

ASIGURAREA EFICIENȚEI ENERGETICE A SISTEMELOR TERMICE ȘI A CONFORTULUI ÎN CLĂDIRI CIVILE UTILIZÂND POMPA DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL

Teză de doctorat – Rezumat

pentru obținerea titlului științific de doctor la

Universitatea Politehnică Timișoara

în domeniul de doctorat Inginerie civilă și instalații

autor ing. Alexandru DORCA

conducător științific Prof.univ.dr.ing. Ioan SÂRBU

Septembrie 2023

1. INTRODUCERE

Capitolul 1 include 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 de energie regenerabilă (SER) și reducerea emisiilor de bioxid de carbon (CO₂). Datele statistice arată că din consumul total de energie primară al Uniunii Europene (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 (PC) pe baza legislației interne și internaționale. Integrarea SER (în special energia solară și geotermică) la încălzirea/răcirea spațiilor și producerea apei calde de consum (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 CO₂, precum și pentru transformarea clădirilor existente în curs de renovare în clădiri cu consum de energie aproape zero (nZEB).

În contextul dezvoltării durabile, energia este una dintre cele mai proeminente resurse care privește lumea contemporană. Strategia economică a unei dezvoltări durabile impune promovarea eficienței energetice și utilizarea rațională a energiei la nivelul clădirilor, consumator major de energie la nivelul atât al României cât și al țărilor membre ale UE, dar și integrarea SER [1–3], în ideea de a economisi combustibili fosili și de a reduce nivelul emisiilor de gaze cu efect de seră (GES). Până în 2030, UE intenționează să reducă emisiile de GES cu 55% și să-și sporească utilizarea SER (solară, geotermală, eoliană, biomasă, hidro și nucleară) la 40% [4].

Sectoarele clădirilor rezidențiale și terțiare (birouri, spații comerciale, hoteluri, restaurante, școli, spitale, săli de sport) sunt cele mai mari consumatoare finale de energie, în special pentru încălzire, răcire, ACC, iluminat și aparatură electrocasnică. Astfel, clădirile oferă cel mai mare și cel mai rentabil potențial de economisire a energiei. 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.

Factorii cheie în minimizarea consumului de energie în clădiri sunt: sursa de energie folosită pentru fiecare consumator, tehnicile aplicate în cadrul fiecărei utilizări, concepția de realizare a clădirilor, comportarea și cerințele utilizatorilor. Principalele soluții și măsuri în vederea economisirii energiei sunt prezentate în Fig. 1.6

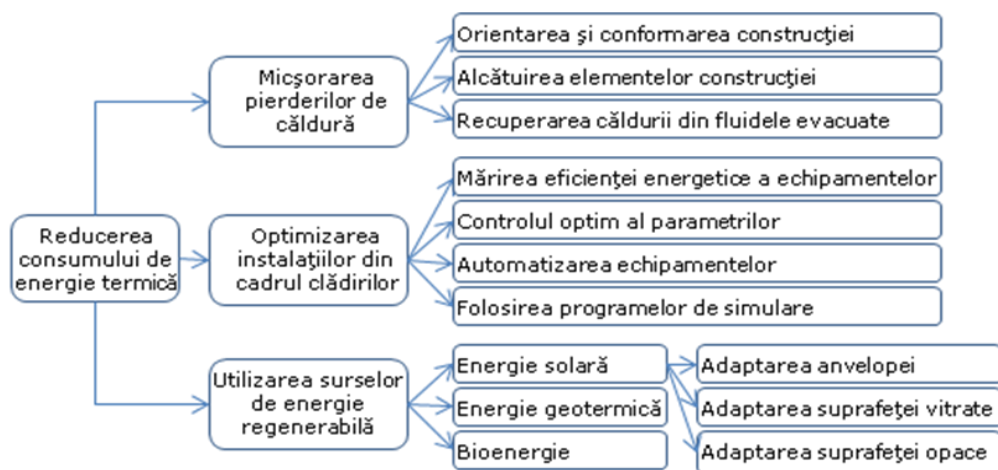


Fig. 1.6 Soluții și măsuri pentru reducerea energiei termice utilizate în clădiri

Optimizarea funcțional-energetică a instalațiilor și utilizarea SER conduc 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.

Dintre SER cea mai abundentă și convenabilă energie este energia solară, captabilă direct din radiațiile solare cu colectoare solare termice (ST), panouri fotovoltaice (PV) și panouri fotovoltaice-termice (PV/T) sau indirect din sol, apă și aer.

În ceea ce privește utilizarea sistemelor de încălzire/răcire de înaltă eficiență și integrarea SER, pompa de căldură (PC) este unul dintre cele mai avantajoase sisteme care trebuie luate în considerare într-o instalație de încălzire, ventilare și climatizare (HVAC). Necesitatea folosirii PC în construcții civile se bazează pe legislația internațională și națională reprezentată de Protocolul de la Kyoto (1997) [5] privind reducerea emisiilor de GES și Directiva 2002/91/CE [6] privind performanța energetică a clădirilor transpusă în România în Legea 372/2005, modificată și completată prin Legea 159/2013, care include și PC-urile.

Cele mai semnificative sisteme de preluare a energiei termice din sol sunt PC geotermice [7,8], 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 ultima decadă [9].

În contextul dezvoltării sustenabile, cercetarea doctorală demarată în anul 2016 are ca obiectiv principal asigurarea eficienței energetice a instalațiilor termice (încălzire, răcire, ACC) și a confortului în clădirile civile utilizând PC cu comprimare de vapori cuplată la sol în circuit închis prin colectori verticali, în scopul reducerii energiei consumate și a emisiei de CO₂. 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.

Prezenta lucrare 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 CO₂.

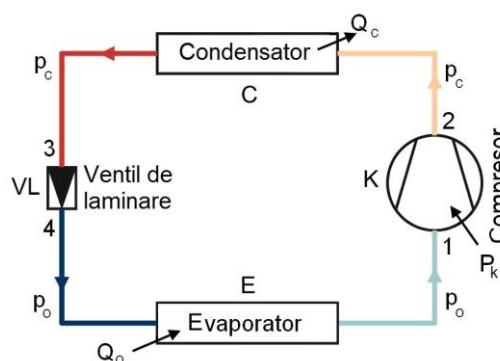
Teza de doctorat elaborată se extinde pe 203 pagini, conținând un capitol introductiv, două capitole de sinteză documentară cu aspecte de noutate și unele contribuții în domeniu, patru capitole consistente aferente problematicii de cercetare și un capitol final ce înglobează

concluzii finale, contribuții personale și direcții noi de cercetare. Abordarea științifică este acompaniată de 124 figuri, 52 tabele, 131 formule, precum și 185 referințe bibliografice adecvate, recente. Modalitatea de atingere a obiectivului principal este demonstrată prin structura tezei și prin conținutul fiecărui capitol al acesteia.

2. POMPA DE CĂLDURĂ CU ELECTROCOMPRESOR

În *capitolul 2* se discută sistemele de PC cu comprimare mecanică de vapori, descriind principiul de funcționare (Fig. 2.1), ciclul termodinamic teoretic al instalației cu subrăcire și cu separator de lichid, ciclul real al instalației standard, precum și calculul acestora. De asemenea, 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 și se prezintă principalele surse naturale de căldură (aer, apă, sol) și tipuri de PC.

Fig. 2.1 Schema funcțională a unei pompe de căldură



PC încorporează patru componente principale: compresorul (K), evaporatorul (E), condensatorul (C) și un ventil de laminare (VL). Componentele auxiliare principale sunt ventilatoare, conducte, aparate de măsură și control. Fig. 2.1 prezintă schema de bază a PC cu comprimare mecanică de vapori, cu cea mai răspândită configurație de ciclu termodinamic.

PC pentru încălzire funcționează conform următorilor pași [10]:

1. În 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 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 C în lichid la presiune și temperatură înaltă.
4. Lichidul fierbinte trece printr-un VL, unde presiunea sa este redusă, la rândul său scăzând și temperatura. Agentul frigorific revine în evaporator și ciclul se repetă.

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

• *Coeficientul de performanță* (COP_{PC}) al PC reprezintă raportul dintre energia termică utilă E_t și energia electrică E_{el} absorbită de compresor [10]:

$$COP_{PC} = \frac{E_t}{E_{el}} \quad (2.15)$$

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 (COP_{sez}), adesea referit ca factor de performanță sezonier (FPS) sau eficiența anuală.

În cazul unei PC reversibile (încălzire-răcire), COP_{PC} în regim de încălzire este definit de relația:

$$COP_{PC} = \frac{Q_{PC}}{P_e} \quad (2.16)$$

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

Raportul de eficiență energetică EER_{PC} , în Btu/(h·W), al unei PC în mod de răcire este dat de relația:

$$EER_{PC} = \frac{Q_0}{P_e} \quad (2.17)$$

iar COP_{PC} corespunzător rezultă astfel:

$$COP_{PC} = \frac{EER_{PC}}{3,412} \quad (2.18)$$

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.

Coefficientul de performanță al întregului sistem, COP_{sist} este dat de relația următoare [11]:

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

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.).

• *Analiza economică* a unui sistem utilizează 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).

Analiza costului actual. CA al unei plăți viitoare poate fi calculat folosind ecuația [12]:

$$CA = r_a C \quad (2.30)$$

cu:

$$r_a = \frac{(1 + \beta_0)^\tau - 1}{\beta_0 (1 + \beta_0)^\tau} \quad (2.31)$$

unde: C este costul la o dată viitoare; τ – numărul de perioade până la acea dată (ani); r_a – rata de actualizare; β_0 – rata medie a inflației.

Cheltuielile totale actualizate CTA se exprimă prin relația [13]:

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

în care: I_0 este investiția inițială; r_a – rata de actualizare; C_{ex} – costul de exploatare anual.

Durata de recuperare TR, în ani, a investiției suplimentare ΔI , pe seama reducerii costului de exploatare ΔC_{ex} se poate determina astfel [10]:

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

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

• *Emisia de bioxid de carbon* M_{CO_2} , în kg, a unei PC pe durata exploatării acesteia se poate evalua cu următoarea relație [1]:

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

în care g_{el} este factorul emisiei specifice de CO_2 pentru energie electrică.

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

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.

De asemenea, se prezintă o amplă sinteză documentară cu aspecte de noutate, privind *impactul agenților frigorifici asupra mediului* și 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_{PC}) propunând o metodă simplă și rapidă de calcul a COP_{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.

S-a dezvoltat abordarea ineficienței Z a unui agent frigorific pentru evaluarea rapidă a eficienței termice a sistemului de PC numai cu valorile temperaturilor de funcționare. Astfel, au fost setate proprietățile termodinamice ale mai multor agenți frigorifici ca un grup adimensional denumit ineficiență (Z), care include căldura specifică și căldura latentă de vaporizare sub forma numărului Jacob (Ja), temperatura de vaporizare și temperatura de condensare. Între COP_{PC} a ciclului standard al PC și Z s-a stabilit o corelație sub forma unui polinom Lagrange:

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

unde:

$$Z = Ja^{0,1} \frac{T_c - T_0}{T_c}; \quad Ja = \frac{c_p \Delta T}{r} \quad (2.43)$$

în care: Ja este numărul Jacob; T_c – temperatura absolută de condensare, în K; T_0 – temperatura absolută de vaporizare, în K; c_p – căldura specifică a lichidului la temperatura medie între vaporizare și condensare, în kJ/(kgK); ΔT – diferența dintre temperatura de vaporizare și temperatura de condensare, în °C; r – căldura latentă de condensare, în kJ/kg.

Pentru validarea modelului Z , s-au comparat datele experimentale din literatură cu valorile COP calculate din corelația dezvoltată. Abaterea dintre modelul Z și datele experimentale a fost determinată de eroarea relativă medie absolută cu valori acceptabile, sub 7%.

Corelația COP_{PC-Z} pentru R-410A, cu care funcționează PC din laboratorul experimental, este evaluată la diferite temperaturi de condensare, în intervalul 35–65 °C și temperaturi de vaporizare cuprinse între -10 °C și +5 °C. Coeficientul de performanță scadește cu creșterea ineficienței (Z), respectiv cu scăderea eficienței ($1/Z$) agentului frigorific.

3. POMPE DE CĂLDURĂ GEOTERMICE

În *capitolul 3* se prezintă o succintă descriere a PC geotermice (PCG), concentrată pe PC cuplate la sol (PCCS), în care căldura este extrasă/injectată în/din sol printr-un schimbător de căldură instalat în 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. 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_{PC-PV} (factor de performanță sezonier global), care include integrarea subsistemelor (PC și generatorul PV) și caracterul regenerabil al PC-PV.

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 CO₂ de la 15% la 77%, luând în considerare atât clădirile rezidențiale cât și cele nerezidențiale [14].

PCG-urile injectează (în sezonul de răcire) sau extrag (în sezonul de încălzire) căldură printr-un SCS și pot fi grupate în trei subseturi (Fig. 3.1):

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

Un sistem PCAS extrage/injectează căldura din/in apa dintr-un lac, iaz sau canal deschis cu ajutorul fluidului de lucru, care circulă prin tuburi din PEHD. Un sistem PCAF prelevează apa freatică dintr-un puț de extracție cu ajutorul unor pompe hidraulice și o livrează unei PC.

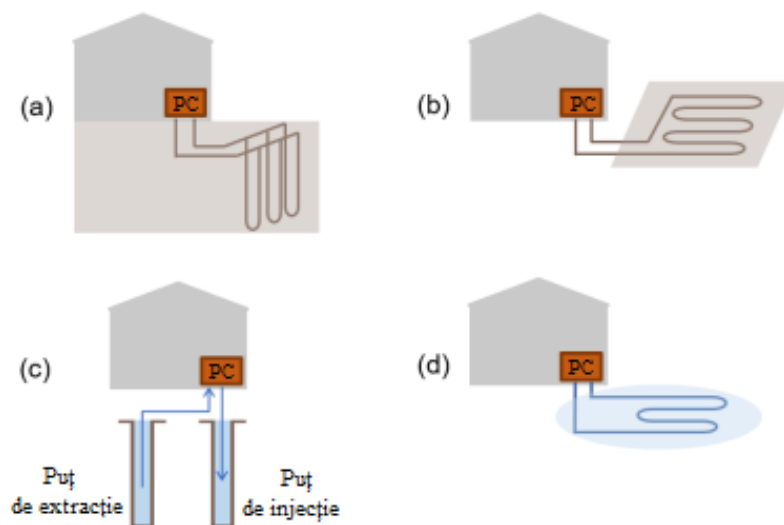


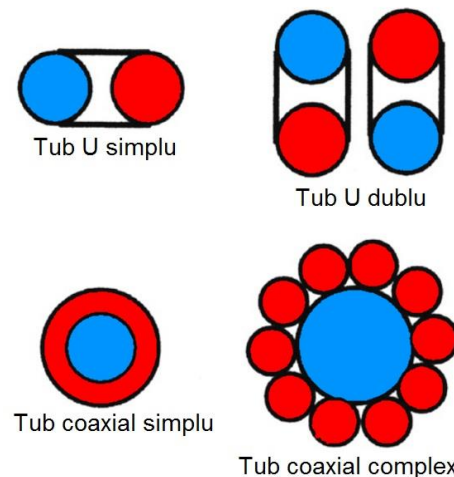
Fig. 3.1 Schema principalelor tipuri de pompe de căldură geotermice (a) PCCS verticală; (b) PCCS orizontală; (c) PCAF; (d) PCAS

Sistemul PCCS constă într-un ciclu reversibil de comprimare a vaporilor de agent frigorific în care căldura este schimbată cu pământul prin SCS, un circuit închis cu fluidul de lucru (soluție etilenglicol), ce poate fi instalat fie în foraje verticale, fie în șanțuri orizontale. 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) sau sonde de sol (Fig. 3.4), în configurație cu tub U sau cu tuburi concentrice (coaxiale) (Fig. 3.7). Spațiul inelar (liber dintre pereții forajului și tub) al puțului forat este umplut cu un material special denumit grund pentru prevenirea contactului direct cu apa.



Fig. 3.4 Configurarea SCS vertical și orizontal

Fig. 3.7 Modele de schimbătoare de căldură în sol verticale



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.

Mai multe modele analitice și numerice au fost dezvoltate pentru obținerea transferului de căldură tranzitoriu din exteriorul puțului forat, dar și unele modele matematice pentru descrierea transferului de căldură în interiorul forajului. În Tabelul 3.4 se prezintă o sinteză a principalelor modele ale SCS verticale. De asemenea, sunt disponibile instrumente de simulare asistate de computer pentru analiza transferului de căldură al SCS orizontale cu diverse configurații [15].

Pentru SCS verticale au fost dezvoltate în ultimele două decenii o serie de programe de proiectare, bazate pe modelele tipice de transfer de căldură, precum modelul sursei liniare: programele *EED*, *GLHEPRO* și *GEOSTAR*, modelul sursei cilindrice: programul *GCHPCalc* și programe de simulare numerică: *EnergyPlus*, *eQUEST* și *TRNSYS*.

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 [16]
	Sursă cilindrică	$t - t_0 = \frac{q}{\lambda_s} G(z, \rho)$	Carslaw și Jaeger [17]
	Eskilson	$t_p - t_0 = -\frac{q}{2\pi\lambda_s} f(\tau / \tau_s, r_p / L)$	Eskilson [18]
Interiorul SCS	Empiric	$R_p = \frac{1}{\beta_0 (r_p / r_t)^{\beta_1} \lambda_g}$	Paul [19]
	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 [20]
	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. [21]

Pentru a ține seama de transferul real 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 pentru modul de funcționare cu injecție sau cu extracție de căldură s-a formulat un *model de simulare numerică a transferului termic tranzitoriu* între SCS și sol.

Mecanismul de transfer de căldură din SCS constă din convecție între fluidul de lucru și perețele tubului și conducție între perețele tubului și grund, precum și între grund și sol. Modelul numeric dezvoltat pentru SCS cu tub U dublu [22] a fost modificat pentru a permite și simularea SCS cu tub U simplu. Ecuatiile diferențiale de transfer de căldură sunt obținute prin scrierea bilanțului energetic pentru fluid, grund și sol, iar apoi sunt discretizate pentru a putea fi rezolvate la fiecare pas de timp prin metoda numerică a diferențelor finite Crank-Nicolson, utilizând mediul de programare MATLAB sau FORTRAN.

Fig. 3.13 ilustrează vederea în secțiune a configurației SCS 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. [23].

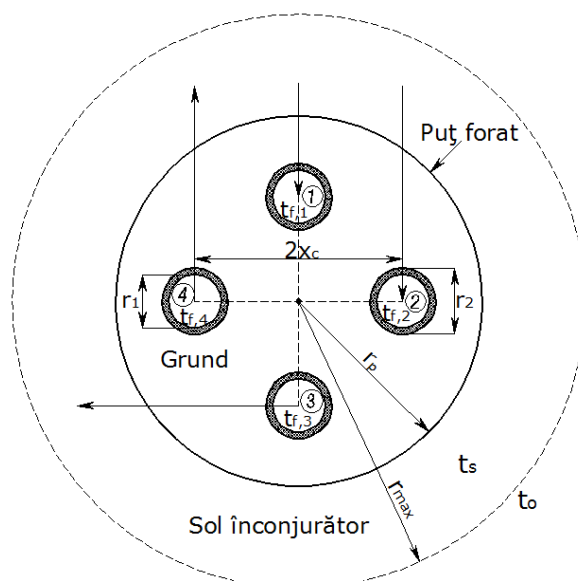


Fig. 3.13 Parametrii geometrici ai puțului forat și configurația SCS cu tub U dublu

Setul de ecuații diferențiale în raport cu timpul τ care guvernează transferul termic în inte-

riorul puțului cu tub U dublu este obținut din ecuațiile de bilanț energetic pentru fluid din tubul 1, 3, 2, respectiv 4 și grund scrise cu ajutorul nodurilor i pe adâncimea puțului, ținând seama de ecuația Crank-Nicolson [24] și rearanjate convenabil după cum urmează:

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

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

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

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

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

Ecuațiile Crank-Nicolson pentru nodurile de sol din exteriorul forajului definite prin indicele i în direcția verticală și k în direcția radială sunt de forma:

$$\begin{aligned}
& -\frac{\Delta\tau}{2M_{s,k}c_sR_{s,k}/\Delta z}t_{s,(i,k-1)}^{j+1} + \left[1 + \frac{\Delta\tau}{2}\left(\frac{1}{M_{s,k}c_sR_{s,k}/\Delta z} + \frac{1}{M_{s,k}c_sR_{s,k+1}/\Delta z}\right)\right]t_{s,(i,k)}^{j+1} - \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k}c_sR_{s,k+1}/\Delta z}t_{s,(i,k+1)}^{j+1} \\
& = \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k}c_sR_{s,k}/\Delta z}t_{s,(i,k-1)}^j + \left[1 - \frac{\Delta\tau}{2}\left(\frac{1}{M_{s,k}c_sR_{s,k}/\Delta z} + \frac{1}{M_{s,k}c_sR_{s,k+1}/\Delta z}\right)\right]t_{s,(i,k)}^j + \frac{\Delta\tau}{2M_{s,k}c_sR_{s,k+1}/\Delta z}t_{s,(i,k+1)}^j \quad (3.32)
\end{aligned}$$

$(i=1,2,\dots,N; \quad k=1,2,\dots,n)$

în care: m_f este debitul masic de fluid, în kg/s; $\Delta\tau$ – pasul de timp, în s; t_f – temperatura fluidului, în °C; $M_f = \rho_f \pi r_1^2 Z$ – masa fluidului, în kg; ρ_f – densitatea fluidului, în kg/m³; Z – adâncimea puțului, în m; c_f – căldura specifică a fluidului, în W/(m²K); Δz – distanța verticală între nodurile adiacente (pasul de adâncime), în m; t_g – temperatura grundului, în °C; R_{fg} – rezistența termică între fluid și grund, în m·K/W; $M_g = \rho_g \pi (r_p^2 - 4r_2^2) Z$ 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; ρ_g – densitatea grundului; R_{gp} – rezistența termică între grund și puț, în m·K/W; t_p – temperatura peretelui puțului, în °C; $M_{s,k} = \rho_s \pi (r_k^2 - r_p^2) Z$ – masa solului din nodul k , în kg; ρ_s – densitatea solului; $r_k = k\Delta r$ – distanța în direcția radială din centrul puțului forat până în nodul k de sol, în m; Δr – 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; λ_s – conductivitatea termică a solului, în W/(m·K); t_s – temperatura solului.

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

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. Fig. 3.21 prezintă schema unui sistem hibrid PC-PV cu vaporizare directă [25]. 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.

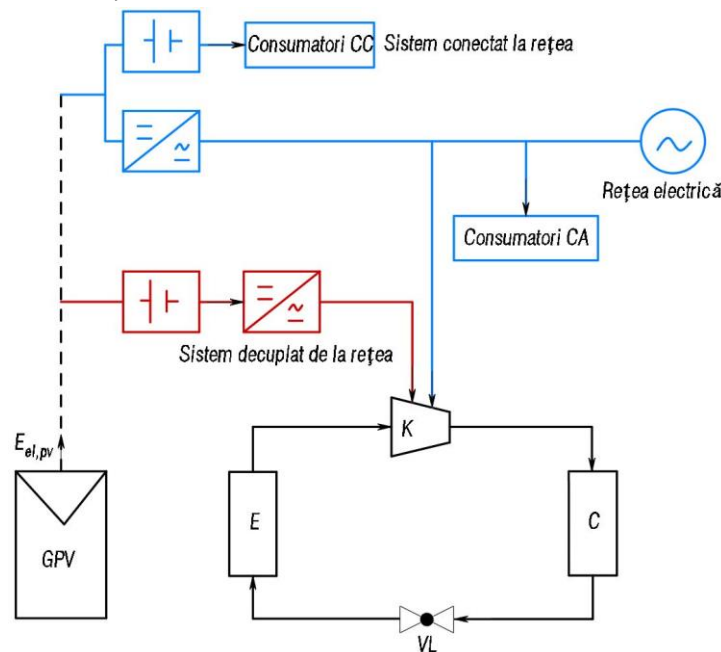


Fig. 3.21 Schema unui sistem hibrid PC-PV

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

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 FSP_{PC}), calitatea GPV (caracterizată prin RPV) și calitatea integrării celor două subsisteme (caracterizată prin RAC și $FSPV$).

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

$$FSP_{PC-PV} = FSP_{PC} (1 + RPV \times RAC \times FSPV) \quad (3.63)$$

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

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

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.

4. LABORATORUL EXPERIMENTAL

Capitolul 4 se referă la laboratorul experimental (spațiul unui birou), pentru care se face o scurtă descriere și se prezintă structura și caracteristicile elementelor de construcție, și condițiile climatice specifice amplasamentului, precum și la aspectele teoretice privind calculul puterii termice de încălzire, răcire și producere a ACC, conform legislației în vigoare.

Laboratorul pentru studiile experimentale ale performanțelor energetice și de mediu ale unei PCCS în circuit închis constă din spațiul unui birou amplasat la parterul clădirii Facultății de Construcții din Timișoara (Fig. 4.1) dotat cu patru sisteme de încălzire (panouri radiante de pardosea, perete și plafon și radiatoare de temperatură medie).

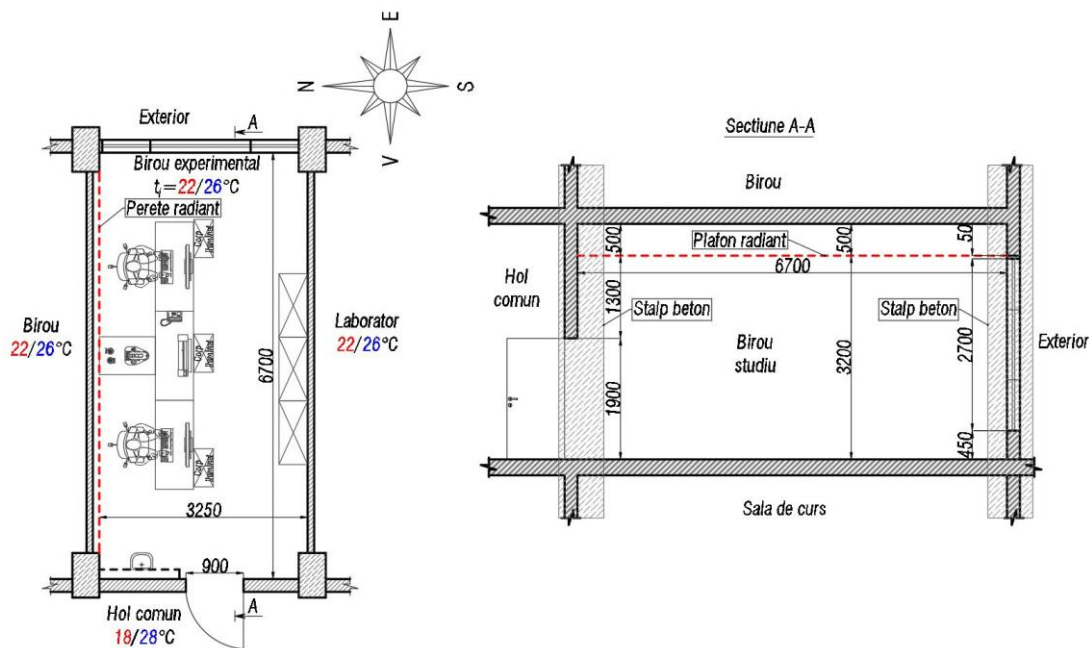


Fig. 4.1 Spațiul biroului încălzit/răcit

Puterea termică de încălzire Q_{inc} , în W, s-a determinat conform standardului SR 1907/1-2014 [26], iar puterea termică de răcire s-a calculat conform standardului SR 6648/1-2014 [27], rezultatele fiind sintetizate în Tabelele 4.5 și 4.6.

Tabelul 4.5 Calculul puterii termice de încălzire pentru birou

Încăp	Elem	Or.	Lăț. (m)	Înălț. (m)	Supr. (m ²)	S _{gol} (m ²)	A _j (m ²)	R _j (m ² K/W)	t _i (°C)	t _{e,j} (°C)	c _M (-)	Q _T (W)	V _i (m ³)	n _a (h ⁻¹)	Q _{inf} (W)	Q _{inc} (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	1182	
	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 _{ap} (W)	Degajări căld. Q _{deg} (W)	Q _{răc} (W)
		Q _{PE, EST} (W)	Q _{FE, EST} (W)	Q _{PI, EST} (W)				
1	24,6	-2,6		-4,8	-7,4	316,4	969	
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		

Energia termică consumată lunar pentru satisfacerea puterii de încălzire și răcire a biroului experimental s-a determinat conform normativului NP 048-2000 [28], și respectiv metodologiei Mc 001/4-2006 [29] și s-a reprezentat grafic în Fig. 4.6. De asemenea, s-au calculat consumurile orare de energie pentru producerea ACC, conform metodologiei Mc 001/2-2006 [30], în cazul a trei temperaturi diferite (45, 50, 55 °C), și s-au reprezentat grafic alături de valorile obținute din măsurători.

Rezultatele obținute s-au folosit ulterior la alegerea echipamentelor și dimensionarea sistemului de încălzire/răcire.

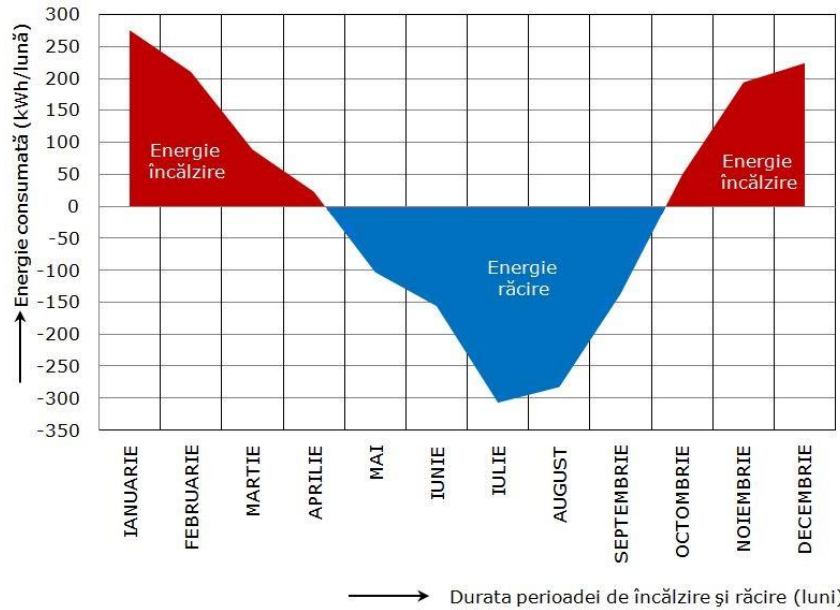


Fig. 4.6 Consumurile lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea biroului

5. STUDII ȘI INVESTIGAȚII EXPERIMENTALE PRIVIND COMPORTAREA POMPEI DE CĂLDURĂ CUPLATĂ LA SOL

Capitolul 5 include o parte esențială a tezei, fiind axat în prima parte pe analiza energetică și de mediu a sistemului geotermal experimental (Fig. 5.1).

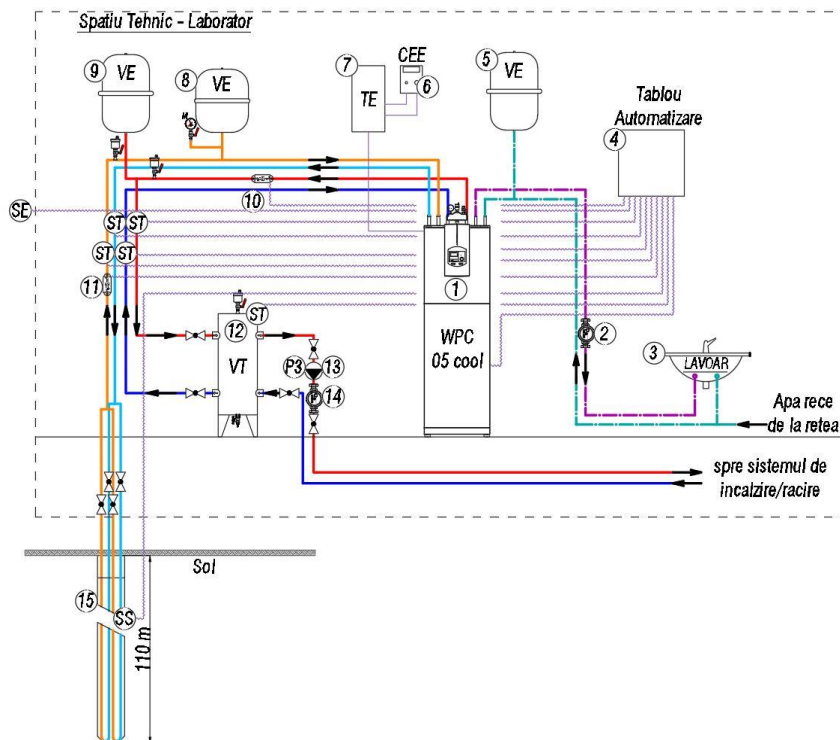


Fig. 5.1 Schema instalației experimentale de PCCS

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

Sistemul experimental constă dintr-o PCCS verticală reversibilă, cu compresor ermetic de tip scroll și SCS cu tub U dublu și simplu, având capacitatea de încălzire de 5,8 kW și de răcire de 3,8 kW. SCS vertical confecționat 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 cu adâncimea de 110 m și diametrul exterior de 180 mm și conectată direct la PC. Sonda cu tub U dublu se poate transforma într-o sondă cu tub U simplu prin sectorizare cu ajutorul robinetelor de închidere. 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).

Instalația experimentală conține 3 pompe de circulație, dintre care două montate în PC astfel: una (P1) pe circuitul primar (al sondei verticale) cu debitul 2,3 m³/h și alta (P2) pe circuitul secundar între PC și vas tampon/ACC, având debitul de 2,0 m³/h, iar a treia (P3) pe circuitul secundar între vasul tampon și circuitul de încălzire/răcire, având debitul de 0,58 m³/h. Funcționarea pompei P3 este independentă de funcționarea celorlalte pompe din PC. 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 de date.

Pentru a testa 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), proiectate pentru a acoperi puterea termică de încălzire și răcire a biroului experimental de 1200 W și respectiv 969 W.

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 temperaturii aerului, agentului termic și fluidului de lucru s-a efectuat cu ajutorul unor senzori de temperatură, iar măsurarea debitelor de ACC și agent termic s-a realizat cu două debitmetre.

Măsurătorile experimentale sunt utilizate pentru a testa performanța sistemului PCCS în diferite moduri de operare. Principalii parametri de performanță (eficiența energetică și emisia de CO₂) s-au obținut pentru câte o lună de funcționare folosind atât SCS cu tub U dublu cât și simplu. Valorile medii lunare a temperaturii aerului exterior (t_e) pe durata celor două perioade au fost aproximativ egale. Se efectuează o analiză comparativă a acestor performanțe pentru diferite moduri de operare: încălzire, încălzire-ACC, răcire, ACC, răcire-ACC, care sunt incluse în Tabelele 5.3–5.7.

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

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

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

Tabelul 5.6 Performanțele PCCS pe durata testelor de producere a ACC

Configurația SCS	$t_{acc-set}$ (oC)	t_{acc} (oC)	t_f (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

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

Notațiile utilizate în tabele sunt: t_i – temperatura aerului interior; t_f – temperatura fluidului de lucru, t_{acc} – temperatura ACC; $t_{acc-set}$ – temperatura ACC de referință, E_t – energia termică utilă; E_{el} – energia electrică consumată.

Cercetările experimentale efectuate au demonstrat performanțe mai mari ale sistemului PCCS cu 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%). 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. 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 la 1,0–1,2% în regim de încălzire și la 1,1–1,3% în modul combinat răcire-ACC.

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, 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 (Tabelul 5.8) o creștere a temperaturii medii a fluidului de lucru cu 2,4% și o îmbunătățire a performanțelor sistemului PCCS în cazul folosirii injectiei de căldură sezonieră atât în configurația SCS cu tub U dublu cât și simplu (COP_{sist} mai mare cu 3,5% pentru tub U simplu și cu 6,6% pentru tub U dublu). După injectia căldurii se înregistrează și cea mai mare creștere a COP_{sist} 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_2 , de 6,9%. S-a constatat că eroarea maximă a rezultatelor este pentru COP_{sist} , având o valoare acceptabilă de 1,8–2%.

Tabelul 5.8 Performanțele sistemului PCCS la încălzire înainte și după injectia 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 injectia 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 injectia 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

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 teză, în condițiile asigurării confortului termic adecvat. Rezultatele arată că panourile radiante de încălzire funcționează mai bine decât încălzirea cu radiatoare. S-a obținut un $COP_{sist} = 4,92$ 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 (Tabelul 5.11) și un $COP_{sist} = 6,11$, 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 (Tabelul 5.14).

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_2 ($COP_{sist} = 5,45$; $M_{CO_2} = 2,15$ kg), fiind urmat îndeaproape de sistemul cu pardosea radiantă. Consumul de energie este mai mic cu 43% față de 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 ($COP_{sist} = 4,60$; $M_{CO_2} = 3,55$ kg).

Tabelul 5.11 Performanțele sistemelor experimentale de încălzire

Sistem de încălzire	t_e (°C)	t_i (°C)	t_f (°C)	t_r (°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

Tabelul 5.14 Performanțele sistemelor experimentale de răcire

Sistem de răcire	t_e (°C)	t_i (°C)	t_f (°C)	t_r (°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

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%).

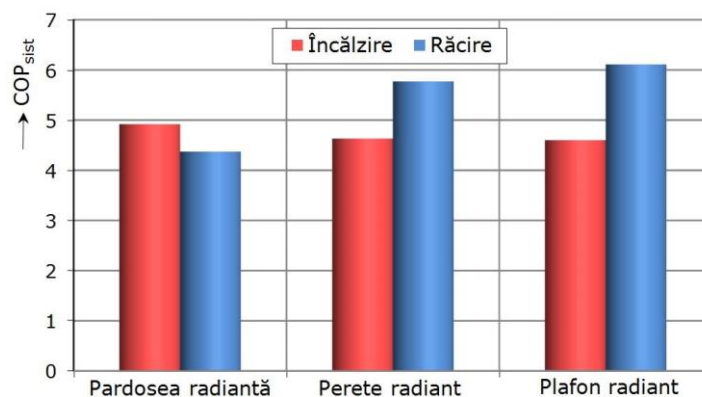


Fig. 5.49 Compararea coeficientului de performanță a diferite sisteme radiante de încălzire și răcire

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.

6. SIMULĂRI ȘI MODELĂRI NUMERICE

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 [31], 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.

Pentru a simula energia termică utilă la acoperirea necesarului de căldură/frig al biroului experimental s-au stabilit conexiunile operaționale între clădire și factorii interni și externi. Fig. 6.1 ilustrează schema operațională construită în TRNSYS.

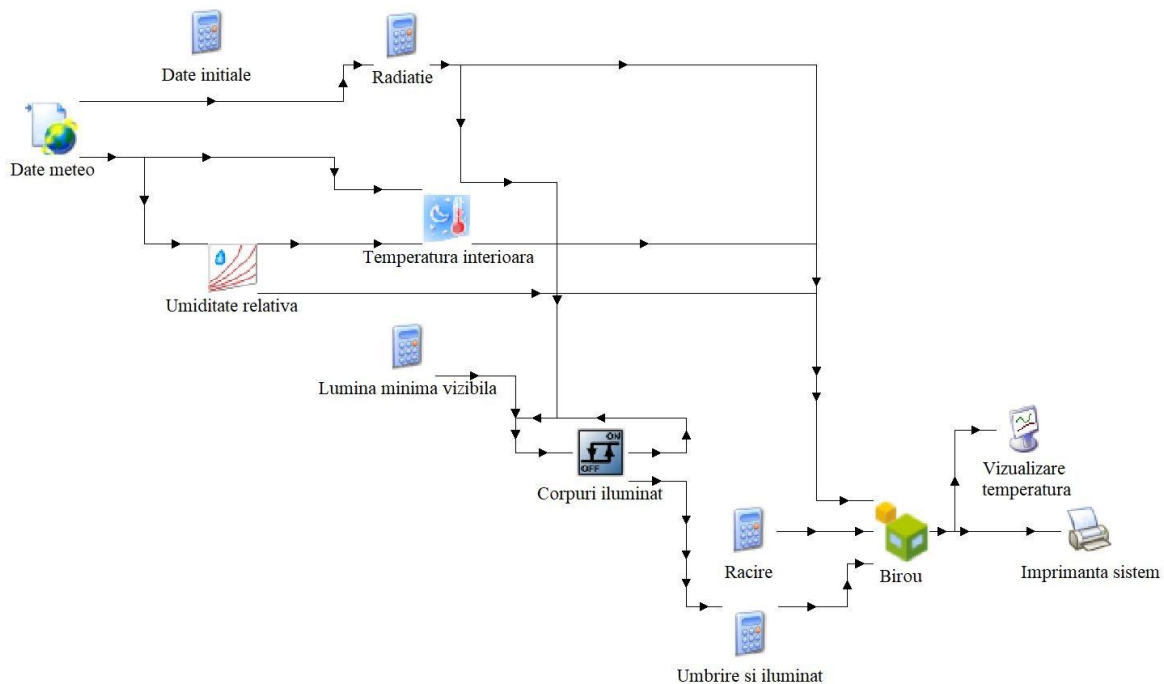


Fig. 6.1 Schema modelului de simulare în TRNSYS a energiei termice utile la încălzire și răcire

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: eroarea rădăcinii pătrate medii (ERPM), coeficientul de variație (c_v) și coeficientul determinărilor multiple (R^2) sunt incluse în Tabelul 6.2 pentru sistemul PCCS operând în diferite moduri.

Se constată că există o eroare relativă absolută maximă între valorile simulate TRNSYS și valorile 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.

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 simulate TRNSYS și valorile 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.

Pentru simularea producției de ACC a fost utilizată schema operațională construită în TRNSYS din Fig. 6.2. 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.

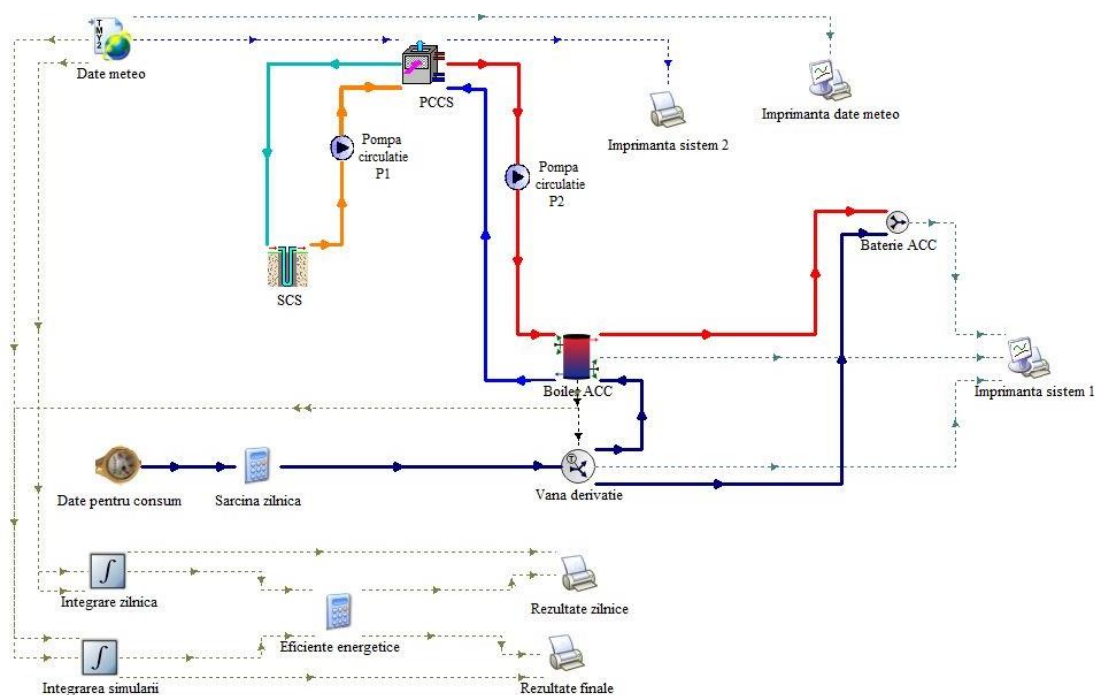


Fig. 6.2 Schema modelului de simulare în TRNSYS a producerii ACC

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 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 și astfel modelul de simulare este validat experimental.

Simularea COP -ului sistemelor de încălzire/răcire conectate la PCCS s-a efectuat utilizând schema operațională construită în TRNSYS din Fig. 6.3.

Simularea numerică a COP -ului unui sistem de încălzire cu radiatoare, panouri radiante simple (pardosea, perete, plafon) sau combinat (pardosea–plafon) conectat la PCCS, s-a efectuat pentru o perioadă de o lună, iar rezultatele obținute în TRNSYS sunt prezentate alături de măsurătorile experimentale în Tabelul 6.4. De asemenea, 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, iar rezultatele sunt sintetizate alături de testele experimentale în Tabelul 6.5.

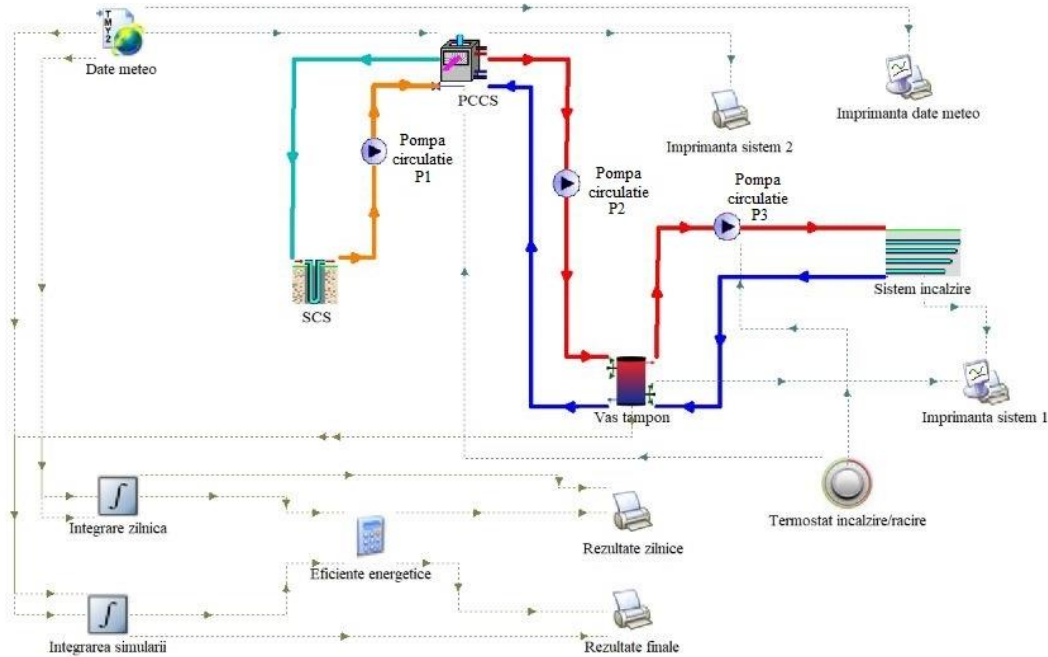


Fig. 6.3 Schema modelului de simulare în TRNSYS a COP -ului diverselor sisteme de încălzire/răcire conectate la PCCS

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

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 6.4 arată că valorile COP_{sist} simulate 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. În același timp, rezultatelor obținute în Tabelul 6.5 arată că valorile COP_{sist} simulate 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.

De asemenea, s-a efectuat un studiu teoretic comparativ cu programul de simulare numerică Polysun [32] 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 a ACC atât pentru biroul experimental cât și pentru o clădire unifamilială.

În sistemul hibrid PCCS-PV/T (Fig. 6.4) panourile PV/T sunt utilizate ca sursă suplimentară de căldură cu SCS. 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} .

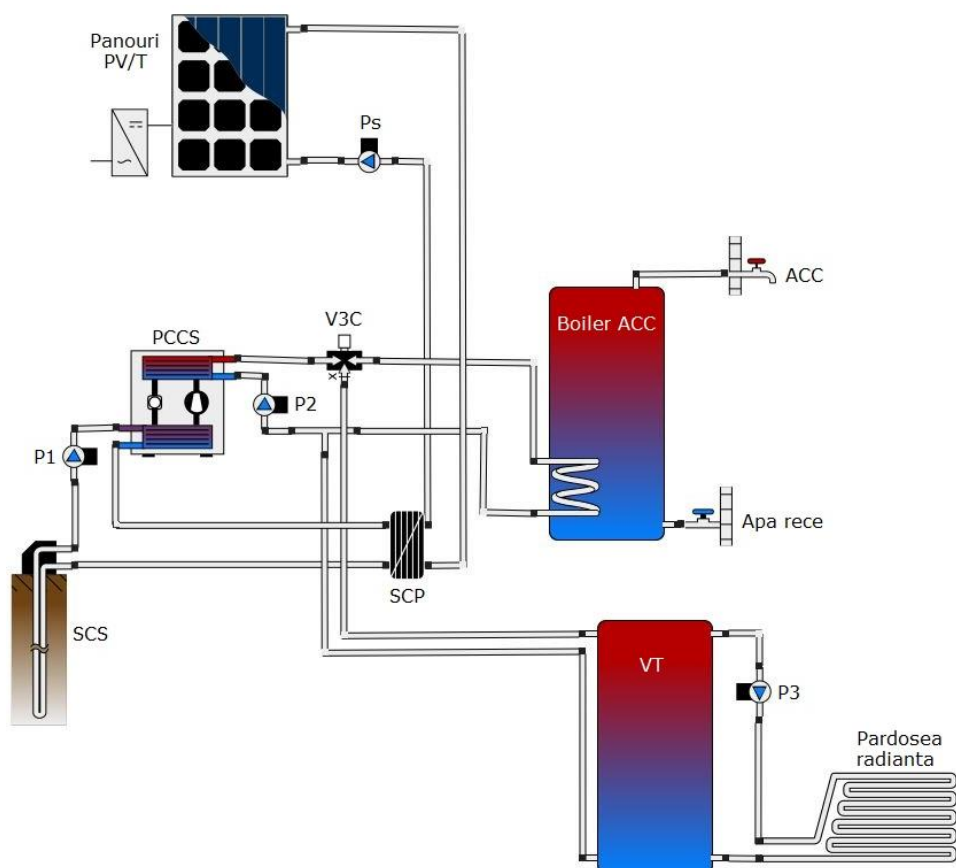


Fig. 6.4 Configurația sistemului hibrid PCCS-PV/T pentru simularea cu programul Polysun

• *Simularea pentru biroul experimental.* 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. Tabelul 6.6 sintetizează 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 ₂ (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 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 CO₂ sunt mai mici doar cu 0,5–5,6% față de cele măsurate, astfel încât modelul de simulare numerică se consideră validat experimental.

• *Simularea pentru o clădire unifamilială.* Programul Polysun a fost utilizat în continuare la simularea pe perioada unui an întreg a performanțelor sistemului hibrid cu regenerare continuă printr-un câmp de 20 panouri PV/T, utilizat la alimentarea cu căldură și ACC a unei clădiri unifamiliale cu consum de energie scăzut, atât pentru configurația SCS cu tub U dublu cât și U simplu. Câmpul de 20 panouri PV/T instalate pe acoperișul clădirii are suprafața de 31,8 m² și puterea nominală totală de 4,5 kW. Tabelul 6.7 sintetizează principalele rezultate simulate cu programul Polysun.

O altă simulare numerică s-a efectuat pentru sistemul convențional PCCS (fără regenerare prin PV/T), principalele rezultate numerice obținute fiind incluse în Tabelul 6.8.

Tabelul 6.7 Rezultatele simulării performanțelor sistemului hibrid 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} (-)	Reducere CO ₂ (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

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_{PC} (-)	FPS_{sist} (-)	Reducere emisie CO ₂ (kg)
Tub U simplu	9834	2090	1756	1680	5526	4,70	1,78	1652

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 CO₂ 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 m²) conduce la reduceri ale emisiei de CO₂ aproximativ egale (diferența sub 0,5%) în cele două configurații.

Pompa de căldură în combinație cu panourile PV/T (31,8 m²) 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.

7. STUDIUL ECONOMIC-ENERGETIC ȘI DE IMPACT ASUPRA MEDIULUI AL ÎNCĂLZIRII ȘI RĂCIRII UNEI CLĂDIRI EXISTENTE CU DIFERITE SURSE DE ENERGIE

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 PCCS în sistem închis cu colectori verticali.

Se consideră o clădire existentă (fără izolarea pereților exteriori) cu regim de înălțime P+2E și având o suprafață totală de 1560 m², amplasată în Timișoara, destinată studiului elevilor, având pe fiecare nivel săli de curs, birouri, laboratoare de informatică, fizică sau chimie și grupuri sanitare.

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, este 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.

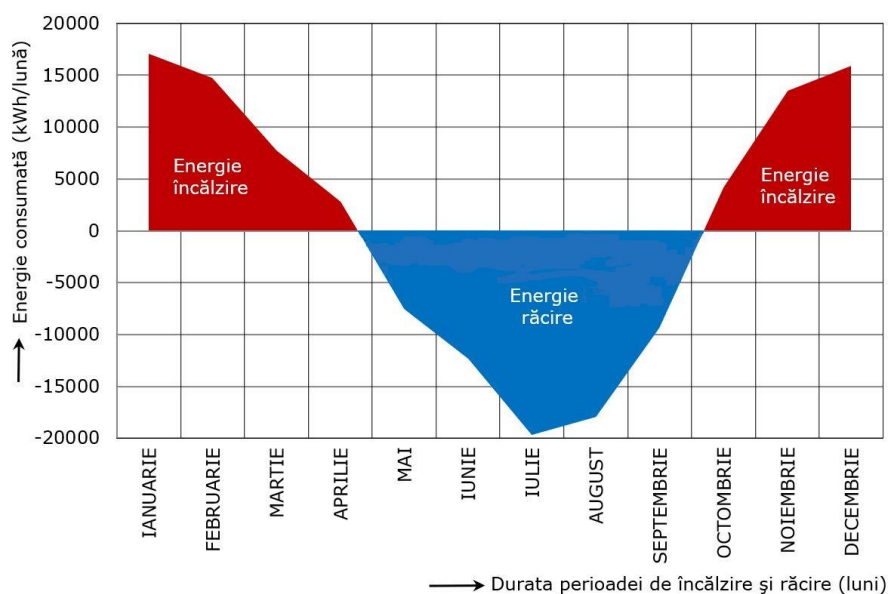
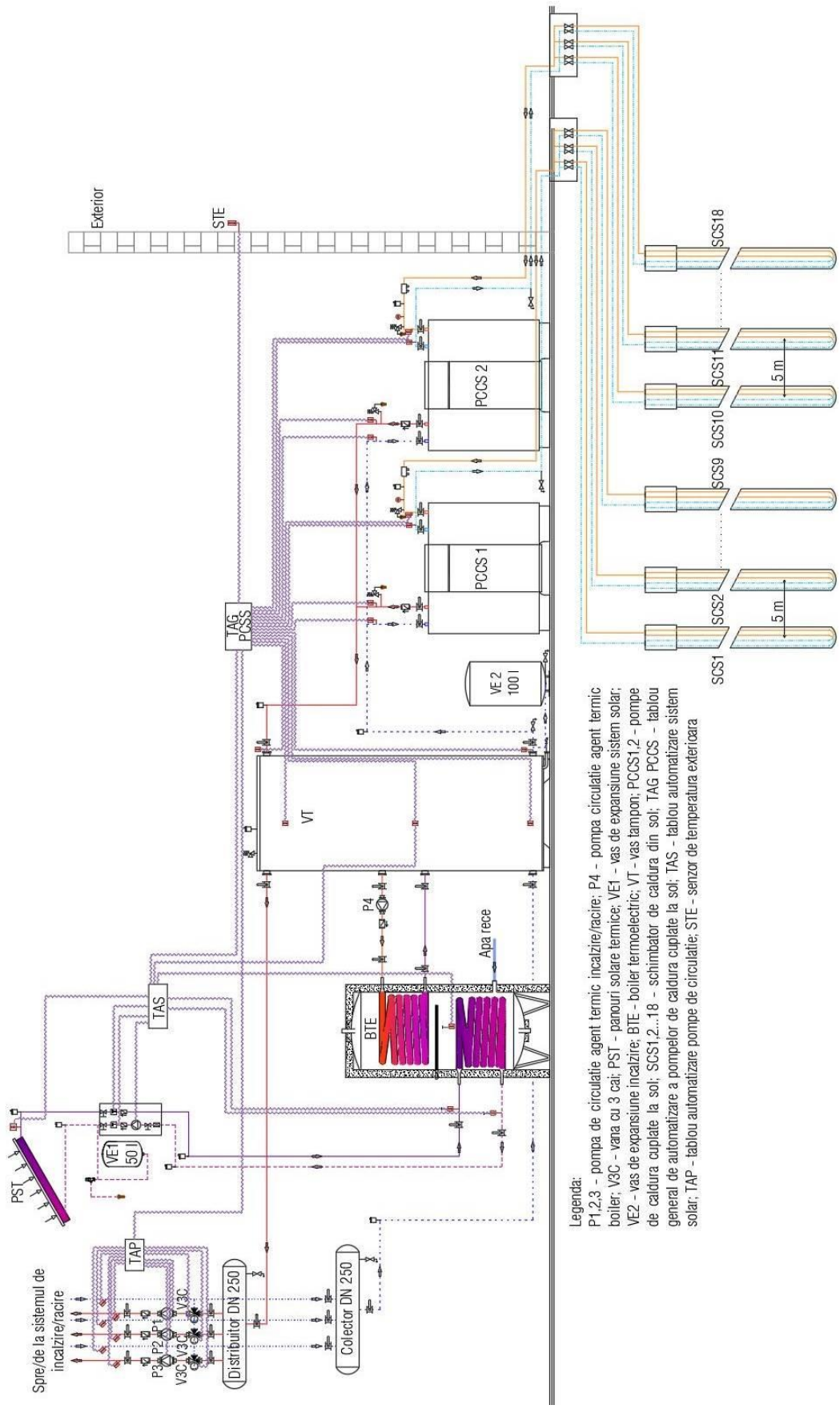


Fig. 7.1 Consumurile lunare de energie termică pentru încălzirea și răcirea clădirii

- *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.



Legenda:
 P1,2,3 - pompa de circulație agent termic încălzire/răcire; P4 - pompa circulație agent termic boiler; V3C - vana cu 3 cai; PST - panouri solare termice; VE1 - vas de expansiune sistem solar; VE2 - vas de expansiune încălzire; BTE - boiler termoelectric; VT - vas tampon; PCCS1,2 - pompe de caldura cuplate la sol; SCS1,2,...,18 - schimbator de caldura din sol; TAG PCCS - tablou general de automatizare a pompelor de caldura cuplate la sol; TAS - tablou automatizare sistem solar; TAP - tablou automatizare pompe de circulație; STE - senzor de temperatura exterioara

Fig. 7.2 Schema sistemului de PCCS prin schimbătoare de căldură verticale pentru încălzirea/răcirea clădirii multifuncționale

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 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.

• *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 peleți). CT-urile cu gaz și peleți 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	Peleți
PC/CT	62 586	66 419	8 060	6 860
Puțuri forate	36 000	–	–	–
Sonde verticale	5 310	–	–	–
Chiller	–	–	31.400	31 400
Sistem solar	3 600	3 600	3 600	3 600
Bransament gaz	–	–	2830	–
Coș de fum	–	–	1410	1410
Vase de acumulare	2 280	2 280	2 280	2 280
Pompe de circulație	5 920	5 920	5 920	5 920
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 ³)	0,18	0,18	0,18	0,18	0,65	0,39	0,18
Putere calorifică combustibil (kWh/m ³), (kWh/kg)	–	–	–	–	10,42	5,00	–
Consum anual de energie (m ³ /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)	8 858	2 592	13 579	2 957	17 674	24 862	2 864

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 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, 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%). De asemenea, 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_n , de 8 ani.

- *Consumul anual de energie.* 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.

- *Emisiile de CO₂ ale sistemului de PCCS se compară 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. Emisiile de CO₂ ale celor patru sisteme analizate s-au calculat pe baza factorului emisiei specifice și s-au sintetizat în Tabelul 7.5.*

Tabelul 7.5 Emisiile de CO₂ 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 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 CO₂ 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.

8. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII ȘI DIRECȚII NOI DE EXPLORARE

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 CO₂, precum și contribuțiile personale ale autorului și potențiale direcții noi de cercetare și promovare a conceptelor propuse.

8.1 Concluzii finale ale cercetărilor. 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 CO₂ 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 CO₂.
- 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 inserierea 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_2 ($COP_{sist} = 5,45$; $M_{CO_2} = 2,15$ kg), fiind urmat îndeaproape de sistemul cu pardosea radiantă. Consumul de energie este mai mic cu 43% față de 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 ($COP_{sist} = 4,60$; $M_{CO_2} = 3,55$ 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_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.

- 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 CO₂ 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 m²) conduce la reduceri ale emisiei de CO₂ aproximativ egale (diferența sub 0,5%) în cele două configurații, 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 CO₂ 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.

8.2 Contribuții originale:

- 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 substituibile 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 măsurătorilor 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 cercetare. 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 PC 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 importantă optimizarea schemelor de proiectare și strategiilor 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 SELECTIVĂ

- [1] Sarbu I. *Advances in building services engineering: Studies, researches and applications.* Springer, Cham, Switzerland, 2021.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] GECC. Kyoto protocol to the United Nations framework convention on climate change. *Global Environmental Change Report*, New York, USA, 1997.
- [6] 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.
- [7] 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.

- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Sarbu I, Sebarchievici C. *Ground-source heat pumps: Fundamentals, experiments and applications*. Elsevier, Oxford, UK, 2016.
- [11] 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.
- [12] Thuesen GJ, Fabrycky WJ. *Engineering economy*. Prentice-Hall International Editions, 1989.
- [13] Sarbu I, Sebarchievici C. *Pompe de căldură*. Editura Politehnica, Timișoara, 2010.
- [14] Philappacopoulos AJ, Berndt ML. Influence of rebounding in ground heat exchangers used with geothermal heat pumps. *Geothermic* 2001;30(5):527-545.
- [15] Simms RB, Haslam SR, Craig JR. Impact of soil heterogeneity of horizontal ground heat exchangers. *Geothermics* 2014;50:35-43.
- [16] Ingersoll LR, Adler FT, Plass HJ, Ingersoll AC. Theory of earth heat exchangers for the heat pump. *ASHRAE Transactions* 1950;56:167-188.
- [17] Carslaw HS, Jaeger JC. *Conduction of heat in solids*. Clarendon Press, Oxford, UK, 1946.
- [18] Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Doctoral thesis, University of Lund, Lund, Sweden, 1987.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] Sharqawy MH, Mokheimer EM, Badr HM. 2009. Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers. *Geothermics* 2009;38:271–277.
- [22] 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.
- [23] 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.
- [24] Nellis G, Klien S. *Heat transfer*, Cambridge University Press, Cambridge, 2009.
- [25] Lorenzo C, Narvarte L. Performance indicators of photovoltaic heat pumps. *Heliyon* 2019;5:art.e02691.
- [26] SR 1907/1. Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Metoda de calcul, Asociația de Standardizare din România, București, 2014.
- [27] 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.
- [28] 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.
- [29] Mc 001/4. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor și apartamentelor, Ministerul Dezvoltării Regionale și Locuinței, București, 2009.
- [30] Mc 001/2. Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor (instalațiile din clădiri), Ministerul Dezvoltării, Lucrărilor Publice și Locuințelor, București, 2006.
- [31] TRNSYS 17. A transient system simulation program user manual. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, USA, 2012.
- [32] Polysun Software. User manual, Vela Solaris AG, Wintterthur, Switzerland, 2020.