electrică, pentru consum local sau pentru a fi injectată într-o rețea electrică și este compus din două subsisteme: (1) câmpul PV și (2) dispozitivul de conversie a curentului continuu (CC) în curent alternativ (CA) bazat pe electronica de putere (inverter CC la CA) [137]. Generatoarele PV pot fi grupate în sisteme decuplate de la rețea (stand-alone) și sisteme conectate la rețea (on-grid). Într-un sistem PV de sine stătător (stand-alone), energia electrică produsă trebuie stocată în baterii de stocare (acumulatori). Dacă se utilizează un generator PV conectat la rețeaua publică, atunci se instalează două contoare de electricitate: unul pentru a contoriza energia trimisă în rețeaua publică și altul pentru a contoriza energia primită din rețea. În momentele când nu există energie disponibilă se face apel la utilizarea energiei electrice din rețeaua publică.

**Panourile PV** constau din celule solare (dispozitive din semiconductori) și componente auxiliare (Fig. 3.20). Atunci când fotonii din lumina soarelui sunt absorbiți aceștia eliberează electroni din materialul celulelor solare, după care are loc o mișcare a electronilor și a goluilor create producând un curent electric [17].

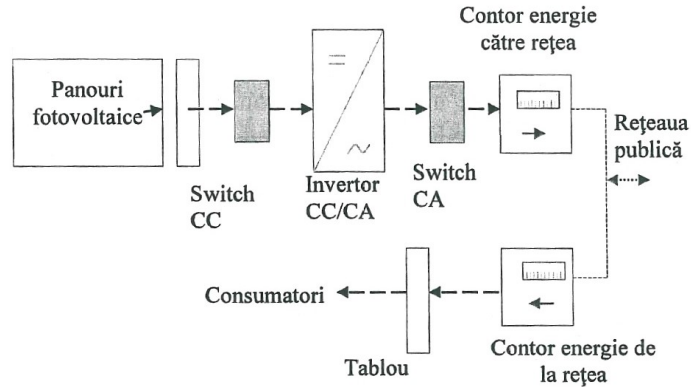


Fig. 3.19 Schema de conectare a componentelor unui generator fotovoltaic

Panourile PV pot fi realizate din celule de siliciu monocristalin, celule de siliciu policristalin și celule amorphe, în funcție de tehnologia de fabricație, ale căror fotosensibilitate poate fi crescută prin adăugarea de impurități printr-o tehnică de "dopaj" caracteristică semiconductorilor. Prin aplicarea acestora se va produce un câmp electric care duce la separarea elementelor încărcate diferit din punct de vedere electric (electroni și goluri). Energia necesară pentru ca un electron să devină liber, numită electron-volt (eV), are valori în funcție de materialul semiconductorului. Pentru siliciu valoarea sa este de 1,107 eV, iar pentru germaniu de 0,67 eV.

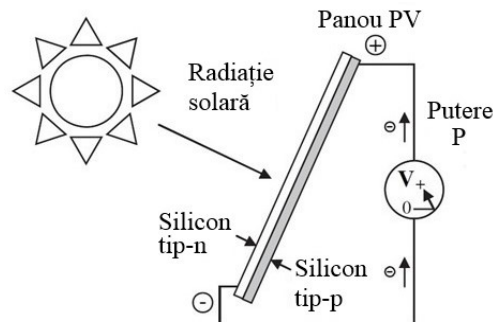
Cele mai importante caracteristici electrice ale unui panou PV sunt tensiunea, intensitatea curentului electric și puterea electrică.

Randamentul instantaneu  $\eta_c$  al unui colector PV se poate calcula cu relația [138]:

$$\eta_c = \eta_R \left[ 1 - \beta_t(t_e - t_R) - \frac{\beta_t \tau_s \alpha I_T}{U_L} \right] \quad (3.52)$$

în care:  $\beta_t$  este coeficientul de temperatură al celulei PV ( $0,004 \text{ K}^{-1}$  pentru siliciu cristalin);  $\tau_s$  – factorul de transmisie a învelișului din sticlă;  $\alpha$  – factorul de absorbție a celulei PV;  $t_e$  – temperatura aerului exterior, în °C;  $t_R$  – temperatura la care este evaluat randamentul referențial  $\eta_R$  (de obicei 25 °C);  $U_L$  – coeficientul total al pierderilor de căldură ale panoului PV (cca  $20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ).

Fig. 3.20 Schema unui panou fotovoltaic



Randamentul  $\eta_a$  al unui arial de panouri PV este dat de relația (3.53) [17]:

$$\eta_a = \eta_R [1 - \beta_t (t - t_R)] \quad (3.53)$$

unde  $t$  este temperatura medie a panoului PV, care se poate calcula cu ecuația (3.54) [139]:

$$t - t_e = (219 + 832K_t) \frac{T_{NOC} - 20}{800} \quad (3.54)$$

în care:  $K_t$  este indicele mediu lunar de claritate, definit ca raport între radiația solară totală și radiația extraterestră corespunzătoare;  $T_{NOC}$  – temperatura nominală de operare a celulei (temperatura atinsă când panoul PV este supus la intensitatea radiației solare de  $800 \text{ W/m}^2$ , viteza vântului de  $1 \text{ m/s}$ , temperatura aerului exterior de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  și nu există nici o sarcină electrică).

Puterea medie zilnică a unui arial de panouri  $P_a$ , în kW, este dată de relația:

$$P_a = A_a I_m \eta_a \quad (3.55)$$

unde:  $A_a$  este aria arialului de panouri PV, în  $\text{m}^2$ ;  $I_m$  – intensitatea orară a radiației solare lunare medii, în  $\text{kWh}/(\text{m}^2\text{h})$ .

**Invertoarele CC/CA** crează o tensiune de ieșire sinusoidală modificată folosind piese electronice cu randament ridicat de conversie, dar prezintă un număr mare de armonice. În funcție de puterea produsă de GPV există trei tipuri de invertoare: centrale, tip "string (rând)" sau "multi-string" și integrate în panoul PV. Puterea maximă a GPV trebuie să fie superioară puterii nominale a invertoarelor.

**Bateriile** pentru stocarea electricității sunt foarte importante în special pentru GPV decuplate de la rețea (stand-alone), putând stoca întreaga electricitate produsă sau doar excesul de electricitate și furniza energia atunci când este necesar (ex. noaptea când nu există producție de energie electrică). Caracteristicile bateriilor de acumulare sunt tensiunea, în V și capacitatea, în Ah.

**Descrierea unui sistem de PC conectată la panouri PV.** Conceptul de PC cu energie solară PV, sau pe scurt pompă de căldură fotovoltaică (PC-PV), a devenit foarte atractiv și în concordanță cu cererea de încălzire/răcire cu o sursă regenerabilă și ecologică. Energia PV este una dintre cele mai promițătoare SER pentru acționarea PCCS-urilor și reducerea impactului lor asupra mediului.

În Fig. 3.21 se prezintă schema unui sistem hibrid PC-PV cu vaporizare directă [140]. Energia electrică  $E_{el,pv}$  produsă de GPV este utilizată pentru alimentarea compresorului și a altor consumatori auxiliari cu un inverter și o baterie, în configurație autonomă, sau combinat cu rețeaua electrică, în configurație conectată la rețea. Ciclul termodinamic al acestei PC este similar cu cel descris în Fig. 2.3.

Sistemul hibrid PC-PV poate avea două configurații principale: sistem conectat la rețea (compresorul este alimentat atât de rețea cât și de GPV) și sistem decuplat de la rețea (compresorul este alimentat doar de electricitatea produsă de GPV, iar bateriile pot fi folosite ca rezervă pentru perioadele în care producerea electricității PV și cererea de încălzire/răcire nu se potrivesc).

Performanța energetică a PC este de obicei evaluată prin *coeficientul de performanță* ( $COP_{PC}$ ) atunci când funcționează în modul de încălzire sau prin *raportul de eficiență energetică* ( $EER_{PC}$ ) atunci când funcționează în modul de răcire [16]:

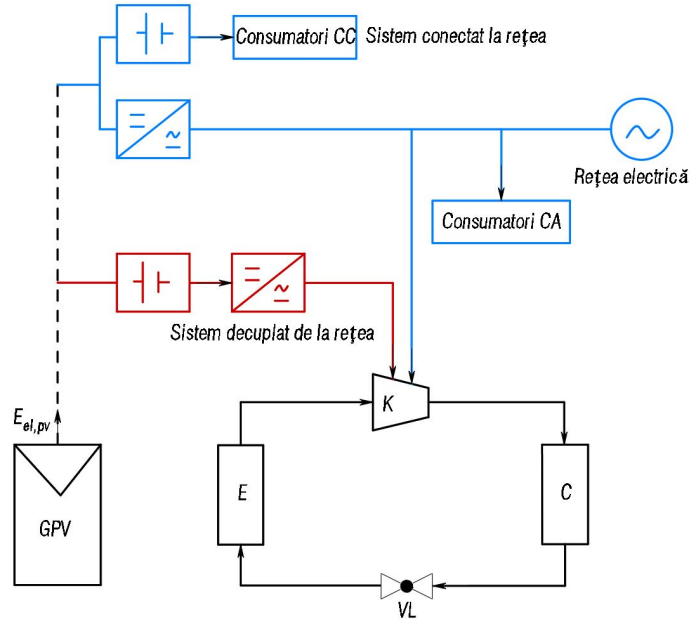


Fig. 3.21 Schema unui sistem hibrid PC-PV

$$\text{COP}_{\text{PC}} = \frac{Q_{\text{PC}}}{P_e} \quad (3.56)$$

$$\text{EER}_{\text{PC}} = \frac{Q_0}{P_e} \quad (3.57)$$

în care:  $Q_{\text{PC}}$  este puterea termică realizată la condensator, în W;  $Q_0$  – puterea termică absorbită la evaporator, în W;  $P_e$  – puterea electrică absorbită de compresor în anumite condiții de testare, în W.

*Factorul de performanță sezonier al PC* ( $\text{FPS}_{\text{PC}}$ ) este raportul dintre energia termică utilă  $E_t$  și electricitatea  $E_{\text{PC}}$  utilizată de PC la obținerea ei, incluzând consumul electric al PC pe parcursul unui an de funcționare sau a unei perioade de încălzire/răcire:

$$\text{FPS}_{\text{PC}} = \frac{E_t}{E_{\text{PC}}} \quad (3.58)$$

Dacă se ține seama de consumatorii electrici auxiliari se obține *factorul de performanță sezonier al sistemului* ( $\text{FPS}_{\text{sist}}$ ):

$$\text{FPS}_{\text{sist}} = \frac{E_t}{E_{\text{el}}} \quad (3.59)$$

în care  $E_{\text{el}}$  este energia electrică totală consumată de sistem (PC, pompe de circulație, ventilatoare etc.).

Pentru sistemele hibride PC-PV, există trei indicatori de performanță energetică utilizați în mod obișnuit pentru a evalua contribuția PV: fracția solară fotovoltaică ( $FS_{PV}$ ) pentru evaluarea calității conexiunii dintre GPV și compresor, rata de performanță ( $RP_{PV}$ ) a GPV și raportul de autoconsum (RAC).

*Fracția solară fotovoltaică*  $FS_{PV}$  (cu valori cuprinse între 0 și 1) reprezintă ponderea energiei electrice consumate de PC în cea produsă de GPV:

$$FS_{PV} = \frac{E_{PC-PV}}{E_{PC}} \quad (3.60)$$

unde  $E_{PC-PV}$  este energia PV consumată de PC, fie direct, fie după ce a fost stocată într-o baterie, iar  $E_{PC}$  – energia electrică consumată de PC, indiferent de modul cum este generată.

*Rata de performanță*  $RP_{PV}$  reprezintă raportul dintre energia PV livrată efectiv PC și energia PV care, în mode ideal, ar fi fost produsă într-o perioadă de timp [140]:

$$RP_{PV} = \frac{E_{el,pv}}{\frac{P_{PV}}{I^*} \int I(\tau) d\tau} \quad (3.61)$$

în care:  $E_{el,pv}$  este energia electrică utilă (pentru acționarea compresorului, încărcarea unei baterii, sau exportată în rețea) produsă de GPV, în Wh;  $P_{PV}$  – puterea nominală a GPV, în W;  $I^*$  – iradianța solară în condiții standard de testare, în  $W/m^2$ ;  $I$  – iradianța solară primită în planul GPV, în  $W/m^2$ ; iar  $\tau$  – timpul, în h.

*Raportul de autoconsum* RAC (cu valori cuprinse între 0 și 1) reprezintă ponderea din producția totală de energie PV consumată de compresorul PC:

$$RAC = \frac{E_{PC-PV}}{E_{el,pv}} \quad (3.62)$$

O combinație a indicatorilor menționați anterior ajută la integrarea a trei caracteristici diferite ale sistemului hibrid PC-PV de evaluat: calitatea PC (caracterizată prin  $COP_{PC}$ ,  $EER_{PC}$  și/sau  $FPS_{PC}$ ), calitatea GPV (caracterizată prin  $RP_{PV}$ ) și calitatea integrării celor două subsisteme (caracterizată prin RAC și  $FS_{PV}$ ).

De aceea se introduce un nou factor de performanță sezonier ( $FPS_{PC-PV}$ ), specific sistemelor hibride PC-PV, rezultat din combinația indicatorilor  $FPS_{PC}$ ,  $RP_{PV}$ , RAC și  $FS_{PV}$ , astfel:

$$FPS_{PC-PV} = FPS_{PC} (1 + RP_{PV} \times RAC \times FS_{PV}) \quad (3.63)$$

unde  $FPS_{PC-PV}$  și  $FPS_{PC}$  pot fi extinse la intervale de timp diferite (orar, lunar, anual).

În acest fel,  $FPS_{PC-PV}$  poate fi considerat ca un indicator al performanței întregului sistem hibrid (Fig. 3.22), incluzând integrarea celor două subsisteme (PC și GPV) și caracterul regenerabil al PC-PV. O valoare ridicată a  $FPS_{PC-PV}$  înseamnă o eficiență ridicată a PC, o utilizare eficientă a electricității PV și, prin urmare, o bună integrare a ambelor subsisteme.

Prin particularizare, indicatorul  $FPS_{PC-PV}$  va fi egal cu  $FPS_{PC}$  ( $FPS$  convențional) dacă nu există producție și/sau utilizare a energiei PV ( $RP_{PV} = RAC = FS_{PV} = 0$ ). De asemenea,  $FPS_{PC-PV}$  va fi dublul  $FPS_{PC}$  dacă GPV funcționează în mod ideal și toată producția sa de energie electrică este utilizată pentru antrenarea compresorului în regim autonom ( $RP_{PV} = RAC = FS_{PV} = 1$ ). Acest indicator se utilizează atât pentru aplicații de încălzire, cât și pentru răcire.

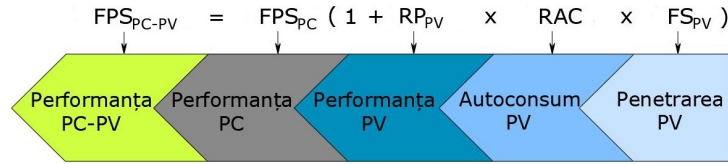


Fig. 3.22 Semnificația conceptuală a indicatorilor de performanță ai sistemului PC-PV

### 3.5.3 Sisteme hibride de PCCS conectate la panouri PV/T

Cea mai mare parte a radiației solare absorbite de o celulă PV este convertită în căldură reziduală, crescând temperatura celulei și scăzând eficiența electrică a acesteia. Necesitatea de a putea folosi un fluid de transfer termic pentru a răci celulele PV din astfel de colectoare în timp ce se produce energie termică utilă, a condus la dezvoltarea tehnologiei PV/T. Prin urmare, colectoarele hibride PV/T generează atât energie electrică, cât și energie termică utilă în același timp, cu eficiențe generale (electrice și termice) mult mai mari (peste 70%) decât sistemele independente separate.

Cei mai importanți indicatori de performanță energetică ai panourilor PV/T sunt următorii [17]:

– fracția solară ( $f$ ) definită ca procentul de energie termică utilă satisfăcută de energia solară:

$$f = \frac{E_t - E_{t,aux}}{E_t} \times 100 \quad (3.64)$$

unde  $E_t$  este energia termică utilă, în kWh și  $E_{t,aux}$  este energia termică auxiliară (solară), în kWh.

– randamentul GPV ( $\eta_{GPV}$ ), în kWh/kW, exprimat după cum urmează:

$$\eta_{GPV} = \frac{E_{el,pv}}{P_{pv}} \quad (3.65)$$

unde  $E_{el,pv}$  este energia electrică generată, în kWh, iar  $P_{pv}$  este puterea fotovoltaică instalată, în kW.

PCCS-urile interconectate cu panourile PV/T pot acoperi în cea mai mare parte cererea de încălzire și răcire a clădirilor. O schemă ilustrativă pentru un sistem hibrid PCCS-PV/T este arătată în Fig. 3.23.

Un rezervor de apă caldă cu două schimbătoare de căldură stochează căldura rezultată atât din PV/T, cât și din PCCS în timpul sezonului de încălzire. La partea de jos, acest rezervor are un încălzitor auxiliar pe gaz natural pentru a furniza căldură suplimentară. În timpul sezonului de răcire, se folosește un rezervor de apă rece cu un schimbător de căldură imersat pentru a produce apă de răcire. Apa rece sau caldă este distribuită prin conducte de la rezervoarele aferente către unitățile terminale de încălzire din interiorul clădirii. Energia electrică produsă poate fi folosită la acționarea PC și a pompelor de circulație.

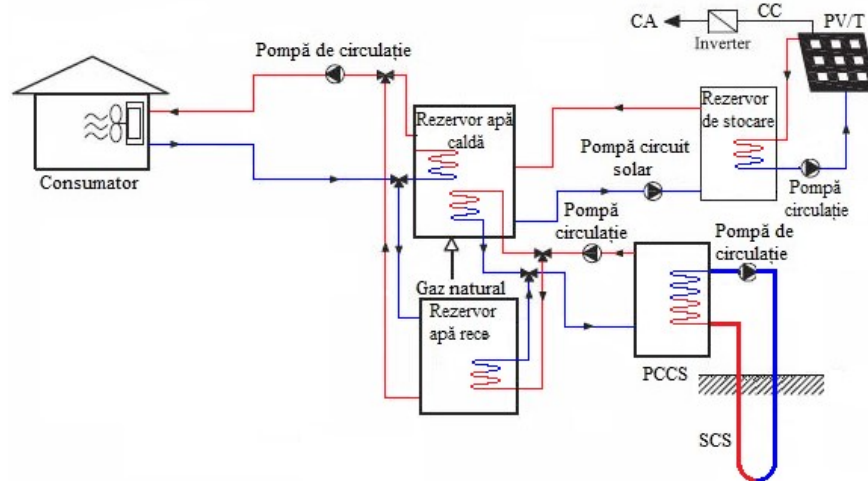


Fig. 3.23 Schema unui sistem hibrid PCCS-PV/T pentru încălzire și răcire

Reinjectarea excesului de căldură de la răcirea spațiilor în sol permite *regenerarea sezonieră* a acestuia și este o posibilitate de creștere a potențialului geotermal. PCCS interconectată cu panourile PV/T se pretează cel mai bine la regenerarea sezonieră a solului prin reinjectarea căldurii în sonda de sol în timpul verii.

Pentru a evalua performanța energetică a sistemului se poate utiliza un indice denumit *fracțiunea energiei regenerabile* (FER), reprezentând raportul dintre energia electrică livrată de către panourile PV/T ( $E_{el,pv}$ ), la consumul total de electricitate al sistemului [141]:

$$FER = \frac{E_{el,pv}}{E_{el}} = \frac{E_{el,pv}}{E_{PC} + E_p + E_{aux}} \quad (3.66)$$

în care  $E_{el}$  reprezintă consumul total de electricitate al sistemului, iar  $E_{PC}$ ,  $E_p$  și  $E_{aux}$  sunt energia electrică consumată de PC, pompele de circulație și ventilatoare și respectiv de utilizatorii auxiliari.

Cu cât numărătorul este mai mare, cu atât panourile PV/T vor genera mai multă electricitate și cu cât numitorul este mai mic, cu atât sistemul va avea nevoie de mai puțină energie electrică.

Un alt set de indici de performanță este *productivitatea specifică anuală* (PS) a panourilor PV/T. Astfel, producțiile anuale de energie termică ( $PS_{PVT-t}$ ) și energie electrică ( $PS_{PVT-el}$ ) per panou se definesc astfel [141]:

$$PS_{PVT-t} = \frac{E_{t,pv}}{n_p} \quad (3.67)$$

$$PS_{PVT-el} = \frac{E_{el,pv}}{n_p} \quad (3.68)$$

în care:  $E_{t,pv}$  este energia termică produsă de panourile PV/T;  $E_{el,pv}$  – energia electrică produsă de panourile PV/T; iar  $n_p$  – numărul de panouri.

Factorul de performanță sezonier convențional FPS nu poate fi utilizat pentru a evalua performanța unui sistem hibrid PCCS-PV/T, deoarece nu ține seama de interacțiunea sistemului cu procesul de generare a energiei termice și electricității PV. De aceea se propune utilizarea noului indicator  $FPS_{PC-PV}$  dat de relația (3.63).

### 3.6 Concluzii

În condițiile energetice actuale, pe măsură ce se reduce gradul de asigurare cu resurse convenționale de energie continuă să crească interesul pentru sursele noi de energie. Interesul sporit care se acordă utilizărilor energiei geotermice în tot mai multe țări este pe deplin justificat prin potențialul de resurse incomparabil mai mare față de al resurselor energetice convenționale, prin pericolozitatea de poluare a mediului ambiant relativ redusă în comparație cu fisiunea nucleară sau cu arderea combustibililor și, mai ales, prin valoarea de întrebuințare în locul combustibililor clasici.

Energia geotermică se poate valorifica prin transferul ei cu ajutorul PC-urilor și schimbătoarelor de căldură. În cazul clădirilor noi, bine izolate termic și cu necesar de căldură redus, PC geotermice constituie o bună alternativă la sistemele tradiționale de încălzire/răcire și producere a ACC, având și un rol semnificativ în reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>.

În cazul construcțiilor cu necesar de încălzire dominant, interconectarea PCCS cu un colector ST sau un panou PV/T poate reduce semnificativ lungimea SCS și prin urmare și costul acestuia. De asemenea, energia electrică PV este una dintre cele mai promițătoare SER pentru acționarea PCCS-urilor și reducerea impactului lor asupra mediului. Noul indicator de performanță ( $FPS_{PC-PV}$ ) propus pentru sistemul hibrid PC-PV combină calitatea performanței PC ( $FPS_{PC}$ ), a GPV ( $PR_{PV}$ ) și a integrării celor două sisteme (RAC și  $FS_{PV}$ ).



## CAP.4 LABORATORUL EXPERIMENTAL

### 4.1 Descrierea laboratorului

Laboratorul pentru studiile experimentale ale performanțelor energetice și de mediu ale unei pompe de căldură cuplate la sol (PCCS) în circuit închis constă din spațiul unui birou amplasat la parterul clădirii Facultății de Construcții din Timișoara cu dimensiunile geometrice lungime × lățime × înălțime: 6,70 m × 3,25 m × 3,20 m (Fig. 4.1) și dotat cu patru sisteme de încălzire (panouri radiante de pardosea, perete și plafon și radiatoare de temperatură medie). Municipiul Timișoara se încadrează în climatul temperat continental, cu unele influențe submediteraniene cu patru sezoane diferite.

Spațiul biroului este delimitat de un laborator (la sud), un birou (la nord), un coridor (la vest), o sală de ședințe (etajul 1), o sală de cursuri (demisol) neizolată termic și un perete exterior (la est).

Se cunosc următoarele date de bază:

- înălțimea încăperii, 3,20 m;
- adâncimea pânzei de apă freatică, 4 m;
- suprafața totală a încăperii, 21,80 m<sup>2</sup>;
- suprafața ușilor interioare, 1,71 m<sup>2</sup>;
- suprafața vitrată, 8,2 m<sup>2</sup>;
- tâmplăria este executată din termopan;

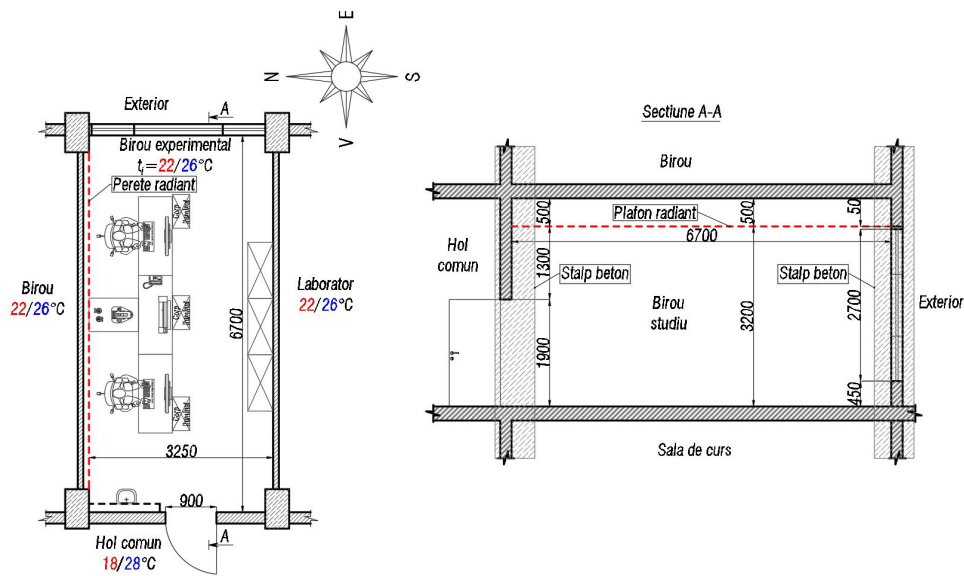


Fig. 4.1 Spațiul biroului încălzit/răcit

- stratificația elementelor de construcție și rezistența la transfer termic ( $1/U$ ) a acestora este prezentată în Tabelul 4.1.
- aportul de căldură de la sursele interioare (ocupanți, iluminat, echipamente, calculatoare),  $30 \text{ W/m}^2$ .

Tabelul 4.1 Stratificația și rezistența la transfer termic a elementelor de construcție

Elementul de construcție	Stratificația	Grosimea stratului (m)	Rezistența termică ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )
Perete exterior (PE)	Tencuială de var	0,02	1,18
	Beton celular autoclavizat	0,25	
	Tencuială din mortar de ciment	0,03	
	Căramidă aparentă	0,05	
Fereastră exterioară (FE)	Fereastră din termopan	sticlă-aer-sticlă	0,77
Perete interior (PI)	Tencuială de var	0,002	2,67
	Gips-carton cu vată minerală	0,12	
	Tencuială de var	0,002	
Ușă interioară (UI)	Ușă din lemn	–	0,65
Pardosea (PD)	Parchet	0,015	0,34
	Șapă	0,05	
	Placă de beton armat	0,125	
	Tencuială de var	0,02	
Planșeu (PL)	Parchet	0,02	0,34
	Șapă	0,05	
	Beton armat	0,125	
	Tencuială de var	0,02	

## 4.2 Condiții climatice specifice amplasamentului

Biroul este amplasat în Timișoara (zona II climatică) cu orientarea fațadei principale spre est. Condițiile climatice specifice pentru Timișoara au fost luate în considerare conform metodologiei Mc 001/6-2013 [142]

Pentru evaluarea pierderilor de căldură prin elementele anvelopei clădirii s-au utilizat valorile din Fig. 4.2, unde este prezentată variația zilnică a temperaturii aerului exterior pe perioada unui an.

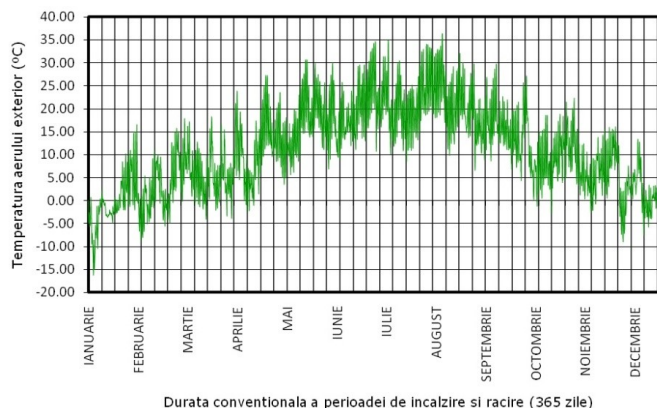


Fig. 4.2 Variația temperaturii aerului exterior pe perioada unui an pentru municipiul Timișoara

### 4.3 Determinarea puterii termice de încălzire

Puterea termică de încălzire  $Q_{inc}$ , în W, al unei încăperi se determină conform standardului SR 1907/1-2014 [143], folosind relația:

$$Q_{inc} = Q_T + Q_{inf} \quad (4.1)$$

unde:  $Q_T$  este căldura cedată prin transmisie în regim staționar, prin elementele de construcție ce separă o încăpere de mediul exterior;  $Q_{inf}$  – căldura necesară încălzirii aerului proaspăt pentru asigurarea confortului termic și a aerului rece pătruns la deschiderea ușilor.

- Fluxul termic cedat prin transmisie  $Q_T$ , în W, se determină astfel:

$$Q_T = c_M \sum_j \frac{A_j}{R_j} (t_i - t_{e,j}) + Q_{SBL,0,n} \quad (4.2)$$

unde:  $A_j$  este aria suprafeței elementului de construcție  $j$ , calculată pe baza dimensiunilor interioare totale;  $R_j$  – rezistența termică specifică corectată, determinată ținând seama de efectele punților termice;  $t_i$  – temperatura aerului interior convențională de calcul, conform SR 1907/2-2014 [144];  $t_{e,j}$  – temperatura spațiului exterior adiacent elementului de construcție;  $Q_{SBL,0,n}$  – fluxul termic disipat către mediul exterior dinspre subsolul locuit neizolat termic;  $c_M$  – coeficientul de corecție a puterii termice de încălzire, care pentru clădiri de locuit și clădiri social-culturale este  $c_M = 1$ , iar pentru celelalte construcții  $c_M = 0.94$ .

Fluxul termic cedat către mediul exterior dinspre subsolul locuit  $Q_{SBL,0,n}$ , în W, se determină cu ajutorul relației:

$$Q_{SBL,0,n} = Q_{e,0,n} + \left[ \left( \frac{A}{R} \right)_{PE,SBL} + \left( \frac{A}{R} \right)_{FE,SBL} + 0,334n_a V_{SBL} \right] (t_{i,0} - t_{e,0}) \quad (4.3)$$

unde:

$$Q_{e,0,n} = \frac{A_{lat} + A_{pard}}{R_{e,n}} \cdot (t_{i,0} - \bar{t}_{ecn}) \quad (4.4)$$

în care:  $Q_{e,0,n}$  este fluxul termic disipat pe conturul anvelopei subsolului locuibil;  $(A/R)_{PE,SBL}$  – raportul dintre suprafața peretelui exterior și rezistența termică a acesteia;  $(A/R)_{FE,SBL}$  – raportul dintre suprafața ferestrei exterioare și rezistența termică a acesteia;  $n_a$  – numărul de schimburi de aer în încăpere;  $V_{SBL}$  – volumul interior al subsolului locuit;  $t_{i,0}$  – temperatura aerului interior convențională de calcul;  $t_{e,0}$  – temperatura aerului exterior convențională de calcul;  $A_{lat} + A_{pard}$  – suprafața laterală plus cea a pardoselii anvelopei subterane a subsolului locuit;  $R_{e,n}$  – rezistența termică pe contur a subsolului locuit, preluată din graficul reprezentat în Fig. 4.3;  $\bar{t}_{ecn}$  – temperatura exterioară de contur a subsolului, preluată din graficul reprezentat în Fig. 4.4.

- Puterea termică pentru încălzirea aerului proaspăt și a aerului pătruns la deschiderea ușilor  $Q_{inf}$ , în W, se determină cu relația (4.5):

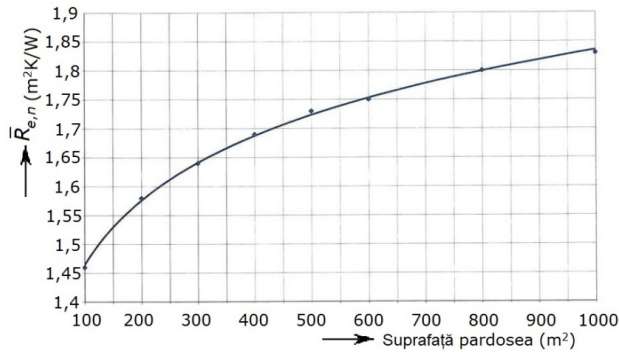


Fig. 4.3 Variația rezistenței termice pe contur proprie subsolului locuit neizolat termic

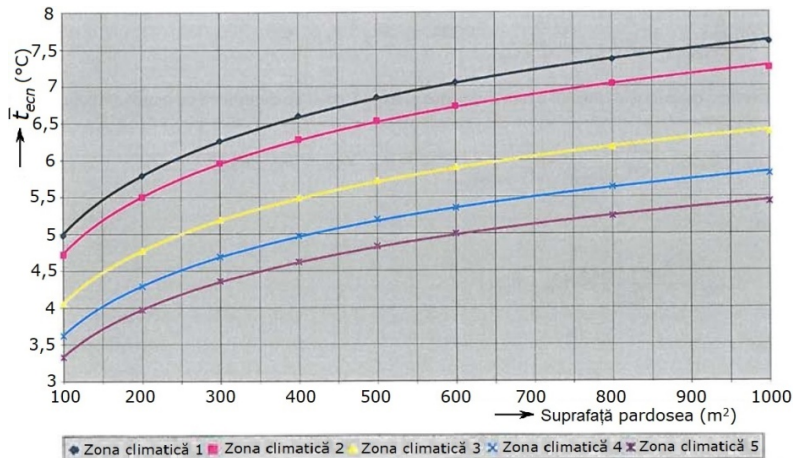


Fig. 4.4 Variația temperaturii de contur proprie subsolului locuit neizolat termic

$$Q_{inf} = 0,334n_a c_M V_i (t_i - t_{e,0}) + Q_u \quad (4.5)$$

cu:

$$n_a = \frac{\sum i L_r v^{4/3}}{0,334 V_i} \quad (4.6)$$

unde:  $n_a$  este numărul schimburilor de aer în încăperea  $V_i$  – volumul interior al încăperii;  $t_i$  – temperatura aerului interior;  $t_{e,0}$  – temperatura aerului exterior;  $Q_u$  – puterea termică de încălzire a aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare;  $i$  – coeficientul de infiltrație a aerului prin rosturi;  $L_r$  – lungimea rosturilor ușilor și ferestrelor din fațadele supuse acțiunii vântului;  $v$  – viteza vântului de calcul.

Puterea termică pentru încălzirea aerului pătruns la deschiderea ușilor exterioare,  $Q_u$  este dată de relația:

$$Q_u = 0,36 A_u n_u c_M (t_i - t_{e,0}) \quad (4.7)$$

unde:  $A_u$  este suprafața ușilor exterioare;  $n_u$  – numărul de deschideri ale ușilor exterioare într-o oră.

#### 4.4 Calculul puterii termice de răcire în regim de vară

Puterea termică de răcire  $Q_{răc}$ , în  $W$ , a unei încăperi în perioada caldă a anului se determină conform standardului SR 6648/1-2014 [145], folosind relația:

$$Q_{răc} = Q_{ap} + Q_{deg} \quad (4.8)$$

în care:  $Q_{ap}$  este aportul de căldură din exterior, în  $W$ ;  $Q_{deg}$  – căldura degajată de sursele interioare, în  $W$ .

Întrucât sursele interne de căldură sunt de obicei de intensitate constantă, puterea de răcire devine maximă atunci când aportul de căldură prin elementele de construcție este maxim.

• *Aportul de căldură  $Q_{ap}$  prin elementele de construcție care delimitează conturul termodinamic al unei încăperi climatizate se determină cu relația:*

$$Q_{ap}(\tau) = \sum_j Q_{ap,PE,j}(\tau) + \sum_j Q_{ap,FE,j}(\tau) + \sum_j Q_{ap,I,j}(\tau) \quad (4.9)$$

în care:  $\sum_j Q_{ap,PE,j}(\tau)$  este fluxul termic caracteristic elementului opac  $j$  de anvelopă exterioară la momentul  $\tau$ . Elementul de anvelopă este peretele exterior caracterizat de orientarea cardinală N, NE, E, SE, S, SV, V sau NV și terasa plasată în plan orizontal.  $\sum_j Q_{ap,FE,j}(\tau)$  – fluxul termic caracteristic elementului transparent  $j$  de anvelopă exterioară la momentul  $\tau$ . Elementul de anvelopă este fereastra caracterizată de orientarea cardinală N, NE, E, SE, S, SV, V sau NV;  $\sum_j Q_{ap,I,j}(\tau)$  – fluxul termic caracteristic elementului de anvelopă  $j$  adiacent unui spațiu neclimatizat sau climatizat la o temperatură diferită cu cel puțin 2 K de cea a încăperii climatizate.

*Fluxul termic caracteristic elementului opac  $j$  de anvelopă exterioară se calculează cu relația:*

$$Q_{ap,PE,j}(\tau) = A_{PE,j} \cdot \frac{t_{ev,j}(\tau) - t_i(\tau)}{R'_{PE,j}} \quad (4.10)$$

unde:  $t_i(\tau)$  este temperatura rezultantă a aerului interior al spațiului răcit, constantă sau variabilă în raport cu timpul  $\tau$ ;  $t_{ev,j}(\tau)$  – temperatura exterioară virtuală a elementului opac de construcție  $j$  adiacent mediului exterior, la momentul  $\tau$ ;  $R'_{PE,j}$  – rezistența termică corectată a peretelui exterior  $j$ . Rezistența termică se determină prin utilizarea coeficientului superficial de transfer termic convectiv către mediul exterior,  $\alpha_e = 17,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

*Fluxul termic caracteristic elementului transparent  $j$  de anvelopă exterioară se calculează cu relația:*

$$Q_{ap,FE,j}(\tau) = \sum_j \{ [F_{O,D,j}(\tau) \cdot I_{D,j}(\tau) \cdot c_S(\tau) + F_{O,dif,j} \cdot I_{dif}(\tau)] \cdot A_{FE,j} \cdot \tau_{stor,j} \} \quad (4.11)$$

în care:  $I_{D,j}$  este intensitatea componentei directe a radiației solare, variabilă în timp, în funcție de azimutul și unghiul planului în care este amplasată fereastra în raport cu planul orizontal (Tabelul 4.2) [146];  $I_{dif}$  – intensitatea radiației solare difuze, variabilă în timp în funcție de unghiul planului în care este amplasată fereastra în raport cu planul orizontal (Tabelul 4.2);  $F_{O,D,j}$  – factorul optic asociat radiației solare directe;  $F_{O,dif,j}$  – factorul optic asociat radiației solare difuze;  $\tau_{stor,j}$  – transmisivitatea sturului interior din dotarea ferestrei  $j$  (pentru stururi de culoare deschisă  $\tau_{stor,j} = 0,50$ );  $c_S(\tau)$  – coeficientul de însorire a ferestrei  $j$ , având valori  $c_S \leq 1$  în funcție de absența sau prezența obstacolelor naturale sau a dotărilor exterioare ale ferestrelor.

Aria însorită a unei ferestre se calculează cu relația (4.12):

Tabelul 4.2 Parametrii climatici reprezentativi pentru ziua senină de vară (18.07.2007) corespunzătorii municipiului Timișoara

Ora	Temp. aer exter. (°C)	Umid. abs. aer (g/m <sup>3</sup> )	Intensitatea radiației solare directe $I_D$ (W/m <sup>2</sup> )										Intensitatea difuză $I_{dif}$ (W/m <sup>2</sup> )		
			Supr. oriz.	Suprafață verticală										Oriz.	Vert.
				S	SE	E	NE	N	NV	V	SV				
0	24,6	12,4	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
1	23,5	13,6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
2	23,1	14,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
3	22,3	14,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
4	21,8	13,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
5	21,5	12,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	
6	20,7	12,6	60,4	7,3	234,1	695,0	695,4	361,5	7,3	7,3	7,3	14,5	7,3		
7	20,8	12,7	193,2	23,3	319,4	627,2	581,2	208,4	23,3	23,3	23,3	46,5	23,3		
8	21,7	12,9	369,8	38,8	456,8	712,4	573,5	121,3	38,8	38,8	38,8	77,6	38,8		
9	23,9	13,2	537,6	92,6	540,0	701,2	481,7	51,4	51,4	51,4	51,4	102,7	51,4		
10	26,8	13,4	683,6	219,5	568,1	619,7	344,0	61,1	61,1	61,1	61,1	122,1	61,1		
11	29,7	13,2	802,4	324,0	545,1	486,9	183,5	68,3	68,3	68,3	68,3	136,6	68,3		
12	33,1	11,6	878,6	393,4	468,5	311,8	72,7	72,7	72,7	72,7	130,4	145,4	72,7		
13	35,0	11,2	911,5	423,1	348,8	113,8	74,6	74,6	74,6	74,6	293,2	149,1	74,6		
14	36,5	10,7	900,8	411,6	196,2	73,9	73,9	73,9	73,9	238,7	429,2	147,8	73,9		
15	36,9	9,6	839,0	356,0	70,3	70,3	70,3	70,3	118,9	424,7	522,9	140,6	70,3		
16	37,7	10,1	743,1	266,3	64,5	64,5	64,5	64,5	288,2	582,6	573,6	129,0	64,5		
17	38,5	8,6	608,9	145,8	55,9	55,9	55,9	55,9	442,2	692,1	569,4	111,7	55,9		
18	37,8	7,6	440,1	44,0	44,0	44,0	44,0	80,0	551,3	725,5	500,4	88,0	44,0		
19	38,0	9,1	260,2	29,4	29,4	29,4	29,4	180,3	591,3	673,1	377,8	58,7	29,4		
20	37,1	10,0	87,7	11,7	11,7	11,7	11,7	218,0	496,6	491,2	204,8	23,4	11,7		
21	33,0	12,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		
22	28,2	13,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		
23	27,2	12,1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0		

$$A_{FE,j} = (H_u - h_u)(B_u - b_u) \quad (4.12)$$

în care  $H_u$ ,  $B_u$  sunt înălțimea și lățimea ferestrei, iar  $h_u$ ,  $b_u$  – înălțimea și lățimea umbrei în planul ferestrei.

Fluxul termic primit dinspre spații construite adiacente neclimatizate, se determină cu relația:

$$Q_{ap,I,j}(\tau) = A_{PI,j} \frac{t_{ZS,I,j}(\tau) - t_i(\tau)}{R'_{PI,j}} \quad (4.13)$$

unde:  $t_i(\tau)$  este temperatura rezultantă a aerului interior al spațiului răcit, constantă sau variabilă în raport cu timpul;  $t_{ZS,I,j}(\tau)$  – temperatura spațiilor interioare neclimatizate, la momentul  $\tau$ ;  $R'_{PI,j}$  – rezistența termică corectată a elementului  $j$ , care separă spațiul climatizat de spațiul secundar neclimatizat.

• Degajările de căldură de la sursele interioare  $Q_{deg}$  se determină cu relația:

$$Q_{deg} = Q_o + Q_{il} + Q_{ech} + Q_{eb} \quad (4.14)$$

cu:

$$Q_o = N_p q_{om}; \quad Q_{il} = B P_{il}; \quad Q_{ech} = \psi P_{ech} \quad (4.15)$$

unde:  $Q_o$  este căldura degajată de ocupanții unei încăperi;  $Q_{il}$  – degajarea de căldură de la iluminatul electric;  $Q_{ech}$  – degajarea de căldură de la echipamente electrice;  $Q_{eb}$  – căldura degajată de la echipamente electronice de birou, ce se poate estima pe baza Tabelului 4.3;  $N_p$  – numărul de persoane din încăpere;  $q_{om}$  – căldura degajată de un om, în funcție de efortul fizic și temperatura aerului interior, conform normelor ISO 7730 (Tabelul 4.4);  $P_{il}$  – puterea electrică instalată a surselor de iluminat, determinată în funcție de nivelul de iluminare și suprafața încăperii;  $B$  – coeficientul de transformare a energiei electrice în căldură (pentru iluminatul fluorescent  $B = 0,8$ );  $P_{ech}$  – puterea instalată a echipamentelor acționate electric;  $\psi$  – coeficientul de utilizare a puterii instalate, de încărcare, de simultaneitate și de preluare a căldurii de către aerul interior, cu o valoare totală de 0,12–0,16.

Tabelul 4.3 Degajarea de căldură a echipamentelor de birou

Nr. crt.	Echipamentul	Căldura degajată maximă $Q_{eb}$ (W)
1	Server	300–1500
2	Calculator	100–400
3	Stație de lucru	500
4	Laptop	90
5	Ploter	75
6	Imprimantă de birou cu jet cerneală	50
7	Imprimantă de birou cu laser	250
8	Copiator de mare viteză	300–400
9	Retroproiector	250
10	Videoproiector	200
11	Copiator digital	100

Tabelul 4.4 Degajarea de caldură a oamenilor funcție de tipul activității

Felul activitatii	Categoria de efort fizic	Degajarea de caldură totală			Caldura sensibilă W/pers.
		W/m <sup>2</sup>	met	W/pers.	
Repaus	I	46	0,80	80	55
Așezat		58	1,00	100	70
În picioare		70	1,20	125	75
Așezat, muncă ușoară (birou, locuințe, școli, laboratoare)		70	1,20	125	75
In picioare, muncă fizică ușoară (magazine, industria ușoară)	II	93	1,60	170	85
Muncă fizică moderată (fabrici, ateliere)	III	116	2,00	200	100
Muncă fizică grea (fabrici)	IV	165	2,80	300	110

Componentele de calcul al puterii termice pentru încălzirea și răcirea spațiului experimental sunt reprezentate sintetic în Fig. 4.5.

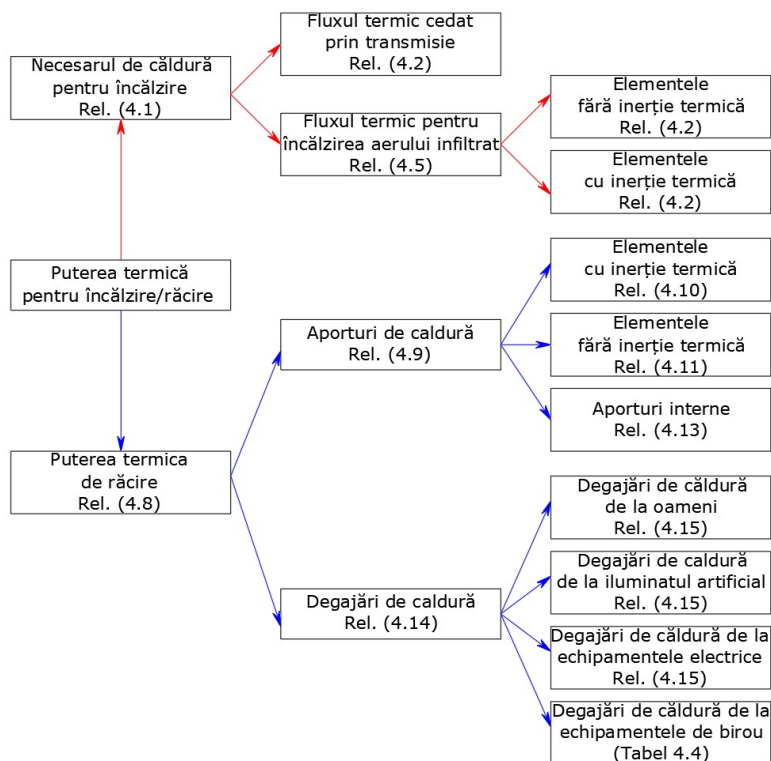


Fig. 4.5 Componentele de calcul al puterii termice de încălzire/răcire



#### 4.5 Calculul puterii termice necesare preparării ACC

Puterea termică de producere a ACC este un element esențial al necesarului de căldură a clădirilor civile, ținând seama că este relativ constantă pe tot parcursul anului.

Temperatura ACC obținute cu o PC este de cca. 45–50 °C. PC-urile operează în regim de stocare și sunt dotate cu boiler echipat cu serpentină prin care agentul termic încălzește apa la temperatura de consum.

O problemă majoră a producerii ACC sub 60°C este că o bacterie numită Legionella pneumophila se poate dezvolta în boilerule funcționând sub această temperatură. Deși această bacterie nu atacă sistemul digestiv, este foarte agresivă pentru tractul respirator, atacă plămânil și poate ucide pacientul. În baie, aceste bacterii pot pătrunde din apă în aer, unde pot fi inhalate în plămâni. Din cauza acestor bacterii, ACC din boiler trebuie încălzit cel puțin o oră pe zi, până la temperatura de 60 °C, la care bacteriile sunt ucise. De aceea boilerule care produc ACC la temperaturi sub 60 °C trebuie echipate suplimentar cu rezistență electrică sau alte surse de căldură.

Puterea termică  $Q_{acc}$ , în W, necesară producerii zilnice a ACC în regim de stocare se calculează astfel:

$$Q_{acc} = \frac{N_u C_{zn} \rho_w c_w (t_{acc} - t_{ar})}{3600 \tau} \quad (4.16)$$

unde:  $N_u$  este numărul utilizatorilor de ACC;  $C_{zn}$  – consumul zilnic normat de apă caldă, în l/(om.zi), cu valori date în normativul I9-2022 [147];  $\rho_w$ ,  $c_w$  – densitatea, în kg/m<sup>3</sup> și căldura specifică, în J/(kgK) ale apei calde;  $t_{acc}$  – temperatura ACC, în °C;  $t_{ar}$  – temperatura apei reci, în °C;  $\tau$  – timpul de încălzire a apei, în h.

Volumul de ACC,  $V_{acc}$ , în m<sup>3</sup>, se calculează respectând metodologia Mc 001/2-2006 [148], cu relația:

$$V_{acc} = \frac{N_u C_{zn}}{1000} \quad (4.17)$$

Valoarea lui  $N_u$  aferent clădirilor de locuit se calculează conform Mc 001 astfel:

$$N_u = S_{loc} i_{loc} \quad (4.18)$$

în care:  $S_{loc}$  este suprafața locuibilă, în m<sup>2</sup>;  $i_{loc}$  – indicele de locuire determinat statistic în funcție de tipul și amplasarea clădirii.

Energia consumată  $E_{acc}$ , în J, pentru acoperirea puterii termice necesare preparării ACC se calculează cu relația:

$$E_{acc} = \rho_w c_w V_{acc} (t_{acc} - t_{ar}) \quad (4.19)$$

Producerea ACC necesită alte condiții decât încălzirea, deoarece apa caldă se prepară cu aproximativ același necesar de căldură și nivel de temperatură pe tot parcursul anului.

## 4.6 Rezultatele calculelor

Calculul s-a făcut pentru municipiul Timișoara (zona climatică II și zona eoliană IV), considerând temperatura aerului exterior  $t_e = -15$  °C, a aerului interior  $t_i = 22$  °C și viteza vântului  $v = 4$  m/s, în regim de încălzire, iar în regim de răcire  $t_e = 36,5$  °C și  $t_i = 26$  °C.

În Tabelele 4.5 și 4.6 sunt sintetizate rezultatele calculului puterii termice de încălzire și respectiv de răcire a spațiului biroului.

Tabelul 4.5 Calculul puterii termice de încălzire pentru birou

Încăp	Elem	Or.	Lăt. (m)	Înălt. (m)	Supr. (m <sup>2</sup> )	S <sub>gol</sub> (m <sup>2</sup> )	A <sub>j</sub> (m <sup>2</sup> )	R <sub>j</sub> (m <sup>2</sup> K/W)	t <sub>i</sub> (°C)	t <sub>e,j</sub> (°C)	C <sub>M</sub> (-)	Q <sub>T</sub> (W)	V <sub>i</sub> (m <sup>3</sup> )	n <sub>a</sub> (h <sup>-1</sup> )	Q <sub>inf</sub> (W)	Q <sub>inc</sub> (W)
Birou	PE	E	3,25	3,2	10,4	8,20	2,20	1,18	22	-15	1	69,0	69,7	0,8	695,5	<b>1182</b>
	FE	E	3,04	2,7	8,20		8,20	0,77		-15	1	394				
	PI	S	6,70	3,2	21,4		21,4	2,67		22	1	0				
	PI	V	3,25	3,2	10,4	1,71	8,69	2,67		18	1	13,0				
	UI	V	0,90	1,9	1,71		1,71	0,65		18	1	10,5				
	PI	N	6,70	3,2	21,4		21,4	2,67		22	1	0				
	PA	-	3,25	6,7	21,8		21,8	0,34		22	1	0				
	PL	-	3,25	6,7	21,8		21,8	0,34		22	1	0				
												Total	486,5			

Tabelul 4.6 Calculul puterii termice de răcire pentru birou

Ora	Temp. aer ext. (°C)	Aporturi de căldură				Q <sub>deg</sub> (W)	Q <sub>răc</sub> (W)
		Q <sub>PE, EST</sub> (W)	Q <sub>FE, EST</sub> (W)	Q <sub>PI, EST</sub> (W)	Q <sub>ap</sub> (W)		
1	24,6	-2,6		-4,8	-7,4	316,4	<b>969</b>
2	23,5	-4,7		-1,9	-22,5		
3	23,1	-5,4		-22,6	-28,0		
4	22,3	-6,9		-32,2	-39,1		
5	21,8	-7,8		-38,1	-45,9		
6	21,5	-8,4	710,4	-41,7	360,3		
7	20,7	-9,9	518,9	-51,2	457,8		
8	20,8	-9,7	612,3	-50,0	552,6		
9	21,7	-8,0	666,7	-39,3	619,4		
10	23,9	-3,9	669,6	-13,1	652,6		
11	26,8	1,5	584,2	21,4	607,1		
12	29,7	6,9	117,1	56,0	179,9		
13	33,1	13,2	101,3	96,5	211,0		
14	35,0	16,8	87,7	107,2	211,7		
15	36,5	19,6	74,2	125,1	218,8		
16	36,9	20,3	65,2	129,8	215,3		
17	37,7	21,8	58,4	139,3	219,6		
18	38,5	23,3	51,6	148,9	223,8		
19	37,8	22,0		140,5	162,5		
20	38,0	22,4		142,9	165,3		
21	37,1	20,7		132,2	152,9		
22	33,0	13,1		83,4	96,4		
23	28,2	4,1		26,2	30,3		
24	27,2	2,2		14,3	16,5		
Valoare maximă						652,6	

Estimarea consumului anual de energie termică pentru încălzirea și răcirea biroului experimental servește la optimizarea soluțiilor de conservare a energiei termice.

Energia termică consumată lunar pentru satisfacerea puterii de încălzire și răcire a biroului experimental s-a determinat conform normativului NP 048-2000 [149], și respectiv metodologiei Mc 001/4-2006 [150], ținând seama de temperatura aerului exterior de referință caracteristică spațiului încălzit/răcit specifică zilei a 15-a din fiecare lună, și s-a reprezentat grafic în Fig. 4.6. Această figură arată consumul anual de energie termică probabil al sistemului de încălzire și răcire pentru asigurarea unui microclimat confortabil.

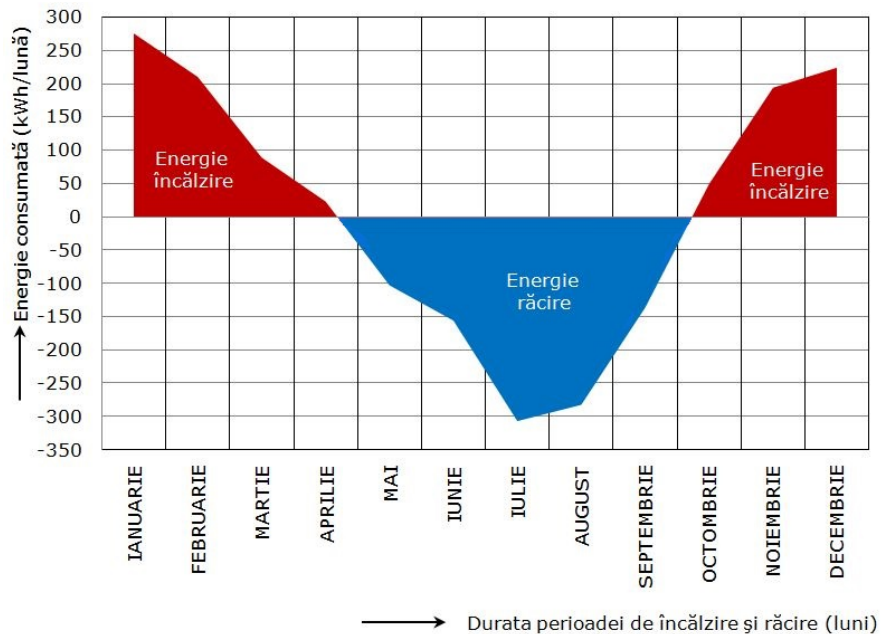


Fig. 4.6 Variația consumurilor lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea biroului

Pentru asigurarea consumului de apă caldă de 50 l/(pers·zi) al unei locuințe cu 3 persoane la temperaturi ale apei din boiler ( $t_{acc}$ ) de 45, 50 și 55 °C și temperatura apei reci ( $t_{ar}$ ) de 10 °C s-a calculat energia termică consumată pentru prepararea ACC în cazul celor trei temperaturi folosind metodologia Mc 001/2-2006 [148]. De asemenea, s-a măsurat energia termică consumată de PC la prepararea ACC, pentru cele trei temperaturi adoptate. Rezultatele obținute sunt reprezentate grafic în Fig. 4.7, 4.8 și 4.9, de unde se observă o bună concordanță între metodologia de calcul și experimente. Aceste figuri ilustrează și influența timpului folosit pentru prepararea ACC asupra energiei termice consumate.

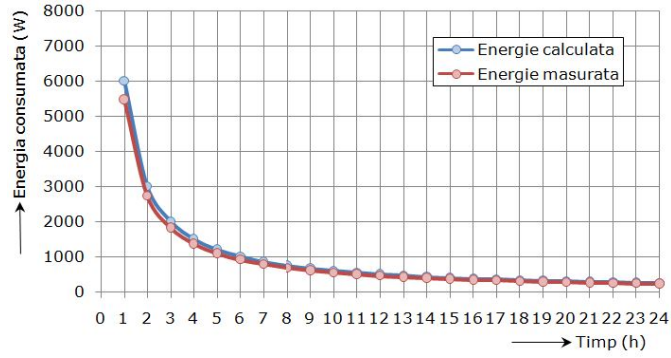


Fig. 4.7 Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 45 °C

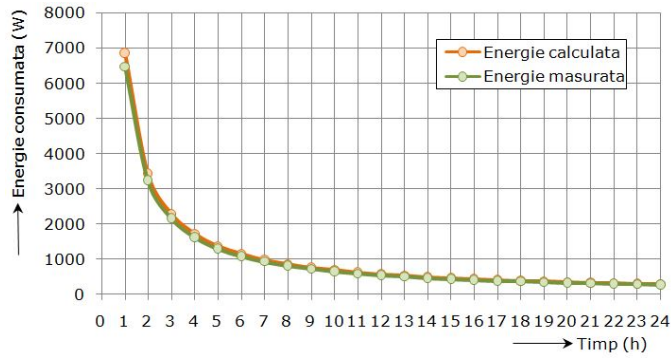


Fig. 4.8 Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 50 °C

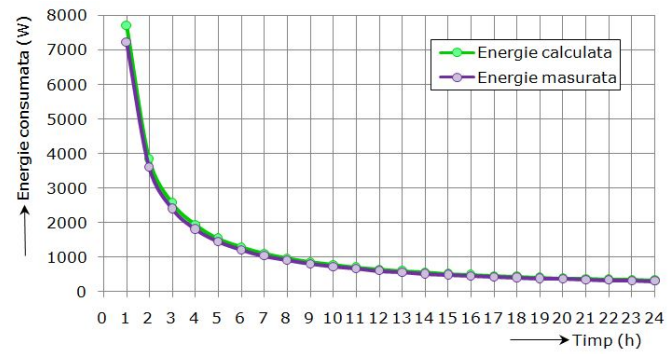


Fig. 4.9 Variația în timp a energiei termice consumate pentru producerea ACC la 55 °C

## **CAP.5 STUDII ȘI INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL**

### **5.1 Prezentarea sistemului experimental**

Studiul privind asigurarea eficienței energetice și a confortului în clădirile civile, a fost realizat în cadrul unui experiment de lungă durată, prin analiza și interpretarea valorilor parametrilor de funcționare a unei pompe de caldură cuplată la sol (PCCS) și a circuitelor hidraulice conectate la pompa de caldură (PC) de tipul sol-apă:

- circuitul schimbătorului de căldură vertical (sondei geotermale verticale);
- circuitul de încălzire/răcire;
- circuitul pentru producerea ACC;
- circuitul frigorific, cu freon R410A.

Obiectivul principal al acestui studiu este de a obține informații bazate pe măsurare directă și prelucrare a datelor, privind performanțele energetice și de mediu ale PCCS în diverse moduri de funcționare și unele soluții de îmbunătățire a acestora, precum și eficiența energetică a diferite sisteme de încălzire/răcire deservite.

#### **5.1.1 Instalația experimentală**

Cercetările experimentale au fost conduse în laboratorul constând din spațiul unui birou cu dimensiunile din Fig. 4.1, amplasat în clădirea Facultății de Construcții de pe strada Traian Lalescu, nr. 2 din municipiul Timișoara, România. Altitudinea acestei localități la locul amplasării instalației experimentale este de 89 m, iar coordonatele geografice sunt: latitudine 45°44'44,7" N și longitudine 21°13'47,8" E.

Municipiul Timișoara are o climă temperat continentală cu patru sezoane diferite. Sezonul de încălzire durează din 1 Octombrie până la 30 Aprilie, iar sezonul de răcire din 1 Mai până la 30 Septembrie.

Spațiul biroului experimental are aria de 21,80 m<sup>2</sup> și înălțimea de 3,20 m. Anvelopa (pereții exteriori) este construită din beton celular autoclavizat (250 mm), tencuială din mortar de ciment (30 mm) și cărămidă aparentă (50 mm). Puterea termică de încălzire este de 1200 W, iar puterea termică de răcire este de 969 W.

Instalația experimentală de PCCS constă dintr-o PC, o sondă geotermală verticală, pompele de circulație a apei, circuitul de încălzire/răcire, circuitul de producere a ACC, sistemul de achiziție a datelor și echipamentele auxiliare (Fig. 5.1).

#### **5.1.2 Pompa de căldură**

Agentul termic pentru încălzire, răcire și producere ACC se asigură de la o PC sol-apă, WPC 05-cool (Fig. 5.2), cu compresor ermetic de tip scroll, având capacitatea de încălzire de 5,8 kW și de răcire de 3,8 kW. Circuitul frigorific al PC este încărcat cu agent frigorific R410A. Agentul termic este livrat către 4 circuite diferite de încălzire/răcire (pardosea radiantă, perete radiant, plafon radiant și radiatoare de medie temperatură).

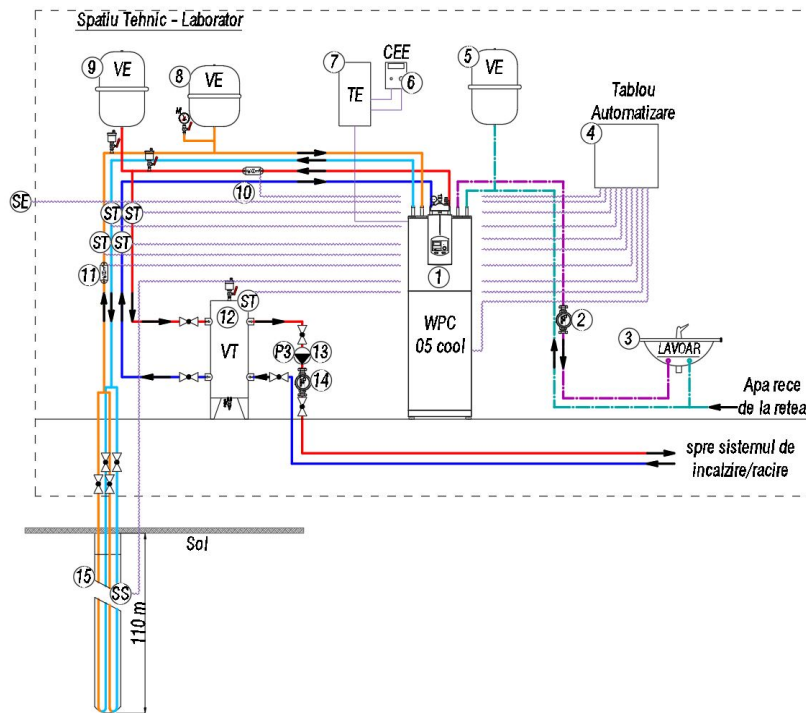


Fig. 5.1 Schema instalației experimentale de PCCS

1-PCCS; 2-contor ACC; 3-lavoar; 4-tablou automatizare; 5-vas de expansiune ACC; 6-contor electronic trifazat de electricitate; 7-tablou electric de distribuție a standului; 8-vas de expansiune al circuitului sondei verticale; 9-vas de expansiune al circuitului de încălzire/răcire; 10-debitmetru pentru circuitul de încălzire/răcire; 11-debitmetru cu ultrasunete pentru circuitul sondei verticale; 12-vas tampon; 13-pompă de circulație a circuitului de încălzire/răcire (P3); 14-debitmetru cu turbină; 15-sondă verticală dublu U; ST-senzori de temperatură; SS-senzori de temperatură montați în sol; SE-senzor temperatură aer exterior

PC funcționează pe circuitul primar (al sondei verticale) cu soluție de apă și etilenglicol, fiind compactă cu boiler de ACC integrat (Fig. 5.2), de înaltă eficiență, cu capacitatea de 175 litri. Funcționarea PC este asigurată de un controler electronic, care în funcție de temperatura apei pe returul sistemului comută compresorul în poziția pornit sau oprit.

Cu ajutorul unei pompe de circulație (P1), amestecul de apă și etilenglicol este introdus cu o temperatură de aproximativ 5–7 °C prin sonda geotermală având adâncimea de 110 m și debitul de 0,62 l/s. Agentul termic preia căldura din sol și se întoarce la suprafață cu 13–15 °C, deci se încălzește cu 7–8 °C. Acesta intră în evaporator, unde căldura preluată din sol este cedată refrigerentului și ulterior, cu ajutorul condensatorului, agentului termic pentru încălzire. Energia termică este transferată în condensator la circuitul de încălzire și la schimbătorul de căldură din boilerul de ACC, cu ajutorul unei vane cu 3 căi. PC este prevăzută și cu o rezistență electrică ce poate acoperi necesarul de căldură reziduală, atunci când cererea de căldură a sistemului de încălzire depășește puterea PC.

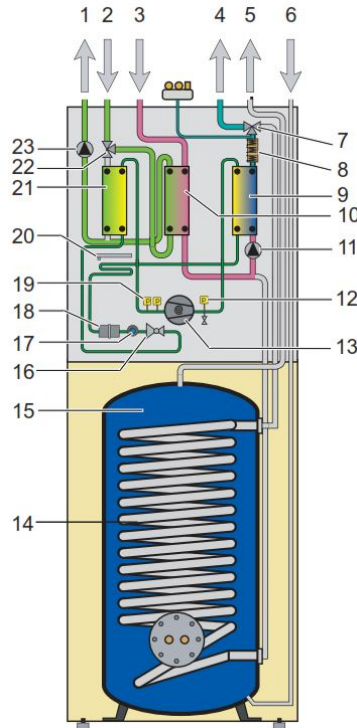


Fig. 5.2 Schema operațională a pompei de căldură WPC 05-cool

1–retur sonda verticală (spre sol); 2–tur sonda verticală (din sol); 3–retur circuit încălzire; 4–tur circuit încălzire; 5–ACC; 6–apă rece; 7–vană cu trei căi pentru circuitul de încălzire/răcire/ACC; 8–rezistență electrică; 9–condensator; 10–schimbător de căldură pentru răcire; 11–pompa de circulație (P2) pentru circuitul vas tempon-ACC; 12–limitator de presiune înaltă; 13–compresor; 14–schimbător de căldură pentru ACC; 15–boiler ACC; 16–ventil de laminare; 17–vizor; 18–filtru uscător; 19–limitator de presiune joasă; 20–colector condens; 21–evaporator; 22–vană cu trei căi pentru comutarea pe circuitul de încălzire/răcire; 23–pompa de circulație pe circuitul sondei verticale (P1).

Pentru răcire, agentul termic din sol este recirculat prin schimbătorul de căldură folosit pentru răcire, folosind o vană deviatoare cu 3 căi. PC folosește răcirea pasivă, caz în care pompa de recirculare transportă agentul termic prin sonda din sol, fără să mai pornească compresorul. În acest caz, coeficientul de performanță poate atinge valori foarte ridicate.

Panoul de control integrat al PC permite automatizarea completă, comandând elementele de execuție ale circuitelor componente: compresor, pompe, vană cu 3 căi, etc, dar și posibilitatea de achiziție a datelor.

Pentru obținerea presiunii statice necesare și preluarea variației de volum în urma dilatărilor din instalație s-au montat vase de expansiune (VE) închise, cu membrană, pentru sonda verticală, circuitul de încălzire și cel de preparare a ACC. Presiunea de lucru admisă pe circuitul primar este de 2 bar, fiind impusă de elementele componente ale PC.

Vasul tampon (VT) (Fig. 5.1) cu un volum de 100 litri, pe lângă rolul de acumulator de energie termică de la agentului termic, mai are și rolul de butelie de egalizare a presiunilor. În VT, izolat termic cu saltele din cauciuc poros pentru a se evita pierderea de energie termică, are loc o stratificare a agentului termic, la partea superioară acesta având o temperatură mai ridicată decât la partea inferioară. Acest vas asigură:

- diferența de temperatură recomandată de producător, de 5–6 °C, între turul și returul circuitului de încălzire la intrarea în condensator;
- limitarea pierderilor de presiune pe circuitul de încălzire și asigurarea astfel a debitului minim de agent termic vehiculat de pompa de circulație de pe circuitul secundar (P2);
- limitarea numărului de porniri-opriți a PC, prelungindu-se durata de viață a compresorului.

### 5.1.3 Schimbătorul de căldură din sol (Sonda geotermală verticală)

Ținând seama de durata de viață fără nici un fel de întreținere, stabilitatea foarte mare, lipsa fluctuației de temperatură și impactul redus asupra mediului și eficiența și fiabilitatea ridicate, rezultă că sondele verticale sunt cel mai sigur sistem de schimbător de căldură din sol (SCS). De asemenea, sondele geotermale verticale au amprenta la sol foarte mică față de colectoarele orizontale și o putere de extracție foarte mare.

SCS folosit este o sondă geotermală verticală amplasată în curtea Facultății de Construcții și presupune importante interacțiuni termice între zona de sol ce conține schimbătorul de căldură și zonele vecine în care există clădiri. Poziția geografică a sondei verticale și a instalației experimentale se regăsește în Fig. 5.3.

Sonda verticală confecționată din tuburi de PE100-RC, Ø32 x 2,9 mm, PN16, SDR11, de tip coaxial în construcție dublu U, prin care se realizează transferul de căldură, este introdusă într-un puț forat în sol (Fig. 5.4) cu adâncimea de 110 m și conectată direct la PC.



Fig. 5.3 Poziția geografică (Google Maps, 2022): a) Amplasarea biroului deservit de instalația experimentală; b) Amplasarea sondei geotermale verticale





Fig. 5.4 Introducerea sondei geotermale în puțul forat împreună cu greutatea aferentă

Sonda cu tub U dublu se poate transforma într-o sondă cu tub U simplu prin sectorizare cu ajutorul robinetelor de închidere, care folosesc și la injecția de energie termică în sol pentru regenerare sezonieră sau continuă.

Pentru realizarea acestui foraj geotermic de adâncime, în sistem închis, s-a identificat tipul de sol întâlnit folosind hărțile geologice și bazele de date deținute (argile, nisipuri, bolovănișuri, marne, calcare ș.a.) și s-a stabilit metoda de săpare, rotativ cu circulație directă. Diametrul exterior al puțului forat este de 180 mm.

Pentru a putea prelua o cantitate mai mare de energie din solul traversat, contactul sondei cu acesta trebuie să fie pe o suprafață cât mai mare, ceea ce înseamnă că este necesară montarea unor distanțieri (Fig. 5.5) care să împingă tubul cât mai aproape de peretele forajului. Folosirea distanțierilor crește transferul termic cu aproximativ 7%. Pe toată lungimea tubului sondei geotermale, distanțierii s-au montat cu pasul de 1 m (Fig. 5.6).



Fig. 5.5 Distanțier de fixare a tubului U

Forajul executat se consideră ca fiind de formă tubulară, dar în realitate acesta seamănă cu un tub riflat din cauza traversării prin unele formațiuni de duritate diferită (Fig. 5.7). Această formă depinde foarte mult și de procedura de forare, astfel o viteză de rotație a sapei ridicată și apăsare mare conduce la smulgerea fragmentelor de rocă rezultând o franjurare mai mare a pereților. Cu cât forma puțului forat este mai apropiată de cea tubulară, cu atât este mai ușor de introdus sonda în sol. Forma tubulară a forajului asigură și un contact mai bun al tuburilor cu rocile, care conduce la un transfer termic mult mai bun.

Forajul s-a umplut (spațiul liber dintre tuburile sondei dublu U și peretele puțului) cu un material special (grund) realizat din nisip coarșos și bentonită (nămol, ciment) pentru a limita circulația apei pe verticală și a împiedica pătrunderea poluanților în stratul acvifer. Conductivitatea termică medie și difuzivitatea termică a solului de la suprafață până la adâncimea de 110 m a fost de  $1,83 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  și respectiv  $0,38 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ . Conductivitatea termică și difuzivitatea termică a grundului testate de fabricant au fost de  $2,1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  și respectiv  $0,55 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ .

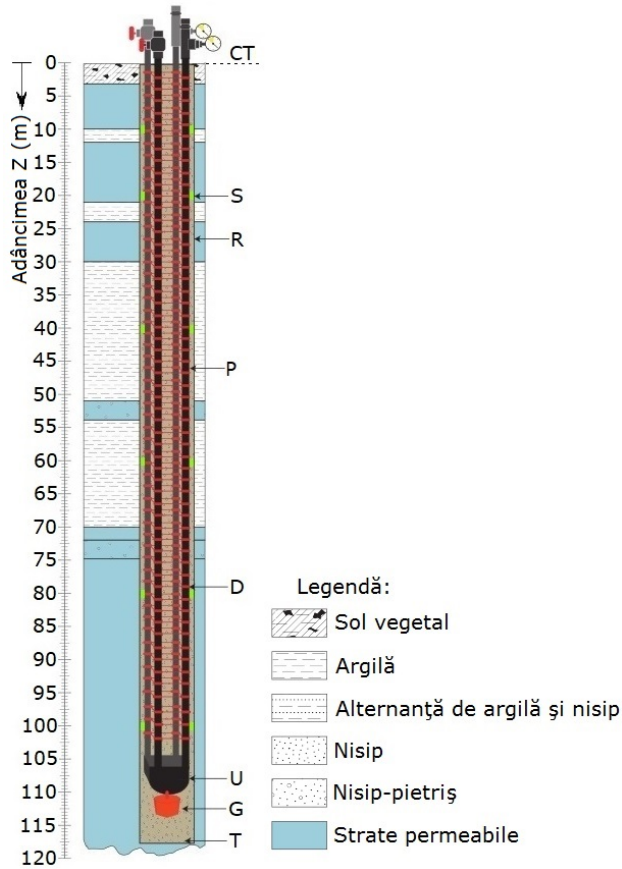


Fig. 5.6 Fișa de execuție a puțului forat  
 CT-cotă teren; S-senzori de temperatură; R-pietriș; P-sondă verticală; D-distanțieri; U-piesă de racordare a sondei în formă de U; G-greutatea sondei; T-talpa forajului

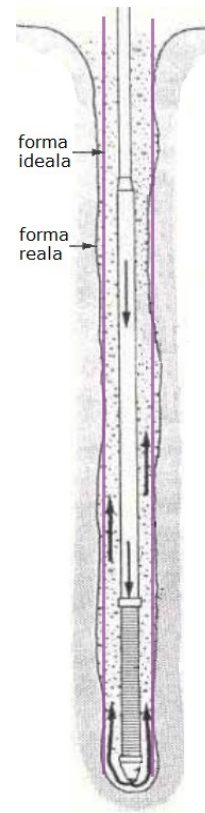


Fig. 5.7 Forma geometrică a puțului forat

Poziția tubului U dublu în puț influențează foarte mult rezistența termică a puțului (sondei)  $R_p$ , dată de relația (3.2), care crește direct proporțional cu distanța dintre tuburi și peretele puțului. Rezistența termică a grundului este invers proporțională cu conductivitatea termică a acestuia [151]. Variația rezistenței termice  $R_p$  a unei sonde dublu U, cu 3 poziții diferite a tubului de tur și retur în funcție de conductivitatea termică a grundului  $\lambda_g$  este ilustrată în Fig. 5.8 [152].

Așezarea tuburilor marcate cu roșu oferă o rezistență termică mare a sondei, fiind considerată o propunere de proiectare conservatoare. Amplasarea tuburilor marcate cu albastru reprezintă soluția rezonabilă fără distanțieri. Așezarea tuburilor marcate cu verde reprezintă poziția optimă și se poate realiza constant pe întreaga lungime a puțului forat doar dacă sunt folosiți distanțieri.

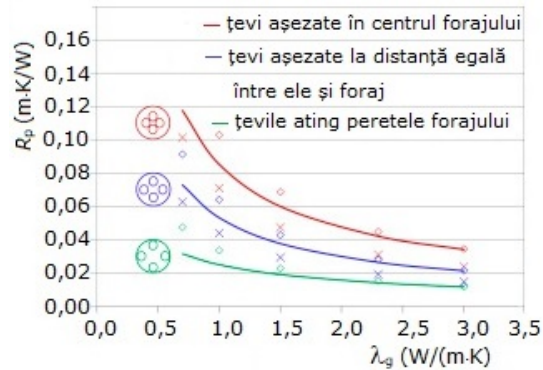


Fig. 5.8 Variația rezistenței termice a unei sonde dublu U în funcție de conductivitatea termică a materialului de umplere

Sonda verticală este umplută cu un amestec de apă cu etilenglicol cu concentrația de 33% pentru protecție la îngheț. Pentru determinarea temperaturii de îngheț a acestei soluții s-a folosit un refractometru (Fig. 5.9), unde s-au pus câteva picături de lichid, iar apoi vizual de pe un câmp circular, cu o scală verticală, s-a citit valoarea intersecată de limitele interfeței de culoare albastru-alb, rezultând o temperatură de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Sonda geotermală a fost introdusă imediat după terminarea foratului, când pereții puțului au fost încă suficient de stabili. Sonda s-a introdus plină cu apă, pentru ca aceasta să nu plutească, dar și pentru a evita aplatizarea ei de la presiunea ce crește odată cu adâncimea. După introducerea sondei s-a efectuat verificarea funcționării ei prin folosirea testului de curgere și proba de presiune (Fig. 5.10) la cel puțin 6 bar pentru o durată de operare de 60 min, la care se tolerează o cădere de presiune de 0,2 bar [153].

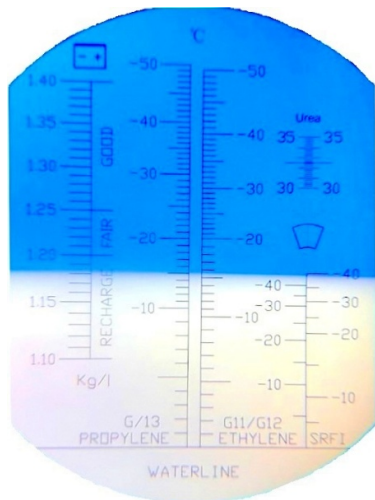


Fig. 5.9 Scala gradată a refractometrului



Fig. 5.10 Proba de presiune a sondei geotermale

Tabelul 5.1 include parametrii geometrici și proprietățile termice ale SCS vertical.

Tabelul 5.1 Parametrii geometrici și proprietățile termice ale SCS

Parametri și proprietăți termice	Notăție	Valoare	UM
<b>1. Puțul forat</b>			
Adâncimea	Z	110	m
Jumătatea distanței dintre ramurile U	$x_c$	0,038	m
Raza puțului	$r_p$	0,09	m
<b>2. Tuburile U</b>			
Material	Polietilenă		
Rugozitatea absolută	$\Delta$	$0,007 \times 10^{-3}$	m
Raza interioară a tubului	$r_1$	0,013	m
Raza exterioară a tubului	$r_2$	0,016	m
Conductivitatea termică	$\lambda_t$	0,42	W/(m·K)
<b>3. Fluidului de lucru</b>			
Tipul fluidului	Soluție etilenglicol		
Densitatea	$\rho_f$	1052	Kg/m <sup>3</sup>
Vâscozitatea cinematică	$\nu_f$	$4,94 \times 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Căldura specifică	$c_f$	3795	J/(kg·K)
Conductivitatea termică	$\lambda_f$	0,48	W/(m·K)
Difuzivitatea termică	$a_f$	$0,12 \times 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Debitul masic	$m_f$	0,3	kg/s
<b>4. Grundul</b>			
Densitatea	$\rho_g$	1920	kg/m <sup>3</sup>
Căldura specifică	$c_g$	2000	J/(kg·K)
Conductivitatea termică	$\lambda_g$	2,10	W/(m·K)
<b>5. Solul</b>			
Densitatea	$\rho_s$	2360	kg/m <sup>3</sup>
Căldura specifică	$c_s$	2016	J/(kg·K)
Conductivitatea termică	$\lambda_s$	1,83	W/(m·K)
Difuzivitatea termică	$a_s$	$0,38 \times 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s
Temperatura sol netulburat	$t_0$	12	°C

Principalele elemente ale sistemului de monitorizare a parametrilor solului sunt senzorii de temperatură. Aceștia se compun dintr-o rezistență de platină a cărei valoare variază în funcție de temperatură. Măsurând această rezistență se obține o valoare analogică a temperaturii.

Senzorii de temperatură utilizați pentru monitorizare au o precizie de 0,1 °C, și s-au fixat cu ajutorul unor fasete din plastic pe întreaga lungime a forajului.

Pentru siguranță, au fost montați pe tuburile sondei câte doi senzori de temperatură la fiecare din adâncimile: 20, 30, 50, 70, 90 și 110 m, în zona de tur și retur (Fig. 5.6).

#### 5.1.4 Pompele de circulație a apei

O pompă de circulație este responsabilă pentru circulația continuă a fluidului în circuitul închis. Sistemul experimental conține 3 pompe de circulație, dintre care două montate în PC astfel: una (P1) pe circuitul primar (al sondei verticale) cu debitul 2,3 m<sup>3</sup>/h și alta (P2) pe circuitul secundar între PC și vas tampon/ACC (Fig. 5.2), având debitul de 2,0 m<sup>3</sup>/h, iar a treia (P3) pe circuitul secundar între vasul tampon și circuitul de încălzire/răcire (Fig. 5.1), având debitul de 0,58 m<sup>3</sup>/h. Func-

ționarea pompei de circulație P3 este independentă de funcționarea celorlalte pompe din PC. Parametrii pompelor de circulație montate în PC și între vasul tampon și circuitul de încălzire/ACC sunt sintetizați în Tabelul 5.2.

Tabelul 5.2 Parametrii funcționali ai pompelor de circulație

Pompa	Circuitul	Treapta de turație	Puterea (W)	Intensitatea curentului (A)	Turația (rot/min)
P1	Primar	1	185	0,41/400V	2600
		2	130	0,25/400V	2100
		3	90	0,17/400V	1750
P2	PC – Vas tampon/ACC	1	93	0,40/400V	2200
		2	67	0,30/400V	1900
		3	46	0,20/400V	1450
P3	Vas tampon – Circuit încălzire/răcire	1	150	0,40/400V	2650
		2	100	0,20/400V	2190
		3	75	0,15/400V	1890

### 5.1.5 Sistemul de achiziție a datelor

Elementele principale ale sistemului de monitorizare a parametrilor solului și a PC sunt: senzorii de temperatură, modulele de preluare a datelor, data loggere și calculatorul pe care se descarcă datele.

Sistemul de achiziție de date al PCCS constă din temperatura aerului interior și exterior, temperatura punctului de rouă, temperatura de tur/retur pe circuitul secundar, temperatura sursei de căldură (temperatura la intrarea și ieșirea din sonda vertică), temperatura solului pe întreaga adâncime a sondei verticale, umiditatea relativă a aerului și parametrii de funcționare principali ai componentelor sistemului. Interfața sistemului de achiziție a datelor este ilustrată în Fig. 5.11.

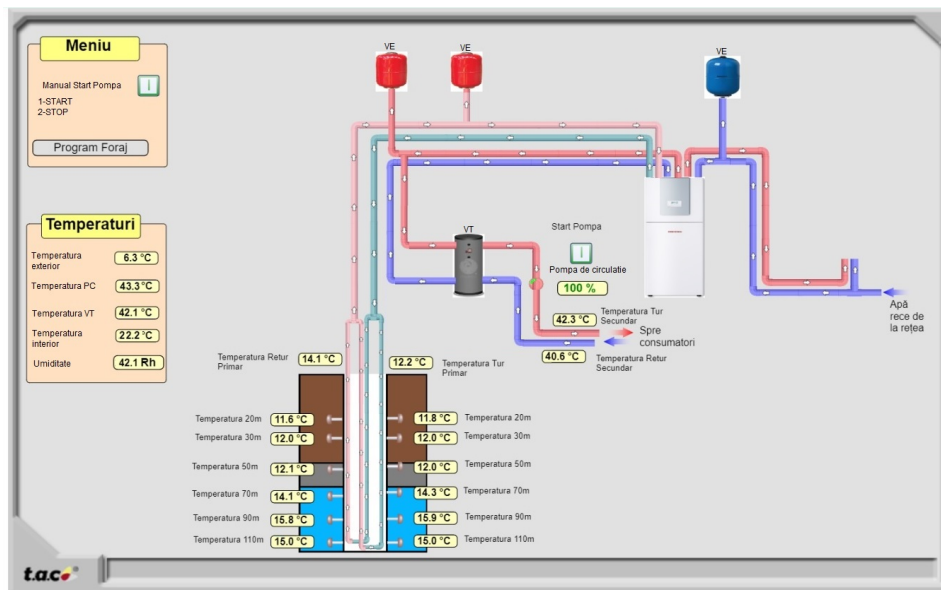


Fig. 5.11 Interfața sistemului de achiziție a datelor

Platforma digitală EcoStruxure Building Operation, folosită pentru vizualizarea măsurătorilor, reprezintă un sistem integrat de management al clădirilor care oferă informații utile pentru gestionarea și optimizarea eficienței energetice a clădirilor, și pentru a răspunde nevoilor de securitate cibernetică. Această platformă integrează mai multe sisteme pentru control și management centralizat, în timp real (Fig. 5.11). Permite integrarea și schimbul bidirecțional cu orice sistem sau echipament și oferă integrare simplă, vizibilitate și control al datelor. De asemenea, folosind acest sistem de automatizare a clădirilor se pot atinge emisii de carbon net-zero și condițiile climatice de confort.

Softul folosit este StruxureWare Building Operation cu componentele WorkStation, Reports Server și WebStation.

La baza unei soluții SmartStruxure se află dispozitivul server AS-P (Fig. 5.12), care realizează funcționalități cheie, cum ar fi logica de control, înregistrarea tendințelor și supravegherea alarmelor și acceptă comunicarea și conectivitatea la I/O și magistralele de teren. Inteligența distribuită a soluției SmartStruxure asigură toleranța la erori în sistem și oferă o interfață de utilizator complet echipată prin WorkStation și WebStation.

Dispozitivul AS-P poate atât acționa ca un server de sine stătător cât și controla modulele I/O și monitoriza și gestiona dispozitivele field bus. Funcționalitatea este distribuită pe mai multe dispozitive server SmartStruxure care comunică prin TCP/IP. Dispozitivul server AS-P este conectat la un calculator prin intermediul cablului de rețea Ethernet și comunică cu o gamă largă de protocoale, dispozitive și servere prin următoarele porturi: două porturi Ethernet 10/100, două porturi RS-485, un port LonWorks TP/FT, un port de magistrală I/O încorporat, un port USB gazdă, un port USB pentru dispozitiv.

Controlerile și modulele I/O ce intră în componența automatizării standului experimental sunt (Fig. 5.13):

- DO-FA-12, modul cu ieșire digitală, care furnizează energie și comunicații pe o magistrală comună.
- DI-16, modul digital utilizat pentru aplicații de măsurare a energiei
- UI-16, modul universal folosit pentru măsurarea unei game variate de temperatură, presiune, debit și puncte de stare.
- PS-24, modul de alimentare cu puterea de intrare de 24 VAC, care satisface cerințele specifice de alimentare ale serverului de automatizare și modulelor sale I/O.

Fig. 5.12 Dispozitiv server AS-P





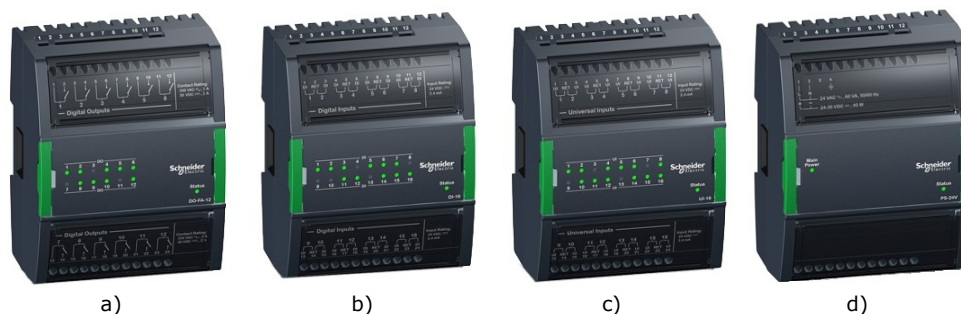


Fig. 5.13 Module I/O controlate de dispozitivul server AS-P:  
 a)-modul cu ieșire digitală DO-FA-12; b)-modul digital DI-16;  
 c)-modul universal UI-16; d)-modul de alimentare PS-24

Data loggerul împreună cu modulele I/O sunt amplasate în interiorul unui tablou de automatizare special, respectând instrucțiunile date de producător. Intreg tabloul este conectat la rețeaua electrică ce deservește standul experimental.

Înainte ca sistemul de achiziție a datelor să fi fost pus în funcțiune a fost necesară configurarea softului instalat pe calculatorul local. Configurarea softului are la bază o schemă logică pentru măsurarea temperaturilor, determinarea debitelor de agent termic și a energiilor termice și electrice, prezentată în Fig. 5.14.

Datorită memoriei limitate disponibile, datele pot fi stocate pe o perioadă de aproximativ 1 an de zile, fără a fi descărcate pe calculator. Dacă transferul nu se realizează în această perioadă, datele înregistrate de data logger se pierd. Datele pot fi afișate atât grafic cât și sub formă de document Excel.

Datele se pot descărca și manual în orice moment dorit de utilizator.

### 5.1.6 Sistemul de încălzire/răcire prin pardosea radiantă

Sistemul de încălzire/răcire prin pardosea radiantă este un sistem convectiv utilizat pentru a crea un mediu confortabil și a reduce consumul de energie prin încălzirea/răcirea eficientă a spațiilor rezidențiale sau comerciale.

Astfel, pentru a determina performanțele energetice și de mediu ale PCCS s-a folosit un sistem referențial de încălzire/răcire a biroului experimental prin pardosea radiantă compus din două circuite cuplate la un distribuitor-colector (D/C) (Fig. 5.15) [82], proiectate pentru a acoperi puterea termică de încălzire și răcire a biroului experimental de 1200 W și respectiv 969 W. Primul circuit, cu lungimea de 54 m, are serpentina montată în spirală, cu pașii mai mici către peretele exterior pentru a evita efectul de punte termică. Cel de-al doilea circuit are o lungime de 61 m și serpentina montată sub formă de meandru simplă. Pasul de instalare a serpentinelor variază între 10 și 30 cm. Circuitele sistemului de încălzire/răcire prin pardosea s-au realizat din tuburi de polietilenă reticulată (Pe-Xa), având dimensiunile de 17×2,0 mm.

Sistemul de încălzire/răcire prin pardosea radiantă are în componență o serie de echipamente: casetă metalică cu montaj aparent pe perete, debitmetre și actuator termoelectrice pe tur, grup de capăt alcătuit din dezaerator automat și robinet de scurgere cu capac, console de fixare cu distanța interaxială reglabilă, grup de pompare și amestec, releu pentru comanda grupului de pompare și amestec conectat la termostatul de interior.

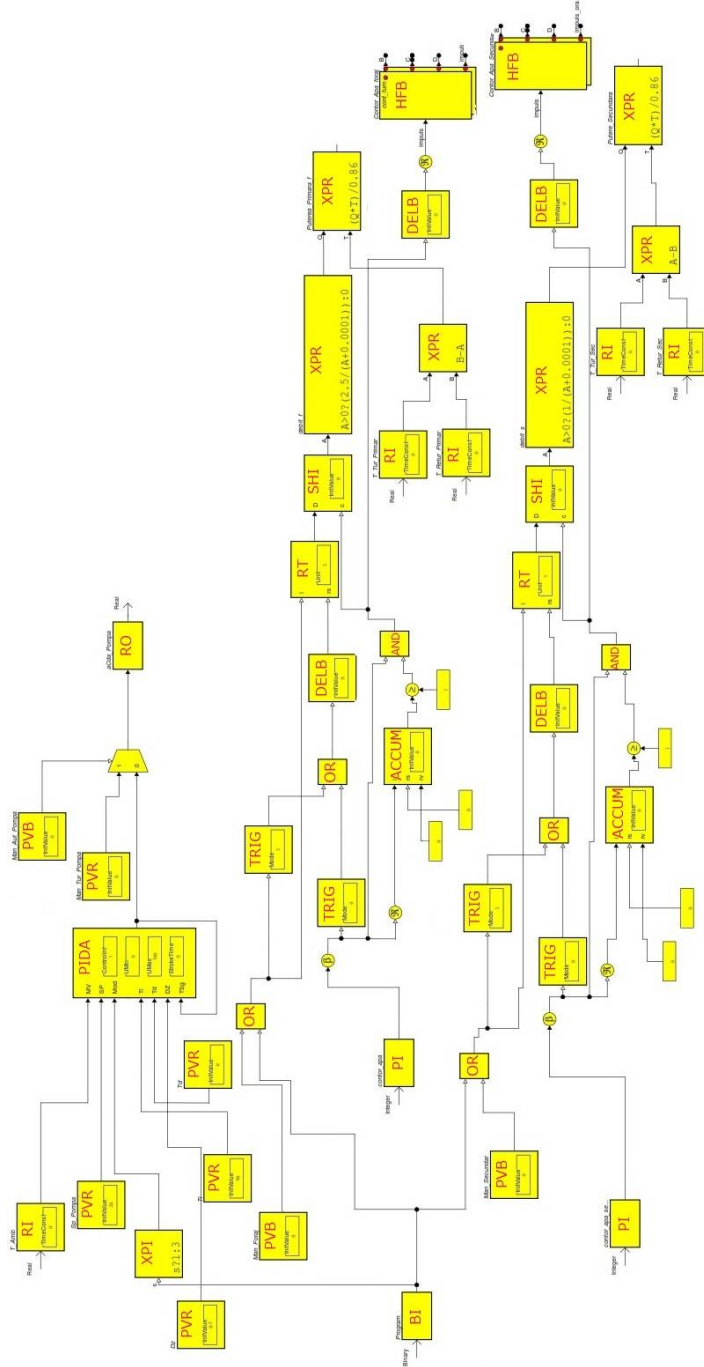


Fig. 5.14. Schema logică a automatizării

BI—intrare binară; RI—intrare reală; RO—ieșire reală; PI—ieșire binară pentru controlul de impulsuri; OR—funcție logică pentru a determina vreo condiție; PVR—parametru de valoare reală; PVB—bloc de valoare binară; XPI—bloc de expresie, ieșire întreg; PIDA—controler PID—ieșire analogică; ACCUM—acumulator; TRIG—întârziere valori binare; RT—măsurarea timpului de rulare; SHI—verificare și păstrare a valorii binare; XPR—bloc de expresie, ieșire reală; OR—funcție logică pentru a determina tipul condițiilor; HFB—ierarhia blocului functional



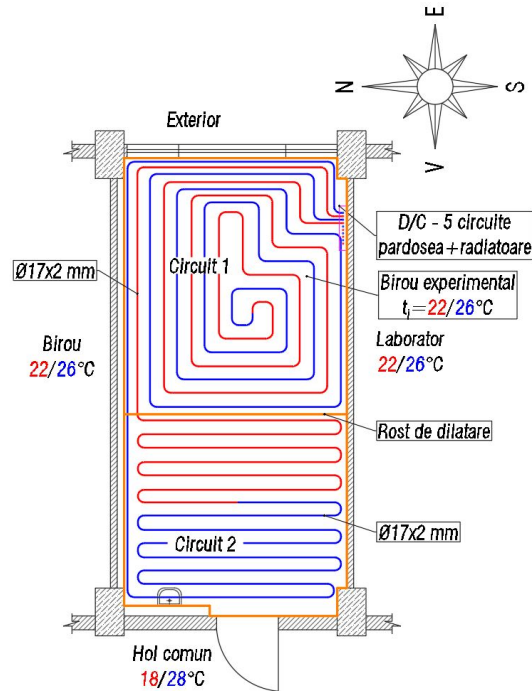


Fig. 5.15 Schema instalației de încălzire/răcire prin pardosea radiantă

Deoarece circuitele de încălzire/răcire individuale prezintă pierderi totale de presiune mult diferite, se impune o compensare a pierderilor de presiune pentru a asigura distribuția uniformă a acestora pe ambele circuite. Această compensare se realizează cu ajutorul robinetelor de reglare a debitelor (debitmetrelor), montate pe distribuitor, folosind diagrama de debit pusă la dispoziție de către producător. Debitmetrele se setează pentru a acoperi puterea termică de încălzire/răcire a biroului situat în Timișoara, zona climatică II ( $t_e = -15\text{ }^\circ\text{C}$  [143], respectiv  $t_e = 36,5\text{ }^\circ\text{C}$  [145]).

### 5.1.7 Aparatele de măsură

Pentru măsurarea cantităților de energie (termică și electrică) necesare la calculul performanței energetice (COP) s-au folosit contoare de energie termică și contoare electronice trifazate de electricitate.

- Măsurarea energiei termice produse de PC și a celei extrase sau injectate din/în sol s-a efectuat folosind câte un contor de energie termică tip AEM (Fig. 5.16), model LUXTERM, cu un convertizor de semnal IP 67 și eroarea  $\leq 0,2\%$ . Contorul este alcătuit dintr-un calculator de căldură, doi senzori de temperatură cu precizia de  $\pm 0,15\text{ }^\circ\text{C}$ , perechi de termorezistențe Pt500 montate pe turul și returul circuitelor hidraulice primar și secundar, și două traductoare de debit cu ieșire în impulsuri, unul pe circuitul primar și altul pe circuitul secundar.



Fig. 5.16 Contor de energie termică: calculator de căldură, senzori de temperatură, traductor de debit cu ieșire în impulsuri

Traductoarele de debit sunt dotate cu dispozitive emițătoare de impulsuri (relee reed), care măsoară debitul masic din circuit. Emiterea impulsului se realizează de o cutie sigilată cu un comutator-registru în interior. Releele sunt setate să emită 1 impuls la un volum de 2,5 l de lichid vehiculat, permițând un debit permanent de 3,5 m<sup>3</sup>/h și un grad de protecție IP 67 prin contor. Releele sunt conectate prin intermediul unui conductor cu 2 fire la data logger.

Calculatoarele de energie termică măsoară diferența de temperatură între turul și returul instalației, determină volumul de agent termic vehiculat prin instalație și calculează energia termică aferentă.

- Măsurarea energiei electrice consumate de întreg sistem și compresor s-a efectuat folosind câte un contor electronic trifazat.

Contorul electronic trifazat pentru măsurarea energiei electrice consumate de sistemul de încălzire/răcire și producere a ACC (PC, pompele de circulație și sistemul de achiziție a datelor) (Fig. 5.17-a) este multifuncțional, produs de firma AEM, model ENERLUX T, având o precizie de  $\pm 1\%$  din valoarea nominală și dispozitiv de testare LED pentru imp/kWh + LED pentru imp/(kV·Ar·h). Carcasa este dotată cu indicele de protecție IP 51, iar dispozitivul are temperatura de lucru între  $-10$  °C și  $+60$  °C.

Măsurarea energiei electrice consumate de compresor s-a efectuat folosind un contor electronic trifazat (Fig. 5.17-b), produs de firma ADELEQ, model DRT-301D, având o precizie de  $\pm 1\%$  și o rată de 1 impuls/2,5 Wh. Carcasa contorului este dotată cu indicele de protecție IP 51, iar dispozitivul are temperatura de lucru între  $-10$

°C și +50 °C. Citirile au fost preluate electronic, folosind o ieșire de impuls pentru comunicare, în sistemul de achiziție a datelor.



a)



b)

Fig. 5.17 Contor electronic trifazat de electricitate  
a)-pentru sistemul de încălzire/răcire; b)-pentru compresor

Monitorizarea și înregistrarea datelor din experimente s-a realizat cu un computer racordat la tablou electric al laboratorului, diferit de cel al instalației experimentale.

- Măsurarea temperaturii agentului termic din conductele de cupru ale circuitelor hidraulice s-a efectuat folosind senzori de contact produși de firma Schneider, model STC100 (Fig. 5.18), ce sunt alcătuiți dintr-o carcasă etanșă din material plastic cu clasa de protecție IP 65 și pot funcționa în locurile unde temperatura este între -40 °C și +130 °C. Piesa de cuplare, ce conține materialul sensibil, este metalică și se adaptează suprafeței conductei, iar prinderea pe conductă se realizează cu un element de fixare (colier reglabil). Măsurarea temperaturii se face cu o precizie de  $\pm 0,3$  °C, realizată la interval de 10 minute.



Fig. 5.18 Senzor de temperatură de contact

- Măsurarea temperaturii și umidității relative a aerului interior s-a efectuat cu ajutorul unui senzor produs de firma Schneider, model SHR100-T (Fig. 5.19), care cuprinde un element de detectare și un amplificator montat într-o carcasă din plastic, potrivită pentru amplasare pe perete. Senzorul are precizie de  $\pm 0,2$  °C pentru temperatură și de  $\pm 2\%$  RH pentru umiditatea relativă, funcționând la temperaturi de -10...+60 °C și umiditate relativă de 0-95% RH.

- Măsurarea temperaturilor aerului exterior și a solului s-a făcut cu ajutorul unui senzor model STO200 (Fig. 5.20) cu precizia de  $\pm 0,2$  °C, și respectiv 12 senzori NTC cu precizia de  $\pm 0,1$  °C, funcționând la temperaturi de -40...+90 °C, respectiv -50...+105 °C, iar intervalul de măsurare este de 10 minute. Rezultatele măsurătorilor realizate de senzorii de temperatură sunt preluate de sistemul de achiziție a datelor.



Fig. 5.19 Senzor de temperatură și umiditate a aerului interior



Fig. 5.20 Senzor de temperatură a aerului exterior

- Măsurarea debitelor de ACC și agent termic s-a realizat cu două debitmetre ZENNER cu o precizie de  $\pm 0,2\%$ .

## 5.2 Investigarea performanțelor PCCS în diferite moduri de operare

Sistemul a fost monitorizat pe durata a 1 an, iar măsurătorile experimentale au fost efectuate pentru două configurații ale SCS: (1) – SCS cu tub U dublu; (2) – SCS cu tub U simplu.

În perioada de încălzire, experimentele au fost conduse pe durata unei luni pentru fiecare din cele două configurații, între 27 Noiembrie 2020 și 26 Decembrie 2020 și între 6 Ianuarie 2021 și 4 Februarie 2021. Temperatura aerului interior a fost de 22 °C, iar temperatura aerului exterior a variat între -5 și 10,8 °C. Valorile medii lunare a temperaturii aerului exterior pe durata celor două perioade au fost aproape egale.

În perioada de răcire, experimentele au fost conduse pe durata unei luni pentru fiecare din cele două configurații analizate, între 19 Iulie 2021 și 9 August 2021 și între 23 August și 12 Septembrie 2021. Temperatura aerului interior a fost de 26 °C, iar temperaturile aerului exterior au variat în intervalul 14,2–35,1 °C. Valorile medii lunare a temperaturii aerului exterior pe durata celor două perioade au fost aproximativ egale.

Funcționarea PC și a întregului sistem (încălzire/răcire, preparare ACC) este caracterizată de coeficientul de performanță  $COP_{PC}/EER_{PC}$  și respectiv  $COP_{sist}/EER_{sist}$ , care s-au calculat folosind relațiile (2.15) și (2.20). Emisia de bioxid de carbon  $M_{CO_2}$ , a PC pe durata exploatării acesteia s-a evaluat cu relația (2.34).

Măsurătorile experimentale sunt folosite pentru a testa principalii parametri de performanță (eficiență energetică și emisia de CO<sub>2</sub>) în diferite moduri de operare folosind atât sonda verticală cu tub U dublu, cât și sonda verticală cu tub U simplu. Se efectuează o analiză comparativă a acestor performanțe atât pentru încălzire și răcire, cât și pentru ACC în diferite moduri de funcționare.

### 5.2.1 Încălzire

Parametrii experimentali, incluzând temperatura aerului interior ( $t_i$ ), temperatura aerului exterior ( $t_e$ ) și temperatura de tur a fluidului (apă glicolată) din sondă ( $t_f$ ), înregistrate pentru o perioadă de o lună, sunt reprezentate grafic în Fig. 5.21 și 5.22.

De menționat că atât în configurația (1) cât și în configurația (2) s-a obținut o temperatură a aerului interior, în jurul valorii de referință de 22 °C, conducând la un confort bun în încăpere.

Temperatura medie a fluidului de lucru  $t_f$ , în timpul iernii, este cu până la 12–13 °C mai mare decât temperatura medie a aerului exterior  $t_e$ , ceea ce crește capacitatea și performanța sistemului PCCS.

În Tabelul 5.3 sunt sintetizate valorile medii ale temperaturilor ( $t_i$ ,  $t_e$ ,  $t_f$ ), energia termică utilă pentru încălzire ( $E_t$ ), energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), COP-ul pompei de căldură ( $COP_{PC}$ ) și al sistemului ( $COP_{sist}$ ), precum și emisia de CO<sub>2</sub> ( $M_{CO_2}$ ).

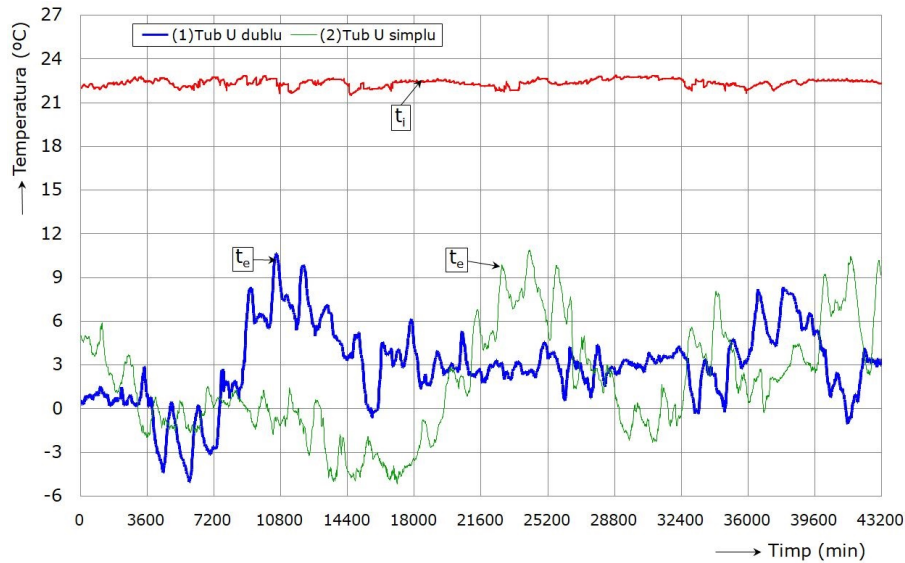


Fig. 5.21 Variația în timp a temperaturilor aerului interior și exterior pe perioada de încălzire

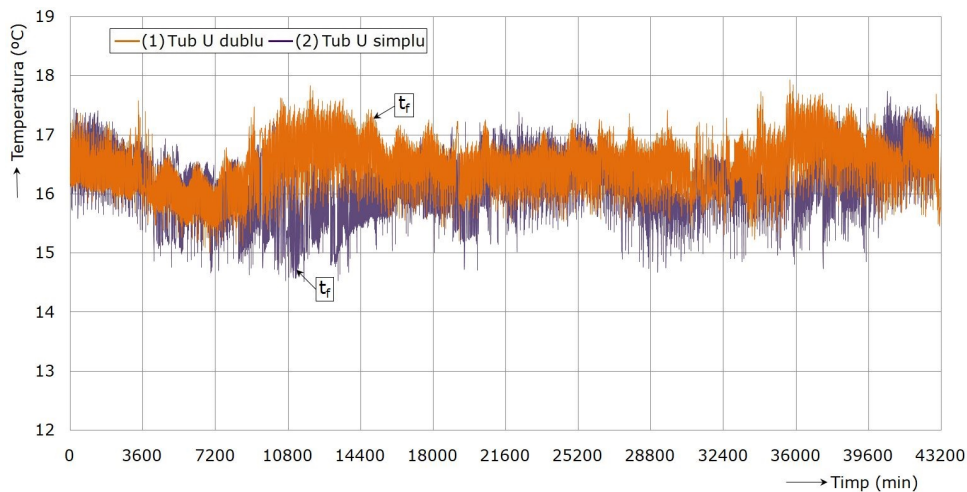


Fig. 5.22 Variația în timp a temperaturii fluidului de lucru pe perioada de încălzire

Tabelul 5.3 Performanțele sistemului PCCS în modul de încălzire

Configurația SCS	$t_i$ (°C)	$t_e$ (°C)	$t_f$ (°C)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$	$COP_{PC}$	$M_{CO_2}$ (kg)
(1) Tub U dublu	22,36	1,92	16,37	266,43	48,12	5,54	6,08	14,39
(2) Tub U simplu	22,22	1,78	16,08	271,01	51,24	5,29	5,82	15,32

Valorile  $COP_{PC}$  ale pompei de căldură pentru configurațiile (1) și (2) sunt 6,08 și, respectiv, 5,82. Pentru configurația (1),  $COP_{sist} = 5,54$  este cu 5% mai mare, iar nivelul emisiei de  $CO_2$  este cu 6,5% mai mic decât în configurația (2). Datorită proprietăților climei, solului și ale locului în care s-au efectuat măsurătorile și a unui debit mai mare al apei subterane, temperatura sursei de căldură este crescută, iar  $COP_{PC}$  și  $COP_{sist}$  sunt valori notabile pentru ambele configurații. Prin urmare, atunci când aceste rezultate sunt comparate cu rezultatele studiilor similare raportate în [154] dar în alte condiții geotermale locale, se constată că parametrii de performanță obținuți aici sunt îmbunătățiți considerabil.

### 5.2.2 Încălzire și producere a apei calde de consum

La studiul comparativ al celor două configurații de SCS, s-a folosit același volum de ACC,  $V_{acc} = 1,05 \text{ m}^3$ , cu temperatura de 45 °C. Variațiile parametrilor experimentali incluzând temperatura aerului interior ( $t_i$ ), temperatura aerului exterior ( $t_e$ ), temperatura ACC ( $t_{acc}$ ) și temperatura fluidului de lucru ( $t_f$ ), înregistrați pentru o perioadă de o săptămână pentru fiecare dintre cele două configurații ale SCS analizate, de la 28 Decembrie 2020 până la 3 Ianuarie 2021 și 10 Februarie 2021 până la 17 Februarie 2021, sunt reprezentate în Fig. 5.23 și 5.24. Temperatura medie a sursei de căldură în timpul iernii este cu aproximativ 15 °C mai mare decât temperatura aerului exterior.

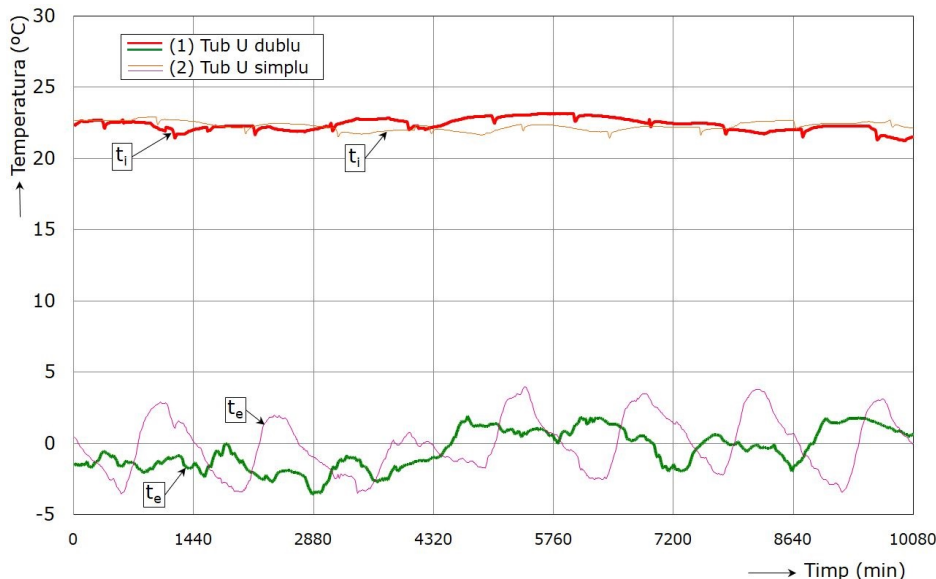


Fig. 5.23 Variația temperaturii aerului interior și exterior în regimul hibrid încălzire-ACC

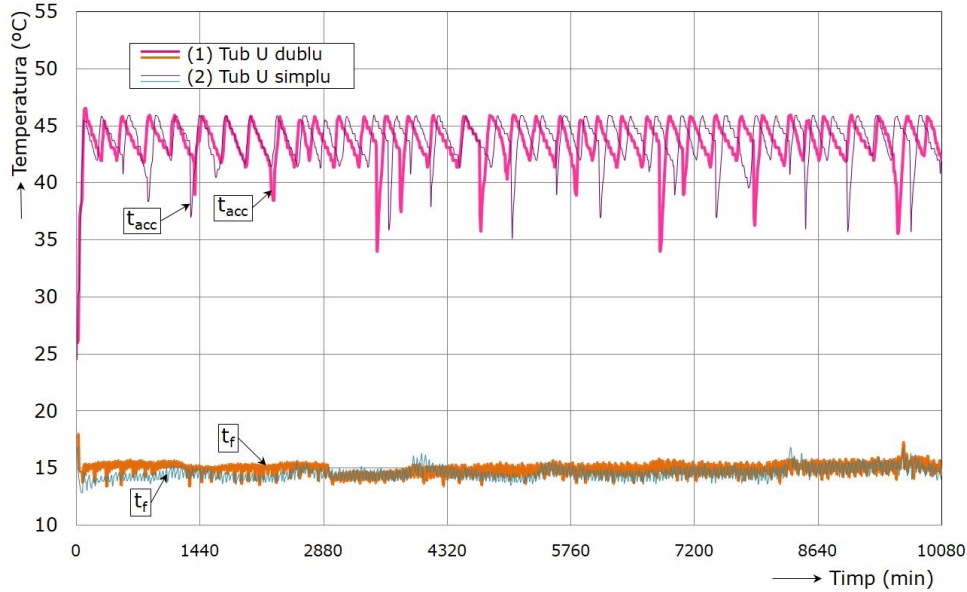


Fig. 5.24 Variația temperaturii ACC și a fluidului de lucru în regimul hibrid încălzire-ACC

În Tabelul 5.4 sunt sintetizate valorile medii ale temperaturilor ( $t_i$ ,  $t_e$ ,  $t_{acc}$ ,  $t_f$ ), energia termică utilă ( $E_t$ ), energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), COP-ul pompei de căldură ( $COP_{PC}$ ) și al sistemului ( $COP_{sist}$ ), precum și emisia de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ).

Tabelul 5.4 Performanțele sistemului PCCS în modul hibrid de încălzire-ACC

Configurația SCS	$t_i$ (°C)	$t_e$ (°C)	$t_f$ (°C)	$t_{acc}$ (°C)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$	$COP_{PC}$	$M_{CO_2}$ (kg)
(1) Tub U dublu	22,36	-0,34	14,58	43,58	148,04	45,32	3,27	3,66	13,55
(2) Tub U simplu	22,26	-0,14	14,95	43,66	146,96	46,86	3,14	3,56	14,01

Deși  $COP_{sist}$  a rezultat cu valori aproape egale pentru cele două configurații, rezultatele experimentale indică faptul că la utilizarea unui sonde geotermale cu tub U dublu s-a obținut o economie de electricitate de 3,4% și o scădere a valorii emisiei de  $CO_2$  cu 3,4%.

Analizând datele experimentale (Tabelele 5.3 și 5.4) rezultatele indică faptul că COP-ul sistemului care funcționează în modul hibrid de încălzire-ACC în comparație cu modul de operare doar încălzire a scăzut semnificativ, cu aproximativ 69% pentru configurațiile (1) și (2), de la 5,54, respectiv 5,29 până la 3,27, respectiv 3,14. Valorile  $COP_{PC}$  ale pompei de căldură pentru configurațiile (1) și (2) sunt 3,66 și, respectiv, 3,56.

### 5.2.3 Răcire

În prezent, încălzirea globală crește treptat temperatura aerului exterior. Ca urmare, necesarul de energie termică s-a mărit din cauza sarcinii de răcire crescute și a timpului mai mare de funcționare a sistemelor de răcire. În sezonul de răcire,



sistemul PCCS transferă energia termică din interior la sol. Când sistemul de răcire cu PCCS funcționează continuu pentru o lungă perioadă de timp, temperatura solului crește, iar performanța sistemului se poate deteriora semnificativ. Dacă căldura degajată în sol poate fi redusă, se va micșora și temperatura solului. Problema poate fi rezolvată prin reutilizarea căldurii de condens înainte ca aceasta să fie transferată în sol [155] sau prin combinarea răcirii cu producerea ACC într-un sistem hibrid.

În acest sens, s-a studiat, prin experimente la scară mică, sistemul hibrid de PCCS pentru răcirea biroului experimental cu producerea de ACC. Experimentele pentru evaluarea performanței au fost efectuate în următoarele moduri de funcționare: numai răcire, numai ACC, combinat răcire-ACC.

În Fig. 5.25 și 5.26 se arată variația în timp a temperaturii aerului exterior ( $t_e$ ) și aerului interior ( $t_i$ ) și respectiv variația temperaturii fluidului de lucru ( $t_f$ ).

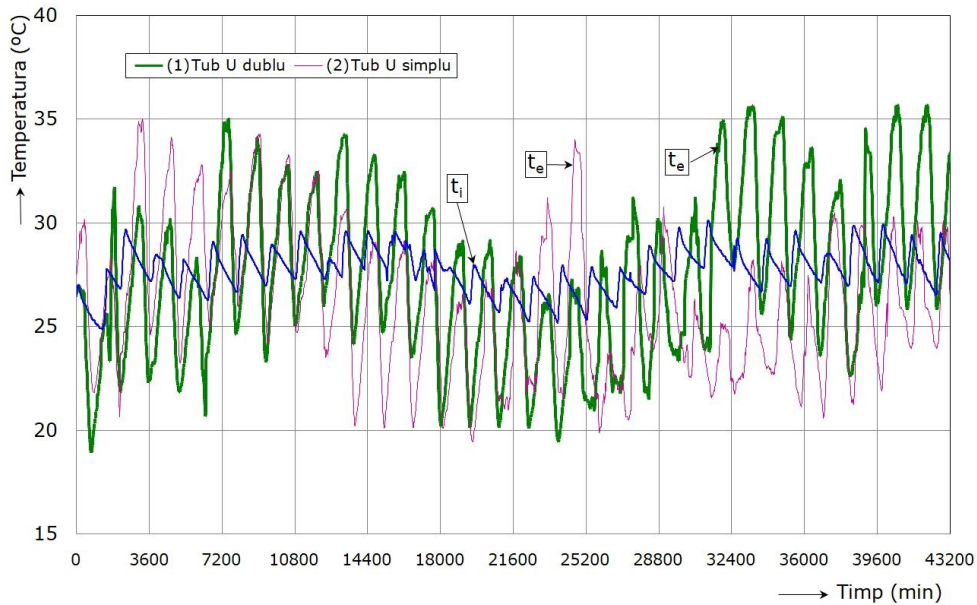


Fig. 5.25 Variația în timp a temperaturilor aerului interior și exterior pe perioada de răcire

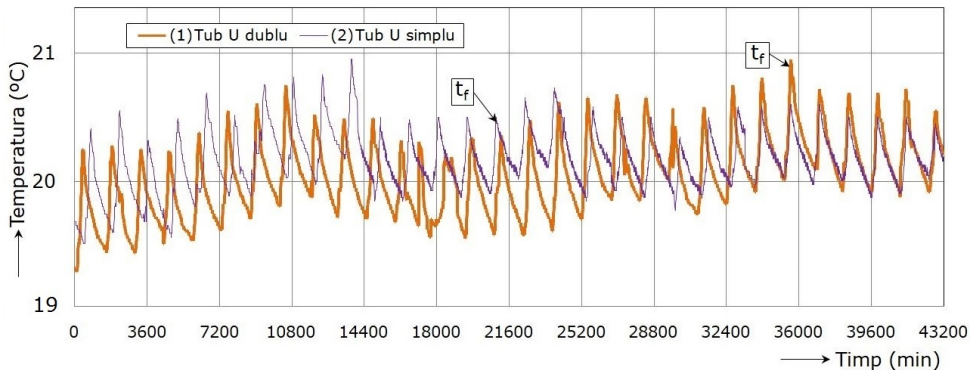


Fig. 5.26 Variația în timp a temperaturii fluidului de lucru pe perioada de răcire



În Tabelul 5.5 sunt sintetizate valorile medii ale temperaturilor ( $t_i$ ,  $t_e$ ,  $t_f$ ), energia termică utilă pentru răcire ( $E_t$ ), energia electrică consumată ( $E_{el}$ ), raportul de eficiență energetică a sistemului ( $EER_{sist}$ ) și emisia de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ).

Tabelul 5.5 Performanțele sistemului PCCS în modul de răcire

Configurația SCS	$t_i$ (°C)	$t_e$ (°C)	$t_f$ (°C)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$EER_{sist}$ (Btu/Wh)	$COP_{sist}$	$M_{CO_2}$ (kg)
(1) Tub U dublu	27,22	27,47	20,64	182,04	45,06	13,78	4,04	13,47
(2) Tub U simplu	27,48	26,05	20,95	193,43	49,42	13,35	3,92	14,78

În configurația (2) cu tub U simplu s-a obținut o temperatură a fluidului  $t_f$  mai mare (cu aproape 2%) datorită vitezei de curgere mai mici a fluidului de lucru, motiv pentru care în configurația (1) cu tub U dublu, a rezultat o temperatură mai redusă (cu 1%) a aerului interior  $t_i$ , apropiată de temperatura de referință de 26 °C. În configurația (1),  $EER_{sist}$  a fost cu 3,2% mai mare, iar valoarea emisiei de  $CO_2$  a fost cu 9,7% mai mică decât în configurația (2).

Valorile COP ale sistemului PCCS au fost comparate cu valorile COP obținute de alți cercetători. Astfel, cercetarea lui Man ș.a. [156] a indicat un COP al sistemelor PCCS de 3,9–4,53 în sezonul de vară, iar Michopoulos ș.a. [157], care au folosit un SCS vertical la o adâncime de 80 m, au raportat un  $COP_{sist}$  în sezonul de vară de 4.4–4.5. Se constată, deci, că valorile performanței obținute în prezenta cercetare sunt similare.

Comparația rezultatelor experimentale la funcționarea sistemului în modul de încălzire și răcire (Tabelele 5.3 și 5.5) indică faptul că performanța sistemului în modul de încălzire, de 5,54 pentru configurația cu tub U dublu și de 5,29 pentru configurația cu tub U simplu, este mai mare decât în modul de răcire cu 28,2% și respectiv 34,9%. Aceste aspecte se produc întrucât sarcina de încălzire a fost cu 46,3% și, respectiv, 40,1% mai mare decât puterea de răcire și, în plus, energia electrică consumată în modul de încălzire a fost mai mare doar cu 6,8% și respectiv 3,7% decât energia electrică consumată în modul de răcire.

## 5.2.4 Producerea apei calde de consum

Pentru a analiza performanțele PC care produce ACC pentru o familie de trei persoane, s-a luat în considerare un consum mediu zilnic de aproximativ 50 l/pers la o temperatură de referință a ACC ( $t_{acc-set}$ ) de 45, 50 și 55 °C. Măsurătorile experimentale au fost efectuate pe o perioadă de o săptămână pentru fiecare temperatură de referință a ACC în perioada 6 Februarie 2021 – 27 Februarie 2021. Pe parcursul măsurărilor, a fost asigurată sarcina termică de ACC pentru o familie care folosește un volum de ACC de 1,05 m<sup>3</sup>. Parametrii experimentali înregistrați pentru sonda verticală cu tub U dublu și simplu și temperatura de referință a ACC de 45 °C, incluzând temperatura ACC ( $t_{acc}$ ) și temperatura fluidului de lucru ( $t_f$ ), sunt reprezentați în Fig. 5.27.

De remarcat că variația temperaturii  $t_{acc}$  este aproximativ aceeași în ambele configurații, cu tub U dublu și simplu, iar temperatura medie a fluidului  $t_f$  în configurația cu tub U dublu este ușor sub temperatura medie a fluidului în configurația cu tub U simplu.

În Tabelul 5.6 sunt sintetizate valorile medii ale temperaturilor ( $t_{acc}$ ,  $t_f$ ), energia termică utilă ( $E_t$ ), electricitatea consumată de compresor ( $E_{el}$ ), COP-ul pompei de căldură ( $COP_{PC}$ ) și emisia de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ).

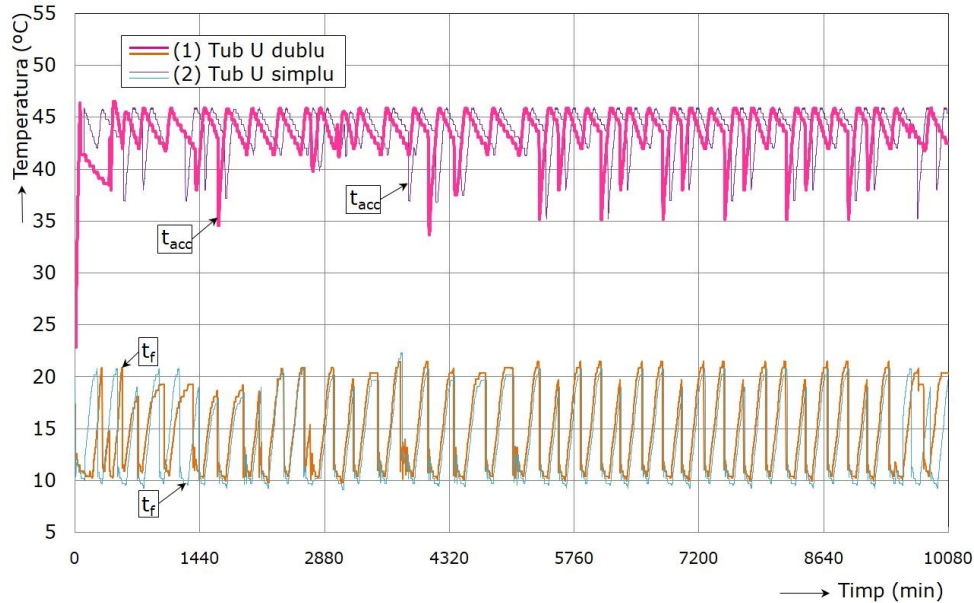


Fig. 5.27 Variația în timp a temperaturilor la producerea ACC de 45 °C

Tabelul 5.6 Performanțele PCCS pe durata testelor de producere a ACC

Configurația SCS	$t_{acc-set}$ (oC)	$t_{acc}$ (oC)	$t_r$ (oC)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{PC}$	$M_{CO_2}$ (kg)
1) Tub U dublu	45	44,48	14,03	42,11	20,15	2,09	6,02
	50	49,39	13,89	48,10	24,41	1,97	7,30
	55	54,86	13,76	54,78	31,67	1,73	9,47
2) Tub U simplu	45	44,56	14,79	41,36	19,58	2,11	5,85
	50	49,42	14,32	47,22	23,24	2,03	6,95
	55	54,72	14,08	53,79	29,94	1,80	8,95

De remarcat faptul că atunci când PC a funcționat în modul ACC,  $COP_{PC}$  a fost aproximativ egal în cele două configurații ale SCS și a scăzut în configurația cu tub U dublu de la 2,09 la 1,73 dacă temperatura ACC a crescut respectiv de la 45 °C la 55 °C, iar în configurația cu tub U simplu  $COP_{PC}$  a scăzut de la 2,11 la 1,80 când temperatura ACC a crescut respectiv de la 45 °C la 55 °C. De asemenea, nivelul emisiei de  $CO_2$  a crescut la mărirea temperaturii ACC de la 45 °C la 55 °C cu 57% pentru configurația cu tub U dublu și cu 53% pentru configurația cu tub U simplu.

### 5.2.5 Răcire și producere a apei calde de consum

Pentru determinarea performanței sistemului PCCS în sezonul de vară, au fost efectuate măsurători experimentale pe o perioadă de o săptămână pentru fiecare dintre cele două configurații analizate, în perioada 16 August 2021 – 22 August 2021 și respectiv 9 August 2021 – 15 August 2021. Pe parcursul măsurătorilor, au fost asigurate atât sarcina de răcire, cât și cea de ACC pentru o familie care folosește un volum de ACC egal cu 1,05 m<sup>3</sup>.

În Fig. 5.28 se ilustrează evoluția în timp a temperaturii aerului interior ( $t_i$ ) și a aerului exterior ( $t_e$ ), iar în Fig. 5.29 se prezintă variația în timp a temperaturii ACC ( $t_{acc}$ ) și a temperaturii fluidului de lucru ( $t_f$ ).

În Tabelul 5.7 se prezintă o sinteză a valorilor medii ale temperaturilor ( $t_i$ ,  $t_e$ ,  $t_f$ ,  $t_{acc}$ ), a energiei termice utile ( $E_t$ ), a consumului total de electricitate ( $E_{el}$ ), COP-ului sistemului PCCS ( $COP_{sist}$ ), și emisiei de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ).

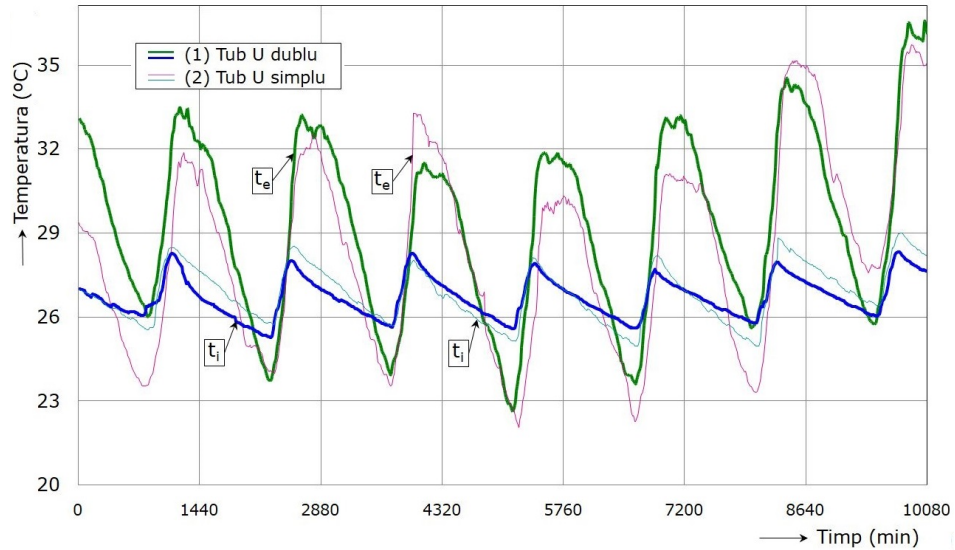


Fig. 5.28 Variația temperaturii aerului interior și exterior în modul combinat răcire-ACC

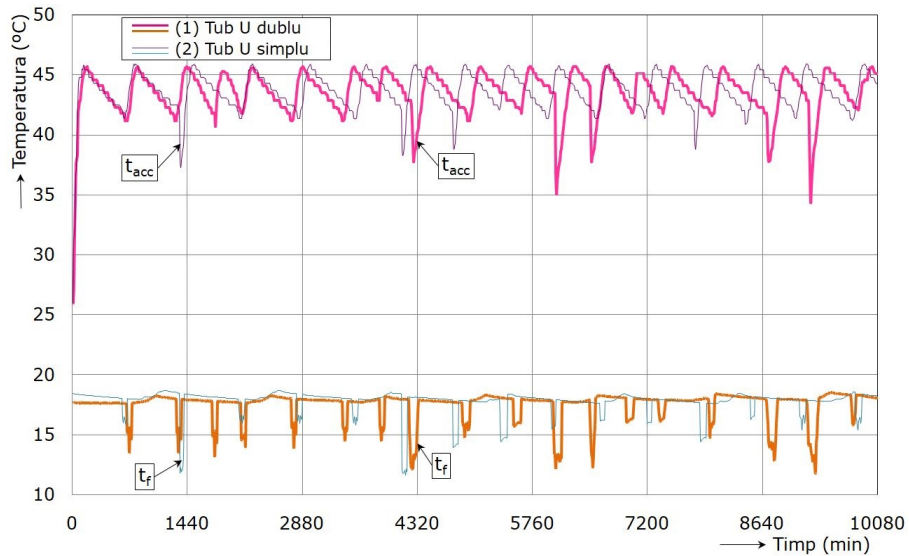


Fig. 5.29 Variația temperaturii ACC și a fluidului de lucru în modul de operare răcire-ACC

Tabelul 5.7 Performanțele sistemului PCCS în modul de operare combinat răcire- ACC

Configurația SCS	$t_i$ (oC)	$t_e$ (oC)	$t_f$ (oC)	$t_{acc}$ (oC)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$	$M_{CO_2}$ (kg)
(1) Tub U dublu	26,82	29,28	17,48	43,51	104,42	28,61	3,66	8,55
(2) Tub U simplu	26,94	28,33	17,81	43,64	101,21	30,04	3,37	8,98

Valorile  $COP_{sist}$  pentru sistemul PCCS care funcționează în modul combinat răcire-ACC arată o scădere de 8,6% în configurația cu tub U simplu față de cea cu tub U dublu, de la 3,66 la 3,37.

Deși  $COP_{sist}$  a fost doar cu 8,6% mai mare în configurația cu tub U dublu, rezultatele experimentale indică faptul că la utilizarea acestei configurații a SCS s-a obținut o economie de electricitate de 5%, precum și scăderea nivelului emisiei de  $CO_2$  cu 5%.

În Fig. 5.30 se ilustrează variația performanțelor sistemului PCCS în diferite moduri de operare, pentru a arăta rezultatele măsurătorilor experimentale ale coeficientului de performanță ( $COP_{sist}$ ) și emisiei de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ).

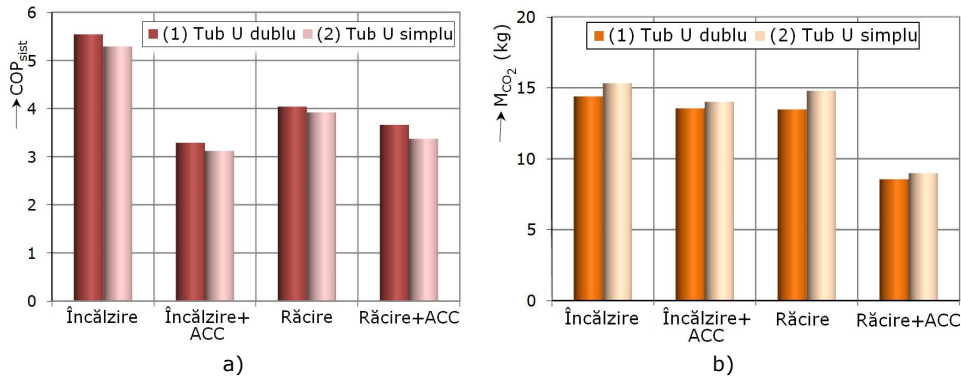


Fig. 5.30 Variația performanțelor sistemului în diferite moduri de operare: a)-coeficientul de performanță; b)-emisii de  $CO_2$

### 5.3 Analiza erorilor

Analiza incertitudinilor (erorilor) în măsurătorile și rezultatele experimentale este necesară pentru evaluarea datelor experimentale [158]. O analiză a erorilor a fost efectuată folosind metoda descrisă de Holman [159]. Un rezultat  $Z$  este o funcție dată de variabilele independente  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ . Dacă erorile variabilelor independente  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  sunt toate date cu aceeași probabilitate, atunci eroarea în rezultatul  $w_Z$ , având aceeași probabilitate, se calculează cu următoarea ecuație [159]:

$$w_Z = \sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial x_n} w_n\right)^2} \quad (5.1)$$

unde  $\partial Z / \partial x_i$  este sensibilitatea rezultatului la o variabilă individuală, iar  $n$  – numărul de variabile independente.

În studiul de față, temperaturile, energia termică și energia electrică au fost măsurate cu instrumente adecvate explicate anterior. Estimarea erorii maxime a rezultatelor experimentale a fost efectuată folosind formula de propagare a erorilor (5.1). S-a constatat că eroarea maximă a rezultatelor este pentru  $COP_{PC}$ , având o valoare acceptabilă de 1,3–1,4% în modul de încălzire și de 1,0–1,1% în modul de răcire. Eroarea pentru  $COP_{sist}$  a fost estimată între 1,0 și 1,2% în regim de încălzire și între 1,1 și 1,3% în modul combinat răcire-ACC.

## 5.4 Explorarea performanțelor PCCS experimentale cu regenerare sezonieră pentru încălzire

### 5.4.1 Dezechilibrul termic al solului și regenerarea sezonieră a PCCS

Atunci când se utilizează un sistem PCCS pentru încălzirea (sau răcirea) unor clădiri, căldura este extrasă (sau furnizată) solului deoarece temperatura solului este mai mare decât temperatura aerului în perioadele de încălzire și mai mică în perioadele de răcire. Dacă cantitatea de căldură extrasă din pământ în perioada de încălzire nu este aceeași cu cantitatea de căldură injectată în pământ de PC în perioada de răcire, poate exista un dezechilibru termic al solului, care deteriorează performanța. Cantitatea de căldură extrasă din sol poate fi mai mare sau mai mică decât căldura injectată în sol, după cum sistemul PCCS este situat în regiuni dominate de încălzire sau, respectiv, de răcire.

Deci căldura se acumulează în sol în regiunile cu răcire dominantă, iar frigul se acumulează în sol în regiunile cu încălzire dominantă. Căldura sau frigul acumulate ca urmare a temperaturilor dezechilibrate ale solului au o influență substanțială asupra COP-ului PC.

Dezechilibrul termic al solului în PCCS poate apărea pe termen scurt sau lung de funcționare, în funcție de mai mulți factori. Pentru măsurarea factorului de dezechilibru termic al solului se utilizează în mod obișnuit raportul de dezechilibru termic (RDT), care este definit ca raportul dintre diferența de căldură extrasă din sol  $Q_{ext}$  și căldura injectată în sol  $Q_{inj}$  la valoarea maximă dintre cele două călduri [160]:

$$RDT = \frac{Q_{ext} - Q_{inj}}{\max(Q_{ext}, Q_{inj})} \quad (5.2)$$

Cu cât RDT este mai mic, cu atât echilibrul termic al solului rezultat este mai bun, iar performanța poate fi păstrată constantă de-a lungul anilor.

Ceilalți factori care influențează dezechilibrul termic al solului includ caracteristicile solului, temperatura inițială a solului, conținutul de umiditate, materialul de umplere al forajului și distanța dintre puțurile forate.

Conceptul stocării sezoniere a energiei termice în sol urmărește stocarea căldurii vara pentru a o folosi în timpul iernii la încălzire, sau stocarea frigului iarna pentru a-l folosi în timpul verii pentru răcire.

Regenerarea sezonieră a PCCS, definită ca reinjectarea căldurii în sol în timpul verii, oferă o posibilitate de creștere a potențialului geotermal. Vara, fluidul de lucru cald circulă prin SCS, transferând excesul de căldură în sol pentru stocare pe termen

lung. În sezonul de iarnă, căldura stocată este recuperată prin circulația inversă a fluidului de lucru și utilizată pentru încălzirea spațiilor.

Pe ansamblul teritoriului României, încălzirea consumă mai multă energie decât răcirea din cauza climatului temperat continental, ceea ce conduce la concluzia că, pe durata unui an, trebuie introdusă mai multă energie în sol decât energia extrasă.

Cuplarea sistemelor PCCS cu colectoare solare a demonstrat că stabilește echilibrul termic între căldura extrasă și injectată în sol [161–163].

#### 5.4.2 Descrierea instalației experimentale geotermo-solare

În această lucrare se preferă să se injecteze energia termică provenită de la o rezistență electrică a unui boiler electric, acționată cu electricitate produsă de 6 panouri solare fotovoltaice (PV), în SCS (sonda din sol) vertical al PCCS conectată la circuitul de încălzire al biroului experimental, înainte de a extrage căldura din puțul forat (Fig. 5.31). Aceasta permite PCCS să poată face față dezechilibrului termic al solului în cazul unei puteri de răcire mai mică în comparație cu puterea de încălzire, cu un SPF favorabil. S-a decis să se folosească panouri PV (deși sunt mai puțin eficiente decât colectoarele solare termice) deoarece produc energie electrică foarte utilă, și nu energie termică, ceea ce este relativ mai simplu de realizat.

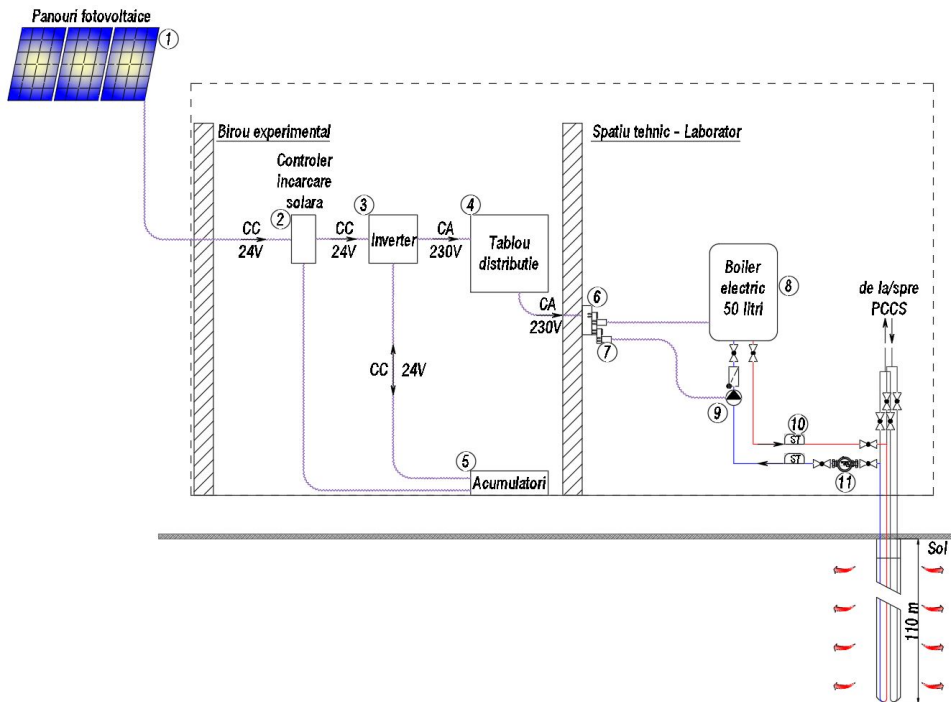


Fig. 5.31 Schema instalației de injecție a căldurii în sol

1-panouri PV; 2-controler încărcare baterii panouri PV; 3-inverter solar; 4-tablou distribuție; 5-acumulatori de energie electrică de la PV; 6-priză cu contor de electricitate; 7-priză programabilă; 8-boiler electric; 9-pompă de circulație apă-etilenglicol; 10-senzori de temperatură 11-contor de energie termică.

Căldura este transferată în sol printr-un flux conductiv prin intermediul unui schimbător de căldură într-un foraj cu diametrul de 180 mm și adâncimea de 110 m. Prin SCS se pompează cu ajutorul unei pompe de circulație cu turație variabilă un fluid de transfer termic bazat pe o soluție apă-etilenglicol. Viteza de circulație prin SCS este mică pentru o descărcare cât mai eficientă. Pe tot traseul de conducte exterioare (dintre spațiul tehnic și SCS) acestea sunt izolate corespunzător pentru reducerea pierderilor de căldură.

Sistemul de producere a fluidului termic pentru injecția căldurii este compus dintr-un boiler electric cu capacitatea de 50 l, care încorporează o rezistență electrică de 1500 W la 230 V, alimentată de la un sistem de 6 panouri PV înseriate cu puterea totală de 1,5 kW, orientate către Sud cu o înclinație de 35°, ce transformă radiațiile luminoase ale soarelui, cu o anumită eficiență, în electricitate sub formă de curent continuu (CC).

Sistemul PV are în componență: panouri PV, controler încărcare solară, inverter, tablou de distribuție, acumulatori și circuit electric. Inverterul are rolul de a transforma energia produsă sub formă de CC de către panourile PV, în energie utilizabilă consumatorului, sub formă de curent alternativ (CA) la 230 V. Tabloul electric este utilizat pentru distribuția fiabilă a energiei electrice către consumatori. Acumulatorii stochează energia produsă de panourile PV pentru a fi folosită atunci când este necesar. Circuitul electric are rolul de cablare dintre panourile PV și inverter, dintre inverter și acumulatori și dintre tabloul electric și consumatori.

Pentru contorizarea electricității s-a folosit o priză cu contor de energie electrică, iar pentru determinarea cantității de căldură injectată în sol s-a montat un contor de energie termică. Ținând seama că volumul de fluid termic este mic și rezistența electrică nu poate încălzi instant întreg volumul de fluid, s-a montat o priză programabilă, care permite pompei de circulație să fie activă 30 de minute pe parcursul unei ore.

Sistemul este adaptabil la aproape orice tip de sol, fiind astfel printre cele mai cunoscute sisteme de stocare a energiei termice.

Folosind sistemul de injecție descris anterior s-a încălzit fluidul termic la 32 °C, consumând 1129,7 kWh energie electrică produsă de sistemul PV și s-a injectat în sol 1694,5 kWh energie termică în sezonul de vară, pe perioada a două luni, între 21 Iulie 2022 și 24 Septembrie 2022.

### 5.4.3 Rezultatele experimentale

Pentru a determina performanțele ( $COP_{sist}$  și  $M_{CO_2}$ ) sistemului PCCS cu regenerare sezonieră conectat la circuitul de încălzire, prin pardosea radiantă, al biroului experimental, s-au efectuat măsurători comparative atât înainte cât și după injecția căldurii în sol pe o perioadă de câte o săptămână atât pentru configurația SCS cu tub U dublu cât și simplu, între 11 Decembrie 2021 și 18 Decembrie 2021, respectiv 13 Decembrie 2022 și 20 Decembrie 2022.

Temperatura aerului interior a fost de 22 °C, iar temperatura aerului exterior a variat între -4,0 și 3 °C. Valorile medii lunare ale temperaturii aerului exterior în cele două perioade au fost aproape egale.

În Fig. 5.32 și 5.33 se ilustrează evoluția în timp a temperaturii aerului exterior ( $t_e$ ) și a fluidului de lucru ( $t_f$ ) înainte și după injecția căldurii în sol.

În Tabelul 5.8 se prezintă o sinteză a valorilor medii ale temperaturilor ( $t_i$ ,  $t_e$ ,  $t_f$ ), energiei termice utile ( $E_t$ ), consumului de electricitate ( $E_{el}$ ), COP-ului sistemului ( $COP_{sist}$ ), și emisiei de CO<sub>2</sub> ( $M_{CO_2}$ ).



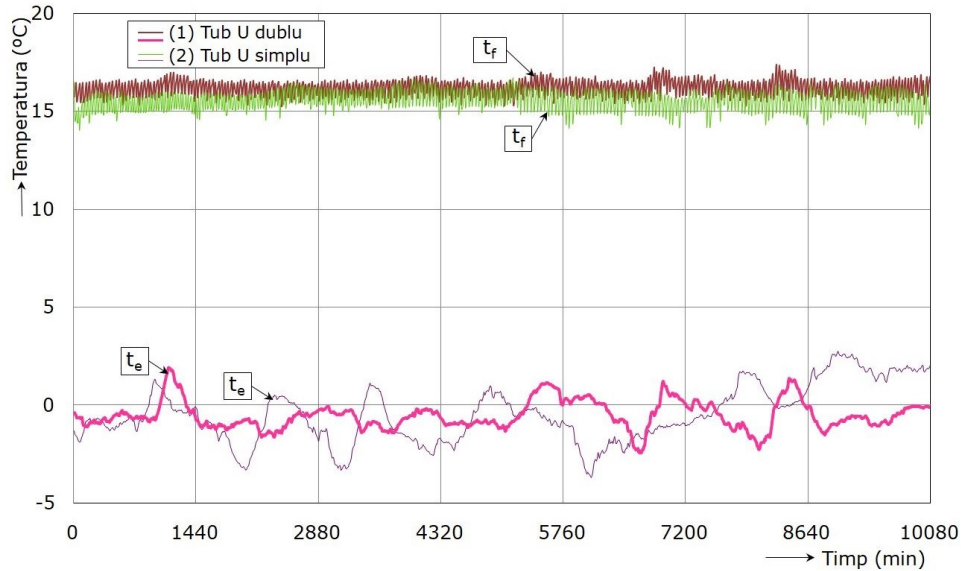


Fig. 5.32 Variația temperaturii aerului exterior și a fluidului de lucru înainte de injecția căldurii

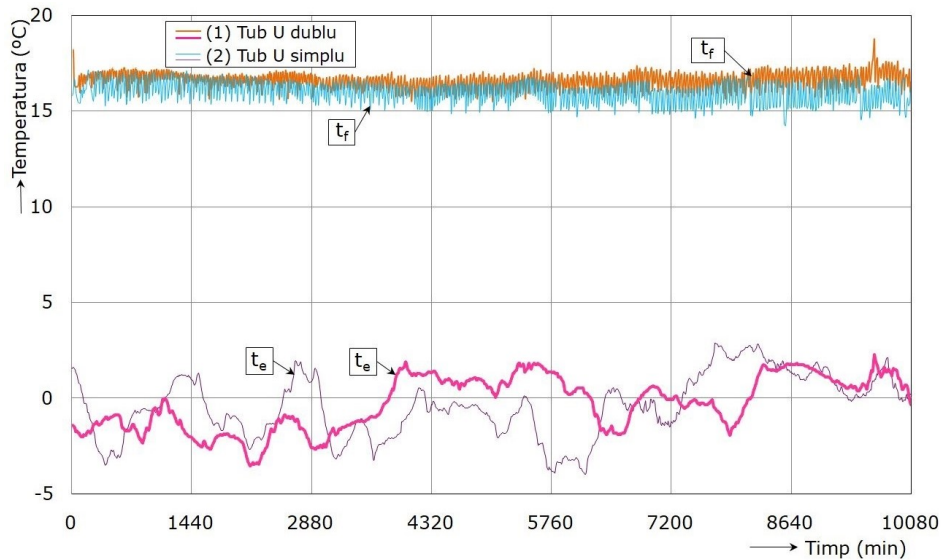


Fig. 5.33 Variația temperaturii aerului exterior și a fluidului de lucru după injecția căldurii

Din rezultatele experimentale se constată, pe de o parte, o creștere a  $COP_{sist}$  în configurația SCS cu tub U dublu față de cea cu tub U simplu de la 4.63 la 4.84 înainte de injecția căldurii (4.5%) și de la 4.79 la 5.16 după injecția căldurii (7.7%). În plus, se obține și o reducere a emisiei de  $CO_2$  în configurația SCS cu tub U dublu față de cea cu tub U simplu de la 3,44 kg la 3,30 kg înainte de injecția căldurii (4,2%) și de la 3,40 kg la 3,18 kg după injecția căldurii (6,9%). Deci, performanțele



PCCS cu SCS în configurație cu tub U dublu sunt superioare față de cele în configurație cu tub U simplu.

Tabelul 5.8 Performanțele sistemului PCCS la încălzire înainte și după injecția căldurii în sol

Configurația SCS	$t_i$ (oC)	$t_e$ (oC)	$t_f$ (oC)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$ (-)	$M_{CO_2}$ (kg)
Înainte de injecția căldurii							
(1) Tub U dublu	22,28	-0,52	16,21	53,49	11,04	4,84	3,30
(2) Tub U simplu	22,25	-0,47	15,56	53,28	11,51	4,63	3,44
După injecția căldurii							
(1) Tub U dublu	22,32	-0,27	16,60	54,86	10,63	5,16	3,18
(2) Tub U simplu	22,26	-0,42	15,93	54,41	11,37	4,79	3,40

Pe de altă parte, temperatura medie a fluidului de lucru crește cu aproximativ 2,4%, iar performanțele sistemului PCCS se îmbunătățesc în cazul folosirii injecției de căldură sezonieră atât în configurația SCS cu tub U simplu cât și dublu. Astfel, valorile coeficientului de performanță ( $COP_{sist}$ ) egale cu 4,79 (tub U simplu) și 5,16 (tub U dublu) sunt mai mari cu 3,5% și respectiv 6,6% față de valorile corespunzătoare obținute fără injecție de căldură. De asemenea, valorile emisiei de  $CO_2$  de 3,40 kg (tub U simplu) și 3,18 kg (tub U dublu) sunt mai mici cu 1,2% și respectiv 3,8% față de valorile corespunzătoare obținute fără injecție de căldură.

Pentru  $Q_{inj} = 1694,5$  kWh și  $Q_{ext} = 1790,4$  kWh, pe baza relației (5.2) s-a obținut valoarea 0,054 pentru raportul RDT, care arată că echilibrul termic al solului este suficient de bun, iar performanța poate fi păstrată aproximativ constantă.

#### 5.4.4 Analiza erorilor

Estimarea erorii maxime a rezultatelor experimentale a fost efectuată folosind formula de propagare a erorilor (5.1). S-a constatat că eroarea maximă a rezultatelor este pentru  $COP_{sist}$ , având o valoare acceptabilă de 1,8–2%.

### 5.5 Evaluarea performanțelor a diferite sisteme de încălzire și răcire a biroului conectate la PCCS în condițiile asigurării confortului termic

#### 5.5.1 Considerații preliminare

Utilizarea pe scară largă a PC ca generatoare de căldură unice în sistemele de încălzire/răcire are loc în principal în clădiri noi, care au sarcini termice limitate. Acest lucru a permis utilizarea unităților terminale de joasă temperatură, cum ar fi ventiloconvectoarele și, în special, sistemele radiante [16]. După introducerea conductelor din plastic, aplicarea încălzirii și răcirii radiante pe bază de apă cu tuburi încorporate în suprafețele încăperii (pardosea, perete, plafon), a crescut semnificativ la nivel mondial. Cu toate acestea, pentru extinderea utilizării PC-urilor și pentru a beneficia de eficiența energetică a acestora, este necesar să lucreze și cu radiatoarele cu apă (de medie temperatură), care sunt cele mai des folosite unități terminale în sistemele de încălzire centralizate. O posibilitate de sporire a eficienței sistemelor

de încălzire centrală este funcționarea acestora cu temperaturi reduse, iar stabilitatea acestora se poate îmbunătăți prin micșorarea ecartului de temperatură [164].

*Radiatoarele* transferă cea mai mare cantitate de căldură în spațiul încălzit prin convecție. Raportul dintre radiație și convecție este sub 50% [10]. Transferul de căldură convectiv duce la umiditate relativă mai scăzută a aerului și, la temperatură ridicată a suprafeței radiatorului, particulele de praf putând fi arse, ceea ce conduce la o calitate mai scăzută a aerului din interior. Alte dezavantaje ale radiatoarelor includ zgomotul, nevoia pentru o ventilație adecvată și o temperatură ridicată a suprafeței.

Suprafața de transfer termic a radiatorului, temperatura agentului termic, și debitul afectează fluxul de căldură produs de sistem. În Fig. 5.34 se ilustrează variația suprafeței unui radiator ( $A_R/A_{RN}$ ) cu diferența medie logaritmică de temperatură  $\Delta t$  pentru diferite valori ale exponentului  $\alpha$  al radiatorului. Pentru sistemele de încălzire cu temperaturi ale apei pe tur/retur mai mici decât temperaturile nominale 90/70 °C, suprafața necesară a radiatorului  $A_R$  va crește. Pentru ca sistemul de încălzire cu radiatoare să poată face față variațiilor puterii termice interioare și a climatului exterior, este necesară reglarea calitativă, cantitativă sau mixtă a acestuia. Sistemele de încălzire cu radiatoare oferă și unele avantaje, inclusiv întreținere ușoară, costuri de funcționare reduse/minime, fiabilitate și conductivitate.

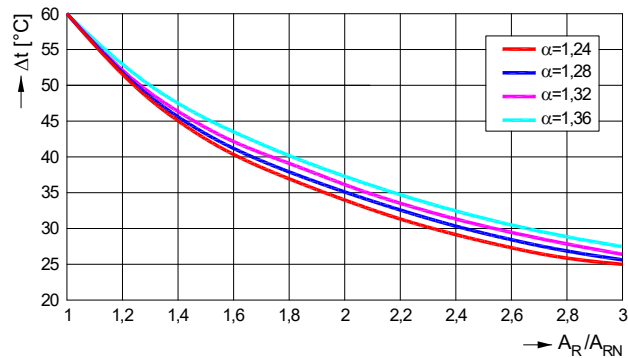


Fig. 5.34 Variația suprafeței radiatorului

*Sistemele radiante* sunt sisteme de încălzire/răcire care asigură mai mult de 50% din fluxul total de căldură prin radiație termică. Sistemele de încălzire radiante încorporate sunt utilizate în toate tipurile de clădiri, furnizând căldură direct la pardosea sau la panourile din perete sau plafon. În radiația termică, căldura este transferată de unde electromagnetice care se deplasează în linii drepte și pot fi reflectate. Modul efectiv de funcționare (încălzire/răcire) al sistemelor radiante cu tuburi înglobate depinde de transferul de căldură dintre apă și spațiu. Temperatura apei pentru regimul de funcționare continuu a sistemelor de încălzire radiante trebuie limitată la +45 °C, pentru a evita distrugerea elementelor de construcție, iar în caz de răcire temperatura pe tur să fie cu cel puțin 2 °C peste temperatura punctului de rouă.

Din motive fiziologice, la panourile radiante de pardosea, temperatura nu trebuie să depășească +29 °C, iar la panourile radiante de perete și plafon, temperatura nu va excede +35 °C, în conformitate cu criteriile de confort termic stabilite de Standardul ISO 7730 [165]. Încalzirea prin plafon se poate folosi în spații cu înălțimea de

2,5–3,5 m. În Fig. 5.35 se arată, spre exemplificare, distribuția temperaturii la încălzirea/răcirea cu plafon radiant.

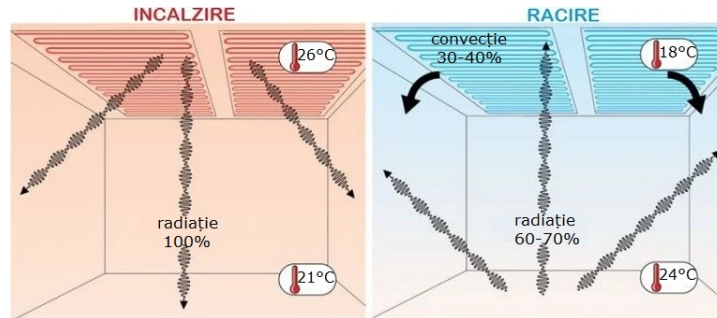


Fig. 5.35 Distribuția temperaturii la încălzirea/răcirea cu plafon radiant

La alegerea materialului suprafeței pardoselii se ia în considerare căldura resimțită la nivelul pardoselii, procentul de insatisfacție (PD), în %, având o relație de forma (5.3) [166]:

$$PD = 100 - 94 \exp(-1,387 + 0,118t_{pd} - 0,0025t_{pd}^2) \quad (5.3)$$

unde  $t_{pd}$  este temperatura suprafeței pardoselii, în °C.

Diferența temperaturii aerului pe verticală între cap și picioare se recomandă să fie sub 3 °C. Fig. 5.36 reprezintă variația pe înălțime a temperaturii aerului interior pentru diferite sisteme de încălzire radiante (pardosea, plafon, perete) și radiatoare.

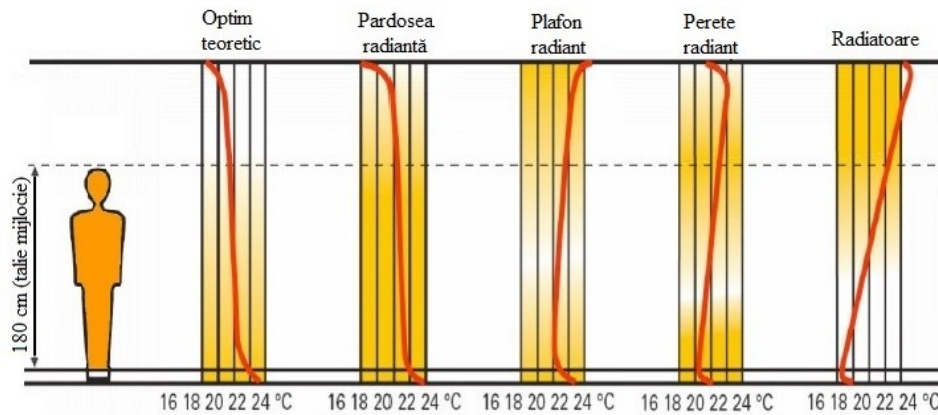


Fig. 5.36 Variația temperaturii aerului pe înălțime la diferite sisteme de încălzire

În Tabelul 5.9 sunt sistematizate avantajele și dezavantajele celor patru sisteme de încălzire hidronice considerate [79].

Pentru ca un sistem radiant să poată menține temperatura aerului interior în limitele de confort la variațiile puterii termice interioare și a climatului exterior este necesară reglarea acestuia.

Tabelul 5.9 Avantajele și dezavantajele sistemelor de încălzire hidronice

Nr. crt.	Sistem de încălzire	Avantajele	Dezavantajele
1	Radiatoare	<ul style="list-style-type: none"> <li>– raspuns instantaneu la schimbările de temperatura;</li> <li>– reglare centrală și locală bună;</li> <li>– gradient de temperatură pe verticală și orizontală în limitele impuse;</li> <li>– asimetrie de radiație resimțită confortabil;</li> <li>– distribuție de viteze relativ uniformă;</li> <li>– rezistență ridicată la presiune și temperatură;</li> <li>– întreținere ușoară;</li> <li>– costuri de funcționare reduse.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– consum sporit de energie;</li> <li>– acumulare de mult praf sau murdarie;</li> <li>– inerție termică mare;</li> <li>– corodare la intrarea oxigenului în contact cu pereții radiatorului;</li> <li>– nevoia de ventilare și temperatură ridicată a suprafeței</li> </ul>
2	Panouri radiante (de pardosea, perete și plafon)	<ul style="list-style-type: none"> <li>– gradient de temperatură redus (0,2–0,3 °C);</li> <li>– distribuție uniformă a temperaturii în încăperea;</li> <li>– impact minim asupra mediului datorita consumului scăzut de energie;</li> <li>– viteză redusă de circulație a aerului în încăperea;</li> <li>– posibilitate de folosire în sezonul de răcire</li> <li>– grad de confort termic superior.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– timp mare pentru încălzire;</li> <li>– instalare complexă cu personal specializat;</li> <li>– costuri mari de investiție;</li> <li>– flux de căldură diminuat de mobilierul care acoperă suprafața radiantă.</li> </ul>

Pe baza temperaturii medii a suprafeței calculate la o anumită temperatură a agentului termic și a temperaturii operative (de confort) din spațiu este posibilă determinarea capacității de încălzire și răcire  $q$ , în  $W/m^2$ , în regim de echilibru a panourilor radiante, folosind ecuațiile din Tabelul 5.10 [167], în care  $t_o$  este temperatura de confort din spațiu, în °C, iar  $t_{s,m}$  – temperatura medie a suprafeței, în °C.

Tabelul 5.10 Relații de calcul al capacității de încălzire și răcire a panourilor radiante

Panou radiant	Capacitate încălzire, $q$ ( $W/m^2$ )	Capacitate răcire, $q$ ( $W/m^2$ )
Pardosea	$q = 8,92  t_o - t_{s,m} ^{1,1}$	$q = 7,0  t_o - t_{s,m} $
Perete	$q = 8,0  t_o - t_{s,m} $	$q = 8,0  t_o - t_{s,m} $
Plafon	$q = 6,0  t_o - t_{s,m} $	$q = 8,92  t_o - t_{s,m} ^{1,1}$

Pentru ca un sistem radiant să poată menține temperatura aerului interior în limitele de confort la variațiile puterii termice interioare și a climatului exterior este necesară reglarea acestuia.

Pentru a analiza performanțele energetice și de mediu ale acestor sisteme, cercetările experimentale au fost conduse în spațiul biroului (laboratorului) cu dimensiunile din Fig. 4.1, echipat cu trei sisteme de încălzire/răcire cu panouri radiante (pardosea, perete, plafon), precum și cu un sistem de încălzire cu radiatoare tip pa-

nou din oțel, toate cele patru sisteme fiind conectate la PCCS cu comprimare mecanică, tip WPC 5-cool. În sistemul de PCCS căldura este extrasă/injectată din/în sol prin SCS vertical cu lungimea de 110 m, tip U dublu.

Se determină principalii parametri de performanță ( $COP_{sist}$  și emisia de  $CO_2$ ) pentru cinci săptămâni de funcționare în regim de încălzire și trei săptămâni în regim de răcire a PCCS conectată la cele patru sisteme de încălzire/răcire simple și unul combinat și se efectuează o analiză comparativă a acestor parametri împreună cu confortul termic interior.

### 5.5.2 Analiza comparativă a performanțelor sistemelor de încălzire cu panouri radiante și cu radiatoare de medie temperatură conectate la PCCS

#### 5.5.2.1 Descrierea sistemelor de încălzire

În Fig. 5.37 se ilustrează necesarul lunar de energie pentru încălzirea spațiului biroului experimental.

Alimentarea sistemelor de încălzire se face alternativ prin trei distribuitor-colectoare (D/C) cu circuite diferite. Circuitele 1 și 2 ale primului D/C sunt cuplate la sistemul cu radiatoare, circuitele 3 și 4 la sistemul cu pardosea radiantă, iar circuitul 5 al aceluiași D/C este de rezervă. Circuitele 1 și 2 ale celui de-al doilea D/C sunt cuplate la peretele radiant, iar circuitele 1, 2 și 3 ale celui de-al treilea D/C sunt cuplate la plafonul radiant.

D/C sistemului de încălzire cu pardosea radiantă este echipat cu un grup de pompare și amestec compus dintr-o pompă de recirculare pentru controlul temperaturii agentului termic, vană cu trei căi, robinet termostatic și aerisitor automat. Oprirea și pornirea pompei de recirculare se face cu un termostat de interior, amplasat la aproximativ 1,20 m deasupra suprafeții pardoselii, pentru a oferi un confort adecvat ocupanților biroului.

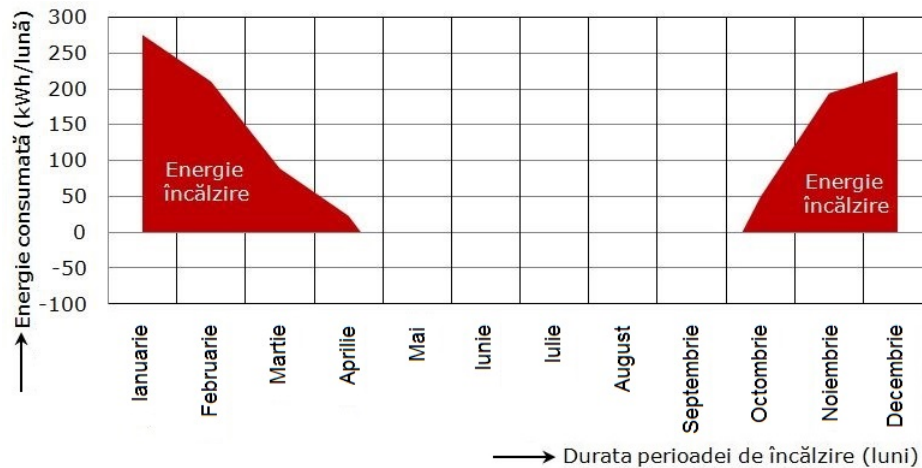


Fig. 5.37 Energia consumată lunar pentru încălzirea biroului

Temperatura de intrare și ieșire a apei în/din radiatoare a fost de 50 °C și, respectiv 40 °C, iar toate cele trei sisteme de încălzire radiante simple au funcționat cu o temperatură joasă a apei pe tur/retur, de 41/35 °C, pe când un al patrulea sistem combinat pardosea-plafon a funcționat cu o temperatură foarte joasă a apei, de 35/30 °C.

- *Sistemul de încălzire cu radiatoare* cu apă de temperatură 50/40 °C cuprinde două radiatoare tip panou din oțel, cu două rânduri de coloane și aripioare, având fiecare lungimea de 1000 mm, înălțimea de 600 mm și puterea termică de 605 W (Fig. 5.38), cuplate la D/C comun cu sistemul de încălzire prin pardosea și proiectate pentru satisfacerea puterii termice de încălzire a biroului, de 1,20 kW. Acestea sunt instalate pe o structură metalică, la înălțimea de 15 cm față de pardosea pentru a asigura circulația optimă a aerului interior.

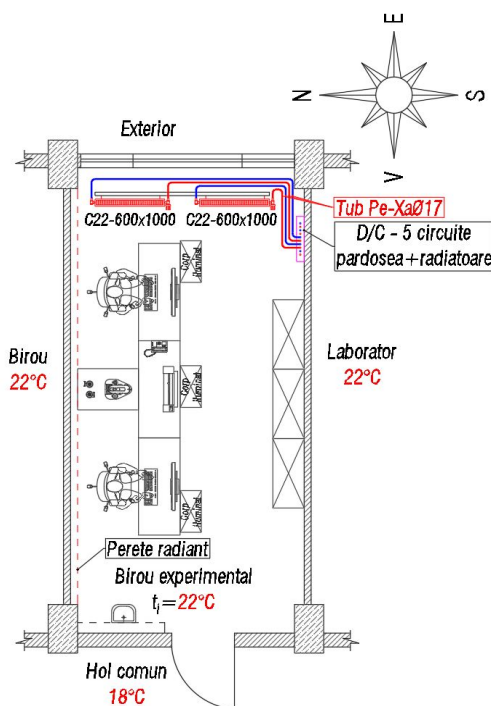


Fig. 5.38 Schema sistemului de încălzire cu radiatoare

Conductele de distribuție ale acestui sistem sunt confecționate din PE reticulată și au dimensiunile de 17×2,0 mm. Debitele masice ale radiatoarelor sunt controlate prin robinetele de pe circuitele D/C, reglate să satisfacă necesarul de căldură al spațiului biroului.

- *Sistemul de încălzire cu pardosea radiantă* are schema din Fig. 5.15 și este descris detaliat în subcapitolul 5.1.6.

- *Sistemul de încălzire cu panouri radiante de perete*, tip Rehau [168], are schema din Fig. 5.39 și corespunde clasei I de expunere la umiditate a spațiului încălzit, conform Comisiei Federale pentru Construcții Uscate din Germania [169].

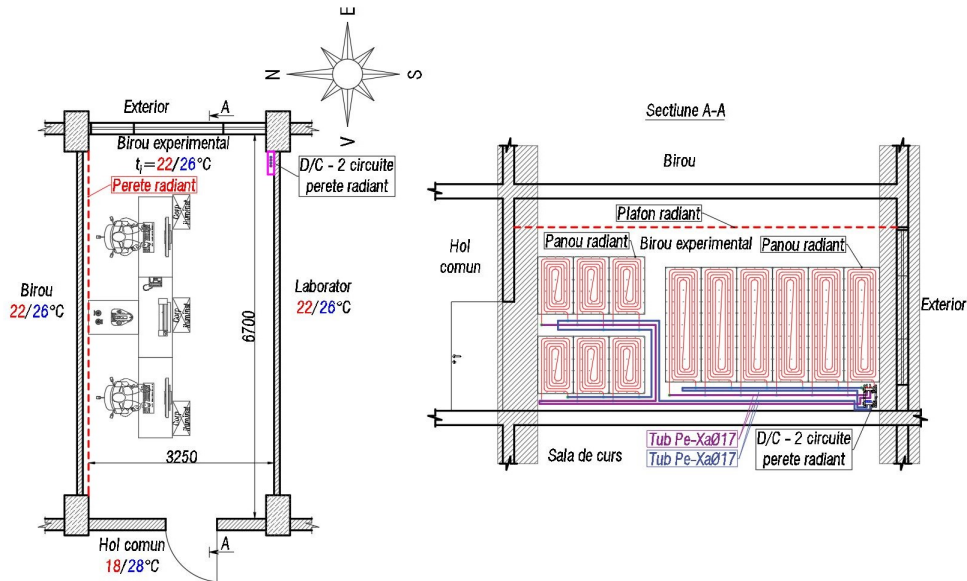


Fig. 5.39 Schema sistemului de încălzire cu perete radiant

Peretele radiant în construcție uscată este realizat din panouri prefabricate din gips-carton cu nuturi frezate și tuburi încorporate RAUTHERM S 10,1x1,1 mm la distanța de 45 mm, pozate în spirală. Panourile sunt extrem de rezistente la coliziuni, rigide la încovoiere și nu conțin substanțe dăunătoare pentru sănătate. Panourile radiante sunt racordate la un D/C cu 2 circuite, prin intermediul tuburilor Pe-Xa 17x2 mm. Circuitul 1 alimentează un grup de 6 panouri de dimensiuni mici (625x1000 mm), iar al 2-lea circuit alimentează grupul de 6 panouri de dimensiuni mari (625x2000 mm). Zonele inactive ale peretelui sunt închise cu plăci obișnuite din gips-carton cu grosimea de 15 mm.

Legătura între panouri se face în serie prin conexiune tip Tichelmann (Fig. 5.40), pentru o echilibrare automată a circuitului hidraulic.

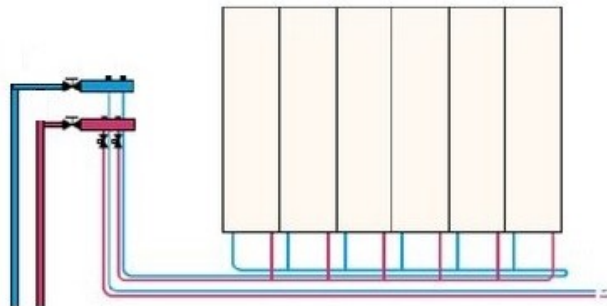


Fig. 5.40 Conexiunea hidraulică Tichelmann pentru panourile radiante din perete



• Sistemul de încălzire cu panouri radiante de plafon, tip Rehau [168], are schema din Fig. 5.41 și este compus din panouri prefabricate de ipsos cu nuturi și tuburi încorporate RAUTHERM S 10,1×1,2 mm la distanța de 45 mm, pozate sub formă de meandru dublă.

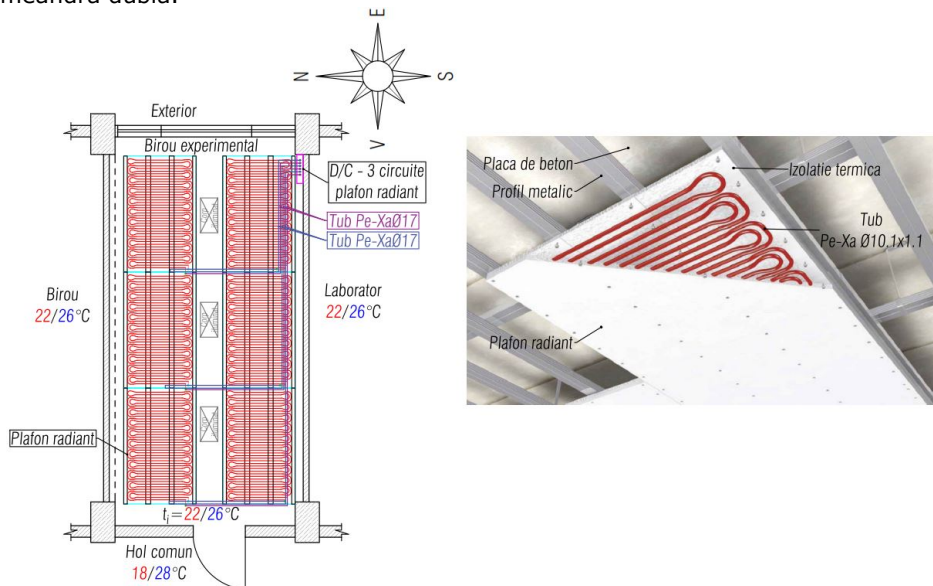


Fig. 5.41 Schema sistemului de încălzire cu plafon radiant

Montarea sigură este asigurată de izolația din polistiren EPS 035 pe partea superioară și nervurile de ranforsare din gips-carton. Elementele pasive de tavan din plăci de gips-carton cu grosimea de 15 mm, căptușite cu plăci dublu strat sunt utilizate pentru integrarea sistemelor de iluminat, aerisire și alarmă la incendiu.

Panourile radiante sunt racordate la un D/C cu 3 circuite, prin intermediul tuburilor Pe-Xa 17×2 mm. Fiecare circuit alimentează câte un grup de 2 panouri radiante de dimensiuni 1250×2000 mm. Legătura între panouri se face în serie prin conexiune tip Tichelmann (Fig. 5.42), pentru o echilibrare automată a circuitului hidraulic.

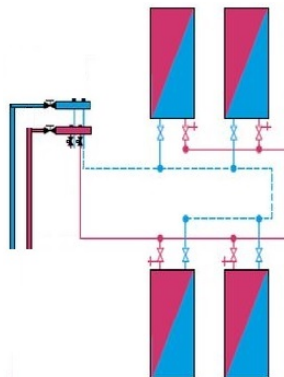


Fig. 5.42 Conexiunea hidraulică Tichelmann pentru panourile radiante din plafon



• *Sistemul de încălzire combinat pardosea-plafon*, cu schema din Fig. 5.43, are în componență cele două sisteme de încălzire, cu pardosea radiantă și cu plafon radiant, descrise anterior.

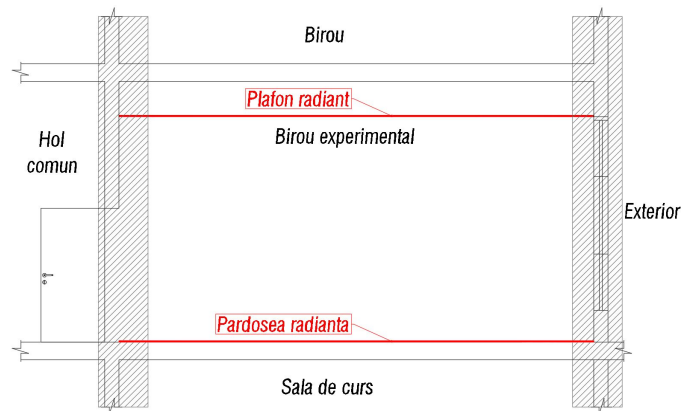


Fig. 5.43 Schema sistemului combinat de încălzire radiantă pardosea-plafon

Temperatura și umiditatea aerului interior au fost măsurate cu ajutorul unor senzori de tip Schneider SHR100-T, având domeniul de măsurare 10–60 °C, pentru temperatură și 0–95% pentru umiditatea relativă și precizia corespunzătoare de  $\pm 0,2$  °C și, respectiv  $\pm 2\%$ .

Atât temperatura pardoselii cât și a plafonului au fost măsurate cu ajutorul unei camere cu termoviziune tip Flir BCAM, cu precizia de  $\pm 0,15$  °C.

### 5.5.2.2 Rezultatele experimentale

În sezonul de încălzire, experimentele au fost conduse pe câte o perioadă de 1 săptămână pentru fiecare din cele cinci sisteme analizate, între 13 Decembrie 2021 și 10 Ianuarie 2022 și între 20 Ianuarie 2023 și 27 Ianuarie 2023. Temperatura aerului exterior a variat între -3 și 9 °C, astfel încât valorile medii săptămânale ale acestora pe întreaga durată au fost aproximativ egale.

• *Comparație între performanțele sistemelor.* Performanța energetică a unui sistem de încălzire este determinată pe baza coeficientului de performanță ( $COP_{sist}$ ), care poate fi calculat folosind relația (2.20). Emisia de bioxid de carbon ( $M_{CO_2}$ ) pe durata operării unui sistem de încălzire este evaluată cu relația (2.34). Pentru a obține  $COP_{sist}$  și  $M_{CO_2}$  este necesar să se măsoare energia termică utilă la încălzire și electricitatea utilizată în sistem.

În sezonul de încălzire, măsurătorile s-au efectuat la aproximativ aceeași temperatură medie a aerului exterior și a fluidului de lucru cu toate cele 5 sisteme analizate. S-au înregistrat următoarele valori medii: temperaturile aerului exterior ( $t_e$ ), aerului interior ( $t_i$ ), fluidului de lucru ( $t_f$ ) și agentului termic pe tur ( $t_t$ ), energia termică utilă pentru încălzire ( $E_t$ ) și consumul de electricitate ( $E_{el}$ ). De asemenea, emisiile de CO<sub>2</sub> și numărul de porniri/opriri ale PC au fost determinate pentru toate sistemele de încălzire.

În Fig. 5.44 se arată o comparație între temperaturile aerului interior  $t_{i,pd}$ ,  $t_{i,pt}$ ,  $t_{i,pf}$ ,  $t_{i,pd-pf}$  și  $t_{i,rad}$  obținute pentru încălzirea prin pardosea, perete, plafon, pardosea-plafon și, respectiv cea cu radiatoare. PC conectată la sistemul de încălzire cu radiatoare necesită un număr ridicat de porniri/opriri din cauza inerției termice mari a radiatoroarelor, conducând la variații însemnate ale temperaturii aerului interior comparativ cu sistemele de încălzire radiante, adică la o scădere a confortului interior.

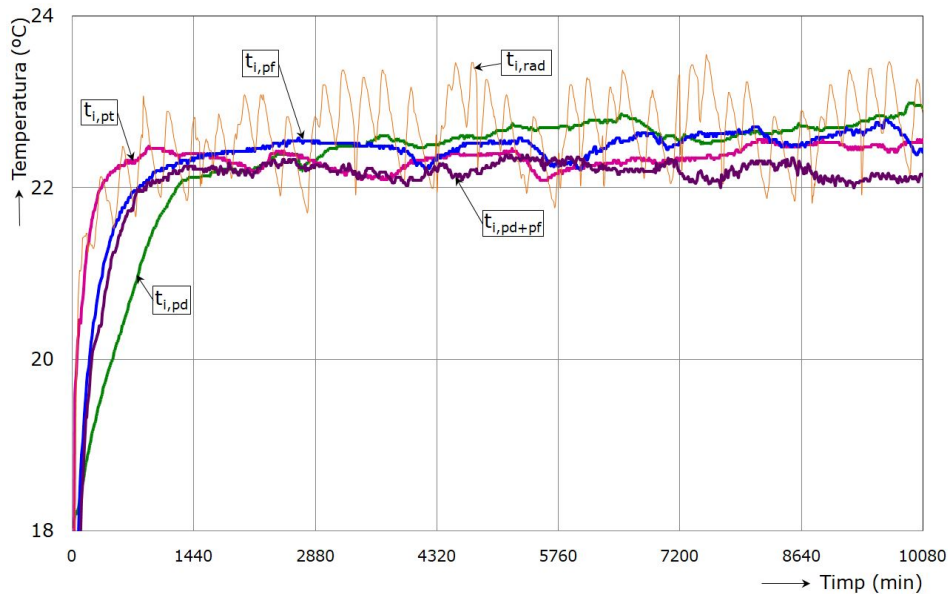


Fig. 5.44 Variația temperaturii aerului interior la încălzire

Temperatura puțin mai scăzută (dar nu sub cea de calcul) a aerului interior obținută în cazul utilizării sistemului de încălzire combinat pardosea-plafon față de celelalte trei sisteme radiante se explică prin adoptarea graficului de reglare la parametri foarte reduși 35/30 °C în comparație cu regimul de joasă temperatură 41/35 °C pentru celelalte trei sisteme. În Fig. 5.45 și 5.46 se prezintă variațiile temperaturii la contactul cu pardoseaua radiantă și respectiv cu plafonul radiant măsurate cu o cameră cu termoviziune. În Tabelul 5.11 se sintetizează rezultatele experimentale.

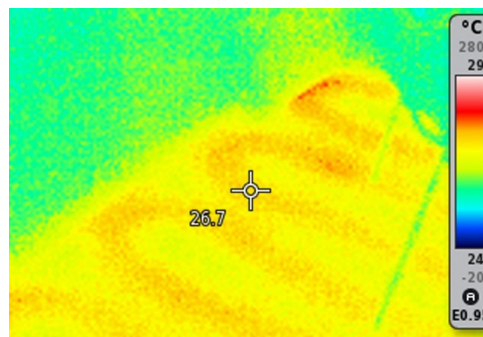


Fig. 5.45 Variația temperaturii pardoselii radiante

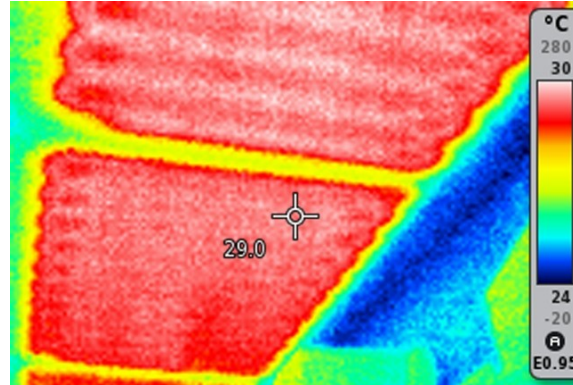


Fig. 5.46 Variația temperaturii plafonului radiant

Tabelul 5.11 Performanțele sistemelor experimentale de încălzire

Sistem de încălzire	$t_e$ (°C)	$t_i$ (°C)	$t_f$ (°C)	$t_t$ (°C)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$ (-)	$M_{CO_2}$ (kg)	Porniri/ Opriri
Radiatoare	4,96	22,60	15,01	34,61	54,75	11,95	4,58	3,57	168
Pardosea radiantă	4,72	22,31	16,66	32,75	50,62	10,29	4,92	3,08	68
Perete radiant	4,23	22,30	16,38	32,35	54,26	11,72	4,63	3,50	76
Plafon radiant	5,16	22,35	16,33	32,65	54,60	11,87	4,60	3,55	84
Pardosea-plafon	5,28	22,06	17,23	26,98	39,17	7,19	5,45	2,15	62

Acest studiu a arătat că panourile radiante de încălzire funcționează mai bine decât încălzirea cu radiatoare.

Cele patru sisteme de încălzire simple au diferențe relativ mici (maxim 7,4%) în valoarea coeficientului lor de performanță energetică ( $COP_{sist}$  egal cu 4,92, 4,63, 4,60 și 4,58 pentru pardosea radiantă, perete radiant, plafon radiant și, respectiv radiatoare), dar încălzirea cu radiatoare necesită un număr de porniri/opriri de peste două ori mai mare decât pentru încălzirea cu pardosea radiantă, ceea ce conduce la mai multă uzură a echipamentului PC. De asemenea, se constată consumul de electricitate și emisia de  $CO_2$  ale sistemului de încălzire cu radiatoare mai mari cu 16%, 2% și 0,7% decât ale sistemului de încălzire cu pardosea radiantă, perete radiant și, respectiv plafon radiant, în aceleași condiții de operare.

Energia electrică consumată în sistemul de încălzire cu pardosea radiantă este mai mică cu aproape 15,4% decât a sistemului de plafon radiant și cu 13,9% decât a sistemului de perete radiant, ceea ce este în acord cu rezultatele raportate în [170].

Sistemul de încălzire radiant combinat pardosea-plafon are cel mai mare  $COP_{sist}$ , egal cu 5,45, precum și cea mai mică valoare a emisiei de  $CO_2$ , de 2,15 kg și a numărului de porniri/opriri, de 62. Deci, acest sistem are cel mai scăzut consum de energie electrică (mai mic cu 43% față de pardosea radiantă și cu 66% față de radiatoare) conducând la cele mai bune performanțe referitoare la  $COP_{sist}$  și emisia de  $CO_2$ . În plus, este important de menționat că următorul sistem cu cele mai bune performanțe este sistemul cu pardosea radiantă, urmat îndeaproape de sistemul cu

perete radiant. Sistemul de încălzire prin plafon radiant prezintă cele mai slabe performanțe în ceea ce privește parametrii enumerați ( $COP_{sist}=4,60$ ;  $M_{CO_2}=3,55$  kg).

• *Analiza erorilor* măsurătorilor este necesară pentru a evalua rezultatele experimentale. Energia termică și energia electrică au fost măsurate cu aparatele descrise anterior. Estimarea erorii maxime a rezultatelor experimentale a fost efectuată folosind formula de propagare a erorilor (5.1), obținându-se pentru  $COP_{sist}$  o eroare mică de 2,02%, 1,77%, 1,75%, 2,90% și 1,73%, în cazul sistemului de încălzire radiant prin pardosea, perete, plafon, pardosea-plafon și, respectiv în cazul sistemului de încălzire cu radiatoare.

Temperatura fluidului de lucru la ieșirea din SCS definește COP-ul PC și prin urmare consumul de electricitate al compresorului acesteia [16]. Tarnawski și Leong [171] au stabilit următoarea corelație polinomială pătratică între COP-ul oricărei PC și temperatura de intrare a fluidului:

$$COP_{PC} = COP_{nom} (k_0 + k_1 t_{fe} - k_2 t_{fe}^2) \quad (5.4)$$

unde  $t_{fe}$  este temperatura fluidului la ieșirea SCS (intrare în PC);  $COP_{nom}$  – coeficientul de performanță nominal al PC furnizat de producător și măsurat la temperatura standard de intrare a fluidului de 0°C, pentru încălzire; iar  $k_0$ ,  $k_1$  și  $k_2$  – coeficienți constanți egali cu 1,00, 0,01559709 și respectiv 0,00015931.

Din ecuația (2.16) se obține puterea electrică consumată de compresor  $P_e$ , în W, sub forma:

$$P_e = \frac{Q_{inc}}{COP_{PC}} \quad (5.5)$$

unde  $Q_{inc}$  este puterea termică de încălzire a PC, în W.

Pe baza ecuațiilor (5.4) și (5.5), cu  $COP_{nom}=4,6$ , s-au calculat  $COP_{PC}$  și  $P_e$  pentru cele 5 sisteme de încălzire analizate anterior, iar rezultatele sunt sintetizate în Tabelul 5.12.

Tabelul 5.12 Calculul puterii electrice consumate de compresor la încălzire

Sistem de încălzire	$t_{fe}$ (°C)	$COP_{PC}$ (-)	$Q_{inc}$ (W)	$P_e$ (W)
1. Radiatoare	15,01	5,51	1182	214,5
2. Pardosea radiantă	16,66	5,59	1182	211,4
3. Perete radiant	16,38	5,58	1182	211,8
4. Plafon radiant	16,33	5,57	1182	212,2
5. Pardosea-plafon	17,23	5,62	1182	210,3

Procentele de reducere a energiei consumate de compresor pentru sistemele de încălzire radiante prin pardosea, perete, plafon și pardosea-plafon în comparație cu sistemul cu radiatoare, sunt 1,5%, 1,3%, 1,1% și respectiv 2%.

### 5.5.2.3 Evaluarea confortului termic cu modelul PMV-PPD

Senzația termică a corpului uman este influențată de activitatea fizică, îmbrăcăminte, precum și de parametrii mediului ambiant staționar și se poate evalua prin indicele PMV (opțiunea medie previzibilă de confort termic), cu valori cuprinse pe

scara psihofizică ASHRAE cu șapte nivele. Insatisfacția termică se evaluează prin indicele PPD (procentajul previzibil de insatisfacție termică). În cazul mediului termic neuniform, prezența simultană a fluxurilor de aer și a încălzitoarelor în zona de locuit poate duce la diverse temperaturi în diferite părți ale corpului, exacerbând condițiile de disconfort.

• *Modelul PMV-PPD de confort termic.* Indicele PMV se calculează utilizând ecuația de confort Fanger pentru schimbul de căldură al corpului uman [172]. În conformitate cu standardele ISO 7730-2005, ASHRAE 55-2020 și EN 16798-2019, calculul indicelui PMV include patru parametri fizici (temperatura aerului  $t_i$ , viteza aerului  $v$ , umiditatea relativă  $\varphi_i$ , temperatura medie de radiație  $t_{mr}$ ) și doi parametri personali (energia metabolică  $M$  și rezistența termică a îmbrăcăminții  $R_{cl}$ ).

Formula explicită a indicelui PMV este [20]:

$$PMV = [0,303 \exp(-0,036M) + 0,028] - 3,05 \times 10^{-3} [5733 - 6,99(M - W) - p_a] - 0,42 [(M - W) - 58,15] - 1,7 \times 10^{-5} \times M(5867 - p_a) - 0,0014M(34 - t_i) - 3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} [(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] - f_{cl} \alpha_c (t_h - t_i) \quad 5.6$$

unde:  $M$  și  $W$  sunt rata metabolică și respectiv puterea mecanică efectivă, în  $W/m^2$ ;  $p_a$  – presiunea parțială a vaporilor de apă, în Pa;  $t_i$  – temperatura aerului interior, în  $^{\circ}C$ ;  $t_h$  – temperatura îmbrăcăminții, în  $^{\circ}C$ ;  $t_{mr}$  – temperatura medie de radiație, în  $^{\circ}C$ ;  $f_{cl}$  – raportul suprafeței îmbrăcate;  $\alpha_c$  – coeficientul de transfer al căldurii convectiv, în  $W/(m^2K)$ ;

Temperatura îmbrăcăminții se poate obține prin rezolvarea iterativă a următoarei ecuații implicite [172]:

$$t_h = 35,5 - 0,028(M - W) - 0,155 \times R_{cl} \{ 3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} [(t_h + 273)^4 - (t_{mr} + 273)^4] + f_{cl} \alpha_c (t_h - t_i) \} \quad (5.7)$$

Coeficientul de transfer termic convectiv se calculează cu ecuația (5.8) [81]:

$$\alpha_c = \begin{cases} 2,38(t_h - t_i)^{0,25}; & v < 0,1 \text{ m/s} \\ 12,1\sqrt{v}; & v > 0,1 \text{ m/s} \end{cases} \quad (5.8)$$

Raportul suprafeței îmbrăcăminții este exprimat prin următoarea relație [172]:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 0,20R_{cl}; & R_{cl} < 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,11R_{cl}; & R_{cl} > 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (5.9)$$

iar temperatura medie de radiație se calculează cu relația (5.10) [81]:

$$t_{mr} = \sqrt[4]{T_1^4 F_{p-1} + T_2^4 F_{p-2} + \dots + T_N^4 F_{p-N}} \quad (5.10)$$

unde  $T_1$  la  $T_N$  sunt temperaturile absolute ale suprafețelor, în K, iar  $F_{p-1}$  la  $F_{p-N}$  sunt factorii de formă a radiației dintre corpul uman și fiecare suprafață, care pot fi calculați folosind diagramele prezentate în [81].

Indicele PPD indică numărul de ocupanți nemulțumiți termic dintr-un grup mare și este funcție de indicele PMV, conform relației (5.11) [166]:

$$PPD = 100 - 95 \exp(-0,0335PMV^4 - 0,2179PMV^2) \quad (5.11)$$

Intervalul recomandat pentru confortul termic într-un spațiu interior de către standardele ISO 7730-2005, ASHRAE 55-2020 și EN 16798-2019 este  $-0,5 \leq PMV \leq +0,5$ , corespunzând cu  $PPD < 10\%$

Programul Thermal Comfort [173] este un instrument de confort termic, care permite efectuarea calculelor pe baza modelului PMV-PPD, conform standardelor ISO 7730-2005, ASHRAE 55-2020 și EN 16798-2019. Acest program interactiv calculează și afișează temperatura medie de radiație ( $t_{mr}$ ) și confortul estimat (PMV, PPD) într-un spațiu, pe baza temperaturii suprafeței spațiului, a rezistenței termice a îmbrăcăminții și a ratei de metabolism.

• *Aplicarea modelului PMV-PPD.* S-a efectuat evaluarea confortului termic în spațiul biroului experimental (Fig. 4.1) cu ajutorul modelului PMV-PPD, descris anterior, utilizând programul specializat Thermal Comfort, în funcție de intensitatea muncii ( $i_M$ ), în met și rezistența la transfer termic a îmbrăcăminții ( $R_{cl}$ ), în clo. Pentru cele cinci sisteme de încălzire analizate au fost luate în considerare diferite puncte amplasate în linie dreaptă, la diverse distanțe de fereastră.

Se cunosc următoarele date: temperatura aerului interior  $t_i = 22$  °C; umiditatea relativă a aerului  $\phi_i = 55\%$ ; puterea termică a radiatoarelor  $Q_R = 1210$  W; temperatura pardoselii:  $t_{pd} = 29$  °C la încălzirea prin pardosea,  $t_{pd} = 31$  °C la încălzirea prin perete,  $t_{pd} = 33$  °C la încălzirea prin plafon și  $t_{pd} = 20$  °C la încălzirea cu radiatoare.

Rezultatele numerice obținute cu programul ordinator Thermal Comfort pentru perechile de valori  $i_M-R_{cl}$  următoare: 3,4 met-0,67 clo (activitate intensă, îmbrăcăminte normală), 1 met-0,90 clo (citit așezat, îmbrăcăminte de iarnă), 1,1 met-0,29 clo (scris, îmbrăcăminte ușoară) sunt incluse în Tabelul 5.13.

Tabelul 5.13 Indicii PMV și PPD obținuți cu programul ordinator Thermal Comfort la încălzire

Tip încălzire	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 (%)
Radiatoare	1,0	20,40	2,00	77	20,40	-0,70	15	20,40	-2,08	80
	1,5	20,50	2,00	77	20,50	-0,68	15	20,50	-2,06	80
	2,0	20,60	2,01	77	20,60	-0,67	14	20,60	-2,05	79
	2,5	20,70	2,02	78	20,70	-0,66	14	20,70	-2,05	79
	3,0	20,70	2,02	78	20,70	-0,66	14	20,70	-2,03	78
	3,5	20,70	2,02	78	20,70	-0,66	14	20,70	-2,03	78
	4,0	20,80	2,02	78	20,80	-0,65	14	20,80	-2,01	77
	4,5	20,80	2,02	78	20,80	-0,65	14	20,80	-2,01	77
	5,0	20,80	2,02	78	20,80	-0,65	14	20,80	-2,01	77
Pardosea radiantă	1,0	22,60	2,14	83	22,60	-0,41	8	22,60	-1,70	62
	1,5	23,00	2,17	84	23,00	-0,35	8	23,00	-1,63	58
	2,0	23,20	2,18	84	23,20	-0,33	7	23,20	-1,60	56
	2,5	23,30	2,19	85	23,30	-0,31	7	23,30	-1,58	55
	3,0	23,40	2,20	85	23,40	-0,29	7	23,40	-1,56	54
	3,5	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-1,55	53
	4,0	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-1,55	53
	4,5	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-1,55	53
	5,0	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-1,55	53

Tabelul 5.13 (continuare)

Tip încălzire	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 (%)
Perete radiant	1,0	22,50	2,14	83	22,50	-0,42	9	22,50	-1,72	63
	1,5	22,80	2,16	83	22,80	-0,38	8	22,80	-1,67	60
	2,0	23,10	2,18	84	23,10	-0,34	7	23,10	-1,62	57
	2,5	23,20	2,18	84	23,20	-0,31	7	23,20	-1,60	56
	3,0	23,30	2,19	85	23,30	-0,31	7	23,30	-1,58	55
	3,5	23,40	2,20	85	23,40	-0,30	7	23,40	-1,56	54
	4,0	23,40	2,20	85	23,40	-0,30	7	23,40	-1,56	54
	4,5	23,40	2,20	85	23,40	-0,30	7	23,40	-1,56	54
	5,0	23,30	2,19	85	23,30	-0,29	7	23,30	-1,58	55
Plafon radiant	1,0	22,00	2,10	81	22,00	-0,49	10	22,00	-1,81	67
	1,5	22,30	2,12	82	22,30	-0,45	9	22,30	-1,75	65
	2,0	22,50	2,14	83	22,50	-0,42	9	22,50	-1,72	63
	2,5	22,70	2,15	83	22,70	-0,39	8	22,70	-1,69	61
	3,0	22,80	2,16	83	22,80	-0,38	8	22,80	-1,67	60
	3,5	22,80	2,16	83	22,80	-0,38	8	22,80	-1,67	60
	4,0	22,80	2,16	83	22,80	-0,38	8	22,80	-1,67	60
	4,5	22,80	2,16	83	22,80	-0,38	8	22,80	-1,67	60
	5,0	22,70	2,15	83	22,70	-0,39	8	22,70	-1,69	61
Pardosea- plafon	1,0	22,60	2,14	83	22,60	-0,41	8	22,60	-0,15	5
	1,5	23,00	2,17	84	23,00	-0,35	8	23,00	-0,10	5
	2,0	23,20	2,18	84	23,20	-0,33	7	23,20	-0,08	5
	2,5	23,40	2,20	85	23,40	-0,30	7	23,40	-0,06	5
	3,0	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-0,04	5
	3,5	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-0,04	5
	4,0	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-0,04	5
	4,5	23,50	2,20	85	23,50	-0,29	7	23,50	-0,04	5
	5,0	23,40	2,20	85	23,40	-0,30	7	23,40	-0,06	5

În urma studiului efectuat se constată că valorile indicelui de confort PMV sunt aproape de 0 doar pentru intensitatea muncii  $i_M = 1$  met și rezistența îmbrăcăminții  $R_{cl} = 0,9$  clo, în cazul tuturor sistemelor de încălzire. Totuși, indicele PMV are valori aproximativ egale cu 0 doar în cazul sistemului de încălzire combinat pardosea-plafon pentru parametrii personali ( $i_M, R_{cl}$ ) egali cu 1,1 met și 0,29 clo, când procentul persoanelor nesatisfăcute de confortul termic (PPD) este de 5%. Pentru orice altă combinație între sistemul de încălzire și perechea parametrilor personali  $i_M-R_{cl}$ , procentul de nemulțumiți este mai mare de 53%. De asemenea, valorile indicelui PMV pentru perechea 1 met-0,9 clo sunt mai mici cu 71-124% atât în cazul sistemului de încălzire combinat pardosea-plafon cât și al celui prin pardosea radiantă față de încălzirea cu radiatoare și cu 0-8,6% și 19,5-31% față de sistemul de încălzire cu perete radiant și, respectiv cu plafon radiant. Deci, pardoseaua radiantă și combinația pardosea-plafon conduc la un confort termic sporit, urmate îndeaproape de perețele radiant.

### 5.5.3 Analiza comparativă a performanțelor sistemelor de răcire cu panouri radiante conectate la PCCS

În Fig. 5.47 se ilustrează necesarul lunar de energie pentru răcirea spațiului biroului experimental.

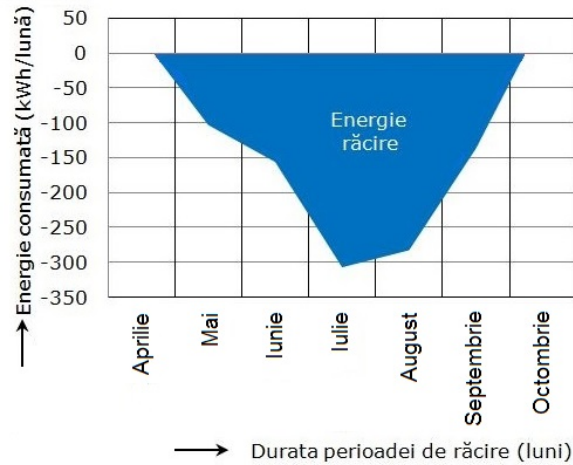


Fig. 5.47 Energia consumată lunar pentru răcirea biroului

Cu excepția radiatoarelor și a sistemului radiant combinat, celelalte trei sisteme radiante au funcționat și în regim de răcire a spațiului experimental cu o temperatură a apei pe tur/retur de 19/21°C.

În sezonul de răcire, experimentele au fost conduse pe durata unei săptămâni pentru fiecare din cele trei sisteme analizate, între 19 Iulie 2021 și 9 August 2021. Temperaturile aerului exterior au variat în intervalul 18,9–35 °C, iar valorile medii săptămânale au fost aproximativ egale pe durata acestei perioade.

### 5.5.3.1 Rezultatele experimentale

Cele trei sisteme de răcire radiante au fost monitorizate pe o perioadă de 3 săptămâni în sezonul de răcire, experimentele fiind conduse pe durata unei săptămâni pentru fiecare din cele trei sisteme analizate.

- *Comparație între performanțele sistemelor.* Performanța energetică a unui sistem de răcire este determinată pe baza coeficientului de performanță ( $COP_{sist}$ ) sau a raportului de eficiență energetică ( $EER_{sist}$ ), care se calculează folosind relațiile (2.18) și (2.20). Emisia de  $CO_2$  pe durata operării unui sistem de răcire este evaluată cu relația (2.34). Pentru a obține  $COP_{sist}$  și  $M_{CO_2}$  este necesar să se măsoare energia termică utilă la răcire și electricitatea consumată în sistem.

În sezonul de răcire, măsurătorile s-au efectuat la aproximativ aceeași temperatură medie a aerului exterior și a fluidului de lucru cu toate cele 3 sisteme analizate. S-au înregistrat următoarele valori medii: temperaturile aerului exterior ( $t_e$ ), aerului interior ( $t_i$ ), fluidului de lucru ( $t_f$ ) și agentului termic pe tur ( $t_t$ ), energia termică utilă pentru răcire ( $E_t$ ) și energia electrică consumată ( $E_{el}$ ). De asemenea, a fost determinată emisia de  $CO_2$  ( $M_{CO_2}$ ) pentru toate sistemele de răcire.

În Fig. 5.48 se arată o comparație între temperaturile aerului interior  $t_{i,pd}$ ,  $t_{i,pf}$  și  $t_{i,pt}$  la răcirea cu pardosea radiantă, perete radiant și, respectiv, plafon radiant. Se constată că temperatura aerului interior  $t_{i,pd}$  pentru sistemul de răcire cu pardosea radiantă este mai mare decât temperaturile  $t_{i,pf}$  și  $t_{i,pt}$  pentru celelalte două sisteme de răcire radiante datorită inerției termice mici produsă de grosimea mare a stra-



tului de șapă a pardoselii. În Tabelul 5.14 se prezintă o sinteză a rezultatelor experimentale.

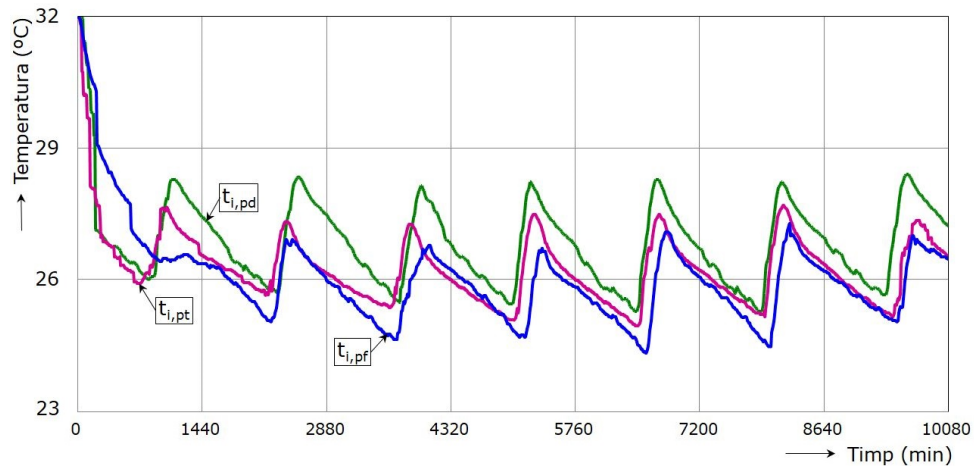


Fig. 5.48 Variația temperaturii aerului interior la răcire

Tabelul 5.14 Performanțele sistemelor experimentale de răcire

Sistem de răcire	$t_e$ (°C)	$t_i$ (°C)	$t_r$ (°C)	$t_t$ (°C)	$E_t$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$COP_{sist}$ (-)	$EER_{sist}$ (Btu/Wh)	$M_{CO_2}$ (kg)
Pardosea radiantă	28,46	26,86	20,47	20,96	42,48	9,72	4,37	14,91	2,91
Perete radiant	28,54	26,29	20,38	20,83	55,05	9,54	5,77	19,69	2,85
Plafon radiant	28,01	26,07	20,42	20,85	52,52	8,59	6,11	20,85	2,57

Cele trei sisteme de răcire prezintă diferențe în valoarea coeficientului lor de performanță energetică, și anume sistemul de răcire cu plafon radiant are cel mai bun  $COP_{sist}$  de 6,11, mai mare cu 39,8% față de sistemul de răcire cu pardosea radiantă, egal cu 4,37 și cu numai 5,9% față de sistemul de răcire cu perete radiant, egal cu 5,77. De asemenea, se constată că valorile consumului de electricitate și ale emisiei de  $CO_2$  sunt mai mici cu 13% și 11% pentru sistemul de răcire cu plafon radiant față de sistemul de răcire cu pardosea radiantă și, respectiv perete radiant, în aceleași condiții de operare.

• *Analiza erorilor.* Energia termică și energia electrică au fost măsurate cu aparatele descrise anterior. Analiza erorilor pentru estimarea incertitudinii maxime a rezultatelor experimentale s-a efectuat cu relația (5.1), rezultând pentru  $EER_{sist}$  o eroare acceptabilă de 1,5%, 2,0% și 2,4%, în cazul sistemului de răcire prin pardosea radiantă, perete radiant și, respectiv în cazul sistemului de răcire cu plafon radiant.

### 5.5.3.2 Evaluarea confortului termic utilizând modelul PMV-PPD

Se cunosc următoarele date de bază: temperatura aerului interior  $t_i = 26$  oC; umiditatea relativă a aerului interior  $\varphi_i = 55\%$ ; temperatura pardoselii:  $t_{pd} = 22$  °C la răcirea prin pardosea,  $t_{pd} = 20$  °C la răcirea prin perete și  $t_{pd} = 19$  °C la răcirea

prin plafon. S-a efectuat evaluarea confortului termic în spațiul biroului experimental cu ajutorul modelului PMV-PPD, descris anterior, utilizând programul Thermal Comfort, în funcție de  $i_M$  și  $R_{cl}$ . Pentru cele trei sisteme de răcire analizate au fost luate în considerare diferite puncte amplasate în linie dreaptă, la diverse distanțe de fereastră.

Rezultatele numerice obținute cu programul ordinator Thermal Comfort pentru perechile de parametri personali  $i_M-R_{cl}$  următoare: 3,4 met-0,67 clo (activitate intensă, îmbrăcăminte normală), 1 met-0,90 clo (citit așezat, îmbrăcăminte groasă), 1,1 met-0,29 clo (scris, îmbrăcăminte ușoară) sunt incluse în Tabelul 5.15.

Tabelul 5.15 Rezultatele numerice obținute cu programul ordinator Thermal Comfort la răcire

Tip răcire	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 (%)
Pardosea radiantă	1,0	26,50	2,76	97	26,50	0,88	21	26,50	-0,10	5
	1,5	26,20	2,74	97	26,20	0,84	20	26,20	-0,15	5
	2,0	26,00	2,73	97	26,00	0,82	19	26,00	-0,19	6
	2,5	25,90	2,72	97	25,90	0,80	19	25,90	-0,21	6
	3,0	25,90	2,72	97	25,90	0,80	19	25,90	-0,21	6
	3,5	25,80	2,71	97	25,80	0,79	18	25,80	-0,23	6
	4,0	25,80	2,71	97	25,80	0,79	18	25,80	-0,23	6
	4,5	25,80	2,71	97	25,80	0,79	18	25,80	-0,23	6
	5,0	25,90	2,72	97	25,90	0,80	19	25,90	-0,21	6
Perete radiant	1,0	26,00	2,73	97	26,00	0,67	14	26,00	-0,19	6
	1,5	25,70	2,70	97	25,70	0,63	13	25,70	-0,25	6
	2,0	25,50	2,69	97	25,50	0,60	13	25,50	-0,28	7
	2,5	25,40	2,68	98	25,40	0,59	12	25,40	-0,30	7
	3,0	25,30	2,68	96	25,30	0,58	12	25,30	-0,32	7
	3,5	25,20	2,67	96	25,20	0,56	12	25,20	-0,34	7
	4,0	25,20	2,67	96	25,20	0,56	12	25,20	-0,34	7
	4,5	25,30	2,68	96	25,30	0,58	12	25,30	-0,32	7
	5,0	25,30	2,68	96	25,30	0,58	12	25,30	-0,32	7
Plafon radiant	1,0	26,50	2,76	97	26,50	0,74	17	26,50	-0,10	5
	1,5	26,20	2,74	97	26,20	0,70	15	26,20	-0,15	5
	2,0	26,10	2,73	97	26,10	0,69	15	26,10	-0,17	6
	2,5	25,90	2,72	97	25,90	0,66	14	25,90	-0,21	6
	3,0	25,90	2,72	97	25,90	0,66	14	25,90	-0,21	6
	3,5	25,80	2,71	97	25,80	0,64	14	25,80	-0,23	6
	4,0	25,80	2,71	97	25,80	0,64	14	25,80	-0,23	6
	4,5	25,80	2,71	97	25,80	0,64	14	25,80	-0,23	6
	5,0	25,90	2,72	97	25,90	0,66	14	25,90	-0,21	6

Rezultatele studiului efectuat arată că indicele PMV este aproape 0 (când PPD este de 5–7%) doar pentru  $i_M = 1,1$  met și  $R_{cl} = 0,29$  clo, în cazul tuturor sistemelor de răcire analizate. Pentru celelalte perechi ale parametrilor personali  $i_M-R_{cl}$  procentul persoanelor nesatisfăcute de confortul termic (PPD) este de 12–97%. De asemenea, valorile indicelui PMV pentru perechea 1 met-0,9 clo sunt mai mici cu 31–41% la sistemul de răcire cu perete radiant față de sistemul de răcire cu pardosea radiantă și cu 10,4–14,2% față de sistemul de răcire cu plafon radiant. Deci, perețele radiant conduce la un confort termic sporit, urmat îndeaproape de plafonul radiant.

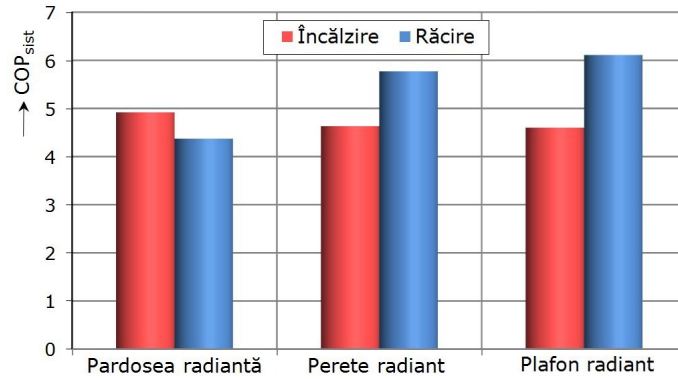


Fig. 5.49 Compararea coeficientului de performanță a diferite sisteme radiante de încălzire și răcire

Din comparația celor trei sisteme radiante simple de încălzire/răcire analizate (pardosea, perete, plafon) (Fig. 5.49) rezultă că sistemul cu pardosea radiantă în regimul de încălzire, și sistemul cu panouri radiante de plafon în regimul de răcire au performanțe superioare, conducând și la un confort termic sporit, în aceleași condiții de operare

## CAP.6 SIMULĂRI ȘI MODELĂRI NUMERICE

### 6.1 Programe de modelare/simulare

Există mai multe software comerciale special pentru modelarea sistemelor de încălzire și răcire, inclusiv a rețelelor de termoficare. Unele dintre programele de simulare comune, disponibile comercial, sunt descrise în continuare.

**TRNSYS** [117] este un program de simulare a comportamentului sistemelor tranzitorii, conceput inițial pentru modelarea sistemelor termice bazate pe energie solară în diverse aplicații de încălzire a apei, dar a dezvoltat o gamă mai largă de caracteristici care permit simularea sistemelor de energie termică și electrică la scară mai mare. Programul este alcătuit din două părți. Prima parte este un motor (nucleu) care citește și procesează fișierul de intrare, rezolvă iterativ sistemul, determină convergența, trasează variabilele de sistem și oferă utilități care determină proprietățile termofizice, inversează matricele, creează regresii liniare și interpolează fișiere de date externe. A doua parte este o bibliotecă extinsă de componente (pompe, ventilatoare, colectoare solare, turbine eoliene, cogenerare, alte echipamente pentru încălzirea/răcirea agentului termic, precum și date meteorologice), fiecare modelând performanța unei părți a sistemului. Biblioteca standard include aproximativ 150 de modele construite astfel încât utilizatorii să aibă posibilitatea modificării componentelor existente sau să le scrie pe ale lor. Fiecare componentă este definită ca un „tip” constând dintr-un set de ecuații guvernamentale. Cu toate acestea, acest software este conceput pentru simulările sistemelor energetice și nu este adecvat pentru modelarea fluxurilor generale de energie la nivel de district sau oraș.

Programul utilizează diverse subrutine, dintre care TRNBuild realizează descrierea clădirii, Type 56 modelează comportamentul clădirii cu diverse zone termice, Type 15 oferă informații referitoare la datele meteorologice, temperatura apei de alimentare și temperatura aerului exterior pentru sezonul rece și cald, Type 919 modelează o PCCS, Type 4 modelează stratificația termică a unui rezervor cu lichid, Type 114 modelează o pompă hidraulică cu turaj fixă ce menține debitul de lichid constant, iar Type 25 este utilizată la imprimare pentru listarea variabilelor selectate, la intervale specificate.

**EnergyPlus** [174] este un program de simulare la nivel de clădire, dar poate fi utilizat și pentru a simula fluxul de aer extern, rețelele districtuale și tehnologiile regenerabile, deși toate sunt simplificate într-o oarecare măsură. Dacă interacțiunile dintre clădiri sunt limitate, se poate utiliza un set de modele „EnergyPlus”, în care fiecare model reprezintă o clădire diferită din cartier.

**EnergyPlan** [175] este un program de simulare care permite efectuarea de analize coerente și comparative ale diferitelor sisteme energetice folosind diverse surse de combustibil și tehnologii de generare. Principalele avantaje ale „Energy Plan” sunt capacitatea de a modela întregul sistem cu toate sectoarele și de a simula rapid un scenariu definit de utilizator.

**Polysun** [176] este cel mai eficient program pentru planificarea, dezvoltarea și optimizarea sistemelor energetice complexe pentru clădiri și cartiere oferind o mo-

delare hidraulica detaliata. Toate modelele se bazează pe date din catalogul de componente (vane, conducte, colectoare solare termice, panouri fotovoltaice, PCs), date meteorologice, parametri ai clădirii, necesarul de încălzire a spațiilor și a ACC.

**EnergyPro** [177] permite optimizarea tehnico-economică a sistemelor energetice complexe pentru furnizarea combinată de energie termică și electrică. Abordarea modelării este destul de simplistă cu necesarul de căldură al clădirii bazat pe metoda gradelor-zile și pierderile de căldură din rețea introduse manual din calculele termice.

**IDA ICE** [178] este un program de simulare la nivel de clădire, care utilizează modelarea transparentă bazată pe ecuații. Are o interfață grafică cu utilizatorul, poate importa date CAD și poate fi extins cu ușurință prin crearea de noi componente. Cu toate acestea, acest program se aplică numai sistemelor la scară mică nefiind disponibil la nivel de cartier.

**HVACSIM+** [179] este un program care poate să modeleze diverse sisteme termice și HVAC, precum și cele de management energetic. HVACSIM+ reprezintă componente individuale HVAC, cum ar fi ventilatoare, pompe, conducte etc., conectate pentru a forma un sistem complet, care permite utilizatorilor să dezvolte noi modele și să le introducă în pachet pentru a le simula în diverse configurații.

TRNSYS, EnergyPlus și HVACSIM+ au încorporate modele de SCS pentru a simula PCCS-urile, dar aceste modele se pot aplica și la sistemele de stocare a energiei termice în foraj (sonda de sol) alături de eQUEST și GEOSTAR.

## 6.2 Simulări numerice ale energiei termice utile sistemului PCCS pentru încălzire, răcire și producere a ACC folosind programul TRNSYS

Programul TRNSYS conține o interfață grafică, cu instrumente de modelare și o bibliotecă de componente predefinite ce include diverse modele de clădiri și instalații tradiționale, dar permite și crearea de componente noi, neincluse în pachetul standard. Acest program este un mijloc foarte potrivit de a modela un sistem complet de PC utilizat la încălzirea și răcirea unei clădiri. Unul din principalele avantaje ale sale este acela de a include componente pentru calculul puterii termice a clădirii, componente specifice pentru încălzire/răcire, pompe de căldură, pompe de circulație, module pentru schimbătoare de căldură din sol și stocarea căldurii, precum și date climatice.

Performanța unui model de simulare numerică dezvoltat în TRNSYS este evaluată prin compararea valorilor simulate cu cele experimentale utilizând unii indici statistici, ca eroarea relativă absolută ( $e_r$ ), eroarea rădăcinii pătrate medii (ERPM), coeficientul de variație ( $c_v$ ) și coeficientul determinărilor multiple ( $R^2$ ), definiți în continuare [180,181].

Eroarea relativă absolută  $e_r$  măsoară concordanța generală între valorile experimentale și cele simulate, este întotdeauna un număr pozitiv, 0 reprezentând un model perfect și se exprimă în % folosind relația:

$$e_r = \frac{|y_{exp,i} - y_{sim,i}|}{|y_{exp,i}|} 100 \quad (6.1)$$

unde  $y_{exp,i}$  și  $y_{sim,i}$  este valoarea măsurată și respectiv simulată în punctul  $i$ .

Eroarea rădăcinii pătrate medii ERPM este o măsură a performanței generale pe întreg setul de date, de obicei  $\geq 0$ , arătând o modelare perfectă atunci când este egală cu 0 și se exprimă astfel:

$$\text{ERPM} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (Y_{\text{sim},i} - Y_{\text{exp},i})^2}{n}} \quad (6.2)$$

unde  $n$  este numărul punctelor date.

Coeficientul de variație  $c_v$  este definit astfel:

$$c_v = \frac{\text{ERPM}}{|\bar{y}_{\text{exp},i}|} \quad (6.3)$$

unde  $\bar{y}_{\text{exp},i}$  este valoarea medie a tuturor valorilor măsurate din punctele  $i$ .

Coeficientul determinărilor multiple  $R^2$  prezintă concordanța generală între valorile experimentale și cele simulate, variază de la 0 pentru un model slab la 1 pentru un model perfect și se exprimă astfel:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (Y_{\text{sim},i} - Y_{\text{exp},i})^2}{\sum_{i=1}^n Y_{\text{exp},i}^2} \quad (6.4)$$

unde:  $y_{\text{sim},i}$  este valoarea simulată în punctul  $i$ ;  $y_{\text{exp},i}$  – valoarea măsurată în punctul  $i$ ;  $n$  – numărul punctelor date.

## 6.2.1 Simularea energiei termice utile pentru încălzirea și răcirea biroului experimental

### 6.2.1.1 Definirea schemei operaționale

Pentru a simula energia termică utilizată la acoperirea necesarului de căldură/frig al biroului experimental se stabilesc conexiunile operaționale între clădire și factorii interni și externi. În Fig. 6.1 se arată schema operațională construită în TRNSYS, în care comportamentul termic al clădirii a fost modelat cu subrutina "Type 56", procesată cu interfața TRNBuild prin introducerea principalelor elemente de construcție, a orientării și suprafeței acestora, a factorilor de umbrire și a tipului activității interioare.

Datele meteorologice pentru Timișoara s-au obținut din baza de date Meteororm [182], iar pentru a converti aceste date într-o formă care poate fi citită din TRNSYS s-a utilizat cititorul de date meteorologice "Type 15-6". De asemenea, au fost definite componente pentru nivelul minim vizibil de lumină, răcire, umbrire și integratori de lumină pentru o bună abordare a modelului. Pentru extragerea rezultatelor s-a utilizat un ploter online ("Type 25a").

### 6.2.1.2 Rezultatele simulării și compararea cu datele experimentale

Efectuând simulări pentru o perioadă de un an (8760 h) s-au obținut valorile energiei termice utilizate pentru încălzire și răcire prezentate în Tabelul 6.1 alături de valorile măsurate. Valorile indicilor statistici ERPM,  $c_v$  și  $R^2$  sunt incluse în Tabelul 6.2 pentru sistemul PCCS operând în diferite moduri.

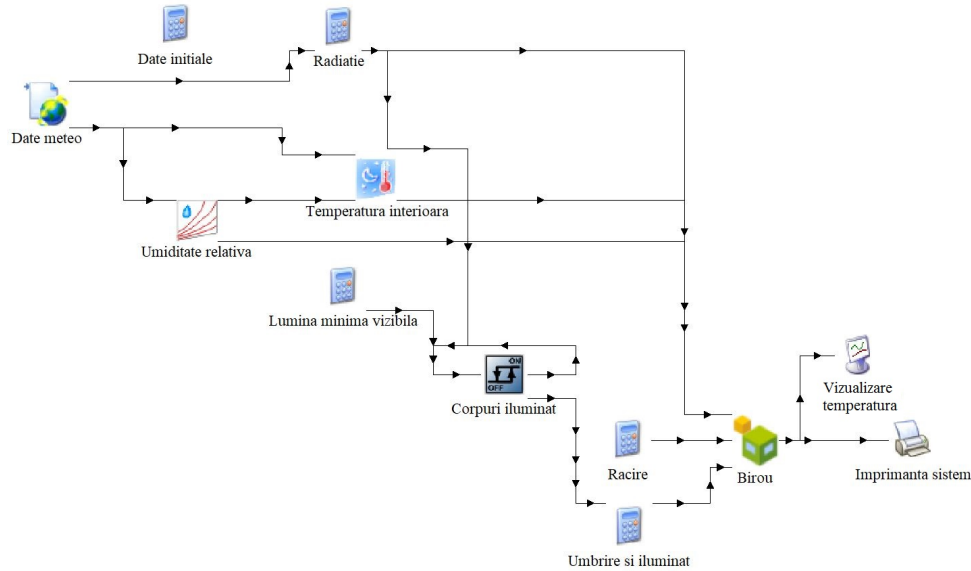


Fig. 6.1 Schema modelului de simulare în TRNSYS a energiei termice utile la încălzire și răcire

Tabelul 6.1 Energia termică utilă pentru încălzire și răcire

Luna	Energia de încălzire (kWh)		Eroarea relativă $e_r$ (%)	Energia de răcire (kWh)		Eroarea relativă $e_r$ (%)
	Simulată	Măsurată		Simulată	Măsurată	
Ianuarie	280,40	275,63	1,70	0,00	0,00	0,00
Februarie	208,71	210,34	0,78	0,00	0,00	0,00
Martie	88,36	89,36	1,13	0,00	0,00	0,00
Aprilie	22,92	23,51	2,57	0,00	0,00	0,00
Mai	0,00	0,00	0,00	101,23	102,31	1,07
Iunie	0,00	0,00	0,00	154,86	155,24	0,25
Iulie	0,00	0,00	0,00	310,24	305,96	1,38
August	0,00	0,00	0,00	284,61	281,46	1,11
Septembrie	0,00	0,00	0,00	137,32	135,74	1,15
Octombrie	50,20	49,73	0,94	0,00	0,00	0,00
Noiembrie	191,58	194,07	1,30	0,00	0,00	0,00
Decembrie	228,78	224,14	2,03	0,00	0,00	0,00

Tabelul 6.2 Indicii statistici ai modelului de simulare a energiei termice utile

Modul de operare	ERPM	$c_v$	$R^2$
Încălzire	2.72187	0.01409	0.99990075
Răcire	3.08003	0.02382	0.99977802
ACC	8.50000	0.00464	0.99997906

Se constată că există o eroare relativă absolută maximă între valorile TRNSYS simulate și cele măsurate de aproximativ 2,03%, pe durata încălzirii și de aproximativ 1,38%, pe durata răcirii, ceea ce este foarte acceptabil. Valorile ERPM și  $c_v$  în modul încălzire sunt 1,576 și, respectiv 0,0121, iar în modul răcire sunt 3,376 și, respectiv 0,0171. Valorile  $R^2$  în cele două moduri de operare sunt aproximativ 0,9999 și se

consideră foarte satisfăcătoare. Astfel, modelul de simulare a fost validat de datele experimentale.

## 6.2.2 Simularea energiei termice utile pentru producerea apei calde de consum

### 6.2.2.1 Definirea schemei operaționale

Pentru simularea producției de ACC a fost utilizată schema operațională construită în TRNSYS din Fig. 6.2.

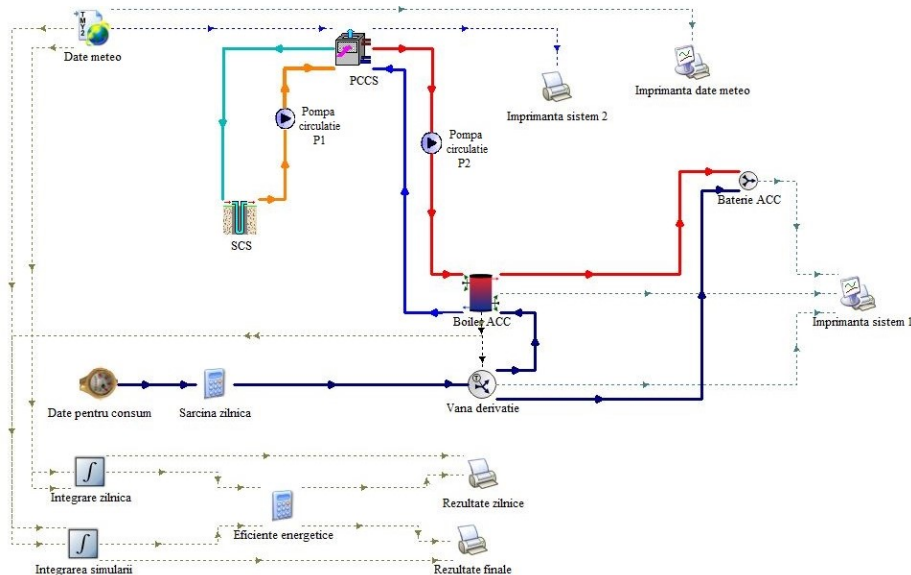


Fig. 6.2 Schema modelului de simulare în TRNSYS a producerii ACC

Ansamblul sistemului PCCS este format din cititorul standard de date meteo TRNSYS "Type 15-6", un model PCCS "Type 919", un SCS "Type 557a" și un boiler de stocare ACC "Type 4c", cu o capacitate de 175 l. De asemenea, în modelul de simulare au fost definite pompe de circulație cu turație constantă "Type 114" pentru fluidul de lucru din SCS și "Type 3d" pentru agentul termic spre serpentina boilerului de ACC. Pentru contorizarea zilnică a datelor de consum a apei reci pentru boilerul ACC a fost creată componenta "Type 14b", această abordare îmbunătățind semnificativ convergența numerică a modelului. În cele din urmă, doi integratori de model ("Type 25" și "Type 24") au fost utilizați pentru a calcula rezultatele zilnice și totale pentru energia termică produsă.

### 6.2.2.2 Rezultatele simulării și compararea cu datele experimentale

Simulări ale energiei termice utile pentru asigurarea puterii termice de ACC au fost efectuate pentru trei temperaturi ale apei calde: 45, 50 și 55 °C. Rezultatele programului de simulare sunt prezentate alături de datele experimentale în Tabelul 6.3, iar indicii statistici ERPM,  $c_v$  și  $R^2$  sunt incluși în Tabelul 6.2.



Tabelul 6.3 Energia termică  $E_t$  utilizată pentru producerea ACC

Temperatura $t_{acc-set}$ (°C)	$E_t$ (kWh/an)		Eroarea relativă $e_r$ (%)	$COP_{sist}$		Eroarea relativă $e_r$ (%)
	Simulată	Măsurată		Simulat	Măsurat	
45	1992	1995	0.15	2,14	2,09	2,39
50	2346	2362	0.68	2,06	1,97	6,09
55	2614	2635	0.80	1,87	1,73	8,09

O analiză comparativă a acestor rezultate indică faptul că valorile energiei termice pentru producția de ACC simulate cu TRNSYS au fost cu doar 0,15–0,80% mai mici decât valorile măsurate în toate cele trei cazuri. De asemenea, valorile  $COP_{sist}$  simulate sunt în intervalul 1,87–2,14, apropiate de valorile măsurate, eroarea relativă înregistrată variind între 2,39% și 8,09%. Valorile  $R^2$  și  $c_v$  de aproximativ 0,9999 și respectiv 0,0058 (Tabelul 6.2) sunt foarte satisfăcătoare, iar eroarea relativă maximă  $e_r$  de 8,09% este acceptabilă și astfel modelul de simulare este validat experimental.

### 6.3 Simularea numerică a performanței energetice a sistemelor de încălzire/răcire a biroului conectate la PCCS utilizând programul TRNSYS

#### 6.3.1 Definirea schemei operaționale

Simularea COP-ului sistemelor de încălzire/răcire conectate la PCCS s-a efectuat utilizând schema operațională construită în TRNSYS din Fig. 6.3.

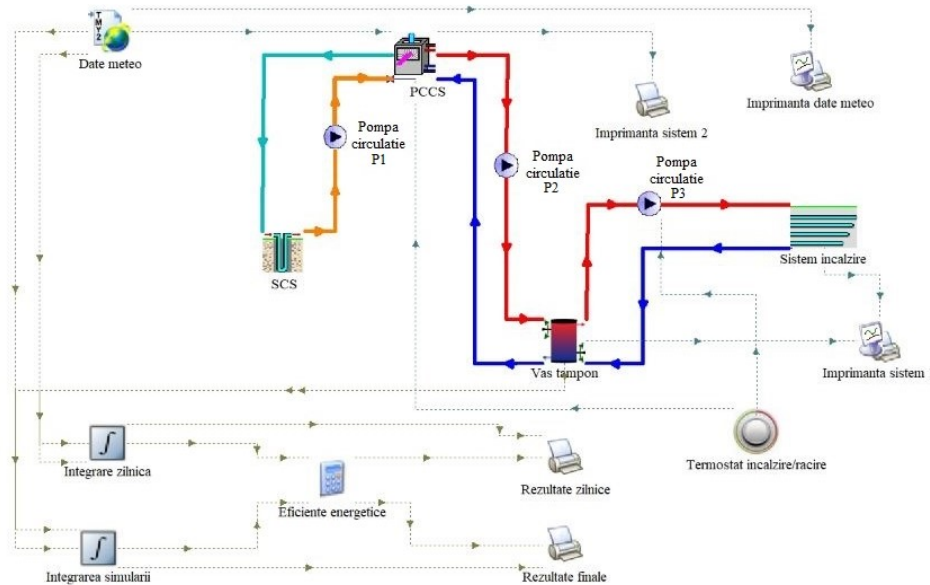


Fig. 6.3 Schema modelului de simulare în TRNSYS a COP-ului diverselor sisteme de încălzire/răcire conectate la PCCS

Ansamblul sistemului de PCCS constă din cititorul de date meteo standard "Type 15-6", un model de pompă de căldură "Type 919", un schimbător de căldură din sol "Type 557a" și un rezervor tampon "Type 4a". S-au definit pompele de circulație cu turație constantă P1 ("Type 919"), pentru fluidul de lucru din SCS, P2 ("Type 3d") pentru agentul termic dintre PCCS și VT și P3 ("Type 3d") pentru agentul termic dintre VT și sistemul de încălzire/răcire. Pentru controlul temperaturii din interiorul biroului a fost prevăzut câte un termostat pentru încălzire și răcire "Type 1502", respectiv "Type 1503". De asemenea, s-au utilizat două modele integratoare ("Type 25" și "Type 24") pentru calculul energiei termice produse zilnic și în total.

### 6.3.2 Rezultatele simulării $COP_{sist}$ pentru încălzire și comparația cu datele experimentale

Simularea numerică a COP-ului unui sistem de încălzire, fie cu radiatoare, fie cu panouri radiante simple (pardosea, perete, plafon) sau combinat (pardosea-plafon) conectat la PCCS, s-a efectuat pentru o perioadă de o lună. Rezultatele modelului de simulare obținute în TRNSYS sunt prezentate alături de măsurătorile experimentale în Tabelul 6.4.

Tabelul 6.4 Valorile  $COP_{sist}$  pentru diverse sisteme de încălzire conectate la PCCS

Sistemul de încălzire	$COP_{sist}$		Eroarea relativă $e_r$ (%)
	Simulat	Măsurat	
Radiatoare	4,72	4,58	3,06
Pardosea radiantă	5,08	4,92	3,25
Perete radiant	4,92	4,63	6,26
Plafon radiant	4,86	4,60	5,65
Pardosea-plafon	5,68	5,45	4,22

Analiza comparativă a rezultatelor obținute în Tabelul 6.4 arată că valorile  $COP_{sist}$  simulate cu programul TRNSYS sunt mai mici doar cu 3,06% decât cele măsurate, pentru sistemul de încălzire cu radiatoare și doar cu 3,25%, 6,26%, 5,65% și 4,22% decât valorile măsurate, pentru sistemele de încălzire radiante prin pardosea, perete, plafon și, respectiv combinat pardosea-plafon. Astfel, modelul de simulare numerică se poate considera validat experimental.

### 6.3.3 Rezultatele simulării $COP_{sist}$ pentru răcire și compararea cu datele experimentale

Simularea numerică a  $COP_{sist}$  al fiecărui sistem de răcire radiant (pardosea, perete, plafon) conectat la PCCS s-a efectuat pentru o perioadă de o lună. Rezultatele modelului de simulare obținute în TRNSYS sunt sintetizate alături de testele experimentale în Tabelul 6.5.

Tabelul 6.5 Valorile  $COP_{sist}$  pentru diverse sisteme de răcire conectate la PCCS

Sistemul de răcire	$COP_{sist}$		Eroarea relativă $e_r$ (%)
	Simulat	Măsurat	
Pardosea radiantă	4,51	4,37	3,20
Perete radiant	5,89	5,77	2,08
Plafon radiant	6,16	6,11	0,82

Analiza comparativă a rezultatelor obținute în Tabelul 6.5 arată că valorile  $COP_{sist}$  simulate cu programul TRNSYS sunt mai mici doar cu 3,2% decât cele măsurate, pentru sistemul de răcire cu pardosea radiantă și doar cu 2,08% și 0,82% pentru sistemele radiante de răcire prin perete și, respectiv plafon. Astfel, modelul de simulare numerică se poate considera validat experimental.

#### 6.4 Simularea numerică a performanțelor PCCS fără și cu regenerare continuă prin panouri PV/T pentru încălzire și ACC utilizând programul Polysun

Panourile fotovoltaice-termice (PV/T) combină un colector solar termic și un modul fotovoltaic într-o singură componentă, generând simultan electricitate și căldură. Deci, în panourile PV/T, radiația solară este transformată în energie electrică și energie termică în același timp. Panourile PV/T devin din ce în ce mai atractive datorită capacității de a genera energie electrică și de a recupera căldura simultan într-un mod economic și simplu. În plus, tehnologia PV/T este considerată pe scară largă ca o opțiune eficientă pentru îmbunătățirea eficienței producției de energie. De remarcat că temperatura energiei termice nu poate fi prea mare pentru a garanta o eficiență fotovoltaică (PV) ridicată, mai ales când radiația solară este slabă.

PCCS este cel mai des utilizată în sistemele de încălzire/răcire și ACC datorită eficienței sale ridicate. Cu toate acestea, în regiunile cu încălzire dominantă, dezechilibrul termic al solului duce la scăderea temperaturii acestuia și la deteriorarea performanței de încălzire an de an.

PCCS interconectată cu panourile PV/T (PCCS-PV/T) formează un sistem hibrid, care se pretează cel mai bine la regenerarea continuă a temperaturii solului prin re-injectarea căldurii în sonda de sol tot timpul anului. În special, sistemele hibride PCCS-PV/T prezintă un mare potențial datorită consumului redus de energie electrică și posibilității de folosire în aplicațiile de încălzire și de răcire. Cu toate acestea, cercetarea exploratorie pe sistemul hibrid PCCS-PV/T încă este la un nivel modest.

Hengel ș.a. [183] au investigat dimensionarea rentabilă a schimbătoarelor de căldură din sol (SCS) orizontale prin regenerarea solului în perioada de vară cu panouri PV/T. Rezultatele simulărilor TRNSYS au arătat că regenerarea solului vara cu panouri PV/T a îmbunătățit factorul de performanță sezonier (FPS) cu 7%. Hüsing ș.a. [184] au studiat combinația de panouri PV/T cu SCS orizontale subdimensionate iar rezultatele au dovedit că integrarea panourilor PV/T (26,6 m<sup>2</sup>) cu o PC cuplată la sol printr-un câmp mic de SCS orizontale (89,7 m<sup>2</sup>) crește FPS cu 30% (de la 2,4 la 3,4) la producerea ACC.

Sistemele hibride PCCS-PV/T au fost descrise detaliat și clasificate în [185] astfel: (1) sistem hibrid PCCS-PV/T cu PV/T pentru creșterea temperaturii fluidului de lucru, (2) sistem hibrid PCCS-PV/T cu PV/T pentru încălzire directă, (3) sistem hibrid PCCS-PV/T cu surse de energie multiple și (4) sistem hibrid PCCS-PV/T cu stocarea energiei. Lucrarea de față analizează un alt sistem hibrid PCCS-PV/T, cu regenerarea continuă a căldurii din sol prin panourile PV/T.

În acest subcapitol se prezintă rezultatele unui studiu teoretic comparativ efectuat cu programul de simulare numerică Polysun și a unor investigații experimentale privind performanțele unui sistem hibrid PCCS-PV/T cu regenerare prin PV/T și ale unui sistem convențional PCCS, integrate în sistemul de încălzire și producere a ACC atât pentru biroul experimental cât și pentru o clădire unifamilială.

### 6.4.1 Componentele sistemului hibrid

În sistemul hibrid PCCS-PV/T panourile PV/T sunt utilizate ca sursă suplimentară de căldură cu SCS. Configurația sistemului PCCS-PV/T utilizat la simularea numerică cu programul Polysun este ilustrată în Fig. 6.4.

*Circuitul solar* constituit dintr-un câmp de panouri PV/T tip FT225C5 orientate spre Sud cu un unghi de înclinare de  $30^\circ$  și o pompă de circulație solară (Ps) cu debitul de 143–954 l/h, conține un amestec fluid de propilen cu concentrația de 33,3%.

*Pompa de căldură* WPC 05-cool, cu compresor ermetic de tip scroll, cuplată la sol printr-un SCS vertical lung de 110 m, cu tub U dublu, care se poate transforma în tub U simplu prin sectorizare cu ajutorul robinetelor de închidere, având diametrul de 32 mm este potrivită pentru combinația în serie cu panouri PV/T și este acționată cu energie solară PV. SCS străbate un strat de argilă adânc de 50 m și altul de pietriș umed de 60 m.

*Pompele de circulație* P1 a sursei de căldură, de tip Wilo-TOP-S 30/7, P2 a circuitului vas tempon-ACC, de tip Wilo-TOP-S 25/5 și P3 a circuitului de încălzire, de tip Wilo-STAR-RS 25/6, au debitele 2330–2414 l/h, 2067 l/h și, respectiv 500 l/h.

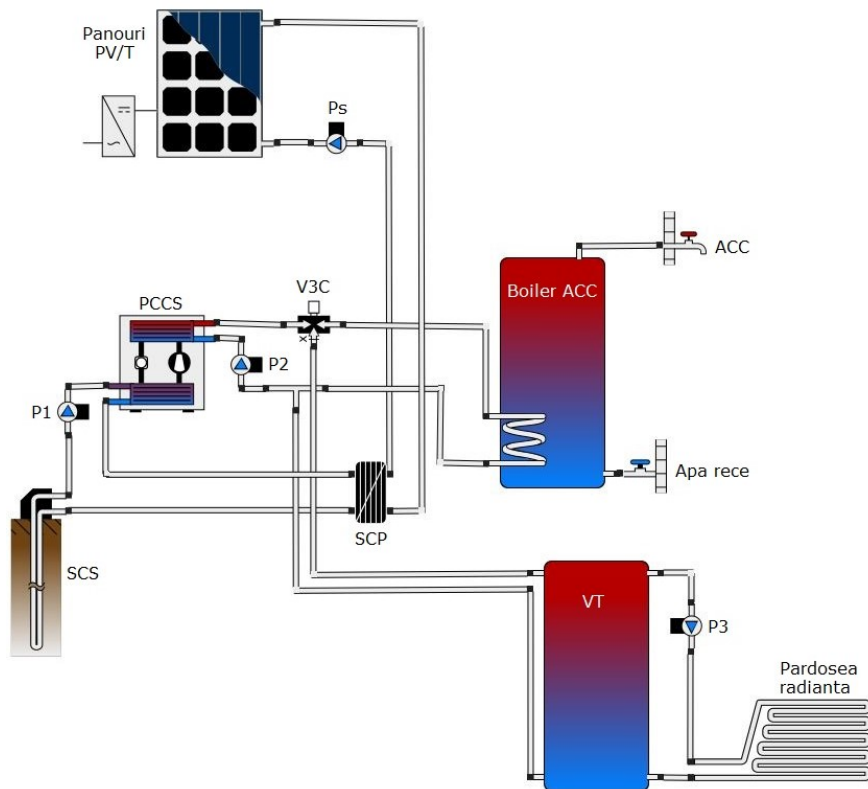


Fig. 6.4 Configurația sistemului hibrid PCCS-PV/T pentru simularea cu programul Polysun

*Vana deviatoare cu 3 căi (V3C)* transferă energia termică din condensatorul pompei de căldură la traseul de încălzire și cu prioritate în boilerul de ACC.

*Schimbătorul de căldură cu plăci (SCP)*, cu capacitatea de transfer termic de 5000 W/K, transferă energia termică produsă de panourile PV/T la fluidul de lucru din SCS, care apoi o injectează în sol. Astfel, din energia termică necesară  $E_t$  (extrasă din sol) o parte  $E_{t,pv}$  este produsă de panourile PV/T și injectată în sol, iar altă parte  $E_{t,sol}$  este produsă direct de sol.

*Sistemul de încălzire* este de joasă temperatură, prin pardosea radiantă cu temperaturi nominale tur/retur de 41/36 °C. Boilerul de ACC are un volum de 150 l, vasul tampon (VT) un volum de 100 l, iar temperatura ACC este de 45 °C.

Datele meteorologice pentru Timișoara, ale cărei latitudine și longitudine sunt 45°45' N și respectiv 21°15' E, s-au extras din baza de date Meteonorm [182], astfel: temperatura medie a aerului exterior 11,5 °C, iradiația globală anuală 1298 kWh/m<sup>2</sup>, iradiația difuză anuală 618 kWh/m<sup>2</sup>.

Pentru a analiza performanța a diferite sisteme de PCCS prin simulare și monitorizare se utilizează factorii de performanță sezonieri  $FPS_{PC}$ ,  $FPS_{Sist}$  și  $FPS_{PC-PV}$  explicați în ecuațiile (3.35), (3.36) și respectiv (3.40).

#### 6.4.2 Simularea pentru biroul experimental

Suprafața încălzită a biroului experimental (Fig. 4.1) este de 21,8 m<sup>2</sup>, iar necesarul de energie termică de 2,6 kWh/(m<sup>2</sup>an) pentru încălzire și de 7 kWh/(m<sup>2</sup>an) pentru producerea ACC. Temperatura setată a aerului interior este de 22 °C. Circuitul solar cuprinde 3 panouri PV/T cu suprafața de 4,8 m<sup>2</sup> și puterea nominală totală de 0,68 kW.

Programul Polysun a fost utilizat la simularea, pe perioada lunii Martie 2021, a energiei termice necesare satisfacerii cerințelor de încălzire și ACC pentru biroul experimental și energiei electrice generate de panourile PV/T, care compensează energia electrică utilizată de PC.

PCCS experimentală cu tub U dublu al SCS în cooperare cu cele 6 panouri PV, pentru a compensa consumul de electricitate al acestora și interconectată la sistemul de încălzire și producere a ACC pentru biroul experimental, s-a utilizat de asemenea la testarea pe perioada lunii Martie a performanței energetice și ecologice a sistemului.

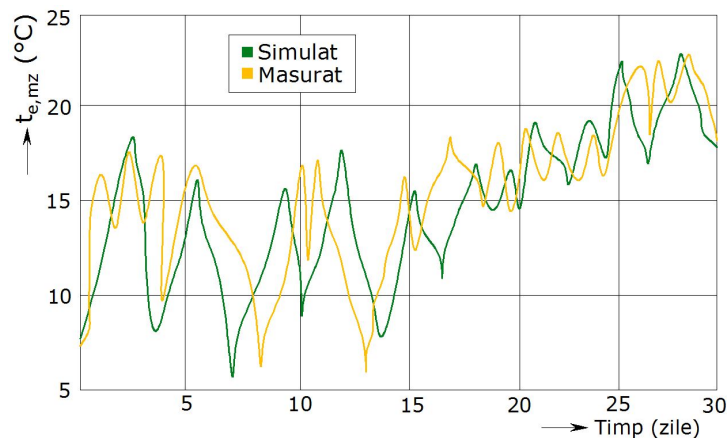


Fig. 6.5 Variația temperaturii maxime zilnice a aerului exterior

În Fig. 6.5 se ilustrează variația temperaturii maxime zilnice a aerului exterior ( $t_{e,mz}$ ) simulate și măsurate, constatându-se o bună concordanță între acestea. Temperatura fluidului de lucru rezultată la intrarea în SCS cu tub U dublu este de 15,1 °C. În Tabelul 6.6 sunt sintetizate principalele rezultate simulate cu programul Polysun alături de valorile obținute prin măsurători experimentale.

Tabelul 6.6 Performanțele PCCS interconectate cu panouri PV/T obținute prin simulare și monitorizare în modul de încălzire-ACC

Valoare	$E_t$ (kWh)	$E_{el,pv}$ (kWh)	$E_{PC}$ (kWh)	$FPS_{PC}$ (-)	Reducerea emisiei de CO <sub>2</sub> (kg)
Simulată	209	54	49	4,26	14,65
Măsurată	214	57	50	4,28	14,95
Eroarea relativă $e_r$ (%)	2,4	5,6	2,0	0,5	2,0

Rezultatele arată că valorile simulate cu programul Polysun precum energia termică utilă ( $E_t$ ), energia electrică produsă de panourile PV/T ( $E_{el,pv}$ ), energia electrică consumată de PC ( $E_{PC}$ ), factorul de performanță sezonier al PC ( $FPS_{PC}$ ) și reducerea emisiei de CO<sub>2</sub> sunt mai mici doar cu 0,5–5,6% față de cele măsurate, astfel încât modelul de simulare numerică este validat experimental.

Pentru fracțiunea energiei regenerabile (FER) s-a obținut din relația (3.30) valoarea 0,42, unde  $E_{PC} = 49$  kWh,  $E_p = 73$  kWh și  $E_{aux} = 6$  kWh sunt consumurile de electricitate ale PC, pompelor de circulație și respectiv utilizatorilor auxiliari. Deci, 42% din consumul total de electricitate al sistemului provine de la panourile PV/T.

#### 6.4.3 Simularea pentru o clădire unifamilială

Programul Polysun este utilizat în continuare la simularea pe perioada unui an întreg a performanțelor sistemului PCCS convențional și hibrid cu regenerare continuă printr-un câmp de 20 panouri PV/T, utilizat la alimentarea cu căldură și ACC a unei clădiri unifamiliale (Fig. 6.6) cu consum de energie scăzut, atât pentru configurația SCS cu tub U dublu cât și U simplu.

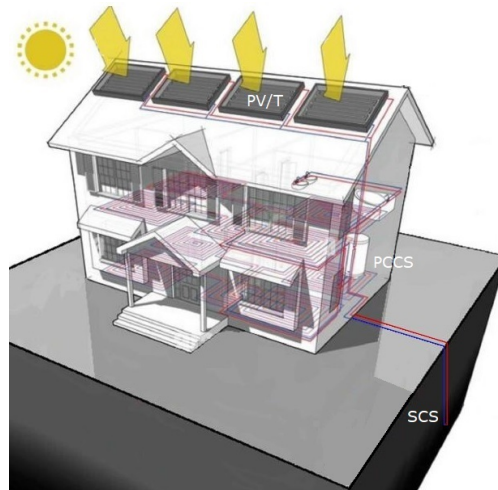


Fig. 6.6 Vedere conceptuală a clădirii unifamiliale

Clădirea amplasată în Timișoara are o suprafață locuibilă încălzită de 120 m<sup>2</sup> și necesarul de energie termică pentru încălzire de 63,3 kWh/(m<sup>2</sup>an), iar pentru producerea ACC de 17,8 kWh/(m<sup>2</sup>an). Temperatura setată a aerului interior este de 22 °C. În Fig. 6.7 se prezintă variația temperaturii maxime zilnice a aerului exterior ( $t_{e,mz}$ ) simulate pe perioada unui an.

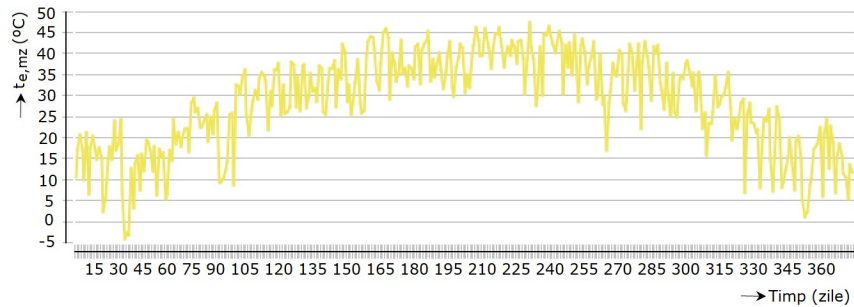


Fig. 6.7 Variația anuală a temperaturii maxime zilnice a aerului exterior

#### 6.4.3.1 Sstemul hibrid PCCS-PV/T cu regenerare prin panouri PV/T

Câmpul propus de 20 panouri PV/T instalate pe acoperișul clădirii are suprafața de 31,8 m<sup>2</sup> și puterea nominală totală de 4,5 kW.

În Fig. 6.8 și 6.9 se prezintă variațiile anuale simulate ale energiei termice produse de panourile PV/T ( $E_{t,pv}$ ) și respectiv direct de sol ( $E_{t,sol}$ ) și cedate sistemului de PCCS. În Fig. 6.10 se ilustrează reprezentarea grafică a energiei electrice generate lunar de câmpul de panouri PV/T considerat ( $E_{el,pv}$ ), iar Fig. 6.11 se arată variația anuală a consumului total de electricitate ( $E_{el}$ ) simulat al sistemului compus din PC, 4 pompe de circulație, consumatori auxiliari.

Temperatura fluidului de lucru rezultată la intrarea în SCS este de 19,4 °C pentru tubul U dublu și de 17,2 °C pentru tubul U simplu. În cazul configurațiilor cu tub U dublu și simplu, fracțiile solare pentru încălzire sunt de 17,2% și respectiv 15,6%, iar pentru ACC de 59,1% și respectiv 59,7%. În Tabelul 6.7 sunt sintetizate principalele rezultate simulate cu programul Polysun.

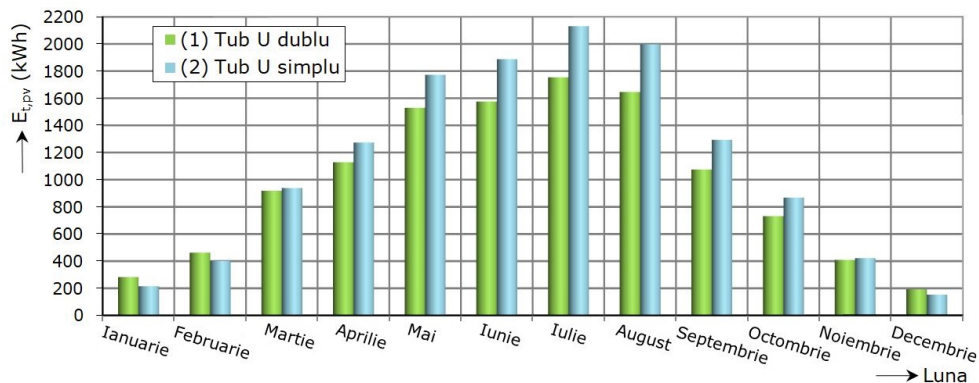


Fig. 6.8 Energia termică produsă lunar de panourile PV/T



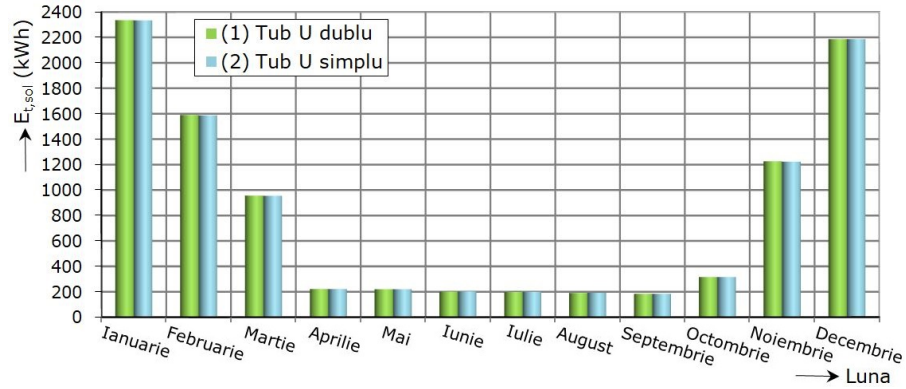


Fig. 6.9 Variația anuală a energiei termice extrase direct din sol

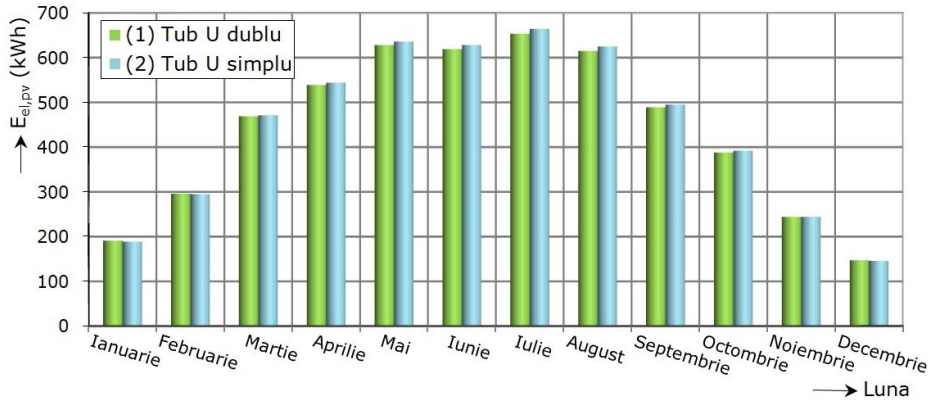


Fig. 6.10 Energia electrică produsă lunar de panourile PV/T

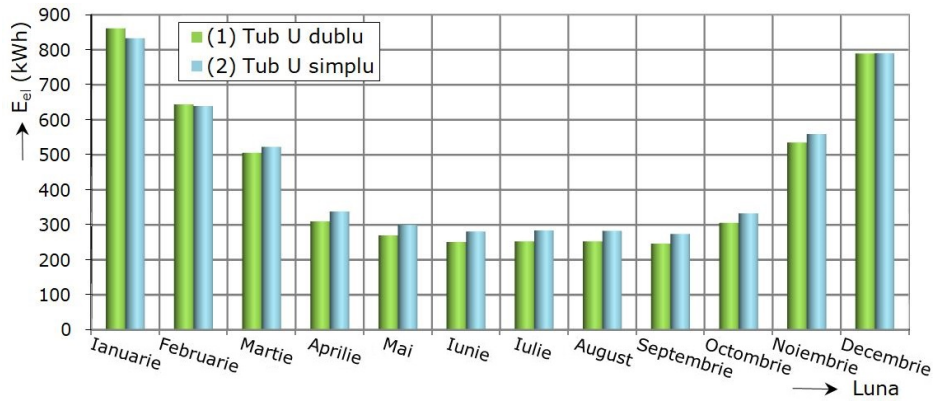


Fig. 6.11 Variația anuală a consumului total de electricitate pentru sistemul PCCS-PV/T



Tabelul 6.7 Rezultatele simulării performanțelor PCCS-PV/T în modul de încălzire-ACC pe perioada unui an

Configurația SCS	$E_t$ (kWh)	$E_{el,pv}$ (kWh)	$E_{pc-pv}$ (kWh)	$E_{pc}$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	$FPS_{PC}$ (-)	$FPS_{sist}$ (-)	$FSPV$ (-)	$RP_{PV}$ (-)	RAC (-)	$FPS_{PC-PV}$ (-)	Red. CO <sub>2</sub> (kg)
(1) Tub U dublu	9725	5279	2250	2250	5226	4,32	1,86	1,00	0,79	0,43	5,79	1563
(2) Tub U simplu	9725	5279	2131	2131	5203	4,56	1,87	1,00	0,79	0,40	6,00	1556

Din energia termică necesară extrasă din sol pentru configurațiile (1)/(2) egală cu 9725/9725 kWh, doar o parte, 7391/7095 kWh, este produsă direct de sol, iar diferența de 2334/2630 kWh, este acoperită de panourile PV/T (31,8 m<sup>2</sup>) prin injectare în sol, existând astfel posibilitatea micșorării lungimii SCS. De asemenea, consumul total de electricitate egal cu 5226/5203 kWh este compensat de energia electrică generată de panourile PV/T cu valoarea de 5279/5279 kWh.

Rezultatele arată că valorile  $FPS_{PC-PV}$  al sistemului hibrid PCCS-PV/T în configurațiile (1) și (2), egale cu 5,79 și respectiv 6,00 sunt mai mari cu 34% și respectiv 32% față de valorile  $FPS_{PC}$  corespunzătoare sistemului convențional PCCS, egale cu 4,32 și respectiv 4,56. Indicatorul  $FPS_{PC-PV}$  include integrarea celor două subsisteme (PCCS și generatorul PV), iar valorile sale ridicate indică o eficiență ridicată a PCCS și o utilizare eficientă a electricității PV.

De asemenea,  $FPS_{PC-PV}$  în configurația (2) cu tub U simplu este mai mare cu 3,6% față de configurația (1) cu tub U dublu, iar PC în combinație cu panourile PV/T (31,8 m<sup>2</sup>) conduce la reduceri ale emisiei de CO<sub>2</sub> aproximativ egale (diferența sub 0,5%) în cele două configurații, astfel încât configurația cea mai eficientă a SCS în cadrul sistemului cu regenerarea căldurii se poate considera cea cu tub U simplu.

#### 6.4.3.2 Sistemul PCCS fără regenerare prin PV/T

O altă simulare numerică s-a efectuat pentru sistemul convențional PCCS (fără regenerare prin PV/T) (Fig. 6.12), doar în configurația optimă a SCS, cu tub U simplu. Celelalte componente ale sistemului rămân aceleași ca în cazul sistemului hibrid PCCS-PV/T.

În Fig. 6.13 se prezintă variația anuală a energiei termice necesare extrase din sol ( $E_t$ ) simulate, iar în Fig. 6.14 se ilustrează variația anuală a consumului total de electricitate ( $E_{el}$ ) simulat al sistemului. Temperatura fluidului de lucru rezultată la intrarea în SCS este de 13,6 °C. Principalele rezultate numerice obținute prin simulare cu programul Polysun sunt incluse în Tabelul 6.8.

Din analiza rezultatelor simulării numerice (Tabelele 6.7 și 6.8) se constată că sistemul hibrid PCCS-PV/T realizează o economie de electricitate și micșorare a emisiei de CO<sub>2</sub> de 6,2% față de sistemul convențional PCCS, iar FPS al sistemului crește cu 5%, de la 1,78 la 1,87 deși FPS al PC scade de la 4,70 la 4,56.

Deci, sistemul hibrid PCCS cu regenerare continuă prin panouri PV/T în configurația SCS cu tub U simplu are performanțe ( $FPS_{PC}$ ,  $FPS_{sist}$ ,  $FPS_{PC-PV}$ ) superioare față de configurația cu tub U dublu, precum și un FPS al sistemului crescut față de sistemul convențional PCCS, fără regenerare.

Sistemul hibrid PCCS-PV/T are mai multe avantaje:

1. Dezechilibrul termic poate fi eliminat prin compensarea căldurii de la panourile PV/T și astfel temperatura medie a solului poate fi menținută stabilă, garantând o performanță stabilă a PCCS.

2. Energia termică produsă de panourile PVT poate furniza sursă de căldură de temperatură scăzută pentru PCCS în scopul îmbunătățirii performanței de încălzire.
3. Consumul de energie electrică al PCCS și al pompelor de circulație poate fi acoperit cu electricitate regenerabilă generată de panourile PV/T.
4. Sistemul hibrid PCCS-PV/T este multifuncțional, având capacitatea de a asigura încălzirea/răcirea spațiului, ACC, regenerarea solului și stocarea energiei, pentru a satisface diferite cerințe.

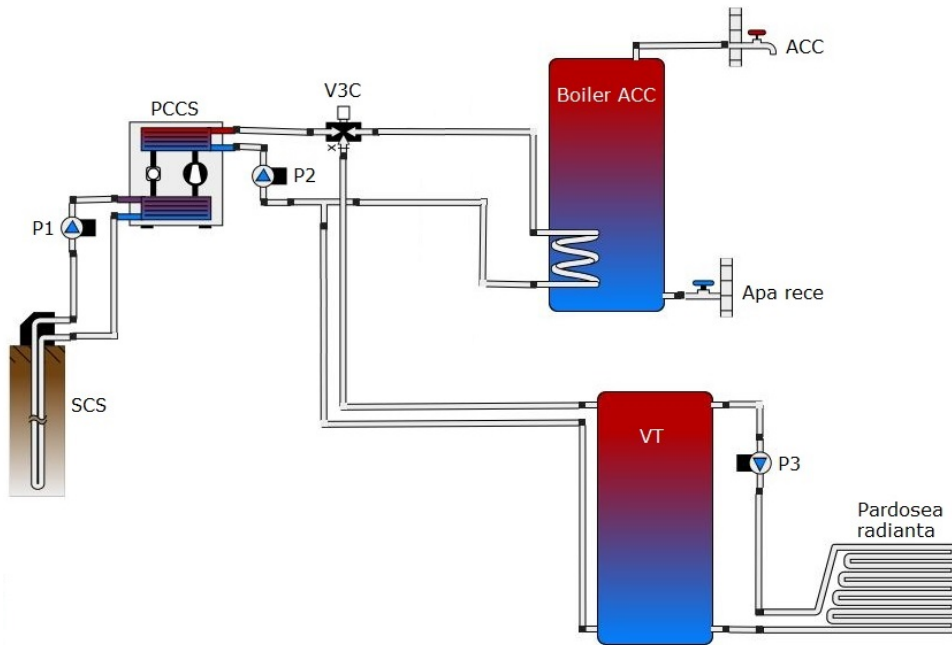


Fig. 6.12 Configurația sistemului convențional PCCS pentru simularea cu programul Polysun

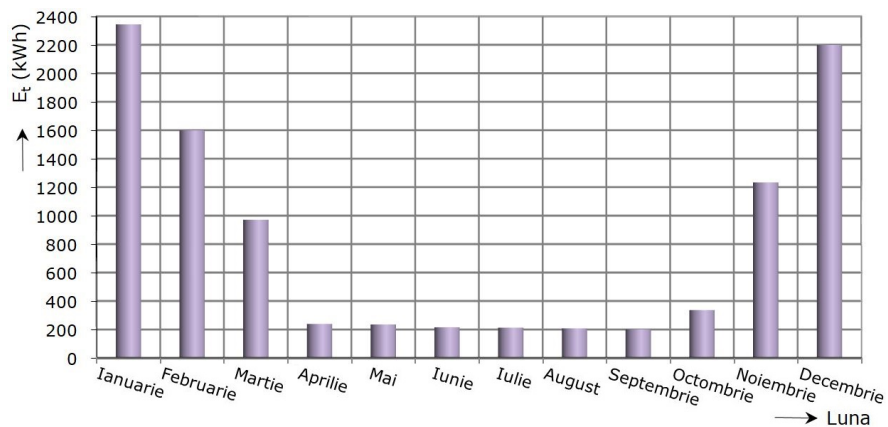


Fig. 6.13 Variația anuală a energiei termice necesare extrase din sol

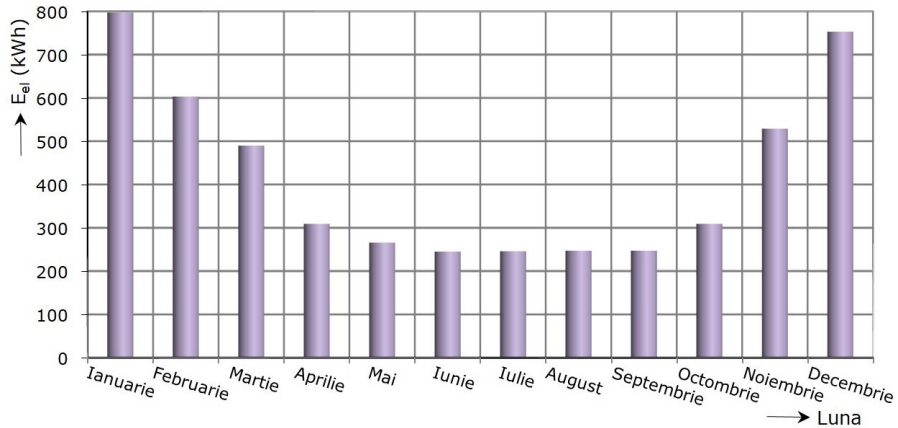


Fig. 6.14 Variația anuală a consumului total de electricitate pentru sistemul PCCS

Tabelul 6.8 Rezultatele simulării performanțelor sistemului convențional PCCS în modul de încălzire-ACC pe perioada unui an

Configurația SCS	$E_t$ (kWh)	$E_{PC}$ (kWh)	$E_p$ (kWh)	$E_{aux}$ (kWh)	$E_{el}$ (kWh)	FPS <sub>PC</sub> (-)	FPS <sub>sist</sub> (-)	Reducere emisie CO <sub>2</sub> (kg)
Tub U simplu	9834	2090	1756	1680	5526	4,70	1,78	1652

#### 6.4.4 Concluzii

În urma simulărilor numerice s-a constatat că prin interconectarea unui câmp de panouri PV/T cu PCCS integrată în sistemul de încălzire și producere a ACC pentru o clădire unifamilială este posibilă compensarea completă a energiei electrice consumate în timpul operării sistemului pe tot parcursul anului și, astfel, reducerea totală a emisiilor de CO<sub>2</sub>. Întrucât sistemul hibrid PCCP-PV/T a fost proiectat pentru a acoperi puterea maximă, iar pe parcursul anului există cazuri în care acumulatorii sunt încărcăți complet, electricitatea în exces poate fi folosită și de alți consumatori electrici auxiliari (iluminat interior, computere, echipamente electronice de birou și electrocasnice etc.).

De asemenea, efectele de răcire pe termen lung ale SCS pot fi eliminate prin regenerarea termică solară cu ajutorul panourilor PV/T, conducând la schimbătoare de căldură în sol mai scurte și la o creștere a temperaturii solului, asigurând astfel o funcționare durabilă a sistemului. Sistemele PCCS analizate anterior pot constitui diferite aplicații pentru clădiri cu emisii scăzute de CO<sub>2</sub>.

## **CAP.7 STUDIUL ECONOMICO-ENERGETIC ȘI DE IMPACT ASUPRA MEDIULUI AL ÎNCĂLZIRII ȘI RĂCIRII UNEI CLĂDIRI EXISTENTE CU DIFERITE SURSE DE ENERGIE**

### **7.1 Considerații preliminare**

Sistemele de pompe de căldură (PC) cu electrocompresor cuplate la sol în circuit închis prin SCS verticale oferă o serie de avantaje față de sistemele de încălzire/răcire convenționale, reprezentând o alternativă viabilă la alimentarea cu căldură a clădirilor pentru producerea agentului termic și a ACC. Acestea preiau căldura regenerabilă din sol sau recuperează căldura cedată de clădiri care se acumulează în sol în sezonul de răcire. În plus, datorită coeficientului lor de performanță relativ mare, ele sunt printre sistemele cele mai eficiente pentru încălzire/răcire și avantajoase în ceea ce privește protecția mediului, reducând semnificativ emisiile de CO<sub>2</sub> și eliminând inconveniențele cauzate de folosirea combustibililor convenționali.

Pompa de căldură sol-apă (PCCS) este mai puțin afectată de variațiile de temperatură din aer și are acces la o sursă de căldură constantă și stabilă (solul). Într-o zonă cu un climat moderat PCCS poate avea un consum de energie mai scăzut decât PC aer-apă (PCAA), care trebuie să se bazeze pe temperatura aerului exterior.

În acest capitol se efectuează un studiu economic, energetic și de impact asupra mediului comparativ pentru încălzirea și răcirea unei clădiri multifuncționale existente cu diverse surse de energie primară, justificându-se oportunitatea soluției de încălzire și răcire cu PCCS în sistem închis cu colectori verticali.

### **7.2 Descrierea clădirii încălzite/răcite**

Se consideră o clădire existentă (fără izolarea pereților exteriori) cu regim de înălțime P+2E și având o suprafață totală de 1560 m<sup>2</sup>, amplasată în Timișoara, România, zona climatică II ( $t_e = -15$  °C), zona eoliană IV ( $v_{\text{vânt}} = 4$  m/s), destinată studiului elevilor, având pe fiecare nivel săli de curs, birouri, laboratoare de informatică, fizică sau chimie și grupuri sanitare. Camera tehnică este amplasată într-un spațiu special amenajat aflat la parter. În Tabelul 7.1 sunt sintetizate transmitanțele termice  $U$  ale elementelor de construcție.

Necesarul de căldură pentru clădire s-a determinat în conformitate cu SR 1907-1/2014, iar necesarul de frig în conformitate cu SR 6648-1/2014, rezultând o putere termică de încălzire de 108 kW și respectiv o putere termică de răcire de 132 kW. Puterea termică necesară producerii ACC, calculată conform metodologiei Mc 001/2-2006, a rezultat de 21 kW.

Energiile termice consumate lunar pentru satisfacerea puterii de încălzire și răcire a clădirii s-au determinat conform normativului NP 048-2000, și respectiv metodologiei Mc 001/4-2006 și s-au reprezentat grafic în Fig. 7.1.

Tabelul 7.1 Transmitanțele termice ale elementelor de construcție

Nr. crt.	Elementul de construcție	$U$ (W/m <sup>2</sup> K)	
1	Perete exterior	3,87	
2	Perete interior	0,41	
3	Placă pe sol	Parchet	5,62
		Gresie	5,51
		Covor PVC	5,55
4	Planșeu intermediar	Parchet	0,35
		Gresie	0,25
		Covor PVC	0,29
5	Planșeu terasă necirculabilă	2,83	
6	Ușă exterioară	0,65	
7	Fereastră exterioară	0,65	

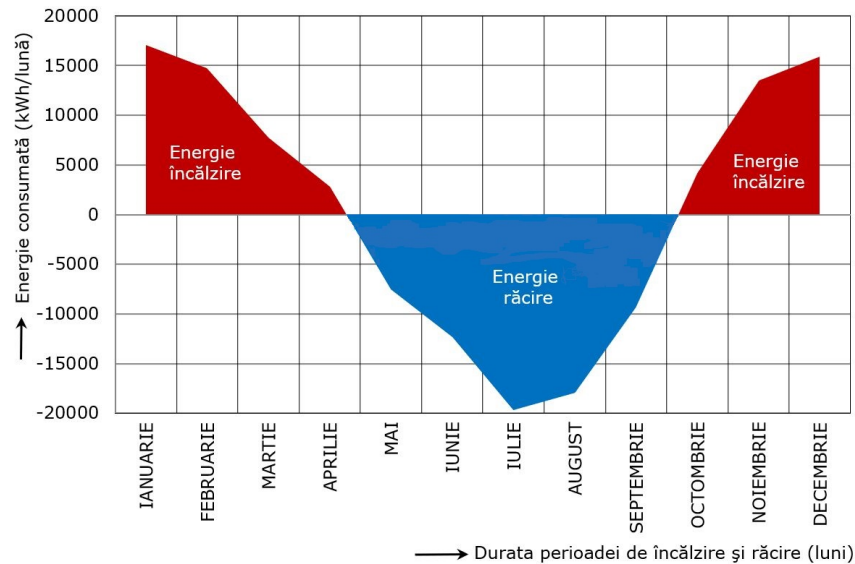


Fig. 7.1 Consumurile lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea clădirii

### 7.3 Descrierea soluției propuse

Pentru încălzirea și răcirea clădirii se realizează o centrală termică (CT) nouă, complet echipată și automatizată. CT este dotată cu un sistem de două PC având puterea termică de câte 66 kW fiecare, cuplate la sol în circuit închis (Fig. 7.2). Pompele de căldură sunt cu compresor scroll și funcționează cu freon ecologic R-410A acoperind întreg necesarul de căldură și frig al clădirii și necesarul de căldură pentru producerea ACC. Fiecare PC schimbă căldură cu solul prin câte 9 schimbătoare de căldură verticale cu lungimea de 100 m fiecare și diametrul de 150 mm, care includ câte un tub U dublu din PEHD cu diametrul de 32 mm. Distanța între puțurile forate este de 5 m.

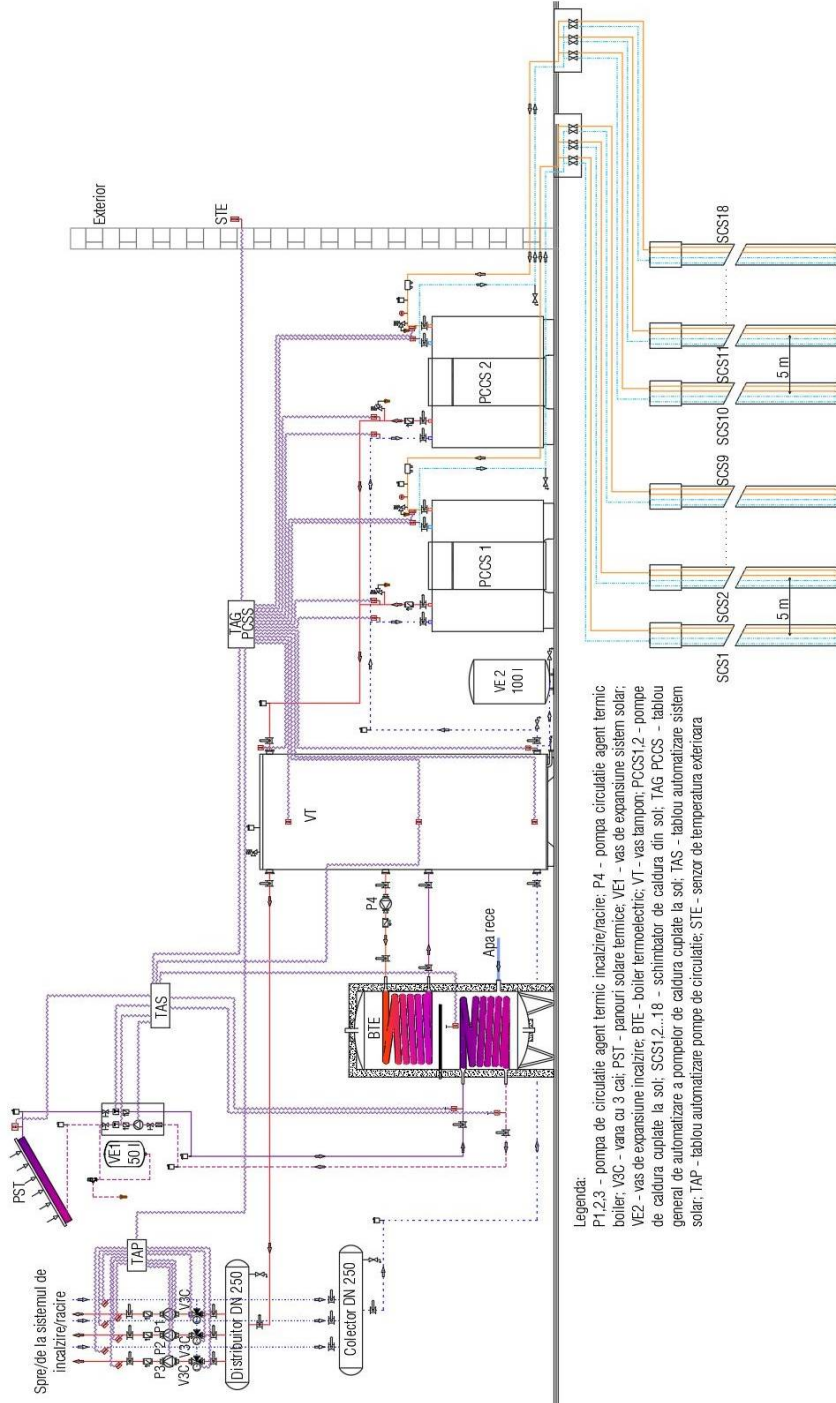


Fig. 7.2 Schema sistemului de PCCS prin schimbătoare de căldură verticale pentru încălzirea/răcirea clădirii multifuncționale

În CT mai sunt amplasate și alte utilaje, cum ar fi boiler termoelectric bivalent cu capacitatea de 1000 litri pentru producerea ACC la temperatura de 55 °C, vas tampon pentru agentul termic de 1000 litri, vas de expansiune închis pentru circuitul de apă rece, vase de expansiune închise pentru circuitele de încălzire/răcire, modul de automatizare, pompe de circulație pentru fiecare circuit al agentului termic.

Încălzirea și răcirea sălilor de curs, birourilor și laboratoarelor se realizează cu ventiloconvectoare tip casetă de tavan cu două țevi, iar în grupurile sanitare pentru încălzire se utilizează radiatoare tip compact din oțel. Temperaturile pe tur/retur ale agentului termic furnizat de PC-uri pentru încălzirea cu ventiloconvectoare și radiatoare sunt de 50/40 °C. Agentul termic de răcire necesar ventiloconvectoarelor casetate de tavan este furnizat de PC-uri la temperaturi tur/retur de 8/13 °C.

Distribuția instalației de încălzire/răcire se face prin tavanul fals al fiecărui nivel al clădirii cu țevi de oțel izolate cu cauciuc poros, având grosimea de 13 mm.

Pentru o funcționare corectă a instalațiilor de încălzire și răcire este absolut necesară echilibrarea hidraulică a rețelelor de distribuție. Pentru a se realiza o echilibrare hidraulică corectă, se montează vane de echilibrare, atât în centrala termică, pe fiecare traseu de tur, cât și pe circuite acolo unde este necesar. O reglare finală la unitățile terminale se realizează prin robinete termostactice (la radiatoare) și prin termostate de ambianță montate în fiecare încăpere (la ventiloconvectoare).

Pentru reducerea costurilor cu energia și a emisiilor poluante, la prepararea ACC pe timp de vară în fiecare soluție se conectează la boiler un sistem solar compus din 6 panouri termice, grup de pompare, vase de expansiune și modul de automatizare.

## 7.4 Analiza costurilor

În Tabelele 7.2 și 7.3 se prezintă valorile estimate ale investițiilor inițiale și ale cheltuielilor de exploatare pe perioada de viață a sistemului pentru diverse surse de energie primară (PCCS, PCAA, CT cu gaz, CT cu pește). CT-urile cu gaz și pește folosesc câte un chiller pentru răcire. Costurile echipamentelor sunt preponderente în cadrul fiecărei soluții. Costurile sistemelor PCCS și PCAA se bazează pe prețurile furnizate de producătorul renumit Stiebel Eltron, iar costurile medii de execuție a puțurilor forate sunt considerate de 20 €/m pentru șisturi argiloase.

În Tabelul 7.4 este prezentată o analiză economică pe baza metodei costului actual pentru perioada duratei de exploatare, considerată  $\tau = 20$  ani. Pentru a afla valoarea costului actual CA s-a folosit ecuația (2.30) în care s-a introdus  $C=I_0+C_{ex}$  și rata inflației  $\beta_0 = 10\%$ , care conduce la rata de actualizare  $r_a = 8,51$ .

Tabelul 7.2 Valorile investiției inițiale  $I_0$ , în €, pentru diverse soluții de încălzire/răcire a clădirii

Componentele soluției	Pompă de căldură (PC)		Centrală termică (CT)	
	PCCS	PCAA	Gaz	Pește
PC/CT	62.586	66.419	8060	6860
Puțuri forate	36.000	–	–	–
Sonde verticale	5310	–	–	–
Chiller	–	–	31.400	31.400
Sistem solar	3600	3600	3600	3600
Bransament gaz	–	–	2830	–
Coș de fum	–	–	1410	1410
Vase de acumulare	2280	2280	2280	2280
Pompe de circulație	5920	5920	5920	5920
Total investiție	115.696	77.949	55.500	51.470

Tabelul 7.3 Cheltuielile de exploatare  $C_{ex}$  pentru diverse soluții de încălzire/răcire a clădirii

Caracteristicile soluției	PCCS		PCAA		CT		Chiller
	Încălzire	Răcire	Încălzire	Răcire	Gaz	Peleți	Răcire
Putere termică instalată (kW)	132	144	142	138	150	150	135
Randament/COP (-)	4,56	3,50	3,20	2,94	0,90	0,80	2,97
Funcționare anuală (h/an)	1700	350	1700	350	1700	1700	350
Preț electricitate (€/kWh)/ Preț combustibil (€/m <sup>3</sup> )	0,18	0,18	0,18	0,18	0,65	0,39	0,18
Putere calorifică combustibil (kWh/m <sup>3</sup> ), (kWh/kg)	-	-	-	-	10,42	5,00	-
Consum anual de energie (m <sup>3</sup> /an), (kg/an)	-	-	-	-	27.191	63.750	-
(kWh/an)	49.210	14.400	75.438	16.429	283.330	318.750	15.909
Cheltuieli de exploatare anuale, $C_{ex}$ (€/an)	8858	2592	13.579	2957	17.674	24.862	2864

Tabelul 7.4 Analiza costurilor

Costul (€)	Pompă de căldură (PC)		Centrală termică (CT)	
	PCCS	PCAA	Gaz	Peleți
Costul total de investiție, $I$	115.696	77.949	55.500	51.470
Costul de exploatare anual, $C_{ex}$	11.450	16.536	20.538	27.726
Costul de exploatare după 20 ani	97.485	140.787	174.860	236.059
Costul actual, $CA$	1.082.521	804.445	647.396	674.275

Rezultatele numerice din Tabelul 7.4 arată că în cazul CT cu gaz se obține valoarea costului actual cea mai scăzută, fiind urmat de cazul CT cu peleți. Diferența de cost dintre aceste două soluții este dată de costul energiei după primul an de exploatare, care diferă cu 7188 €. Costul energiei după 20 ani de exploatare a sistemului PCCS, de 97.485 €, este mult mai mic decât în soluțiile care folosesc CT cu peleți (58,7%), CT cu gaz (44,2%) și PCAA (30,8%).

Comparând soluția cu PCCS în circuit închis, descrisă pentru încălzirea și răcirea clădirii, cu celelalte variante posibile de surse de energie primară rezultă o investiție superioară pentru sistemul PCCS dar și o economie la costul de operare, făcând posibilă obținerea unui randament sporit al investiției.

Utilizând relația (2.33) se poate calcula timpul de recuperare a investiției suplimentare pentru sistemul PCCS verticale, comparativ cu celelalte soluții:

- față de pompa de căldură aer-apă:

$$TR = \frac{I_{PCCS} - I_{PCAA}}{C_{ex,PCAA} - C_{ex,PCCS}} = \frac{115696 - 77949}{16536 - 11450} = 7,4 \text{ ani} \quad (7.1)$$

- față de centrala termică cu gaz:

$$TR = \frac{I_{PCCS} - I_{CT-gaz}}{C_{ex,CT-gaz} - C_{ex,PCCS}} = \frac{115696 - 55500}{20538 - 11450} = 6,6 \text{ ani} \quad (7.2)$$

- față de centrala termică cu peleți:



$$TR = \frac{I_{PCCS} - I_{CT-gaz}}{C_{ex,CT-gaz} - C_{ex,PCCS}} = \frac{115696 - 51470}{27726 - 11450} = 4 \text{ ani} \quad (7.3)$$

Din calculele efectuate se constată că față de oricare din cele trei soluții analizate, sistemul PCCS în circuit închis are un timp de amortizare TR a investiției suplimentare mai mic decât timpul de recuperare normat TR<sub>n</sub>, de 8–10 ani.

## 7.5 Consumul anual de energie

Cum era de așteptat, eficiența de încălzire (COP/rendament) a sistemului de PCCS cu schimbător vertical este mai mare decât cea pentru fiecare din celelalte trei soluții, în timp ce soluțiile cu CT-uri au randamente apropiate. Eficiența de răcire a sistemului PCCS este mai mare cu 18,6% decât cea a celorlalte trei sisteme considerate.

În regim de încălzire sistemul PCCS funcționează 1700 h/an, consumând anual mai puțină energie cu 35% decât sistemul PCAA, cu 83% față de CT cu gaz și cu 85% decât CT cu peleți. În regim de răcire sistemul PCCS funcționează 350 h/an, consumând 2592 kWh/an de electricitate în comparație cu sistemul PCAA, care are un consum de energie electrică de 2957 kWh/an și cu chillerul de răcire integrat în sistemele clasice de încălzire (CT cu gaz și peleți), care consumă 2864 kWh/an electricitate în aceeași perioadă de funcționare.

Deci, economia de energie electrică la răcire înregistrată la utilizarea sistemului de PCCS este de 12,3% față de sistemul PCAA și de 9,5% față de sistemele clasice cu CT pe gaz sau peleți.

## 7.6 Emisiile de CO<sub>2</sub>

Emisiile de CO<sub>2</sub> ale sistemului de PCCS se vor compara cu cele ale sistemului PCAA și cu cele ale unor sisteme care folosesc o CT pe gaz sau o CT cu peleți pentru încălzire și un aparat frigorific (chiller) convențional pentru răcire. Prin urmare sistemele PCCS și PCAA folosesc numai curent electric pentru încălzire și răcire, în timp ce celelalte două sisteme considerate folosesc curent electric pentru răcire și gaz natural sau peleți pentru încălzire.

La calculul emisiei de CO<sub>2</sub> ( $M_{CO_2}$ ), se adoptă pentru factorul emisiei specifice de CO<sub>2</sub> valorile 0,299 kg CO<sub>2</sub>/kWh, 0,205 kg CO<sub>2</sub>/kWh, și 0,390 kg CO<sub>2</sub>/kWh, corespunzătoare producției de energie electrică, gaz, și respectiv peleți. Pe baza acestor factori de emisie specifici s-au calculat emisiile de CO<sub>2</sub> ale celor patru sisteme analizate și s-au sintetizat în Tabelul 7.5.

Tabelul 7.5 Emisiile de CO<sub>2</sub> ale sistemelor de încălzire/răcire analizate

Sistemul	Energie electrică (kWh)	Gaz natural (kWh)	Peleți (kWh)	$M_{CO_2}$ (kg)
PCSS	63.610	–	–	19.019,4
PCAA	91.867	–	–	27.468,2
CT-gaz	15.909	283.330	–	62.839,5
CT-peleți	15.909	–	318.750	129.069,3

Din analiza rezultatelor numerice cuprinse în Tabelul 7.5 se constată că sistemul PCCS folosește cea mai puțină energie în operare comparativ cu celelalte trei sisteme de încălzire/răcire, contribuind la conservarea resurselor naturale. De aceea și emisia de CO<sub>2</sub> a acestui sistem ( $M_{CO_2} = 19.019,4$  kg) este mai redusă cu 30,8% față de sistemul PCAA și cu 67,7% și respectiv 85,3% față de sistemele clasice de CT cu gaz sau cu peleți.

Rezultatele analizei comparative efectuate pentru cele patru soluții de proiectare a sistemului de încălzire/răcire a unei clădiri multifuncționale existente permit să se tragă o serie de concluzii importante în practică.

## CAP.8 CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII NOI DE EXPLORARE

### 8.1 Concluzii finale ale cercetării

Studiile teoretice, analizele numerice și cercetările experimentale efectuate de autor în cadrul prezentei teze de doctorat pe parcursul ultimilor șapte ani de activitate științifică în cadrul Departamentului de Construcții Civile și Instalații au avut ca scop principal asigurarea eficienței energetice a sistemelor termice și a confortului în clădiri civile împreună cu reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub> utilizând PCCS.

În urma realizării cercetărilor bibliografice se pot formula următoarele concluzii generale:

- 1) În condițiile energetice actuale, pe măsură ce se reduce gradul de asigurare cu resurse convenționale de energie continuă să crească interesul pentru SER, dintre care PC reprezintă o alternativă viabilă la prepararea agentului termic pentru încălzire/răcire și a ACC, în special în cazul construcțiilor moderne cu izolație termică îmbunătățită, având și un rol semnificativ în reducerea emisiilor de CO<sub>2</sub>.
- 2) Pentru a determina eficiența tehnică și economică a producției de căldură într-o instalație de PC, trebuie utilizați o serie de indicatori economici și energetici pe baza cărora soluția de producere a căldurii cu PC-uri poate fi comparată cu alte soluții.
- 3) COP-ul unei PC este cu atât mai mare cu cât diferența între temperatura agentului termic pentru sistemul de încălzire/răcire și temperatura sursei reci este mai mică, iar utilizarea PC la încălzire/răcire se justifică atunci când indicatorul sintetic de rentabilitate  $\eta_s > 1$  și eficiența energetică  $COP_{PC} > 2,875$ .
- 4) Utilizarea solului ca sursă de căldură pentru PC-uri prezintă avantajul că sursa este aproape complet independentă de cerințele de căldură și nu are puterea termică minimă în sezonul rece, spre deosebire de alte surse naturale.
- 5) Pentru clădirile noi se utilizează modul de operare monovalent al PC, care poate fi întrerupt fără a modifica temperatura de confort datorită capacității de acumulare a sistemelor de încălzire radiante. Pentru clădirile vechi se utilizează modul de operare bivalent al PC întrucât există o sursă de căldură auxiliară, care acoperă sarcinile de vârf, când temperaturile pe tur exced 55 °C.
- 6) În regiunile cu climă caldă, unde răcirea este dominantă, combinarea unui sistem de PCCS pentru răcire cu un sistem de PCCS pentru producerea ACC devine foarte avantajoasă referitor la performanța energetică, pentru clădirile cu consum mare de energie termică și necesar mare de apă caldă, în special vara, cum ar fi clădirile comerciale și clădirile spitalelor și hotelurilor. De asemenea, sistemele hibride de PCCS cu producere de ACC pot fi o alternativă pentru clădirile din domeniul rezidențial, dar și cel comercial.
- 7) Efectele de răcire pe termen lung ale SCS pot fi eliminate prin regenerarea termică solară cu ajutorul panourilor PV/T, conducând la schimbătoare de căldură în sol mai scurte și la o creștere a temperaturii solului și asigurând astfel o funcționare durabilă a sistemului.

În urma *efectuării cercetărilor teoretice și experimentale* au fost concluzionate următoarele:

- 8) Depistarea agenților frigorifici ce conduc la performanțe ridicate ale PC se poate face folosind ineficacitatea  $Z$ , propusă de autor, care include căldura sensibilă și latentă și temperaturile de funcționare ale refrigerentului din instalație. În acest scop s-au dezvoltat corelațiile COP- $Z$  pentru încălzire și răcire, corespunzătoare mai multor agenți frigorifici.
- 9) Prin înserierea PC cu comprimare mecanică de vapori se poate realiza diminuarea consumului de electricitate de cca. 33%.
- 10) În cazul clădirilor cu sarcină de încălzire dominantă, utilizarea unui panou solar fotovoltaic/termic (PV/T) poate diminua mult adâncimea forajului, deci și costul montării SCS. Factorul de performanță sezonier  $FPS_{PC-PV}$  nou introdus pentru sistemul hibrid PC-PV/T combină calitatea performanței PC, a generatorului PV și a integrării celor două subsisteme.
- 11) Cercetările experimentale efectuate au demonstrat performanțe mai mari ale sistemului PCCS în cazul utilizării SCS cu tub U dublu față de configurația cu tub U simplu ( $COP_{sist}$  crește cu 3–8%, iar emisia de  $CO_2$  scade cu 5–10%).
- 12) Sistemul PCCS, care funcționează în modul de încălzire are un  $COP_{sist} > 5$ , iar în modul de răcire un  $COP_{sist} \cong 4$ , iar sistemul PCCS care funcționează în modul de încălzire/răcire și ACC are un  $3 < COP_{sist} < 4$ , pentru ambele cazuri.
- 13) În configurațiile cu tub U simplu și dublu, valorile  $COP_{PC}$  pentru testele de încălzire și furnizare ACC au fost 3,56, respectiv 3,66, iar pentru testele de încălzire, au fost 5,82 și respectiv 6,08.
- 14) La utilizarea tubului U dublu, s-au obținut economie de electricitate și diminuarea emisiei de  $CO_2$  de 6,5% pentru încălzirea biroului, de 3,2% pentru răcirea biroului și de 5% pentru răcirea biroului concomitent cu producerea de ACC.
- 15) Dacă PCCS este folosită pentru a produce numai ACC pentru o familie la temperaturi diferite între 45 și 55 °C, atunci  $COP_{PC}$  ar scădea la aproximativ 1,8–2, iar valoarea emisiei de  $CO_2$  ar varia între 6,02 și 9,47 kg în configurația cu tub U dublu și între 5,85 și 8,95 kg în configurația cu tub U simplu.
- 16) Din rezultatele experimentale se constată o creștere a temperaturii medii a fluidului de lucru cu 2,4% și o îmbunătățire a performanțelor sistemului de încălzire al biroului conectat la PCCS cu regenerare prin injectarea căldurii în sol în sezonul de vară (în configurația SCS cu tub U simplu  $COP_{sist}$  mai mare cu 3,5% și emisia de  $CO_2$  mai mică cu 1,2%, iar în configurația SCS cu tub U dublu  $COP_{sist}$  mai mare cu 6,6% și emisia de  $CO_2$  mai mică cu 3,8).
- 17) După injecția căldurii în sol se înregistrează și cea mai mare creștere a  $COP_{sist}$  pentru configurația SCS cu tub U dublu față de cea cu tub U simplu, de 7,7%, precum și cea mai mare reducere a emisiei de  $CO_2$  de 6,9%. Raportul  $RDT = 0,054$  arată că echilibrul termic al solului este suficient de bun, iar performanța poate fi păstrată aproximativ constantă.
- 18) Studiul experimental a arătat că panourile radiante de încălzire funcționează mai bine decât încălzirea cu radiatoare. Cele patru sisteme de încălzire simple au diferențe relativ mici (maxim 7,4%) în valoarea coeficientului lor de performanță energetică ( $COP_{sist}$  egal cu 4,92, 4,63, 4,60 și 4,58 pentru pardosea radiantă, perete radiant, plafon radiant și, respectiv radiatoare), dar încălzirea cu radiatoare necesită un număr de porniri/opriri de peste două ori mai mare decât pentru încălzirea cu pardosea radiantă, ceea ce conduce la mai mare uzură a PC. De asemenea, consumul de energie și emisia de  $CO_2$  ale sistemului de încălzire cu radiatoare sunt mai mari cu 16%, 2% și 0,7% decât ale sistemului

de încălzire cu pardosea radiantă, perete radiant și, respectiv plafon radiant, în aceleași condiții de operare.

- 19) Sistemul de încălzire radiant combinat pardosea-plafon are cele mai bune performanțe în ceea ce privește cel mai scăzut consum de energie electrică și emisie de CO<sub>2</sub> ( $COP_{sist} = 5,45$ ;  $M_{CO_2} = 2,15$  kg), fiind urmat îndeaproape de sistemul cu pardosea radiantă. Consumul de energie este mai mic cu 43% față de pardoseaua radiantă și cu 66% față de radiatoare. Sistemul de încălzire prin plafon radiant prezintă cele mai slabe performanțe în ceea ce privește parametrii enumerați ( $COP_{sist} = 4,60$ ;  $M_{CO_2} = 3,55$  kg).
- 20) Sistemul de răcire cu plafon radiant are cel mai bun  $COP_{sist}$  de 6,11, mai mare cu 39,8% față de sistemul de răcire cu pardosea radiantă, egal cu 4,37 și cu numai 5,9% față de sistemul de răcire cu perete radiant, egal cu 5,77. De asemenea, valorile consumului de electricitate și ale emisiei de CO<sub>2</sub> sunt mai mici cu 13% și 11% pentru sistemul de răcire cu plafon radiant față de sistemul de răcire cu pardosea radiantă și, respectiv perete radiant, în aceleași condiții de operare.
- 21) Sistemul de încălzire radiant combinat pardosea-plafon realizează cel mai bun confort termic, indicele PMV fiind aproximativ 0 pentru parametrii personali  $i_M = 1,1$  met și  $R_{cl} = 0,29$  clo (scris, îmbrăcăminte ușoară) și aproape 0 pentru perechea 1 met – 0,90 clo (citit așezat, îmbrăcăminte de iarnă), la fel ca și în cazul pardoselii radiante. Aceste două sisteme radiante sunt urmate îndeaproape de sistemul de încălzire cu perete radiant (PMV mai mare cu 0–8,6%), iar încălzirea cu radiatoare conduce la cel mai scăzut confort termic (PMV mai mare cu 71–124%), urmată de încălzirea cu plafon radiant (PMV mai mare cu 19,5–31%).
- 22) Sistemul de răcire cu perete radiant crează un grad ridicat de confort termic (valori PMV, pentru perechea 1 met–0,9 clo, mai mici cu 31–41% față de sistemul de răcire prin pardosea radiantă și cu 10,4–14,2% față de cel cu plafon radiant), fiind urmat de plafonul radiant.
- 23) O analiză comparativă a rezultatelor simulării în TRNSYS indică faptul că între valorile energiei termice simulate și cele măsurate există o eroare relativă absolută maximă de aproximativ 2,03%, pentru perioada de încălzire și de aproximativ 1,38%, pentru perioada de răcire și că valorile energiei termice pentru producția de ACC simulate au fost cu doar 0,15–0,80% mai mici decât valorile măsurate pentru toate cele trei temperaturi ale apei calde considerate: 45, 50 și 55 °C. De asemenea, valorile  $COP_{sist}$  simulate sunt mai mari doar cu 2,39–8,09% decât cele măsurate, pentru sistemele de încălzire și cu 0,82–3,2%, pentru sistemele radiante de răcire.
- 24) Cele trei modele de simulare TRNSYS care au fost create pot fi folosite ca instrument de evaluare a performanței diferitelor sisteme hidronice de încălzire și răcire conectate la o PCCS pentru a maximiza eficiența energetică a acestora și a garanta confortul utilizatorilor pe tot parcursul anului.
- 25) Din analiza rezultatelor simulării numerice cu programul Polysun s-a constatat că sistemul hibrid PCCS-PV/T realizează o economie de electricitate și reducerea emisiei de CO<sub>2</sub> de 6,2% față de sistemul convențional PCCS, iar FPS al sistemului ( $FPS_{sist}$ ) crește cu 5%, de la 1,78 la 1,87 deși FPS al PC ( $FPS_{PC}$ ) scade de la 4,70 la 4,56. De asemenea, indicatorul  $FPS_{PC-PV}$  în configurația cu tub U simplu este mai mare cu 3,6% față de cel în configurația cu tub U dublu, iar pompa de căldură combinată cu panourile PV/T (31,8 m<sup>2</sup>) conduce la reduceri ale emisiei de CO<sub>2</sub> aproximativ egale (diferența sub 0,5%) în cele două confi-

gurații, astfel încât configurația optimă a SCS în cadrul sistemului hibrid cu regenerare se poate considera cea cu tub U simplu.

- 26) Prin interconectarea unui câmp de panouri PV/T cu PCCS integrată în sistemul de încălzire și producere a ACC pentru o clădire unifamilială este posibilă compensarea completă a energiei electrice consumate în timpul operării sistemului pe tot parcursul anului.
- 27) Costul energiei după 20 ani de exploatare a sistemului PCCS în circuit închis pentru încălzirea/răcirea unei clădiri multifuncționale existente neizolate este mai mic cu 58,7%, 44,2% și 30,8% decât în soluțiile care folosesc CT cu peleți, CT cu gaz și, respectiv PCAA. De asemenea, față de oricare din cele trei soluții analizate, sistemul PCCS are un timp de amortizare a investiției adiționale mai mic decât timpul de recuperare normat de 8 ani.
- 28) Pentru încălzirea clădirii existente, sistemul de PCCS în circuit închis are un consum anual de energie mai mic cu 35% față de sistemul PCAA, cu 83% față de CT cu gaz și cu 85% față de cea cu peleți. În plus, economia de energie electrică la răcire înregistrată la utilizarea sistemului de PCCS este de 12,3% față de sistemul PCAA și de 9,5% față de sistemele clasice cu CT pe gaz sau peleți. Emisia de CO<sub>2</sub> a sistemului de PCCS ( $M_{CO_2} = 19.019,4$  kg) este mai redusă cu 30,8% față de sistemul PCAA și cu 67,7% și respectiv 85,3% față de sistemele clasice de CT cu gaz sau cu peleți.

Ca o concluzie generală, se poate statua că diferențele studii teoretice, simulări numerice și explorări experimentale au evidențiat că PCCS în configurația SCS cu tub U dublu are performanțe energetice, termice și de mediu îmbunătățite față de configurația cu tub U simplu, atât la extracția cât și la injecția căldurii, iar sistemul radiant combinat pardosea-plafon urmat îndeaproape de sistemul cu pardosea radiantă în regimul de încălzire, și sistemul cu panouri radiante de plafon în regimul de răcire au performanțe superioare, conducând și la confort termic sporit, în comparație cu celelalte trei sisteme radiante din cele patru analizate, în aceleași condiții de operare. Sistemul hibrid PCCS cu regenerare continuă prin panouri PV/T în configurația SCS cu tub U simplu are performanțe ( $FPS_{PC}$ ,  $FPS_{sist}$ ,  $FPS_{PC-PV}$ ) superioare față de configurația cu tub U dublu, precum și un FPS al sistemului crescut față de sistemul PCCS tradițional, fără regenerare.

## 8.2 Contribuții personale

- 1) Definirea a diverși indicatori de performanță energetică, economică și de mediu pentru implementarea PC cu electrocompresor în sistemele de încălzire/răcire.
- 2) Efectuarea unui studiu privind dezvoltarea recentă a posibilităților substituției ai agenților frigorifici neecologici și eficacitatea acestora asupra COP al PC, precum și propunerea unei metode simple și rapide de calcul a COP al PC pe baza temperaturilor de vaporizare și condensare ale agentului frigorific utilizat și a numărului Jacob, care include căldura specifică a refrigerentului lichid și căldura latentă de condensare.
- 3) Realizarea unei ample sinteze documentare privind pompele de căldură geotermice focusată pe cele cuplate la sol în circuit închis, sintetizarea principalelor modele numerice și analitice de simulare a SCS verticale în interiorul și exteriorul forajului, precum și descrierea succintă a unor programe de proiectare/simulare a acestora.

- 4) Efectuarea unui studiu teoretic privind sistemul hibrid PCCS combinat cu colectoare fotovoltaice-termice (PV/T) și propunerea unui nou factor de performanță sezonier ( $FPS_{PC-PV}$ ), specific sistemelor hibride PC-PV/T, care include integrarea subsistemelor PC și generator PV și caracterul regenerabil al PC-PV/T.
- 5) Realizarea puțului forat și a sondei de sol verticale cu tub U dublu conectată la PC reversibilă cu electrocompresor, precum și proiectarea și execuția sistemelor de încălzire/răcire cu panouri radiante de perete și de plafon pentru investigațiile experimentale.
- 6) Conceperea și realizarea instalației geotermo-solare de testare și a programului de cercetare experimentală pentru sistemele de încălzire/răcire cu PCCS.
- 7) Testarea performanțelor unui sistem experimental de PCCS verticală operând în modul de încălzire, răcire și producere a ACC, atât în cazul utilizării SCS cu tub U dublu cât și U simplu.
- 8) Investigarea experimentală a performanțelor PCCS cu regenerare prin injectarea în sol în sezonul de vară, folosind SCS cu tub U dublu și simplu, a energiei termice provenită de la un boiler, acționat cu electricitate produsă de 6 panouri PV.
- 9) Formularea unui model de simulare a transferului de căldură dintre SCS vertical și sol, în configurație atât cu tub U dublu, cât și simplu, care poate fi rezolvat cu metoda numerică a diferențelor finite implicită Crank-Nicolson, utilizând mediul de programare MATLAB sau FORTRAN.
- 10) Evaluarea experimentală a performanțelor PCCS, cu SCS cu tub U dublu, conectată la diferite sisteme de încălzire/răcire (pardosea radiantă, panouri radiante de perete și plafon, radiatoare) a biroului experimental, în condițiile asigurării confortului termic adecvat.
- 11) Descrierea unui model de confort termic în spații închise bazat pe indicii PMV-PPD și simularea acestora pentru diferite perechi ale parametrilor personali  $i_M$  și  $R_{cl}$  în diverse puncte ale spațiului încălzit/răcit al biroului experimental, folosind software comercial Thermal Comfort.
- 12) Dezvoltarea unor modele de simulare numerică în TRNSYS pentru determinarea energiei termice utile la încălzire, răcire și producere a ACC și evaluarea performanțelor PCCS conectate la diferite sisteme de încălzire/răcire în scopul optimizării eficienței energetice a acestora.
- 13) Efectuarea unui studiu teoretic comparativ cu programul de simulare numerică Polysun privind performanțele unui sistem hibrid PCCS-PV/T cu regenerare continuă prin PV/T și ale unui sistem convențional PCCS, pentru alimentarea cu căldură și ACC a biroului experimental și a unei clădiri unifamiliale.
- 14) Validarea modelelor de simulare numerică în programele TRNSYS și Polysun cu ajutorul măsurărilor experimentale.
- 15) Efectuarea unei analize economico-energetice și de mediu comparative pentru încălzirea și răcirea unei clădiri multifuncționale existente cu diverse surse de energie primară, justificând oportunitatea soluției de încălzire și răcire cu un sistem de două PCCS în circuit închis prin câte 9 schimbătoare de căldură verticale cu tub U dublu.

Rezultatele parțiale ale studiilor teoretice și investigațiilor experimentale întreprinse pe parcursul elaborării tezei de doctorat au fost valorificate prin publicarea/depunerea spre publicare a 10, respectiv 2 articole, în reviste de specialitate din țară și străinătate cu factor de impact, indexate Clarivate Analytics/Web of Science și în volumele unor manifestări științifice naționale și internaționale, indexate BDI. Lucrările publicate au primit în total 226 citări independente, dintre care 186 indexate în Clarivate Analytics/Web of Science și 40 indexate în SCOPUS.

### 8.3 Potențiale direcții noi de investigare

Au fost identificate următoarele direcții de cercetare cu potențial de abordare în viitor:

- 1) Efectuarea de investigații experimentale pentru validarea modelului de simulare a transferului de căldură dintre SCS vertical și sol, în configurație cu tub U dublu și simplu și analiza comparativă între performanțele termice ale SCS cu două circuite independente pentru tubul U dublu și simplu în modul de operare cu injecție și extracție de căldură.
- 2) Efectuarea unui studiu care să permită simularea funcționării pompei de căldură cu diverși agenți frigorifici și implementarea unor cicluri de operare cu mai multe trepte de comprimare.
- 3) Pentru o eventuală îmbunătățire a eficienței energetice a sistemului PCCS, sunt necesare cercetări aprofundate, care să vizeze integrarea în sistem a panourilor solare PV, pentru a produce energia electrică necesară antrenării pompelor de circulație în procesul de pompare a apei și a echipamentelor auxiliare.
- 4) Efectuarea de noi investigații pentru a examina alte sisteme de încălzire la temperatură joasă și combinațiile acestora pentru a fi interconectate în sisteme geotermo-solare.
- 5) Pentru sistemul hibrid PCCS-PV/T analizat, este important să se optimizeze schemele de proiectare și strategiile de operare din punct de vedere al performanței pe termen lung.
- 6) Întrucât actualele sisteme hibride PCCS-PV/T utilizează în principal panouri PV/T plate se impune pe viitor o cercetare a acestor sisteme cu tipuri de PV/T avansate, cum sunt colectoarele PV/T de înaltă temperatură, care pot fi folosite pentru aplicații cu cerințe de temperatură mai ridicată.
- 7) O altă direcție viitoare de cercetare care se impune tot mai mult în conjunctura energetică actuală este integrarea PCCS în conexiune cu alte SER în sistemele centralizate de termoficare de generația a V-a.



## BIBLIOGRAFIE

- [1] Sarbu I, Sebarchievici C. Pompe de căldură. Editura Politehnica, Timișoara, 2010.
- [2] EU. Renovation and decarbonisation of buildings. European Commission, Brussels, Belgium, 2022.
- [3] Sarbu I, Sebarchievici C. Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy and Buildings* 2013;67(12):286-297.
- [4] Bauer M, Mosle P, Schwarz M. Green building guide book for sustainable architecture. Callwey Verlag, Munich, 2007.
- [5] IEA. World Energy Outlook 2020. International Energy Agency, Paris, France, 2020.
- [6] Zamfir Al. Management of renewable energy and regional development: European experiences and steps forward. *Theoretical and Empirical Researches in Urban Management* 2011;6(3):35-42.
- [7] Sarbu I, Sebarchievici C. Heat pumps – Efficient heating and cooling solution for buildings. *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer* 2010;5(2):31-40.
- [8] Sarbu I, Sebarchievici C. Effects analysis of additional thermal protection for retrofitted buildings. *Journal of Engineering and Applied Sciences* 2011;6(6):31-42.
- [9] Sarbu I, Mirza M, Muntean D. Integration of renewable energy sources into low-temperature district heating systems: A review. *Energies* 2022;15(18):art.6523.
- [10] Sarbu I. *Advances in building services engineering: Studies, researches and applications*. Springer, Cham, Switzerland, 2021.
- [11] Sarbu I, Dorca A. Review on heat transfer analysis in thermal energy storage using latent heat storage systems and phase change materials. *International Journal of Energy Research* 2019;43(1):29-64.
- [12] Sarbu I, Bura H. Considerations on the energetic balance of a building. *Scientific Bulletin of Polytechnic University of Timisoara* 2004;50(2):5-12.
- [13] Sarbu I, Sebarchievici C. Thermal rehabilitation of buildings. *International Journal of Energy* 2011;5(2):43-52.
- [14] Sarbu I, Sebarchievici C. A study of the performances of low-temperature heating systems. *Energy Efficiency* 2015;8(3):609-627.
- [15] Sarbu I, Mirza M, Crasmareanu E. Performance of radiant heating systems of low-energy buildings. *Materials Science and Engineering* 2017:245:art. UNSP 032088.
- [16] Sarbu I, Sebarchievici C. *Ground-source heat pumps: Fundamentals, experiments and applications*. Elsevier, Oxford, UK, 2016.
- [17] Sarbu I, Sebarchievici C. *Solar heating and cooling: Fundamentals, experiments and applications*. Elsevier, Oxford, UK, 2017.
- [18] Sarbu I, Sebarchievici C, Dorca A. Simulation of ground thermo-physical capacity for a vertical closed-loop ground-coupled heat pump system. *Energy Sources and Clean Technologies, Proceedings of 17th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2017, Albena, Bulgaria, 27 June-06 July, 2017*, pp. 557-565.
- [19] Sarbu I, Dorca A. a comprehensive review of solar thermoelectric cooling systems. *International Journal of Energy research* 2018;42(2):395-415.
- [20] Sarbu I, Sebarchievici C. Aspects of indoor environmental quality assessment in buildings. *Energy and Buildings* 2013;60(5):410-419.
- [21] Sarbu I, Sebarchievici C. Olfactory comfort assurance in buildings. In: *Chemistry, Emission Control, Radioactive Pollution and Indoor Air Quality*, InTech, Rijeka, Croatia, 2011.
- [22] EC. Roadmap to a competitive low carbon economy in 2050. European Commission, Brussels, Belgium, 2011.
- [23] European Parliament. European Parliament Resolution of 15 January 2020 on the European Green Deal (2019/2956(RSP)), Strasbourg, France, 2020.
- [24] Colesca SE, Ciocoiu CN. An overview of the Romanian renewable energy sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2013;24:149-158.
- [25] Seppänen O. European parliament adopted the directive on the use of renewable energy sources. *Rehva Journal* 2009;46(1):12-14.
- [26] GECCR. Kyoto protocol to the United Nations framework conservation on climate change. *Global Environmental Change Report*, New York, USA, 1997.

- [27] EC. 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, 2003.
- [28] Lazzarin RM. Dual source heat pump systems: operation and performance. *Energy and Buildings* 2012;52:77-85.
- [29] Omer AM. Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008;12(2):344-371
- [30] Luo J, Rohn J, Bayer M, Priess A. Modeling and experiments on energy loss in horizontal connecting pipe of vertical ground source heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 2013;60:55-64.
- [31] Sarbu I, Sebarchievici C. General review of ground-source heat pump system for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings* 2014;70(2):441-454.
- [32] Gao B, Zhu X, Yang X, Yuan Y, Yu N, Ni J. Operation performance test and energy efficiency analysis of ground-source heat pump systems. *Journal of Building Engineering* 2021;41:art. 102446.
- [33] Self SJ, Reddy BV, Rosen MA. Geothermal heat pump systems: status review and comparison with other heating options. *Applied Energy* 2013;101(1):341-348.
- [34] Marin MT. Soluții de utilizare a surselor regenerabile pentru reducerea consumului de energie în clădiri. Teză de doctorat, Universitatea Tehnică de Construcții, București, 2011.
- [35] Lungu CI. Optimizarea energo-economică a unui sistem de condiționare a aerului utilizând o mașină frigorifică cu absorbție acționată cu gaze naturale. Teză de doctorat, Universitatea Tehnică de Construcții, București, 2004.
- [36] Radenco V, Florescu Al, Duica T, Burchiu N, Dimitriu S, ș.a. Instalații de pompe de căldură, Editura Tehnică, București, 1985.
- [37] Thuesen GJ, Fabrycky WJ. *Engineering economy*. Prentice-Hall International Editions, 1989.
- [38] Tassou SA, Maequand CJ, Wilson DR. Energy and economic comparisons of domestic heat pumps and conventional heating systems in the British Climate. *Applied Energy* 1986;34(2):127-138.
- [39] Ordinul MDRAPFE nr. 2641 privind modificarea și completarea reglementării tehnice "Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor", Ministerul Dezvoltării Regionale, Administrației Publice și Fondurilor Europene, București, 2017.
- [40] ARAP. Alliance for Responsible Atmospheric Policy, 2013; <http://www.arap.org>.
- [41] UNEP. Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. United Nations Environment Program, New York, USA, 1987.
- [42] Richard LP. CFC phase out; have we met the challenge. *Journal of Fluorine Chemistry* 2002;114:237-250.
- [43] Johnson E. Global warming from HFC. *Environmental Impact Assessment Review* 1998;18:485-492.
- [44] ASHRAE Standard 34. Designation and safety classification of refrigerants. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning, Atlanta, USA, 2007.
- [45] ASHRAE Handbook, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning, Atlanta, USA, 2017.
- [46] Sarbu I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration* 2014;46(10):123-141.
- [47] Calm JM, Hourahan GC. Refrigerant data summery. *Engineering Systems* 2001;18:74-88.
- [48] Palm B. Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – a review. *International Journal of Refrigeration* 2008;31:552-563.
- [49] Formeglia M, Bertucco A, Brunis S. Perturbed hard sphere chain equation of state for applications to hydro fluorocarbons, hydrocarbons and their mixtures. *Chemical Engineering Science* 1998;53:3117-3128.
- [50] Dragos GV, Dragos R. Utilizarea CO<sub>2</sub> în sisteme frigorifice nepoluante. În: *Procedinurile celei de-a 28-a Conferințe "Știința Modernă și Energia"*, Cluj-Napoca, Romania; 2009, p. 149-157.
- [51] COM643. Proposal for a regulation of the European Parliament and of the Council on fluorinated greenhouse gases. European Commission, Brussels, Belgium, 2012.
- [52] Pavkovic B. Refrigerant – Properties and air-conditioning applications. *Rehva Journal* 2013;50(5):7-11.

- [53] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. REFPROP Reference fluid thermodynamic and transport properties. NIST Standard Reference Database 23 Version 9.1, US Secretary of Commerce, 2013.
- [54] Aprea C, Greco A, Maiorino A. An experimental evaluation of the greenhouse effect in the substitution of R134a with CO<sub>2</sub>. *Energy* 2012;45:753-761.
- [55] Zhao Y, Liang Y, Sun Y, Chen J. Development of a mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid. *International Journal of Refrigeration* 2012;35:2166-2178.
- [56] Subiantoro A, Ooi KT. Economic analysis of the application of expanders in medium scale air-conditioners with conventional refrigerants, R1234yf and CO<sub>2</sub>. *International Journal of Refrigeration* 2013;36:1472-1482.
- [57] Agrawal AB, Shrivastava V. Retrofitting of vapour compression refrigeration trainer by an eco-friendly refrigerant. *Indian Journal of Science and Technology*, 2010;3(4): 6837-6846.
- [58] Wright B. Environment forum. Carrier Air Conditioning Company, New York, USA, 1992.
- [59] Honeywell, Refrigerants, 2013; <http://www.1234facts.com>.
- [60] Byrne P, Ghouali R. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling. *Applied Thermal Engineering* 2019;149:414-424.
- [61] Hwang Y, Ohadi M, Radermacher R. Natural refrigerants. *Mechanical Engineering* 1998;120:96-99.
- [62] Lorentzen G. Ammonia: an excellent alternative. *International Journal of Refrigeration* 1988;11:248-252.
- [63] Lorentzen G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration* 1994;17(5):292-301.
- [64] Minor B, Spatz M. HFO-1234yf low GWP refrigerant update. In: *International Refrigeration and Air-Conditioning Conference*, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 18-21 July, 2008, Paper no. 1349.
- [65] Liao SM, Zhao TS, Jakobsen A. A correlation of optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide cycles. *Applied Thermal Engineering* 2000;20(9):831-841.
- [66] Țârlea GM. *Codul bunelor practici din România: Domeniul frigului și aerului condiționat*. Editura AGIR, București, 2009.
- [67] UNEP. *Handbook for the international treaties for the protection of the ozone layer*. United Nations Environment Programme, Nairobi, Kenya, 2003.
- [68] Purohit P, Hoglund-Isaksson L, Bertok I, Chaturvedi V, Sharma M, *Scenario analysis for HFC emissions in India: Mitigation potential and costs*, Council on Energy Environment and Water, New Delhi, 2016.
- [69] Eiseman BJ. Effect on elastomers of Freon compounds and other halo-hydrocarbons. *Refrigerating Engineering* 1949;12:1171.
- [70] Ochsner K. *Geothermal heat pumps: A guide to planning and installing*. London-Sterling: Earthscan; 2007.
- [71] Scarpa F, Tagliafico LA, Bianco V. Inverse cycles modeling without refrigerant property specification. *International Journal of Refrigeration* 2010;36:1716-1729.
- [72] Kuo C-R, Hsu S-W, Chang K-H, Wang C-C. Analysis of a 50 kW organic Rankine cycle system. *Energy* 2011;36:5877-5885.
- [73] Deethayat T, Asanakham A, Kiatsiriroat T. Performance analysis of low temperature organic Rankine cycle with zeotropic refrigerant by Figure of Merit (FOM). *Energy* 2016;96:96-102.
- [74] Sarbu I. *Modelări numerice și optimizări în instalații*. Editura Politehnica, Timișoara, 2010.
- [75] Sun V, Asanakham A, Deethayat T, Kiatsiriroat T. Study on phase change material and its appropriate thickness for controlling solar cell module temperature. *International Journal of Ambient Energy* 2018;1-10.
- [76] Sánchez D, Cabello R, Llopis R, Arauzo I, Catalán-Gil J, Torrella E. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. *International Journal of Refrigeration* 2017;74:269-282.
- [77] United States Department of Agriculture, Natural Resources Conservation Service, <http://soils.usda.gov>
- [78] Brown RB. *Soil texture*. University of Florida, Institute of Food and Agricultural Sciences, USA, 2003.
- [79] Sarbu I, Cinca M, Kalmar F. *Instalații termice interioare: Modernizare și optimizare energetică*. Editura Politehnica, Timișoara, 2007.

- [80] Philappacopoulos AJ, Berndt ML. Influence of rebounding in ground heat exchangers used with geothermal heat pumps. *Geothermic* 2001;30(5):527-545.
- [81] ASHRAE handbook, HVAC applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA, 2019.
- [82] Sebarchievici C. 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 de doctorat, Universitatea Politehnică Timișoara, România, 2013.
- [83] Self SJ, Reddy BV, Rosen MA. Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options. *Applied Energy* 2013;101:341-348.
- [84] Staiti M, Angelotti A. Design of borehole heat exchangers for ground source heat pumps: A comparison between two methods. *Energy Procedia* 2015;78:1147-1152.
- [85] Capozza A, de Carli M, Zarrella A. Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: A literature review, Methodology comparison and analysis on the penalty temperature. *Energy and Buildings* 2012;55:369-379.
- [86] Floridesa G, Kalogirou S. Ground heat exchanger: A review of systems, models and applications, *Renewable Energy* 2007;32(15):2461-2478.
- [87] Zeng Z, Zhao Y, Lu H, Wei C. Experimental performance study of ground-coupled heat pump system for cooling and heating provision in karst region. *Energy and Buildings* 2018;158:971-986.
- [88] Sarbu I, Sebarchievici C. Exploratory research to improve energy-efficiency of a ground-coupled heat pump utilising an automatic control device of circulation pump speed. *Energies* 2020;13(19):art. 5016.
- [89] Gao Bo, Zhu X, Yang X, Yuan Y, Yu N, Ni J. Operation performance test and energy efficiency analysis of ground-source heat pump systems. *Journal of Building Engineering* 2021;41:art. 102446.
- [90] VIESSMANN, Heat pump systems – Design guide. București, România, 2002.
- [91] Tinti F. Geotermia per la climatizzazione. Dario Flaccovio Editore, Palermo, 2008.
- [92] Sarbu I, Bura H. Thermal tests on borehole heat exchangers for ground-coupled heat pump systems. *International Journal of Energy and Environment* 2011;5(3):385-393.
- [93] Dewitt DP, Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, USA, 2007.
- [94] Yang H, Cui P, Fang ZH, 2010, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems. *Applied Energy* 2010;87(1):16-27.
- [95] Ingersoll LR, Plass HJ. Theory of the ground pipe source for the heat pump. *ASHVE Transactions* 1948;54:339-348.
- [96] Carslaw HS, Jaeger JC. Conduction of heat in solids. Clarendon Press, Oxford, UK, 1946.
- [97] Ingersoll LR, Adler FT, Plass HJ, Ingersoll AC. Theory of earth heat exchangers for the heat pump. *ASHRAE Transactions* 1950;56:167-188.
- [98] Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Doctoral thesis, University of Lund, Lund, Sweden, 1987.
- [99] Deerman JD, Kavanaugh SP. Simulation of vertical U-tube ground coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution. *ASHRAE Transactions* 1991;97(1):287-295.
- [100] Bernier MA. Ground-coupled heat pump system simulation. ASHRAE winter meeting CD, technical and symposium papers, ASHRAE, 2001, 39-750.
- [101] Kavanaugh SP. A design method for hybrid ground-source heat pumps. *ASHRAE Transactions* 1998;104(2):691-698.
- [102] Hellstrom G. Ground heat storage: Thermal analyses of duct storage systems. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.
- [103] Liu XL, Wang DL, Fang ZH. Modeling of heat transfer of a vertical bore in ground-source heat pumps. *Journal of Shandong Institute of Architecture and Engineering* 2001;1:47-51.
- [104] Paul ND. The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance. M.Sc. Thesis. South Dakota University, Vermillion, SD, USA, 1996.
- [105] Pahud O, Hellstrom G, Mazzarella L. Heat storage in the ground: Duct ground heat storage model for TRNSYS, User Manual. Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Lausanne, Switzerland, 1996.
- [106] Sharqawy MH, Mokheimer EM, Badr HM. 2009. Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers. *Geothermics* 2009;38:271-277.
- [107] Mironov RE, Shtern YU, Shtern M, Rogachev MS. A heat transfer model of a horizontal ground heat exchanger. *AIP Conference Proceedings* 1727, 020015, 2016.

- [108] Fujii H, Nishi L, Komaniwa Y, Chou N. Numerical modeling of slinky-coil horizontal ground heat exchangers. *Geothermics* 2012;41:55-62.
- [109] Simms RB, Haslam SR, Craig JR. Impact of soil heterogeneity of horizontal ground heat exchangers. *Geothermics* 2014;50:35-43.
- [110] Kavanaugh SP, Rafferty K. Ground-source heat pumps – Design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. ASHRAE, Atlanta, USA, 1997.
- [111] Diao NR, Zeng HY, Fang ZH. Improvement in modeling of heat transfer in vertical ground heat exchangers. *HVAC&R Research* 2004;10(4):459-470.
- [112] Spitler JD. Ground-source heat pump system research past, present and future. *HVAC&R Research* 2005;11(2):165-167.
- [113] Zeng HY, Diao NR, Fang ZH. A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchangers. *Heat Transfer Asian Researches* 2002;31(7):558-567.
- [114] Zeng HY, Diao NR, Fang ZH. Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in ground source heat pump systems. *International Journal of Thermal Sciences* 2003;12(1):77-81.
- [115] Fisher DE, Murugappan A, Padhmanabhan SK, Rees SJ. Implementation and validation of ground-source heat pump system models in an integrated building and system simulation environment. *HVAC&R Research* 2006;12(3a):693-710.
- [116] Liu X. Enhanced design and energy analysis tool for geothermal water loop heat pump systems. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Energy Agency Heat Pump*, Zürich, Switzerland, 20–22 May, 2008.
- [117] TRNSYS 17. A transient system simulation program user manual. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, USA, 2012.
- [118] Yang W, Zhang S, Chen Y. A dynamic simulation method of ground coupled heat pump system based on borehole heat exchange effectiveness, *Energy and Buildings* 2014;77:17–27.
- [119] Conti P, Testi D, Grassi W. Revised heat transfer modeling of double-U vertical ground-couple heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 2016;106:1257–1267.
- [120] Zhu L, Chen S, Yang Y, Sun Y. Transient heat transfer performance of a vertical double U-tube borehole heat exchanger under different operation conditions, *Renewable Energy* 2019;131:494–505.
- [121] Kerme ED, Fung AS. Transient heat transfer simulation, analysis and thermal performance study of double U-tube borehole heat exchanger based on numerical heat transfer model, *Applied Thermal Engineering* 2020;173:art. 115189.
- [122] Zhang C, Wang X, Sun P, Kong X, Sun S. Effect of depth and fluid flow rate on estimate for borehole thermal resistance of single U-pipe borehole heat exchanger, *Renewable Energy* 2020;147:2399–2408.
- [123] Kerme ED, Fung AS. Heat transfer analysis of single and double U-tube borehole heat exchanger with two independent circuits, *Journal of Energy Storage* 2021;43:art. 103141.
- [124] Nellis G, Klien S. *Heat transfer*, Cambridge University Press, Cambridge, 2009.
- [125] Zeng H, Diao N, Fang Z. Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003;46:4467–4481.
- [126] Biglarian H, Abbaspour M, Saidi MH. A numerical model for transient simulation of borehole heat exchangers, *Renewable Energy* 2017;104:224–237.
- [127] Hu P, Yub Z, Zhua N, Leia F, Yuan X. Performance study of a ground heat exchanger based on the multipole theory heat transfer model, *Energy and Buildings* 2013;65:231–241.
- [128] Gnielinski V. New equations for heat and mass-transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 1976;16(2):359–368.
- [129] Swamee PK, Jain AK. Explicit equation for pipe flow problems, *Journal of Hydraulic Engineering* 1976;102(5):657.
- [130] Javed S, Spitler J. Calculation of borehole thermal resistance, In: *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*, Rees (Ed.), Woodhead Publishing, Cambridge, 2016.
- [131] Liao Q, Zhou C, Cui W, Jen TC. New correlations for thermal resistances of vertical single U-tube ground heat exchanger, *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 2012;4:1–7.
- [132] Minaei A, Maerefat M. A new analytical model for short-term borehole heat exchanger based on thermal resistance capacity model, *Energy and Buildings* 2017;146:233–242.
- [133] Metz PD. The use of ground-coupled tanks in solar-assisted heat-pump systems. *ASME Transactions, Journal of Solar Energy Engineering* 1982;104(4):366–372.



- [134] Chiasson AD, Yavuzturk C. Assessment of the viability of hybrid geothermal heat pump systems with solar thermal collectors. *ASHRAE Transactions* 2003;109(Part 2):487-500.
- [135] Simonetti R, Moretti L, Molinaroli L, Manzolini G. Energetic and economic optimization of the yearly performance of three different solar assisted heat pump systems using a mixed integer linear programming algorithm. *Energy Conversion and Management* 2020;206:art. 112446.
- [136] Graell GG, Xydis G. Solar thermal in the Nordics. A belated boom for all or not? *AIMS Energy* 2022;10:69–86.
- [137] Sarbu I, Sebarchievici C. Valorificarea energiilor regenerabile. Editura Politehnica, Timișoara, 2016.
- [138] Beckman WA, Clark DR, Klein SA. A method for estimating the performance of photovoltaic system. *Solar Energy* 1984;33:551-555.
- [139] Evans DL. Simplified method for predicting photovoltaic array output. *Solar Energy* 1981;27(6):555-560.
- [140] Lorenzo C, Narvarte L. Performance indicators of photovoltaic heat-pumps. *Heliyon* 2019;5:art.e02691.
- [141] Sakellariou EI, Wright AJ, Axaopoulos PJ. Energy, economic and emission assessment of a solar assisted shallow earth borehole field heat pump system for domestic space heating in a north European climate. *Geothermics* 2021;95:art. 102159.
- [142] Mc 001/6. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, Partea a VI-a - Parametrii climatici necesari determinării performanței energetice a clădirilor noi și existente, dimensionării instalațiilor de climatizare a clădirilor și dimensionării higrotermice a elementelor de anvelopă ale clădirilor, Ministerul Dezvoltării Regionale, Administrației Publice și Fondurilor Europene, București, 2013.
- [143] SR 1907/1. Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Metoda de calcul, Asociația de Standardizare din România, București, 2014.
- [144] SR 1907/2. Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Temperaturi interioare convenționale de calcul, Asociația de Standardizare din România, București, 2014.
- [145] SR 6648/1. Instalații de ventilare și climatizare. Calculul aporturilor de căldură din exterior și al sarcinii termice de răcire (sensibilă) de calcul al încăperilor unei clădiri climatizate, Asociația de Standardizare din România, București, 2014.
- [146] SR 6648/2. Instalații de ventilare și climatizare. Parametrii climatici exteriori, Asociația de Standardizare din România, București, 2014.
- [147] I9. Normativ privind proiectarea, execuția și exploatarea instalațiilor sanitare aferente, Ministerul Dezvoltării Lucrărilor Publice și Administrației, București, 2022.
- [148] Mc 001/2. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor (instalațiile din clădiri), Ministerul Dezvoltării, Lucrărilor Publice și Locuințelor, București, 2006.
- [149] NP 048. Normativ pentru expertizarea termică și energetică a clădirilor existente și a instalațiilor de încălzire și preparare a apei calde de consum aferente acestora, Ministerul Dezvoltării Regionale și Administrației Publice, București, 2000.
- [150] Mc 001/4. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor și apartamentelor, Ministerul Dezvoltării Regionale și Locuinței, București, 2009.
- [151] Hellstrom G. Chapter 6 – Borehole heat exchangers, In *Geotrained training manual for designers of shallow geothermal systems*, Geotrained, EFG, Brussels, 2011.
- [152] Javed S, Spitler J.D. Calculation of borehole thermal resistance. In *Advances in ground-source heat pump systems*, SJ. Rees (ed.), Elsevier, Amsterdam, 2016.
- [153] VDI 4640-Part 2. Thermal use of the underground - Ground source heat pump systems, Verein Deutscher Ingenieure, Berlin, Germany, 2019.
- [154] Shu H, Duanmu L, Hua R. Analysis of selection of single or double U-bend pipes in a ground source heat pump system, *Proceedings of the Sixth International Conference for Enhanced Building Operations*, Shenzhen, China, November 6-9, 2006, vol. VIII, 11-2.
- [155] Zhang X, Rhee K-N, Jung G-J. Mock-up experimental study on the performance of a combined cooling-domestic hot water-GSHP system, *Building Services Engineering Research & Technology* 2023, <https://doi.org/10.1177/01436244221148306>.
- [156] Man Y, Yang H, Wang J, Fang Z. In situ operation performance test of ground coupled heat pump system for cooling and heating provision in temperate zone, *Applied Energy* 2012;97:913-920.

- [157] Michopoulos A, Bozis D, Kikidis P, Papakostas K, Kyriakis NA. Three-year operation experience of a ground source heat pump system in Northern Greece, *Energy and Buildings* 2007;39(3):328-334.
- [158] Hepbasli A, Akdemir O. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management* 2004;45(5):737-753.
- [159] Holman JP. *Experimental method for engineers*. McGraw Hill, Singapore, 2001.
- [160] Wu W, You T, Wang B, Shi W, Li X. Simulation of a combined heating, cooling and domestic hot water system based on ground source absorption heat pump, *Applied Energy* 2014;126:113-122.
- [161] Trillat-Berdal V, Souyri B, Achard G. Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, *Applied Thermal Engineering* 2007;27(10):1750-1755.
- [162] Si Q, Okumiya M, Zhang X. Performance evaluation and optimization of a novel solar-ground source heat pump system, *Energy and Buildings* 2014;70:237-245.
- [163] Kjellsson E, Hellström G, Perers B. Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings, *Energy* 2010;35(6):2667-2673.
- [164] Andersen N. End users dictate the potential for low temperature district heating, *Energy and Environment Journal* 1999;4:30-31.
- [165] 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, Switzerland, 2005.
- [166] ASHRAE Standard 55. Thermal environmental conditions for human occupancy, American Society for Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA, 2020.
- [167] ISO 11855. Building environment design: dimensioning, installation and control of embedded radiant heating and cooling systems. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2012.
- [168] Site-ul Rehau, 2023. <https://www.rehau.com/ro-ro/cladirile-rezidentiale>.
- [169] DIN 18534-1. Abdichtung von Innenräumen - Teil 1: Anforderungen, Planungs- und Ausführungsgrundsätze, Eidgenössische Kommission für Trockenbau, Berlin, 2017.
- [170] Bojić M, Cvetković D, Bojić L. Decreasing energy use and influence to environment by radiant panel heating using different energy sources. *Applied Energy* 2015;138:404-413.
- [171] Tarnawski VR, Leong WH. Computer simulation of ground coupled heat pump systems, Report submitted to National Research Council, Ottawa, Canada, Contract no. 989-44104R, 1990.
- [172] Fanger PO. *Thermal comfort analysis and application in environmental engineering*, McGraw-Hill, New York, 1972.
- [173] Thermal Comfort tool, Version 2, ASHRAE. Centre for the Built Environment, Berkeley, California, USA, 2020.
- [174] EnergyPlus. "EnergyPlus" (Online), 2021, <https://energyplus.net>.
- [175] Lund H, Thellufsen JZ, Østergaard PA, Sorknæs P, Skov IR, Mathiesen BV. Energy PLAN-Advanced analysis of smart energy systems. *Smart Energy* 2021;1:101117.
- [176] Polysun Software. User manual, Vela Solaris AG, Winterthur, Switzerland, 2020.
- [177] EMD International, Welcome to EnergyPRO, 2020, <https://www.emd.dk/energypro>.
- [178] EQUA. IDA Indoor Climate and Energy, EQUA 2020, <https://www.equa.se/en/ida-ice>.
- [179] Clark DR. HVACSIM+ Building systems and equipment simulation program reference manual. NBSIR 84-2996, National Bureau of Standards, Washington, 1985.
- [180] Bechthler H, Browne MW, Bansal PK, Kecman V. New approach to dynamic modelling of vapour-compression liquid chillers: Artificial neural networks, *Applied Thermal Engineering* 2001;21(9):941-953.
- [181] Dawson CW, Abrahart RJ, See LM. HydroTest: A web-based toolbox of evaluation metrics for the standardised assessment of hydrological forecasts, *Environmental Modeling and Software* 2007;22(7):1034-1052.
- [182] Meteororm. Help, Version 7.1, Meteororm Software, Bern, Switzerland, 2015.
- [183] Hengel F, Heschl C, Inschlag F, Klanatsky P. System efficiency of PVT collector-driven heat pumps, *International Journal of Thermofluids* 2020;5: art.100034.
- [184] Hüsing F, Hirsch H, Rockendorf G. Combination of solar thermal collectors and horizontal ground heat exchangers as optimized source for heat pumps, Proceedings of the 11th International Conference on Solar Energy and Buildings, EuroSun 2016, Palma de Mallorca, Spain, 11-14 October, 2016.
- [185] You T, Wu W, Yang H, Liu J, Li X. Hybrid PV/T and ground source heat pump: Review and perspective, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2021;151:art.111569.