

**GHID PRIVIND UTILIZAREA SURSELOR REGENERABILE DE ENERGIE
LA CLĂDIRILE NOI ȘI EXISTENTE**

Indicativ Gex 13-2015

CUPRINS

- 1.** Obiect, domeniu de aplicare
- 2.** Terminologie, notații
- 3.** Pompe de căldură
 - 3.1 Agenți termici de lucru utilizați în pompele de căldură cu comprimare mecanică
 - 3.2 Agenți termici de lucru utilizați la pompele de căldură cu absorbție
 - 3.3 Clasificarea pompelor de căldură
 - 3.4 Cicluri de funcționare ale pompelor de căldură
 - 3.5 Exemple de scheme pentru implementarea pompelor de căldură în instalațiile noi și existente
 - 3.6 Elemente privind implementarea în clădiri a pompelor de căldură
- 4.** Soluții cadru pentru proiectarea sistemelor HVAC cu pompe de căldură având ca sursă mediul ambiant (aerul, apa, pământul)
 - 4.1 Locuințe unifamiliale noi
 - 4.2 Locuințe unifamiliale existente
 - 4.3 Locuințe unifamiliale noi în zona climatică II geotermal
 - 4.4 Locuințe unifamiliale existente aflate în zona climatică II geotermal
- 5.** SOLUTII PENTRU UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE
 - 5.1 Instalații solare termice
 - 5.2 Sisteme de răcire care utilizează energia solară
- 6.** Soluții complexe pentru diferite destinații de clădiri, cu diferite utilități
 - 6.1 Exemple de scheme tip de sisteme de încălzire utilizând surse regenerabile
 - 6.2 Sistemele de distribuție a căldurii din clădirile care utilizează pompe de căldură
- 7.** Elemente de calcul economic privind implementarea soluțiilor
EXEMPLU - Instalații solare-termice
- 8.** Bibliografie

1. Obiect, domeniu de aplicare

Reglementarea tehnică are ca principal obiectiv stabilirea oportunității utilizării surselor regenerabile de energie la clădirile noi și existente în funcție de caracteristicile solului, aerului, apei și de încadrarea sistemelor complexe de încălzire, ventilare, climatizare și preparare de apă caldă de consum, din clădiri civile noi sau existente, care pot utiliza surse regenerabile.

Stabilirea soluției optime și a tipului de sursă indicat în fiecare caz în parte, se face și în concordanță cu structura anvelopei și cu caracteristicile ei disipative, cu modul de utilizare a spațiilor interioare și cu condițiile climatice. Se urmărește să se stabilească soluțiile optime, minimizând consumul de energie primară în condițiile asigurării, pe durata de utilizare, a confortului termic și a calității aerului interior.

Se tratează inclusiv sisteme hibride, care să utilizeze simultan sau în serie diferite surse de energie și soluții de recuperare, pentru o eficiență maximă a procesului combinat.

Ghidul poate fi utilizat de către toți specialiștii în domeniu, în scopul alegerii optime a unei surse regenerabile de căldură pentru alimentarea cu energie a unui sistem de încălzire/răcire stabilit în concordanță cu nevoile de confort și de calitate a aerului interior.

Ghidul prezintă soluțiile cadru ce pot fi utilizate, metodologia de dimensionare a acestor surse regenerabile, soluții de cuplaj cu sistemele interioare de distribuție a clădirii și cuprinde recomandări privind automatizarea funcționării acestora.

De asemenea, în această reglementare tehnică se tratează și soluții complexe pentru diferite destinații de clădiri, cu diferite utilități, cu precizarea elementelor de calcul economic privind implementarea acestor soluții.

Se includ toate clădirile civile sau părți ale acestora, indiferent de forma de proprietate, dotate cu instalații de încălzire, de preparare a apei calde de consum, cu instalații de ventilare și de climatizare și anume:

- birouri,
- săli de spectacol,
- săli de reuniuni,
- restaurante,
- muzee,
- spitale,
- piscine,
- locuințe,
- clădiri pentru învățământ,
- clădiri administrative.

2. Terminologie, notații

Terminologia și notațiile utilizate în această reglementare tehnică sunt în concordanță cu termenii și definițiile folosiți în actele normative în vigoare din domeniul de activitate:

- Legea nr.10/1995 privind calitatea în construcții, cu modificările ulterioare;
- Legea nr. 372/2005 privind performanța energetică a clădirilor, republicată;
- Metodologia de calcul al performanței energetice a clădirilor MC001/2006, aprobată cu Ordinul MTCT nr. 157/2007, cu modificările și completările ulterioare;
- Normativul pentru proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de ventilare și climatizare", indicativ I5 – 2010, aprobat prin Ordinul MTCT nr. 1659/2011;
- SR EN 12792:2004, Ventilarea în clădiri. Simboluri, terminologie și simboluri grafice;
- Normativul privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor, indicativ C 107-2005, aprobat prin Ordinul MTCT nr. 2055/2005, cu modificările ulterioare;
- SR EN 15217: 2007 - Performanța energetică a clădirilor. Metode de exprimare a performanței energetice și de certificare energetică a clădirilor;
- SR EN 12828+A1:2014 - Sisteme de încălzire a clădirilor. Proiectarea sistemelor de încălzire cu apă rece;
- SR EN 12831:2004 - Instalații de încălzire în clădiri. Metodă de calcul al sarcinii termice de calcul;
- SR EN 15316-4-2: 2008 - Instalații de încălzire în clădiri. Metodă de calcul al cerințelor energetice și al randamentelor instalației. Partea 4-2: Instalații de generare pentru încălzirea spațiilor, instalații de pompe de căldură;
- SR EN 15450:2008 - Instalații de încălzire în clădiri. Proiectarea instalațiilor de încălzire în clădiri cu pompe de căldură;
- Alte standarde aplicabile în vigoare.

O serie de termeni și definiții sunt reluați și explicați cu scopul de a clarifica mărimile, conceptele etc., la care se face referință în diferitele părți ale acestui ghid.

Pompă de căldură - mașină termică ce preia o cantitate de căldură de la o sursă de temperatură scăzută și cedează o cantitate de căldură unei alte surse de temperatură mai ridicată, consumând pentru aceasta o anumită cantitate de energie. Energia consumată poate fi de natură mecanică, electrică, termică sau solară.

Principiul de funcționare a pompei de căldură este identic cu cel al instalațiilor frigorifice, cu diferența că ciclul de funcționare al pompei de căldură este situat deasupra nivelului de temperatură al mediului ambiant.

Sursă de căldură (termostat) - sistem cu capacitatea termică infinită, care poate ceda sau primi căldură fără ca temperatura acestuia să se modifice. Din punctul de vedere al pompei de căldură, sursele de căldură între care lucrează aceasta sunt:

- *izvorul de căldură* - care cedează căldură pompei de căldură;
- *puțul de căldură* (puțul termic) - consumatorul de căldură către care pompa de căldură cedează căldură.

Temperatura EWT (Entering Water Temperature) – temperatura la intrarea în pompa de căldură cu sursă apă.

Eficiența unei pompe de căldură funcționând în regim staționar și în anumite condiții de temperatură ε_{PC} , - raportul dintre cantitatea de căldură cedată consumatorului $|Q_k|$ - și energia W consumată în acest scop. În ultimul timp, în locul noțiunii de “eficiență a pompei de căldură” se utilizează foarte des sinonimul “**coeficient de performanță**”, *COP* (*Coefficient of Performance*).

$$COP = \frac{|Q_k|}{W} \quad (1.1)$$

Pentru pompele de căldură antrenate de motoare termice sau de alte surse de căldură motrice, eficiența este exprimată prin *PER* (*Primary Energy Ratio*) ca raportul dintre fluxul de căldură livrat de pompa de căldură $|\Phi_k|$ și puterea primară P furnizată pompei de căldură. Puterea primară furnizată pompei de căldură este egală cu produsul dintre puterea calorică superioară a combustibilului P_{CS} și debitul de combustibil consumat, m_{comb} .

$$PER = \frac{|\Phi_k|}{P_{cs} \cdot m_{comb}} \quad (1.2)$$

În cazul pompelor de căldură antrenate de electromotor *PER* poate fi calculat prin înmulțirea *COP*-ului cu randamentul de producere a energiei electrice η_{el} .

$$PER = COP \cdot \eta_{el} \quad (1.3)$$

COP-ul și *PER*-ul sunt strâns dependente de diferența de temperatură dintre temperatura sursei de căldură și temperatura cu care este livrat fluxul de căldură de pompa de căldură (*temperature lift*). *COP*-ul unei pompe de căldură funcționând după un ciclu ideal depinde numai de temperatura de condensare și de diferența dintre temperatura de condensare și temperatura de vaporizare.

Factor sezonier de performanță SPF, (*Seasonal Performance Factor*) - raportul dintre cantitatea totală de căldură livrată de pompa de căldură și cantitatea totală de energie furnizată pompei de căldură în decursul unui interval de timp (lună, sezon, an). Acesta ia în considerare următoarele mărimi:

- necesarul variabil de energie pentru încălzire sau răcire;
- temperatura variabilă a sursei de căldură de temperatură scăzută și a sursei de căldură de temperatură ridicată;
- necesarul de energie pentru alte scopuri (degivrare, pompare).

Pentru perioada de răcire se utilizează și termenul - **rată de eficiență energetică** – REE

Factorul sezonier de performanță poate fi utilizat pentru realizarea de comparații tehnico-economice cu sisteme convenționale de încălzire (de exemplu cazane), referitor la economiile de energie primară și la reducerea emisiilor de bioxid de carbon. Pentru evaluarea pompelor de căldură cu comprimare mecanică acționate de electromotor este necesară luarea în considerare a randamentelor globale ale centralei termoelectrice (în cazul producerii numai de energie electrică) sau ale centralei electrice de cogenerare.

Coeficient global de izolare termică al unei clădiri – G - parametru termoeconomic al anvelopei clădirii pe ansamblul ei, care rezultă din suma fluxurilor termice disipate prin transmisie prin suprafața anvelopei clădirii, pentru o diferență de temperatură între interior și exterior de 1K, raportată la volumul clădirii, la care se adaugă necesarul termic aferent împrăștiării aerului

interior (ventilația clădirii) precum și cel datorat compensării infiltrărilor suplimentare de aer rece,

Foraj geoexchange – foraj în care sunt introduse conducte în care circulă un agent termic care schimbă căldură cu pământul,

Sistem HVAC – sistemul instalațiilor de încălzire, ventilare și climatizare/aer condiționat.

3. Pompe de căldură

3.1 Agenți termici de lucru utilizați în pompele de căldură cu comprimare mecanică

Alegerea agentului termic de lucru se face în funcție de proprietățile sale termodinamice, termofizice, tehnologice, economice, ecologice și de securitate.

În ceea ce privește cerințele ecologice și de securitate, agenții termici de lucru trebuie să-și aducă un aport cât mai mic la distrugerea stratului de ozon stratosferic și la încălzirea globală (prin efectul de seră).

Deoarece marea majoritate a agenților termici de lucru utilizați în pompele de căldură sunt utilizați de asemenea și în mașinile frigorifice, se folosește în mod uzual și denumirea de agenți frigorifici.

Dintre *agenții frigorifici naturali* cel mai utilizat este **amoniacul**, un gaz incolor cu un miros caracteristic. Acesta are bune proprietăți termodinamice și de transfer de căldură, este ecologic, însă este toxic, explozibil și inflamabil la concentrații volumetrice în aer de (15...28) %.

Un alt agent frigorific natural este **bioxidul de carbon, CO_2** care este un agent ecologic, ieftin, ce oferă un transfer de căldură bun în vaporizator și nu prezintă pericol asupra produselor (nu este toxic, fără miros, fără culoare).

Freonii sunt agenți frigorifici utilizați pe scară largă în tehnica frigului, având volume masice mai reduse ca ale amoniacului, fapt care duce la dimensiuni mai mici ale conductelor, sunt inodori. Freonii fără clor (HFC) nu sunt toxici, iar freonii fără hidrogen (CFC) nu sunt inflamabili sau explozivi. Ca dezavantaj principal trebuie menționat faptul că majoritatea nu sunt agenți frigorifici ecologici; astfel toți au efect de seră și marea majoritate atacă stratul de ozon.

În funcție de influența pe care o au asupra ozonului stratosferic *freonii* se clasifică în trei tipuri:

- CFC-urile: Clorofluorocarburi** – ce au efectul cel mai distructiv asupra ozonului datorită prezenței clorului și fluorului și au fost interziși la nivel internațional. Spre exemplu: R11, R12;
- HCFC – urile: Hidroclorofluorocarburi** – care au o acțiune mai redusă distructivă datorită prezenței hidrogenului în molecule, considerați agenți frigorifici de tranziție. De exemplu: R22, R123;
- HFC – urile: Hidrofluorocarburi** –sunt inofensivi față de ozon (neavând nici Cl, nici Br), dar au totuși efect de seră, sunt considerați agenți frigorifici de medie și lungă durată. Cei mai importanți sunt: R134a, R404A, R407C, R410A.

Tendința generală care se manifestă la nivel internațional în privința agenților frigorifici este de renunțare definitivă la agenții frigorifici din categoria CFC-urilor, apoi de renunțare treptată la agenții frigorifici din categoria HFC-urilor și utilizarea cu precădere a agenților frigorifici

naturali. Această tendință trebuie respectată de toți cei care se ocupă cu proiectarea, execuția și exploatarea sistemelor frigorifice și de pompe de căldură.

3.2 Agenți termici de lucru utilizați la pompele de căldură cu absorbție

Agenții termici de lucru pentru mașinile termice bazate pe fenomenul absorbției sunt de obicei soluții alcătuite din două sau mai multe substanțe. În cadrul soluției, una dintre substanțe este mai ușor volatilă - și reprezintă *absorbitul*, iar cealaltă substanță este mai greu volatilă și se numește *absorbant* - din cauză că poate absorbi cu ușurință vaporii substanței mai ușor volatile.

Cele două perechi de substanțe cu utilizarea cea mai largă în instalațiile frigorifice cu absorbție sunt NH_3-H_2O și $H_2O-LiBr$.

3.3 Clasificarea pompelor de căldură

Principalele criterii după care se poate face clasificarea pompelor de căldură sunt:

- modul de realizare a ciclului de funcționare și forma de energie de antrenare utilizată;
- natura surselor de căldură între care lucrează pompa de căldură considerată.

După modul de realizare a ciclului de funcționare, pompele de căldură se clasifică în:

- *Pompe de căldură cu comprimare mecanică de vapori sau gaze*, prevăzute cu compresoare (cu piston, turbocompresoare, compresoare elicoidale, etc.) antrenate de motoare electrice sau termice (motor Otto, Diesel sau cu turbină cu gaze);
- *Pompe de căldură cu comprimare cinetică*, prevăzute cu compresoare cu jet (ejectoare) și care utilizează energia cinetică a unui jet de abur. Datorită randamentelor foarte scăzute ale ejectoarelor și al consumului ridicat de abur de antrenare, acest tip de pompe de căldură este din ce în ce mai puțin utilizat;
- *Pompe de căldură cu comprimare termochimică sau cu absorbție*, care consumă energie termică, electrică sau solară. Acestea pot fi:
 - *Pompe de căldură cu absorbție de tipul I* (temperatura sursei către care se cedează căldura are valoarea maximă de circa 100 °C, ceea ce limitează utilizarea lor în aplicațiile de temperatură ridicată);
 - *Pompe de căldură cu absorbție de tipul II* (denumite și transformatoare de căldură), pot atinge temperaturi ridicate (de până la 150 °C), dar realizează diferențe mici de temperatură (de circa 40 °C), ceea ce determină aceleași probleme la nivelul sursei ca în cazul pompelor de căldură cu recomprimare de vapori și ciclu deschis. O a doua restricție constă în aceea că fluxul de căldură provenit de la sursa de căldură motrice trebuie să fie mai mare decât fluxul de căldură cedat sursei calde. Ele prezintă avantajul de a utiliza căldura recuperabilă cu un preț scăzut (cel puțin atunci când nu sunt acționate prin arderea directă a unui combustibil) și nu posedă părți constructive în mișcare (mobile);
- *Pompele de căldură cu compresie-resorbție* - sunt deosebit de promițătoare, deoarece combină avantajele sistemelor cu compresie cu cele ale sistemelor cu absorbție. Aceste pompe de căldură sunt capabile să atingă temperaturi ridicate (de până la 180°C), simultan cu diferențe ridicate de temperatură și valori ridicate ale COP-ului. Agenții termici de lucru utilizați pot fi soluții binare inofensive;
- *Pompe de căldură termoelectrice* - bazate pe efectul Peltier (consumă energie electrică).

În funcție de natura surselor de căldură între care lucrează pompa de căldură considerată, tipurile de pompe de căldură sunt prezentate în Tabelul 3.1.

Tabelul 3.1. Tipuri de pompe de căldură funcție de natura surselor de căldură

Sursa de căldură de temperatură scăzută	Sursa de căldură de temperatură ridicată	Denumirea pompei de căldură
Apa	Apa	P.C. apă - apă
	Aerul	P.C. apă - aer
Aerul	Apa	P.C. aer - apă
	Aerul	P.C. aer - aer
Solul	Apa	P.C. sol - apă
	Aerul	P.C. sol - aer

3.4 Cicluri de funcționare ale pompelor de căldură

3.4.1. Cicluri de funcționare ale pompelor de căldură cu comprimare mecanică

Schema de funcționare a unei pompe cu comprimare mecanică de vapori este prezentată în Figura 3.1.

Vaporii de agent frigorific produși în echipamentul numit *vaporizator* pe seama primirii căldurii de la sursa de căldură de temperatură scăzută (*izvorul de căldură*), intră în *compresorul* instalației unde sunt comprimați, ca urmare presiunea crescând până la valoarea presiunii din *condensator*.

În *condensator*, vaporii condensează pe baza cedării căldurii către sursa de căldură de temperatură ridicată, apoi lichidul este *laminat* pentru scăderea presiunii, intră în *vaporizator* și circuitul se reia.

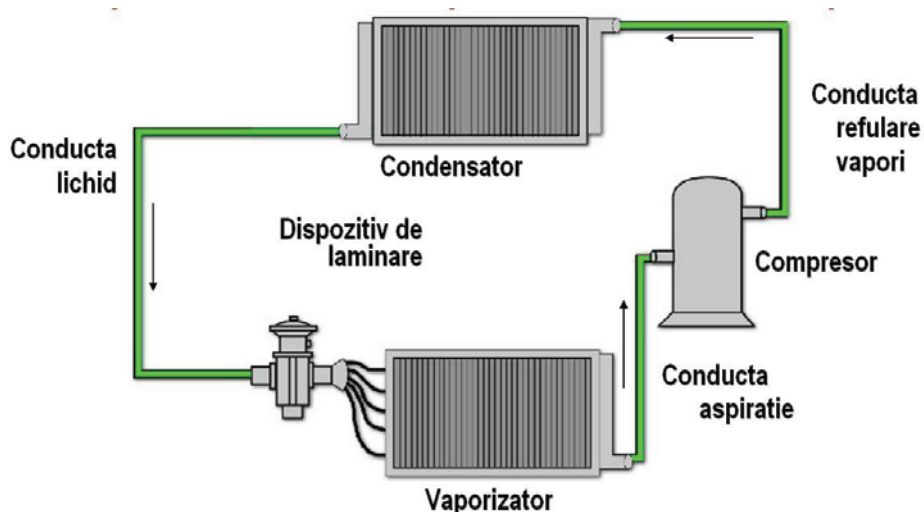


Figura 3.1. Schema de funcționare a unei pompe de căldură cu comprimare mecanică de vapori

O pompă de căldură cu rolul de încălzire a spațiilor în sezonul rece și de răcire a spațiilor în sezonul cald se numește *pompă de caldură reversibilă*.

Ciclul prezentat mai sus este parcurs de agentul frigorific, fie în sens orar, fie în sens antiorar, în funcție de anotimp, acest lucru fiind posibil printr-o *vană de inversare a ciclului*.

În Figura 3.2 este prezentată funcționarea pentru *anotimpul rece*. Căldura este preluată de către aerul interior al spațiului climatizat în *vaporizator* și este cedată apei de răcire în *condensator*.

În Figura 3.3 se prezintă funcționarea în anotimpul cald, când căldura este preluată de la circuitul de apă din *vaporizator* și apoi cedată spațiului interior prin *condensator*.

Deci, ca o concluzie, echipamentul care are rolul de *vaporizator* în anotimpul cald, se comportă ca un *condensator* în anotimpul rece, și invers.

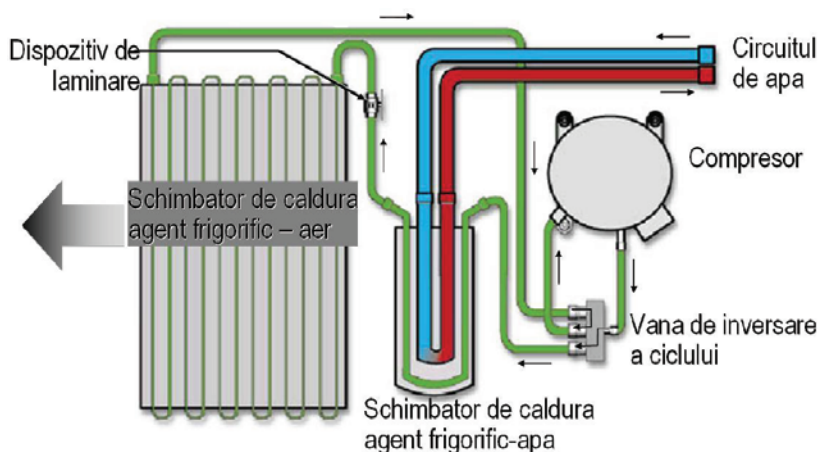


Figura 3.2. Funcționarea pompei de căldură în anotimpul rece

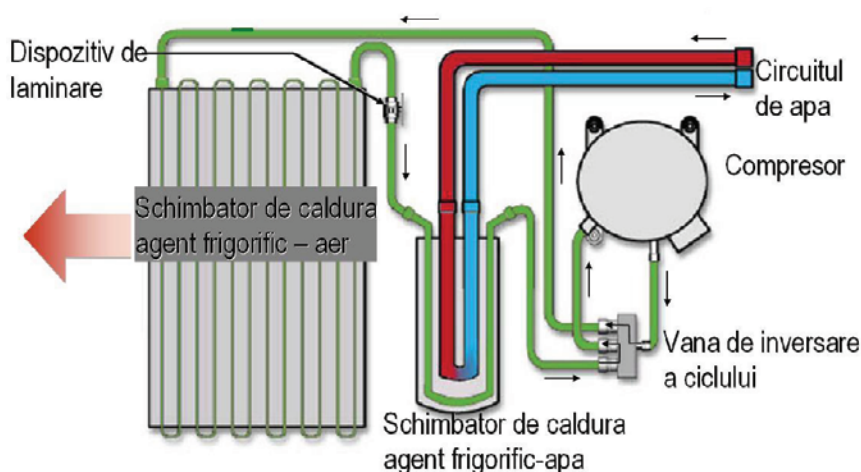


Figura 3.3. Funcționarea pompei de căldură în anotimpul cald

Reprezentarea proceselor se face în diagrama *presiune- entalpie specifică*, expusă în Figura 3.4.

În această diagramă, domeniile de lichid și vapori sunt separate de curbele de saturație a lichidului și vaporilor. Aceste curbe se unesc în *punctul critic* și formează *clopotul de vaporizare*.

În interiorul clopotului de vaporizare se găsește un amestec bifazic de lichid și vapori.

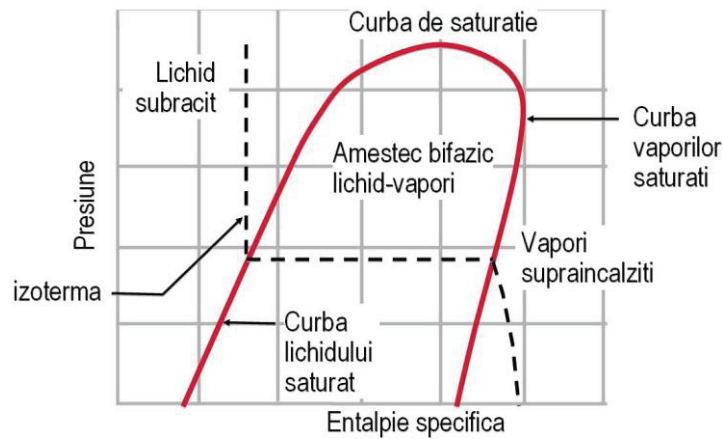


Figura 3.4. Diagrama presiune- entalpie specifică

În Figura 3.5 sunt reprezentate procesele specifice unei pompe de căldură în diagrama h-p. Procesele de vaporizare $A-B$ și de condensare $E-F$ sunt reprezentate în domeniul bifazic prin linii orizontale, deoarece procesul se desfășoară la temperatură și presiune constantă.

Procesul ideal de comprimare $C-D$ este un proces adiabatic, care se desfășoară la entalpie constantă.

Laminarea $G-A$ a lichidului înainte de intrarea în vaporizator este un proces izentalpic.

Prin segmentele $B-C$ și $F-G$ se reprezintă procesele care au loc într-un schimbător de căldură intermediar, care se montează în cadrul instalațiilor de puteri medii și mari. În interiorul acestui schimbător de caldura are loc o *supraîncălzire* a vaporilor de agent frigorific pe seama căldurii cedate de către agentul frigorific lichid, înainte de laminare.

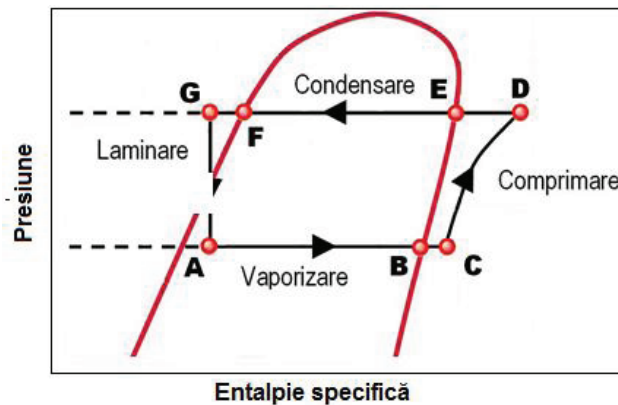


Figura 3.5. Procesele termodinamice din pompa de căldură cu comprimare mecanică

3.4.2 Cicluri de funcționare ale pompelor de căldură cu absorbție

Aceste tipuri de instalații funcționează cu un compresor termic, denumit de unii și compresor termochimic, constituit dintr-un ansamblu de utilaje, alcătuit din: generator de vapori, coloană de distilare– rectificare și absorbitor. Mașinile termice cu absorbție folosesc soluții binare din care unul din componenți este agentul frigorific.

Procesele care au loc într-o astfel de mașină sunt descrise în cele ce urmează. Vaporii rezultați din *vaporizator* la presiunea de vaporizare, ca urmare a răcirii unui alt fluid, sunt absorbiți în echipamentul *absorbitor* de către soluția săracă în agent frigorific provenită din *generatorul de vapori* al instalației. Prin absorbție, soluția săracă se îmbogățește în agent frigorific.

Reacția de absorbție (dizolvare) este o reacție exotermă și căldura ce se degajă trebuie să fie evacuată printr-un agent de răcire, apă sau aer, pentru ca procesul de absorbție să fie continuu și cu aceeași intensitate. Soluția bogată rezultată este preluată de către pompa de circulație și refulată la o presiune ridicată, teoretic presiunea de condensare, în *generatorul de vapori*.

În generatorul de vapori soluția fierbe, ca urmare a folosirii unui agent de încălzire. Acest agent de încălzire poate fi apă caldă sau abur provenite de la o instalație cu panouri solare, în contextul utilizării surselor de căldură regenerabile.

Vaporii rezultați pleacă spre *condensatorul* instalației, iar soluția săracă în agentul frigorific se reîntoarce în *absorbitor*, laminându-se de la *presiunea de condensare* până la *presiunea de vaporizare*.

Vaporii condensează în *condensator*, lichidul rezultat fiind laminat și apoi procesul se reia în *vaporizator*. Procesele de vaporizare și condensare în mașina frigorifică cu absorbție diferă față de cele din mașina cu compresie, prin aceea că ele se desfășoară la presiune constantă, dar la temperatură variabilă, așa cum arată termodinamica soluțiilor binare.

În general, pentru instalațiile de puteri mari în cadrul schemei de lucru se pot implementa și alte echipamente cum ar fi:

- Un *schimbător de căldură cu dublu rol sau economizor de agent frigorific*, poziționat între condensator și ventilul de laminare, pe o parte, și între vaporizator și absorbitor, pe de altă parte. Expresia “cu dublu rol” se referă la cele două procese care au loc, și anume, *subrăcirea lichidului și supraîncălzirea vaporilor*. Rolul principal este subrăcirea agentului frigorific lichid rezultat din condensator, cu avantajul creșterii puterii frigorifice masice;
- Între absorbitor și generatorul de vapori se poate introduce un schimbător de căldură, cu rol de *economizor de soluție*, care are rolul de a prelua căldura de la soluția săracă în agent frigorific, de temperatură ridicată, provenită de la partea inferioară a generatorului de vapori și a o ceda soluției bogate în agent frigorific rezultată în urma procesului de absorbție.

Soluția bogată este încălzită în *economizor* astfel încât, în *generatorul de vapori*, va scădea semnificativ consumul de energie. Va rămâne de furnizat energia termică necesară încălzirii până la starea de saturație și fierberii soluției.

Pe de altă parte, soluția săracă în agent frigorific (de temperatură ridicată) se răcește înainte de pătrunderea în *absorbitor*. Astfel, scade considerabil debitul necesar de apă de răcire, întrucât, în acest caz, trebuie evacuată doar căldura procesului de absorbție, nu și cea necesară răcirii soluției.

Reprezentarea ciclului de funcționare al unei mașini termice cu absorbție se face, de regula, în diagrama $p - 1/T$.

În Figura 3.6 se prezintă ciclul de funcționare al unei mașini termice cu absorbție într-o treaptă.

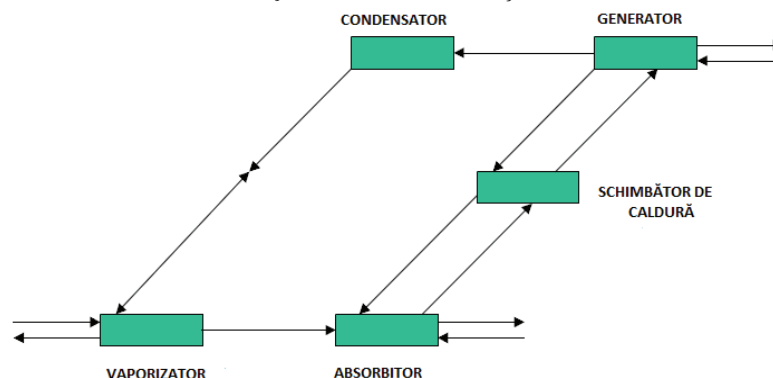


Figura 3.6. Ciclul de funcționare al unei mașini termice cu absorbție într-o treaptă

Necesitatea obținerii unor eficiențe mai bune ale mașinilor termice cu absorbție a dus la dezvoltarea mașinilor cu două trepte de absorbție. Diferența față de mașinile cu o treaptă de absorbție constă în prezența a *două condensatoare* și a *două generatoare*.

Generatorul de înaltă temperatură utilizează abur dintr-o sursă exterioară pentru fierberea soluției bogate în agent frigorific. Vaporii rezultați condensează și sunt utilizați pentru a livra căldură *generatorului de temperatură joasă*.

Aceste tipuri de mașini pot fi utilizate în aplicații unde aburul de înaltă presiune este deja disponibil, cum ar fi cazul termoficării cu abur (district heating).

La realizarea mașinilor termice cu absorbție în două trepte sunt necesare materiale speciale, datorită coroziunii ridicate și, de asemenea, schimbătoare de căldură de suprafețe mai mari.

Se pot realiza și mașini termice cu trei trepte de absorbție, pentru care însă numărul de utilaje este mai mare, iar investiția inițială devine astfel mai importantă.

Vaporii de agent frigorific proveniți din *generatoarele de înaltă și medie temperatură* condensează, cedând căldură *generatorului de temperatură joasă*. Sistemele în trei trepte de absorbție oferă eficiențe termice egale cu cele ale chillerelor alimentate cu energie electrică.

Coeficienții de performanță pentru mașinile termice cu absorbție într-o treaptă sunt cuprinși în intervalul (0,6 ... 0,8) față de valoarea ideală de 1,0, iar pentru mașinile în două trepte de absorbție au valori de aproximativ 1,0 din valoarea ideală de 2,0.

3.4.3 Schema de lucru a mașinii cu absorbție hidroamoniacală ce funcționează după ciclul GAX

Ciclul GAX reprezintă o modalitate elegantă și eficientă de obținere a unor performanțe termodinamice ridicate cu o schemă de funcționare care se aseamănă foarte mult cu o mașină într-o singură treaptă. Termenul GAX reprezintă o abreviere a cuvintelor din limba engleză “Generator Absorber eXchange” și semnifică schimbul de căldură dintre generatorul de vaporii și absorbitor. Acest termen este foarte întâlnit în literatura de specialitate.

Ciclul GAX poate fi considerat un ciclu cu dublu efect, deoarece o parte din căldura produsă în *absorbitor* este utilizată pentru încălzirea *generatorului de vaporii*. Ca o consecință, va rezulta o eficiență mai bună pentru ciclul GAX, în comparație cu ciclurile clasice de absorbție.

3.4.4 Schema de lucru a unei mașini termice cu absorbție în soluție amoniac-apă

În Figura 3.7 este prezentată schema de lucru pentru o instalație cu absorbție tip ROBUR.

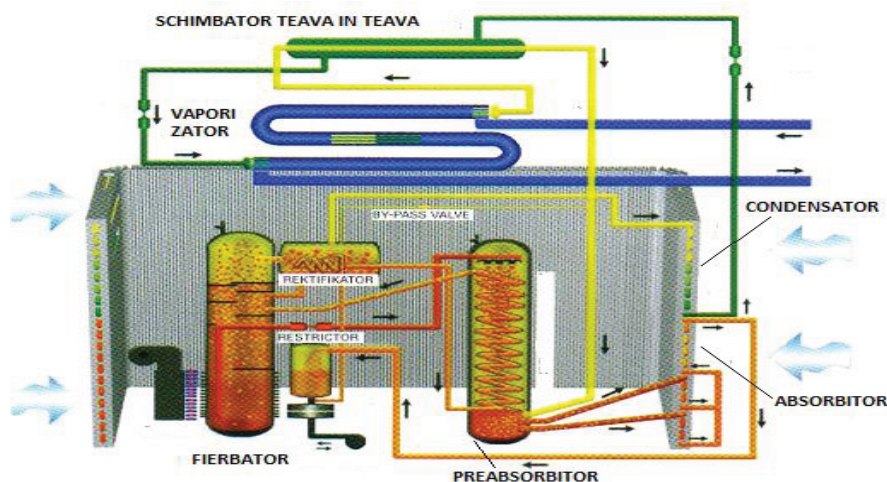


Figura 3.7. Schema de lucru pentru mașina termică tip ROBUR

Particularitatea acestei scheme este reprezentată de echipamentul numit *preabsorbitor*.

Fierberea soluției bogate în amoniac are loc în *generatorul de vapori* al instalației pe baza căldurii cedate de flacăra produsă de un arzător functionând pe bază de gaze naturale. În *generatorul de vapori* ajunge și refluxul lichid de amoniac și apa din deflegmator. Întrucât amoniacul are punctul de fierbere mult mai scăzut decât al apei, se vor degaja vaporii de amoniac din soluție precum și o cantitate mai mică de vapori de apă, și va rezulta o soluție săracă în amoniac.

Vaporii vor ajunge în *deflegmator* sau *rectificator* unde va avea loc procesul de îmbogățire cu amoniac, prin condensarea vaporilor de apă pe serpentina acestui schimbător de căldură. Vor rezulta vapori de amoniac de concentrație ridicată.

În continuare, vaporii de amoniac intră în *condensatorul* instalației unde condensează cedând căldura latentă aerului exterior prin intermediul unui ventilator. Lichidul intră într-un *schimbător de căldură tip țeava în țeava*, unde se va răci pe baza căldurii sensibile cedate vaporilor reci de amoniac cu care circulă în contracurent, și apoi va suferi un proces de laminare într-o diafragmă, cu scopul de a fi adus la valoarea presiunii din *vaporizator*.

În *vaporizatorul* instalației, condensul preia căldura de la apa de răcire și pe baza acestei călduri vaporizează, rezultând vapori reci de amoniac. Acești vapori se vor încălzi preluând căldura de la condens, și apoi vor fi trimiși în *preabsorbitorul* instalației.

Din *generatorul de vapori*, soluția săracă în amoniac este laminată printr-o diafragmă, cu scopul scăderii presiunii până la valoarea din *preabsorbitor*, și apoi este pulverizată peste vaporii de amoniac în acest echipament.

Soluția rezultată prebogată va fi introdusă prin doua circuite în *absorbitorul* instalației răcit cu aer pentru o mai buna distribuție și va rezulta soluție bogată în amoniac.

Soluția bogată va fi stocată într-un rezervor tampon de unde se va alimenta *pompa de soluție bogată*. După refularea pompei, soluția va fi trecută prin serpentina *deflegmatorului* instalației și apoi prin serpentina *preabsorbitorului*, rezultând în final o soluție bogată în amoniac.

3.4.5. Scheme de lucru ale mașinilor frigorifice cu absorbție în soluție bromură de litiu- apă

În Figura 3.8 este prezentată schema de lucru pentru o instalație cu absorbție.

Pentru mașina termică prezentată, secțiunea de fierbere este formată dintr-un *generator de joasă temperatură* și un *generator de temperatură înaltă*. Vaporii de agent frigorific sunt utilizați pentru încălzirea soluției de bromură de litiu-apă din *generatorul de joasă temperatură* unde presiunea, deci și temperatura punctului de fierbere sunt mai scăzute.

Vaporii de agent frigorific produși de *generatorul de joasă temperatură* sunt condensați în condensatorul mașinii, iar vaporii produși de *generatorul de înaltă temperatură* condensează cedând căldură soluției intermediare de bromură de litiu- apă în țevile interioare din *generatorul de joasă temperatură*. Cele două cantități de condens se amestecă în *condensatorul* instalației înainte de intrarea în *vaporizator*.

Mașina frigorifică prezentată în figura 3.8 îmbunătățește ciclul clasic de absorbție în două trepte prin prezența unor schimbătoare de căldură suplimentare, cu rol de *economizoare*, pentru a recupera din energia disponibilă și a mări COP-ul instalației. La ieșirea din absorbitor, soluția săracă în agent frigorific trece prin schimbătorul de căldură de joasă temperatură unde se încălzește pe seama căldurii cedate de soluția concentrată. Apoi, soluția săracă trece prin schimbătorul de căldură de temperatură înaltă unde este încălzită în continuare, de către soluția intermediară. Pe de altă parte, datorită răcirii soluției bogate în agent frigorific în procesul descris mai sus, se realizează o mai bună absorbție în absorbitorul mașinii.

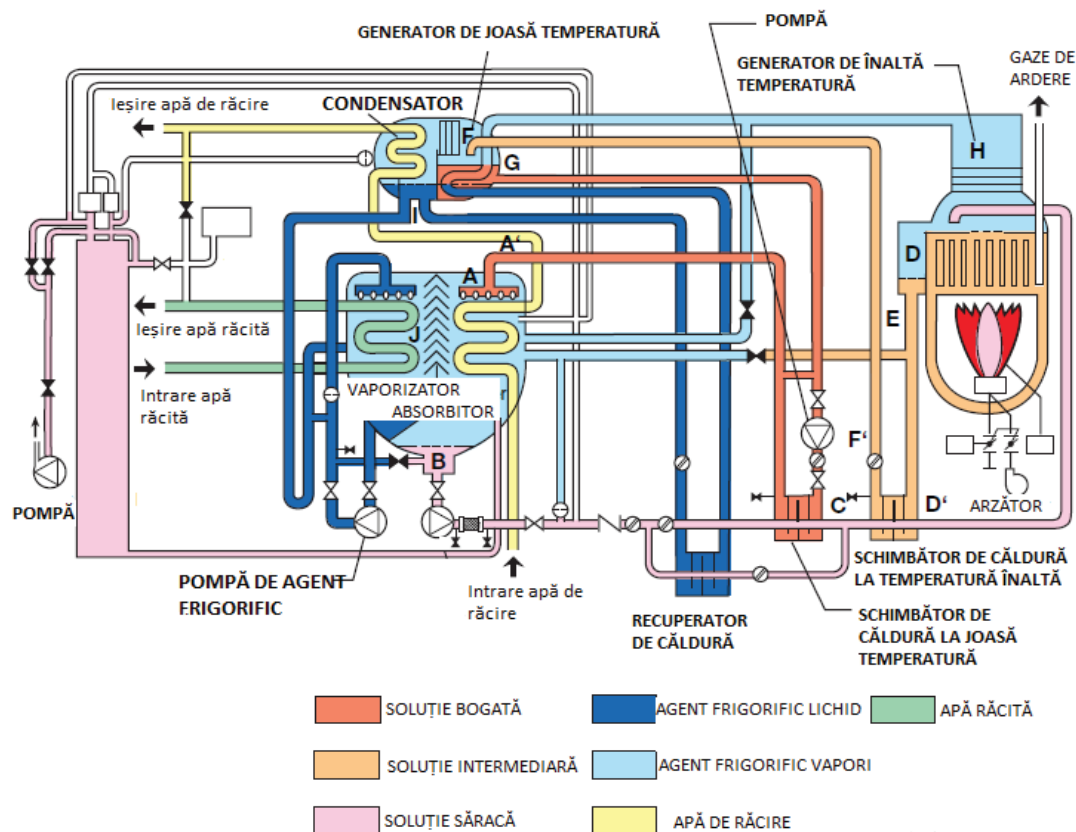


Figura 3.8. Schema de lucru pentru mașina termică cu absorbție

Ciclul acestei mașini termice cu absorbție se realizează în vacuum, astfel soluția de bromură de litiu- apă poate fierbe la temperaturi scăzute.

În Figura 3.9 se prezintă ciclul unei alte mașini termice cu absorbție, cu generatorul prevăzut pentru a fi acționat cu apă încălzită într-un sistem solar.

Această mașină este pusă în funcțiune de apă caldă provenită de la un circuit de captatori solari, cu rol de agent de încălzire, având temperatura cuprinsă între (60 ... 95) °C. Apa de răcire preia căldura de la *absorbitorul și condensatorul* instalației și apoi este vehiculată printr-un *turn de răcire*.

În *generatorul de vapor* ajunge soluția bogată în apă, iar cu ajutorul apei calde încălzite solar, aceasta fierbe, degajându-se vaporii de apă. Vaporii ajung în *condensatorul* instalației, sunt condensați, lănați până la presiunea scăzută din grupul *vaporizator-absorbitor*, și apoi vaporizează la temperatură scăzută în *vaporizatorul* instalației. În acest proces condensul preia căldura latentă de vaporizare a apei de la circuitul de apă răcită. Vaporii de apă rezultați sunt absorbiți în soluția săracă în apă provenită din *generatorul de vapor*, și care a fost răcită în prealabil într-un *schimbător de căldură*. În urma procesului de absorbție care are loc în *absorbitor* rezultă soluție bogată în apă, care este pompată prin *schimbătorul de căldură*, unde se preîncălzește și apoi este trimisă în *generatorul de vapor* unde circuitul se reia.

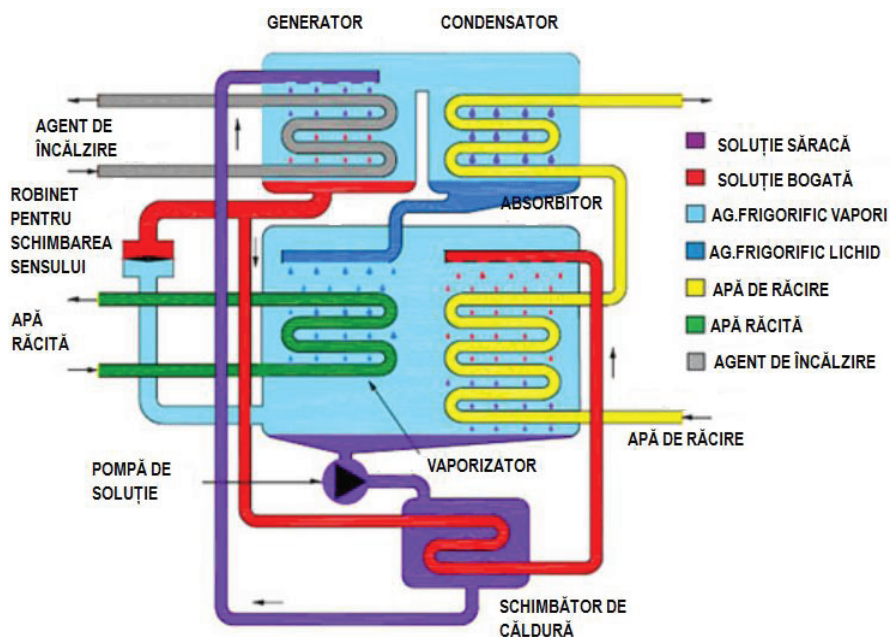


Figura 3.9. Schema de lucru pentru altă mașină frigorifică

3.5 Exemple de scheme pentru implementarea pompelor de căldură în instalațiile noi și existente

Pompele de căldură utilizate pentru încălzirea spațiilor pot să funcționeze în diverse moduri. Modul de funcționare se alege, în primul rând, în funcție de sistemul de încălzire existent sau proiectat din clădire, precum și în funcție de sursa de căldură aleasă.

Funcționarea în regim monovalent

Regimul de funcționare este monovalent, atunci când pompa de căldură acoperă întregul necesar de căldură pentru încălzire și preparare apă caldă menajeră. Sursele de căldură optime pentru funcționarea în regim monovalent sunt pământul și apa freatică, deoarece aceste surse de căldură sunt aproape independente de influența temperaturii aerului exterior și ele sunt capabile să furnizeze suficientă căldură chiar și la temperaturi exterioare scăzute.

Puterile termice reale la temperaturile pe tur corespunzătoare, pot fi extrase din fișele tehnice ale echipamentelor de pompe de căldură.

Funcționarea în regim monoenergetic

În regimul monoenergetic de funcționare, vârfurile de necesar de energie pentru încălzire sunt acoperite cu ajutorul unui încălzitor electric (rezistență electrică) integrat în construcția pompei de căldură. În mod ideal, acest încălzitor electric trebuie să acopere, la vârf, atât necesarul de energie pentru prepararea apei calde menajere cât și pentru încălzire. În acest mod este posibilă – prin creșterea temperaturii apei calde menajere – și prevenirea apariției legionelei. Regimul de funcționare monoenergetic s-a impus și din considerente economice, deoarece pompele de căldură pot fi dimensionate pentru puteri termice mai mici și astfel devin mai rentabile pentru producție, putând să lucreze mai mult timp în domeniul termodinamic optim.

De regulă, la funcționarea în regim monoenergetic, pompa de căldură trebuie să acopere cel puțin 95% din necesarul de căldură. Cu cât este mai mare energia necesară pentru încălzire acoperit de pompa de căldură, cu atât devine mai mare investiția inițială și cu atât sunt mai scăzute cheltuielile anuale de exploatare.

Temperatura exterioară de la care pompa de căldură nu mai poate acoperi singură necesarul de căldură al consumatorului poartă numele de temperatură (punct) de bivalență.

Funcționarea în regim bivalent

În regimul bivalent de funcționare, se utilizează întotdeauna o a doua sursă de căldură alături de pompa de căldură, de cele mai multe ori un cazan (funcțional) – ca în cazul clădirilor existente. Acest regim de funcționare poate avea încă o mare importanță, datorită existenței unui mare număr de clădiri – dintre care numeroase au fost reabilitate – și care sunt dotate cu instalații de încălzire centrală prevăzute cu cazane relativ noi. În cazul funcționării în regim bivalent, pompa de căldură acoperă sarcina de încălzire de bază, urmând ca de la temperatura punctului de bivalență – să fie pornit cazanul.

Tabel 3.2. Procentul de acoperire de către pompa de căldură a necesarului de căldură pentru încălzire, în funcție de temperatura de bivalență și de modul de funcționare

Temperatura punctului de bivalență [°C]	Procentul de acoperire la funcționarea în regim bivalent-paralel	Procentul de acoperire la funcționarea în regim bivalent-alternativ
-10	1	0,96
-9	0,99	0,96
-8	0,99	0,95
-7	0,99	0,94
-6	0,99	0,93
-5	0,98	0,91
-4	0,97	0,87
-3	0,96	0,83
-2	0,95	0,78
-1	0,93	0,71
0	0,90	0,64
1	0,87	0,55
2	0,83	0,46
3	0,77	0,37
4	0,70	0,28
5	0,61	0,19

Utilizarea rezervoarelor de acumulare a apei calde pentru încălzire are o lungă tradiție în tehnologia pompelor de căldură și ea s-a dovedit necesară în special în cazul sistemelor de încălzire bivalente. În acest mod se putea implementa o pompă de căldură într-o instalație de încălzire deja existentă, în condițiile în care nu se cunoșteau caracteristicile hidraulice exacte ale acestei instalații de încălzire.

Rezervoarele acumulator de apă caldă pentru încălzire au totuși unele dezavantaje, care pot fi ușor preîntâmpinate în cazul instalațiilor noi:

- Aceste rezervoare sunt realizate, de obicei, din oțel obișnuit și din acest motiv problema difuziei oxigenului în cazul încălzirii în pardoseală (realizată cu conducte din material plastic) devine foarte importantă. În aceste cazuri, vaporizatorul pompei de căldură trebuie protejat suplimentar cu ajutorul unui filtru și/sau al unui separator de nămol.
- Dacă rezervorul acumulator de apă caldă pentru încălzire este utilizat ca acumulator de stratificare, în timpul funcționării pompei de căldură apare un amestec al conținutului acestuia. Ca urmare, poate apărea o creștere nedorită a temperaturii pe turul circuitului de ieșire din pompa de căldură, ceea ce va conduce la o scădere a coeficientului sezonier de performanță.
- Rezervoarele acumulator de apă caldă pentru încălzire măresc cheltuielile de investiție și de exploatare ale sistemelor de pompe de căldură, deoarece acumulator de căldură necesită un efort permanent pentru întreținere. Din acest motiv, trebuie să se renunțe la

astfel de rezervoare în cazul instalațiilor noi de încălzire în pardoseală. Din experiența exploatării instalațiilor de încălzire în pardoseală cu pompe de căldură, dar fără rezervoare acumulatorie de apă caldă, a rezultat concluzia că influența întreruperilor alimentărilor cu energie electrică chiar de câte 3 ori a câte 2 ore într-o zi, nu a determinat o scădere sesizabilă a temperaturii interioare. În acest caz, masa de acumulare a sistemului de încălzire în pardoseală prezintă un mare avantaj.

Experiența practică arată că, în cazul sistemelor bivalente pompă-de-căldură-cazan utilizate pentru reabilitarea unor clădiri, după câțiva ani cazanul este oprit din funcționare. Din acest motiv, la reabilitarea unor clădiri existente trebuie să se procedeze similar ca în cazul adoptării unui sistem monoenergetic, prin intercalarea unui rezervor de acumulare a apei calde pentru încălzire pe turul circuitului de încălzire. În acest mod se facilitează trecerea ulterioară la sistemul monoenergetic.

Principalele probleme care trebuie rezolvate pentru a realiza un sistem viabil cu pompe de căldură, sunt următoarele:

- alegerea sursei de căldură;
- stabilirea aparaturii auxiliare;
- alegerea tipului de aplicație;
- proiectarea sistemului de pompă de căldură (calculul necesarului de energie pentru încălzire, preparare apă caldă menajeră, dimensionarea dispozitivelor de extragere a căldurii din mediul ambiant, stabilirea modului de funcționare a sistemului, dimensionarea/alegerea tuturor celorlalte echipamente ale sistemului).

Se prezintă o serie de scheme funcționale, care pot fi adaptate în funcție de aplicația concretă ce trebuie realizată.

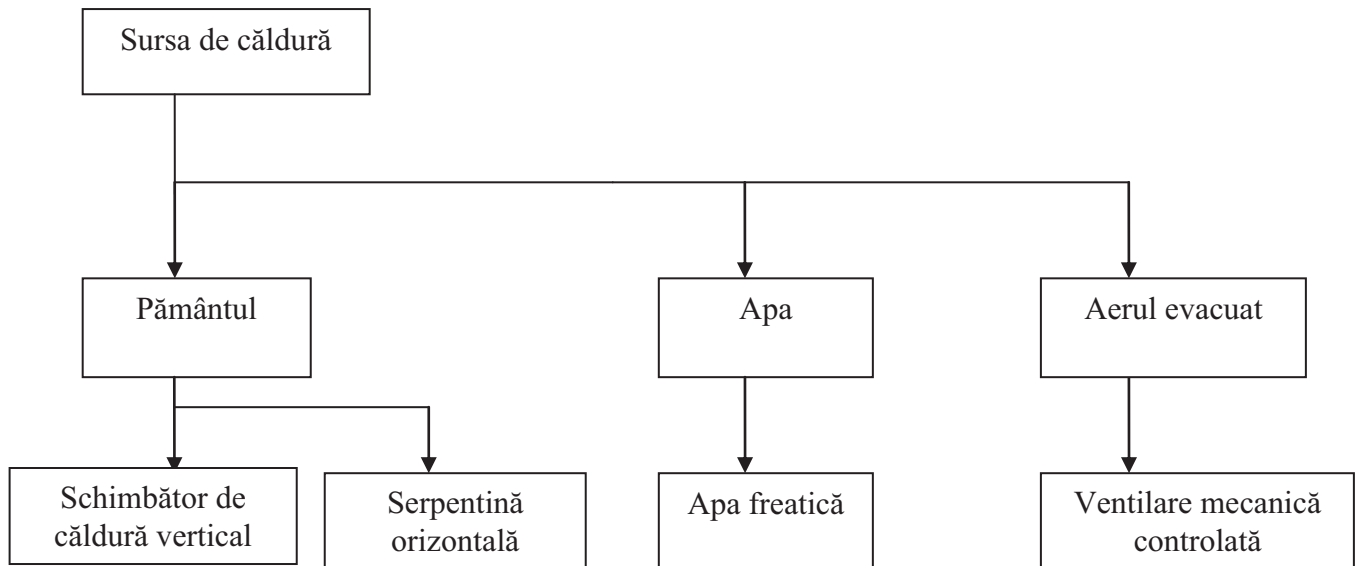


Figura 3.10. Alegerea sursei de căldură

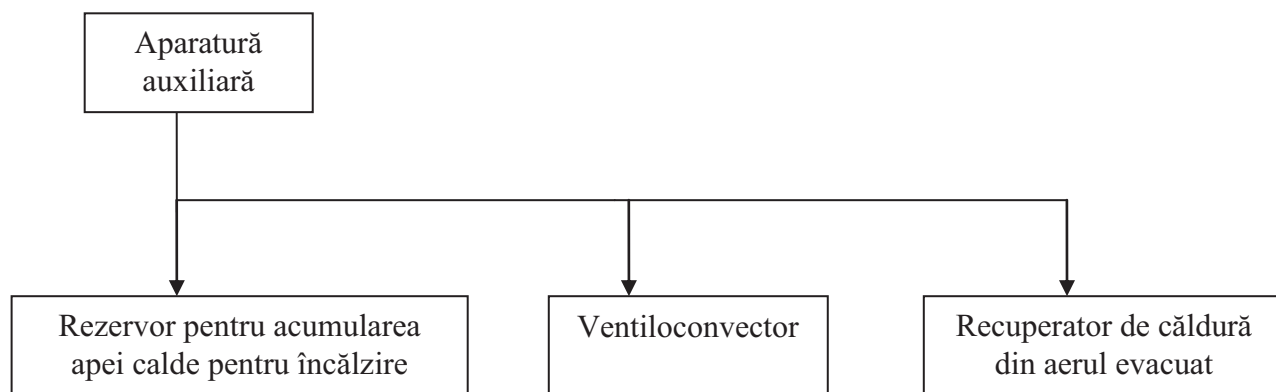


Figura 3.11. Stabilirea aparaturii auxiliare

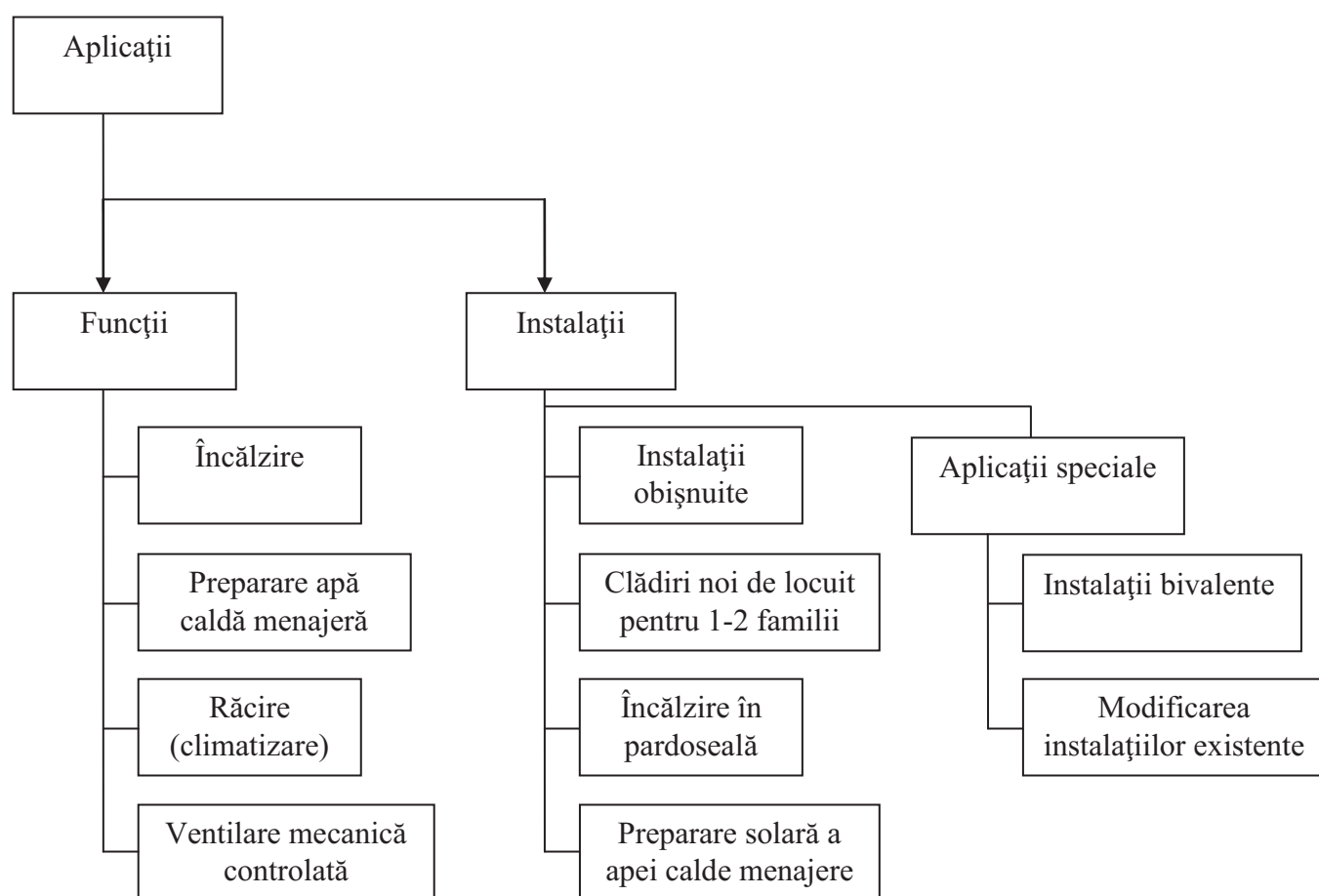


Figura 3.12. Alegerea tipului de aplicație

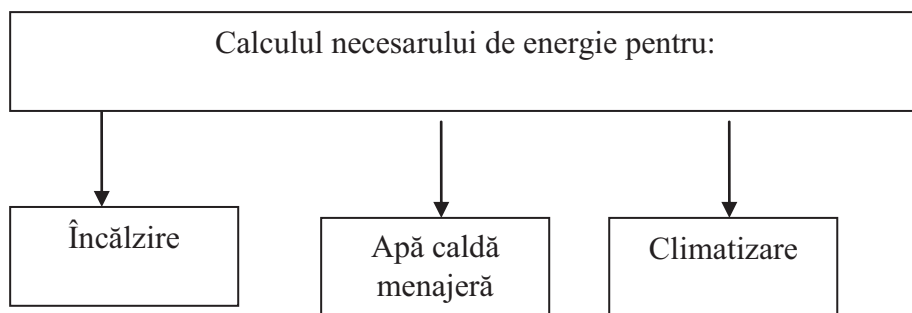


Figura 3.13. Calculul necesarului de energie

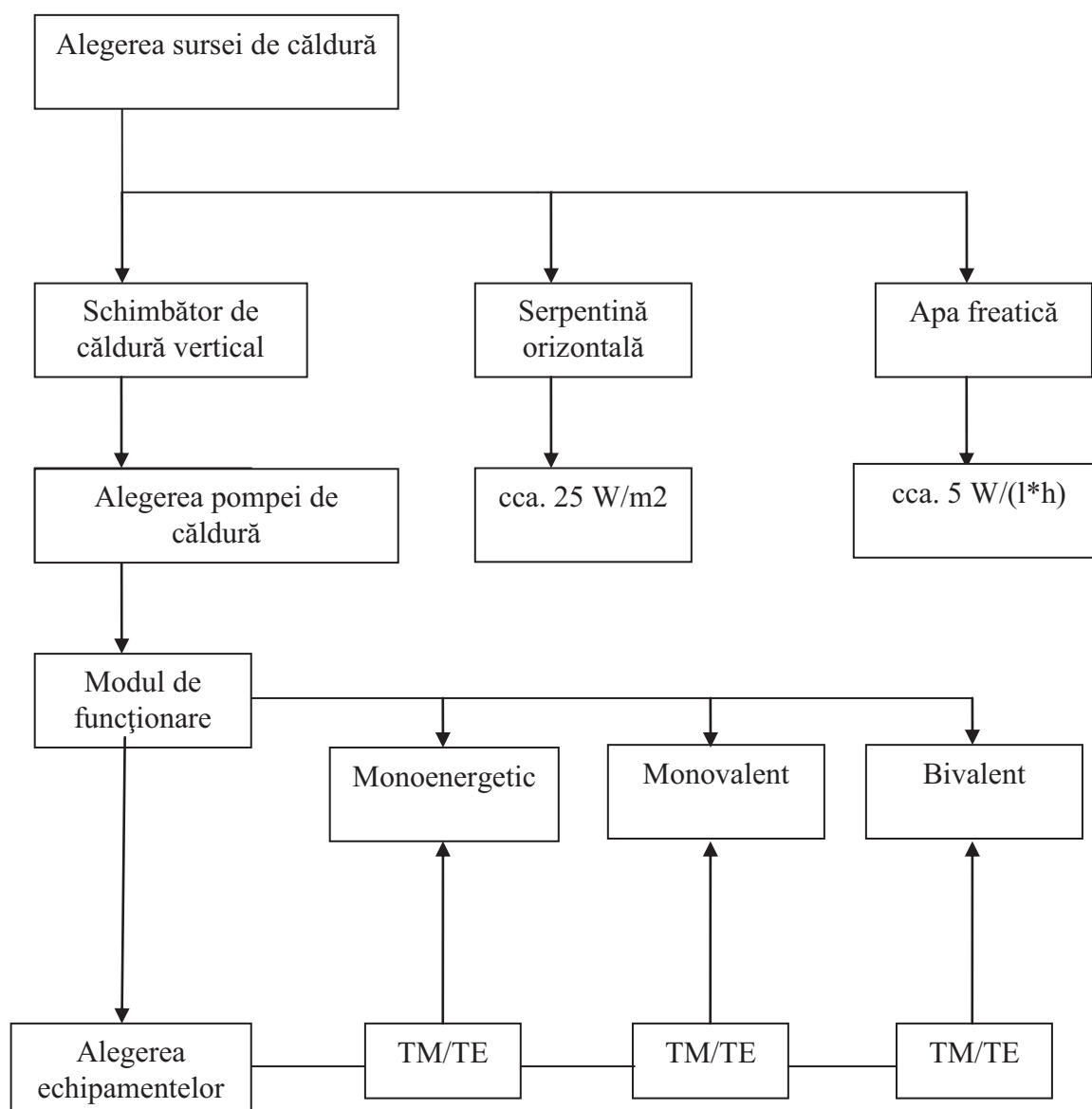


Figura 3.14. Proiectarea sistemului de pompă de căldură

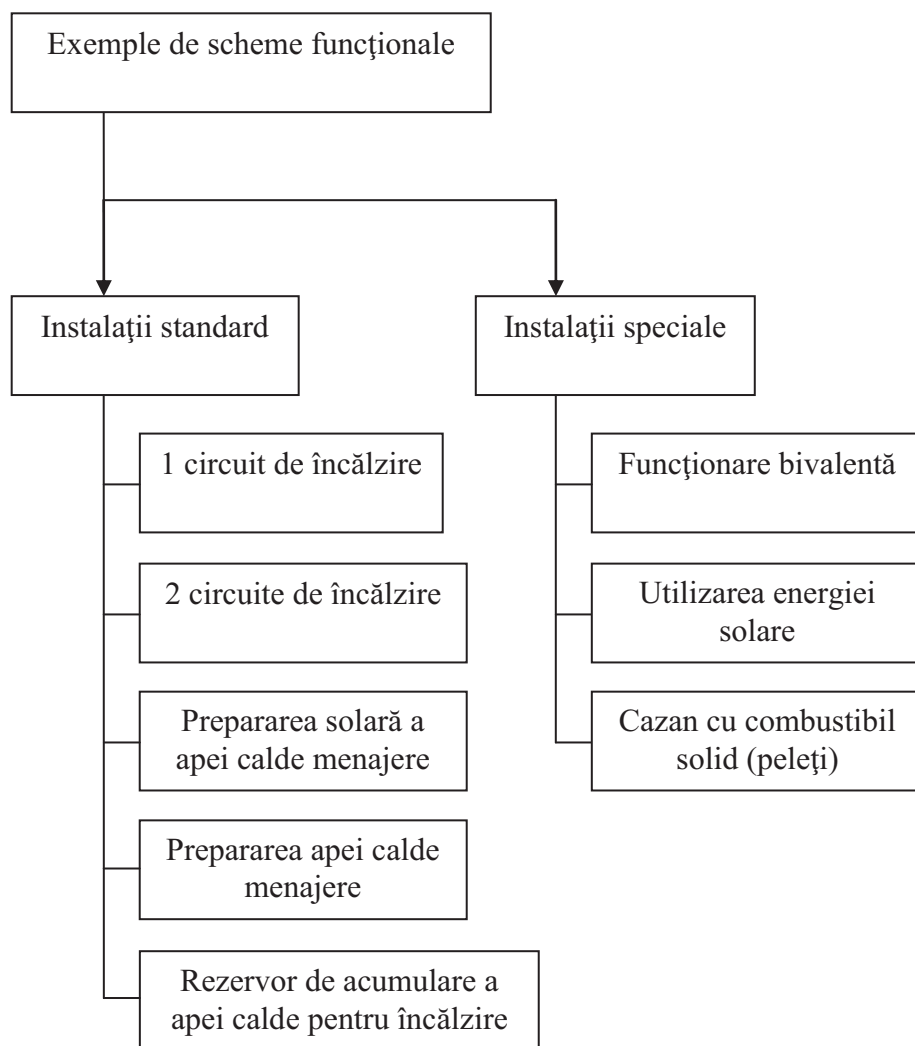


Figura 3.15. Exemple de scheme functionale

Figura 3.16. Pompă de căldură cuplată cu recuperator de căldură aer-apă

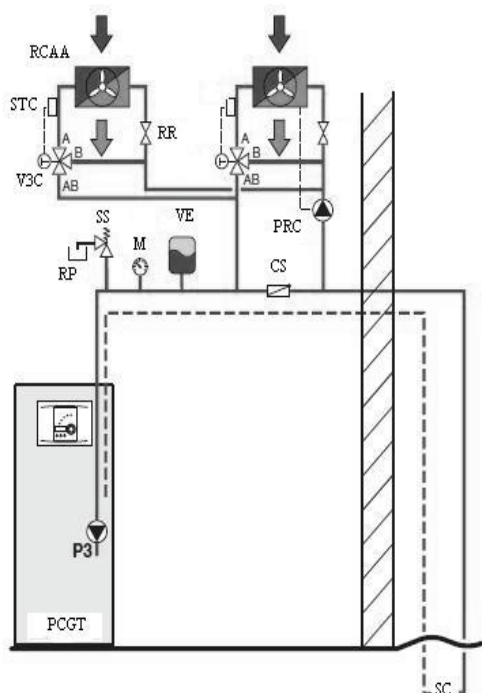
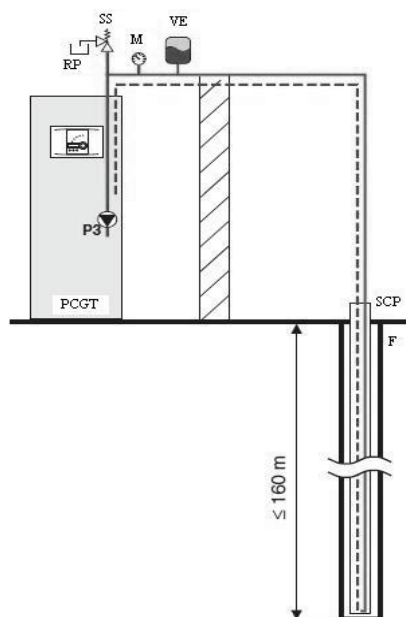
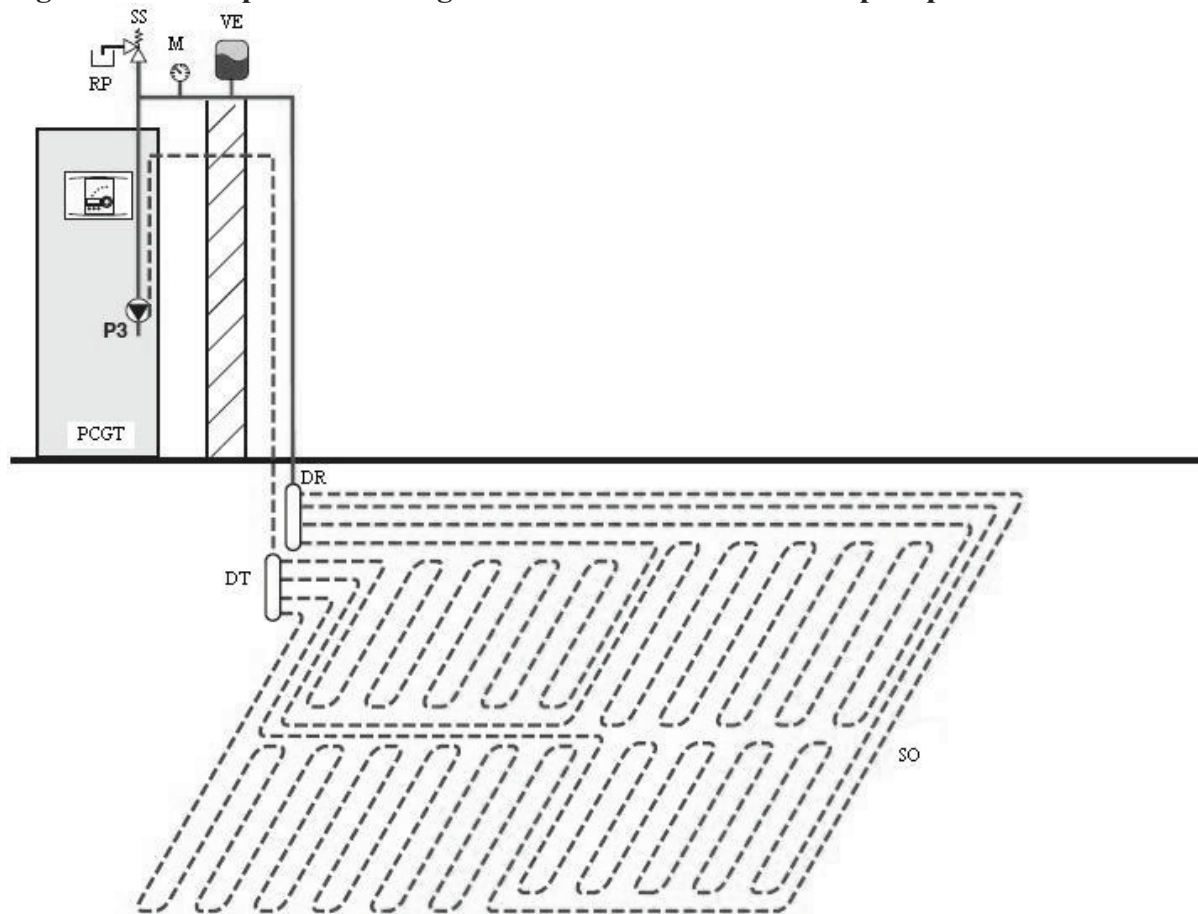


Figura 3.17. Pompă de căldură geotermală cu schimbător de căldură cu pamântul de tip vertical



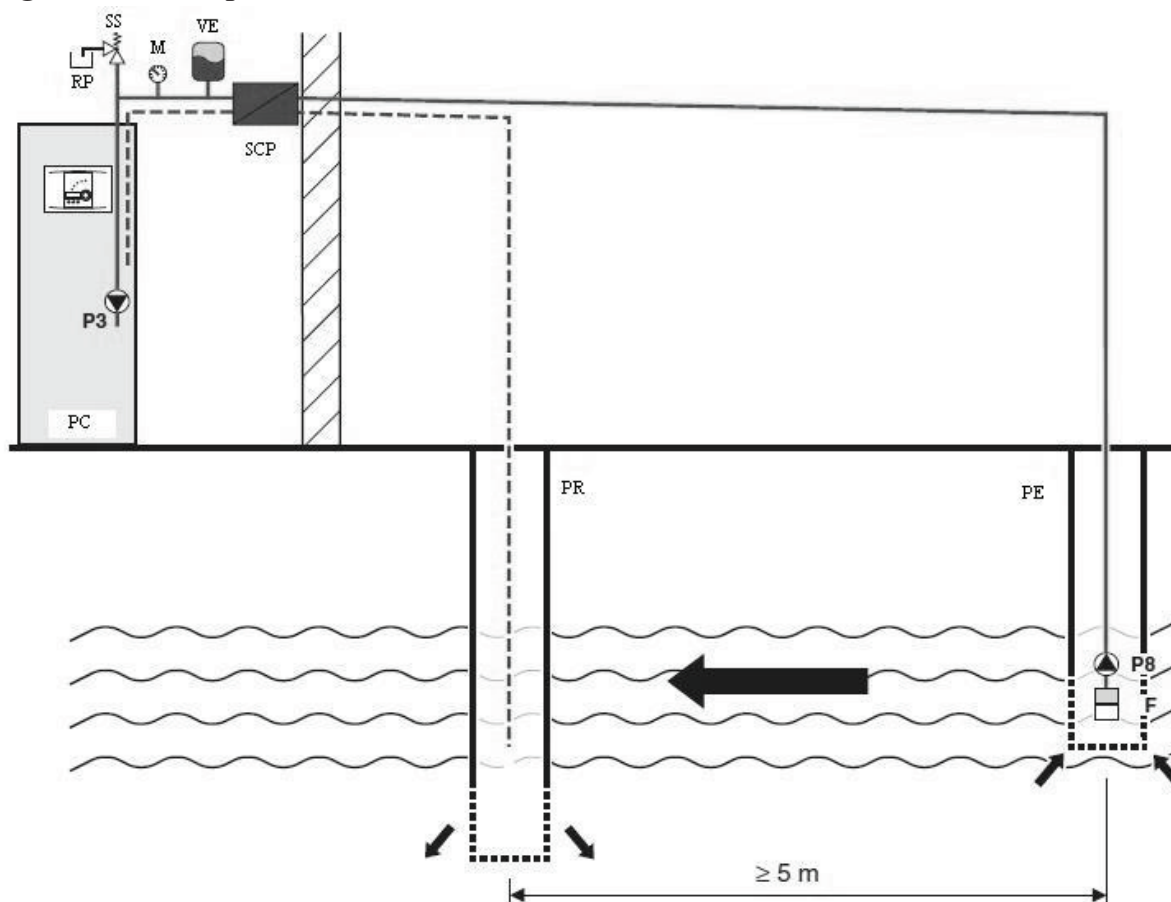
CS	Clapetă de sens
F	Foraj
M	Manometru
P3	Pompa de solă
PCGT	Pompă de căldură geotermală
PRC	Pompa recuperatorului de căldură
RCAA	Recuperator de căldură aer-apă
RG	Robinet de golire
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RR	Robinet de reglaj
SCP	Schimbător de căldură cu pamantul
SS	Supapă de siguranță
STC	Senzor cu tub capilar
V3C	Vană cu trei căi
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică

Figura 3.18. Pompă de căldură geotermală cu schimbător de tip serpentină orizontală



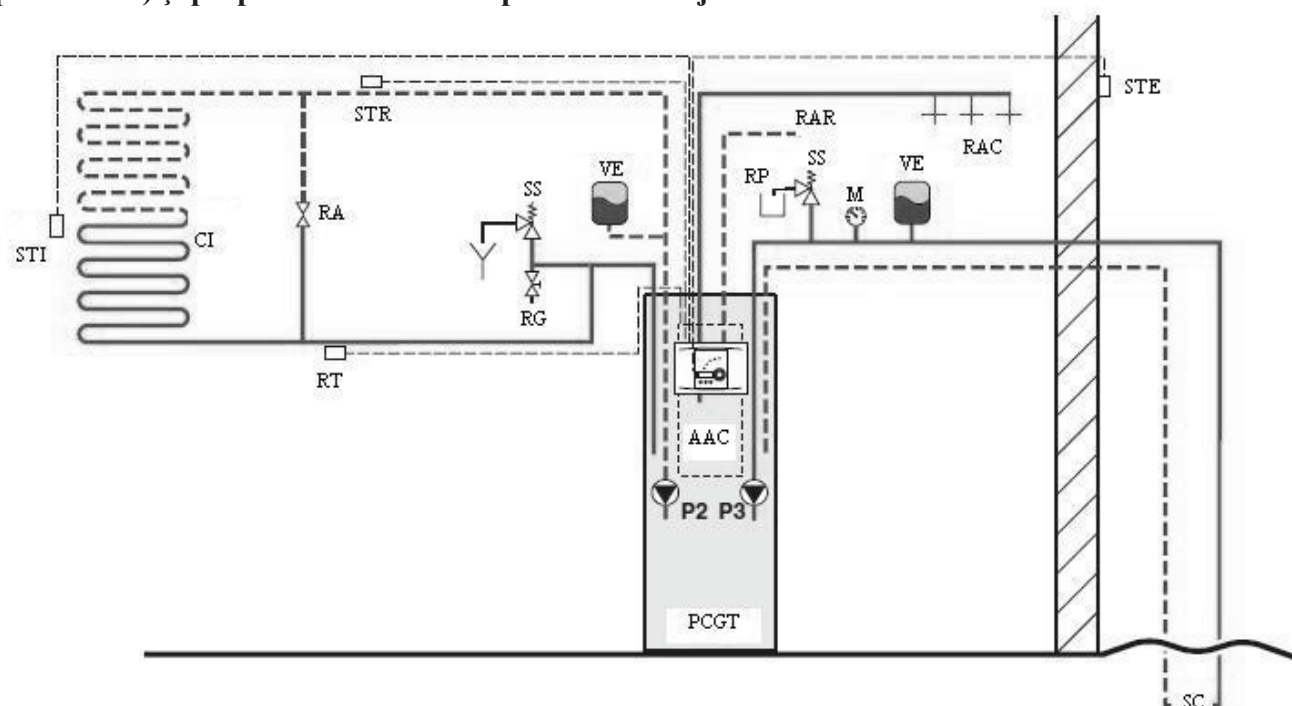
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
PC	Pompă de căldură
SO	Serpentină orizontală
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
PS	Pompa de solă
DT	Distribuitor tur (solă)
DR	Distribuitor retur (solă)
P3	Pompă de solă
SS	Supapă de siguranță

Figura 3.19. Pompă de căldură cu apă freatică



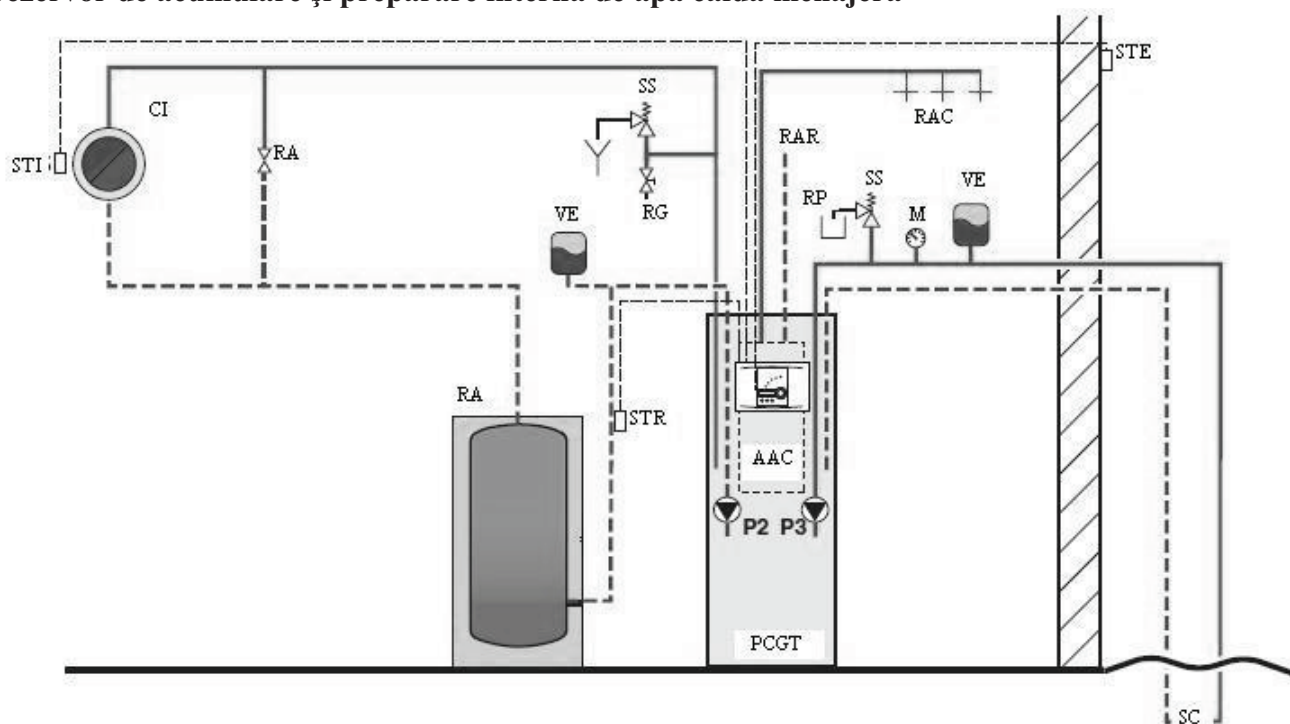
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
PC	Pompă de căldură
PE	Puț de extragere
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
PS	Pompa de solă
PR	Puț de restituție
F	Filtru de protecție
SS	Supapă de siguranță
P8	Pompă pentru apă freatică
SCP	Schimbător de căldură cu plăci

Figura 3.20. Instalație de pompă de căldură cu un circuit de încălzire (încălzire prin pardoseală) și preparare internă de apă caldă menajeră



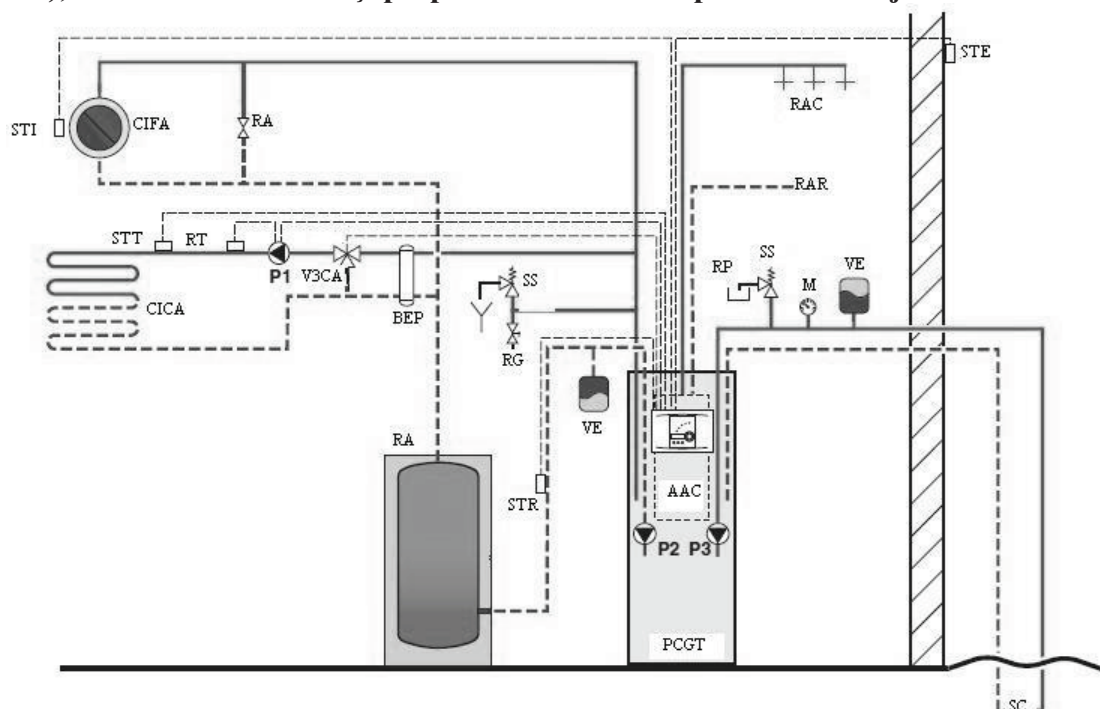
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire (extern)
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuitul de încălzire (prin pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
RT	Regulator de temperatură
RA	Robinet de amestec
AAC	Acumulator de apă caldă
RAC	Racord apă caldă

Figura 3.21. Instalație de pompă de căldură cu un circuit de încălzire (radiatoare), rezervor de acumulare și preparare internă de apă caldă menajeră



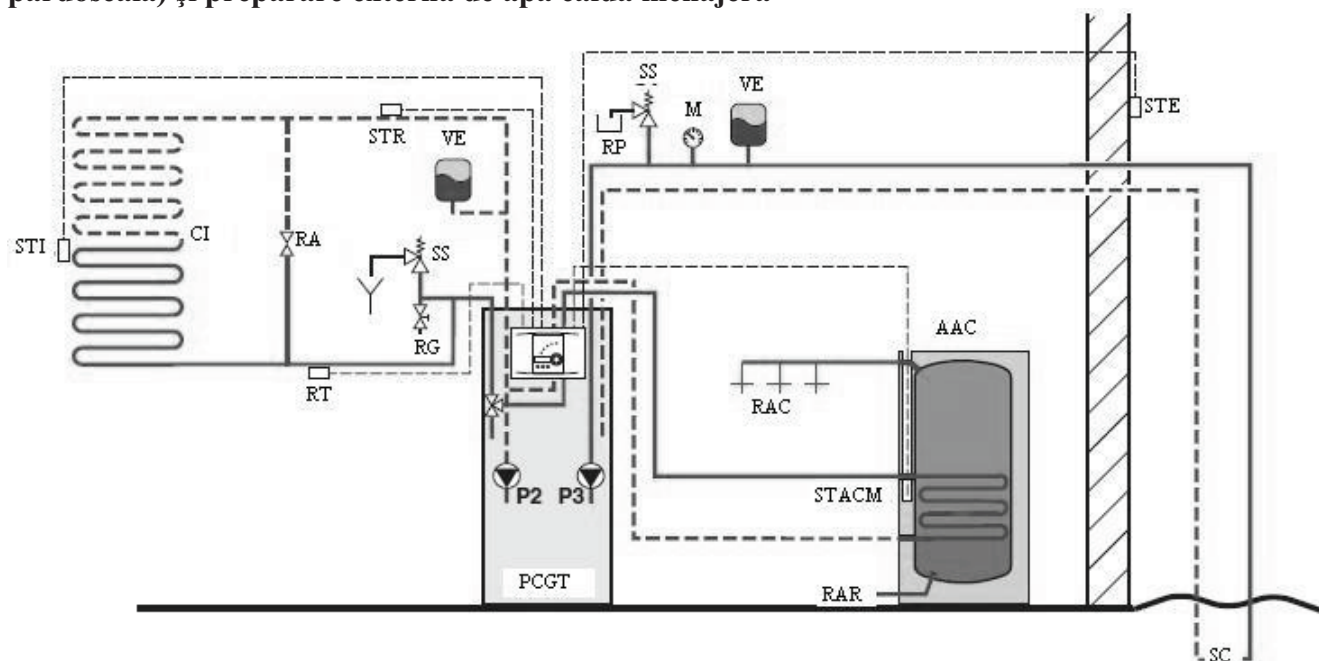
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire (extern)
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuitul de încălzire (radiatoare)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
RA	Rezervor de acumulare
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
RA	Robinet de amestec
AAC	Acumulator de apă caldă
RAC	Racord apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pamântul)

Figura 3.23. Instalatie de pompă de căldură cu două circuite de încălzire (cu amestec / fără amestec), rezervor acumulare și preparare internă de apă caldă menajeră



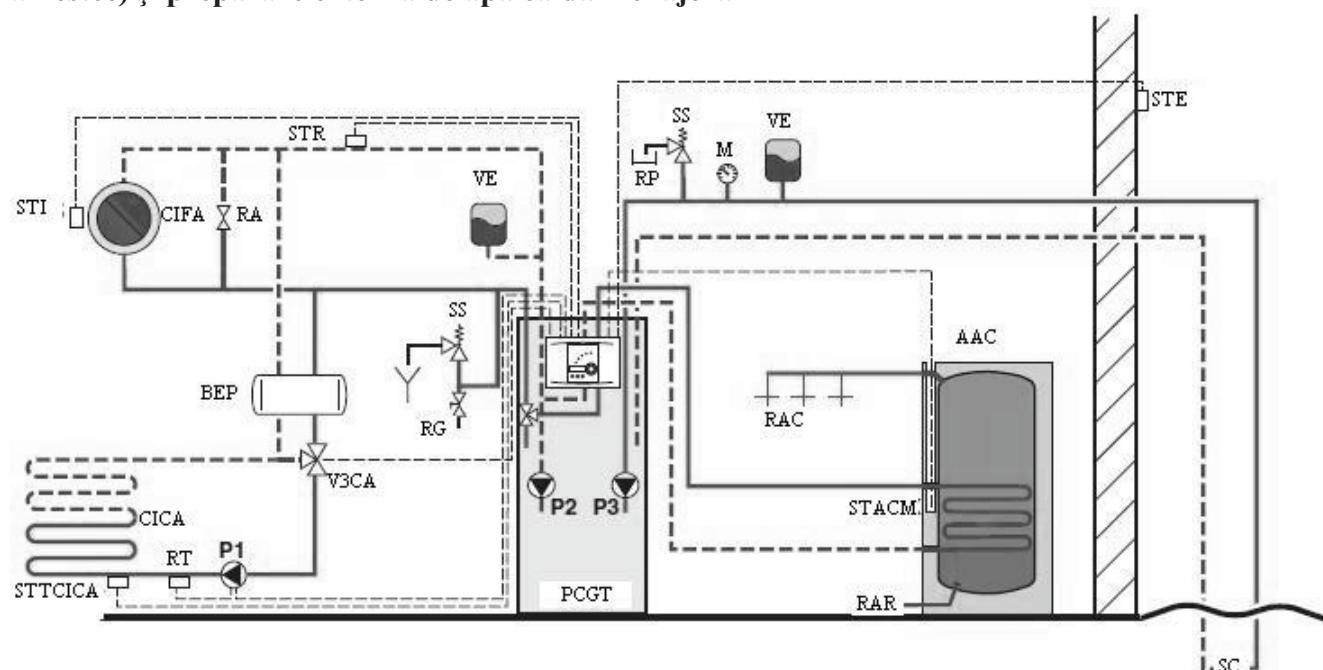
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STT	Senzor pentru temperatura turului circuitului de încălzire cu amestec
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CIFA	Circuit de încălzire fără amestec (radiatoare)
CICA	Circuit de încălzire cu amestec (încălzire în pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
RA	Rezervor acumulare
BEP	Butelie de egalizare a presiunilor
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
V3CA	Vană cu trei căi pentru amestec
RT	Regulator de temperatură
RA	Robinet de amestec
RAC	Racord apă caldă
AAC	Acumulator de apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pamântul)

Figura 3.24. Instalație de pompă de căldură cu un circuit de încălzire (încălzire în pardoseală) și preparare externă de apă caldă menajeră



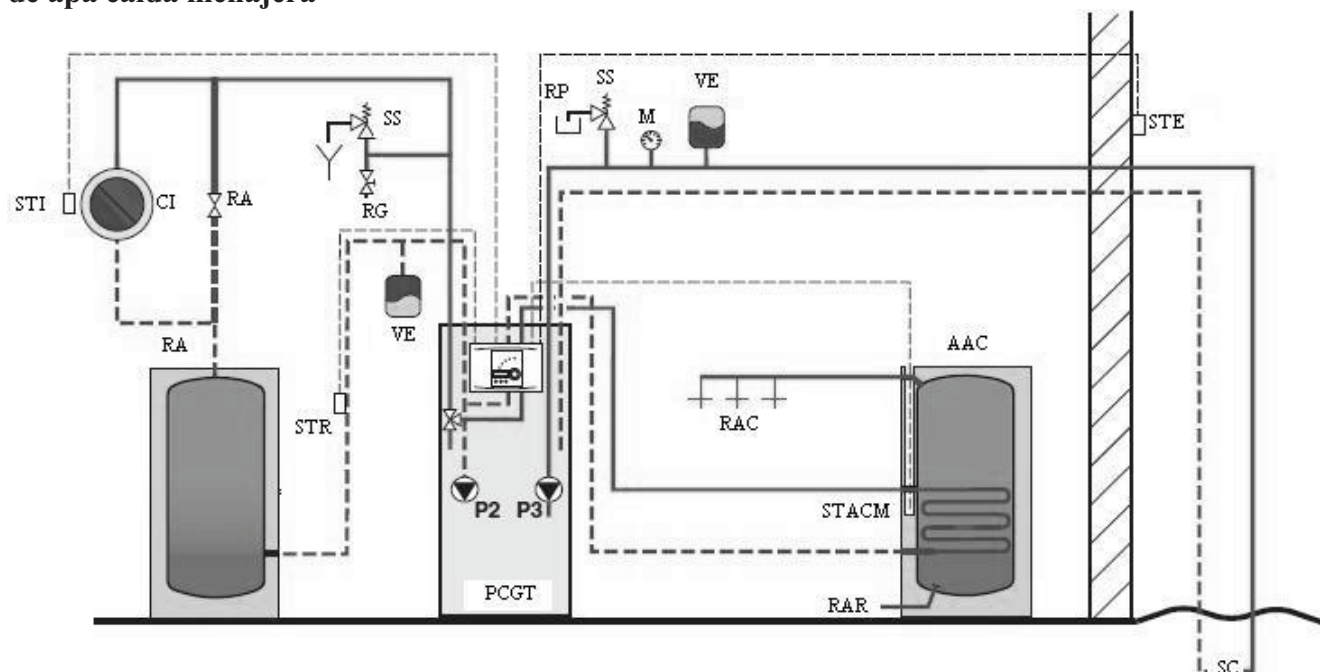
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire (extern)
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STACM	Senzor pentru temperature apei calde menajere
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuit de încălzire (încălzire în pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
RT	Regulator de temperatură
RA	Robinet de amestec
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
RAC	Racord apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pamântul)

Figura 3.25. Instalație de pompă de căldură cu două circuite de încălzire (cu amestec / fără amestec) și preparare externă de apă caldă menajeră



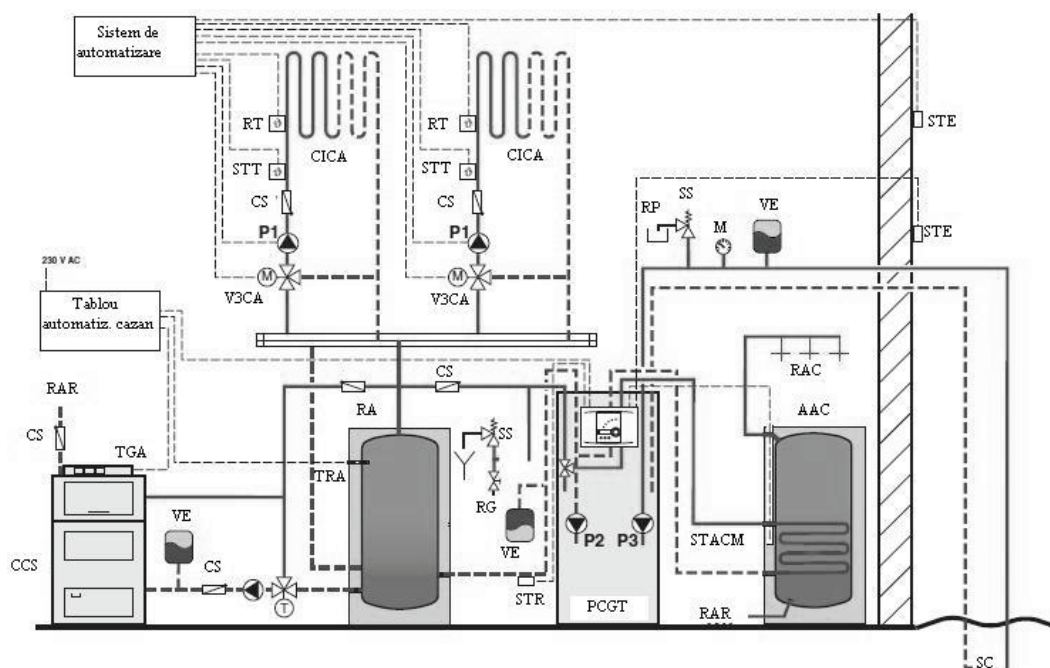
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire (extern)
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STACM	Senzor pentru temperatura apei calde menajere (extern)
STTCICA	Senzor de temperatură pentru turul circuitului de încălzire cu amestec
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CIFA	Circuit de încălzire fără amestec (radiatoare)
CICA	Circuit de încălzire cu amestec (încălzire în pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
BEP	Butelie de egalizare a presiunilor
P1	Pompa circuitului de încălzire cu amestec
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
V3CA	Vană cu trei căi pentru amestec
RT	Regulator de temperatură
RA	Robinet de amestec
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
RAC	Racord apă caldă

Figura 3.26. Instalație de pompă de căldură cu rezervor de acumulare și preparare externă de apă caldă menajeră



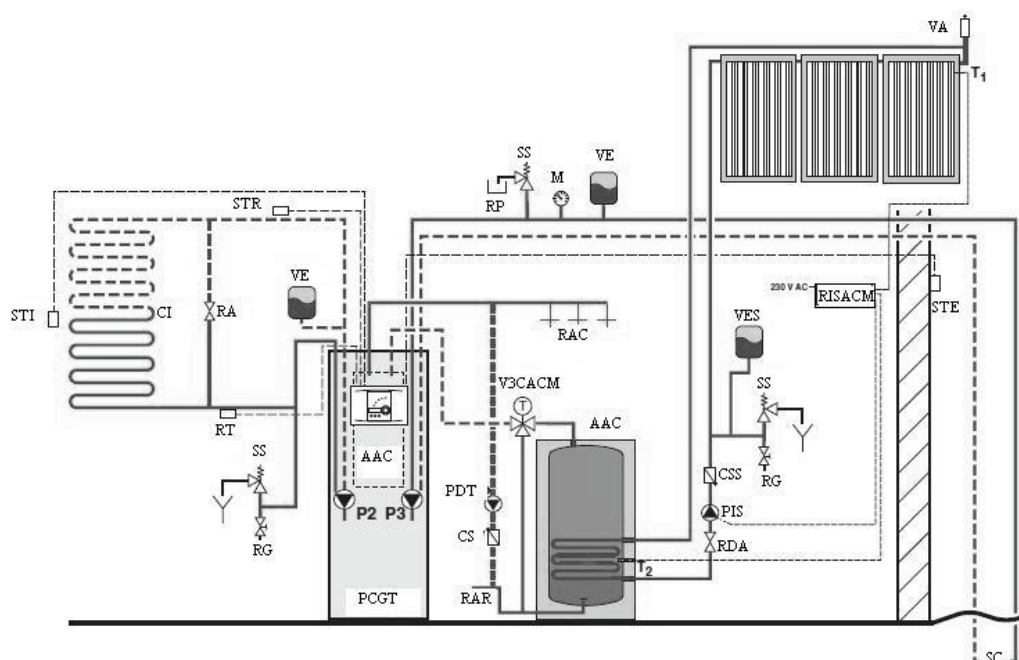
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STACM	Senzor pentru temperatura apei calde menajere (extern)
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuit de încălzire (radiatoare)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
RA	Rezervor de acumulare
P1	Pompa circuitului de încălzire cu amestec
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
SS	Supapă de siguranță
RA	Robinet de amestec
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
RAC	Racord apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pamântul)

Figura 3.27. Instalație bivalentă de pompă de căldură și cazan pe combustibil solid, rezervor de acumulare și preparare externă de apă caldă menajeră.



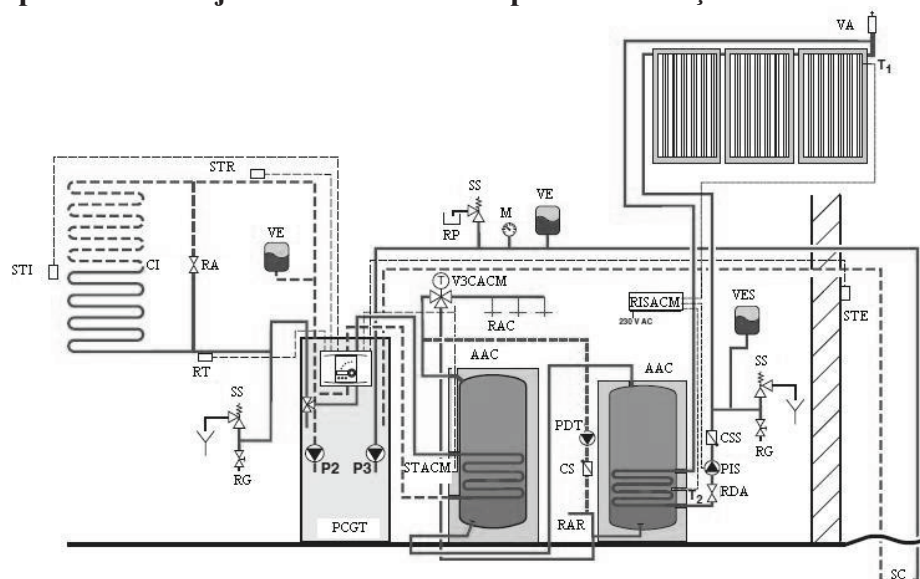
RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
RG	Robinet de golire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
CCS	Cazan pe combustibil solid
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire (extern)
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STACM	Senzor pentru temperatura apei calde menajere (extern)
CICA	Circuit de încălzire cu amestec (încălzire în pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
V3CA	Vană cu trei căi de amestec
RA	Rezervor de acumulare
P1	Pompa circuitului de încălzire cu amestec
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
CS	Clapetă de sens
TGA	Termostat pe circuitul gazelor de ardere
SS	Supapă de siguranță
RT	Regulator de temperatură
TRA	Termostat pe rezervorul de acumulare
STT	Senzor de temperatură pe turul circuitului de încălzire
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
RAC	Racord apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pamântul)

Figura 3.28. Instalație de pompă de căldură cu conectarea captatorilor solari în prepararea internă de apă caldă menajeră - recomandabilă pentru locuințe cu 1-2 familii .



RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
RG	Robinet de golire
VA	Vas de aerisire
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuit de încălzire (încălzire în pardoseală)
BEP	Butelie de egalizare a presiunilor
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
RDA	Regulator de debit cu afișaj
CS	Clapetă de sens
VES	Vas de expansiune pentru instalația solară
CSS	Clapetă de sens pentru instalația solară
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
PIS	Pompa pentru instalația solară
RT	Regulator de temperatură
RISACM	Regulatorul instalației solare de preparare a apei calde menajere
PDT	Pompă pentru dezinfecția termică (cu programator)
V3CACM	Vană cu trei căi pentru amestecul apei calde menajere
T1	Senzor de temperatură pentru captatorii solari
T2	Senzor de temperatură pentru apa caldă menajeră din rezervorul de acumulare
SS	Supapă de siguranță

Figura 3.29. Instalație de pompă de căldură cu conectarea captatorilor solari în prepararea externă de apă caldă menajeră - recomandabilă pentru locuințe cu 1-2 familii



RP	Recipient colectare purjă de la supapele de siguranță
PCGT	Pompă de căldură geotermală
STR	Senzor de temperatură pentru returul circuitului de încălzire
STE	Senzor pentru temperatura exterioară
STACM	Senzor pentru temperatura apei calde menajere (extern)
STI	Senzor pentru temperatura interioară
CI	Circuit de încălzire (încălzire în pardoseală)
RAR	Racord apă rece
VE	Vas de expansiune cu membrană elastică
M	Manometru
P2	Pompa circuitului de încălzire
P3	Pompa de solă
RDA	Regulator de debit cu afișaj
CS	Clapetă de sens
VES	Vas de expansiune pentru instalația solară
CSS	Clapetă de sens pentru instalația solară
AAC	Acumulator de apă caldă menajeră
PIS	Pompa pentru instalația solară
SS	Supapă de siguranță
RT	Regulator de temperatură
RISACM	Regulatorul instalației solare de preparare a apei calde menajere
PDT	Pompă pentru dezinfecția termică (cu programator)
V3CACM	Vană cu trei căi pentru amestecul apei calde menajere
T1	Senzor de temperatură pentru captatorii solari
T2	Senzor de temperatură pentru apa caldă menajeră din rezervorul de acumulare
RA	Robinet de amestec
RAC	Racord apă caldă
SC	Sursa de căldură (de ex. schimbător de căldură cu pământul)

Elemente privind implementarea în clădiri a pompelor de căldură

În vederea implementării unui sistem de pompe de căldură, este necesar să se prezinte informațiile tehnice privind interacțiunea clădire – pompe de căldură ca rezultat al unei multitudini de relații. Dacă se consideră cazul cel mai complex - și anume cazul pompelor de căldură geotermale din clădiri (considerând că poate acoperi integral nevoia de energie termică a unei clădiri) - trebuie detaliate următoarele aspecte:

- relația clădire – mediul exterior, cuplată cu relația clădire – surse interne de căldură, care definesc împreună pierderea de căldură a clădirii, necesarul termic pentru ventilarea clădirii și necesarul de frig al clădirii sau, într-un cuvânt, necesarul de energie termică a clădirii;
- relația clădire – sistem tehnic, în care sistemul tehnic are două componente: sistemul tehnic interior al clădirii și sistemul tehnic exterior al clădirii, care asigură împreună cererea de energie termică a clădirii;

Relația clădire – sistem tehnic interior al clădirii este constituită din sistemul HVAC al clădirii, sistem format dintr-o serie de instalații interioare și anume:

- instalația de încălzire a clădirii;
- instalația de producere a apei calde de consum;
- instalația de ventilație a clădirii;
- instalația de răcire a clădirii.

Acestea pot lucra independent sau cuplate. Pentru exemplificare se prezintă următoarele:

- instalația de ventilație a clădirii poate fi alimentată din pompe de căldură „dedicate”, care nu fac altceva decât prepararea aerului proaspăt necesar unui spațiu anume, fără a acoperi și pierderea de căldură a aceluia spațiu – este cazul instalației „independente”;
- o pompă de căldură care preia sarcina încălzirii și a preparării apei calde de consum a clădirii, trecând temporar cu prioritate, pe producerea apei calde de consum, atunci când consumul acesteia este maxim, este exemplul unei funcțiuni „cuplate”.

O relație sistem termic interior al clădirii – sistem termic exterior este constituită din legatura hidrodinamică dintre pompele de căldură din sistemul interior al clădirii și schimbătorul de căldură cu pământul exterior clădirii, în limita de proprietate a clădirii sau în apropierea acesteia, pentru cazul pompelor de căldură geotermale și hidrotermale sau dintre aparatele interioare „aer interior – agent frigorific” și aparatele exterioare „agent frigorific – aer atmosferic” în cazul pompelor de căldură **aerotermale** tip split și multisplit.

În sistemul „clădire – pompe de căldură – sursa termică pentru pompe de căldură”, toată energia termică ce se produce pe locația clădirii din sursa/surse regenerabilă/regenerabile de energie se cuantifică. Dacă dimensiunea acesteia depășește intrarea de energie de origine fosilă exprimată în unități de energie primară, atunci ea se „contabilizează” și se „raportează” întrucât reprezintă interes local.

Prin această abordare, **aceeași clădire are performanțe energetice diferite**, funcție de cantitatea de energie regenerabilă produsă pe locație sau în apropierea acesteia. În cazul particular al pompelor de căldură cu sursă mediul ambiant, acționate electric, atunci când intrarea de energie electrică, exprimată în unități de energie primară, este cantitativ mai mică decât ponderea energiei regenerabile produsă pe locație în quantumul cantității totale de energie termică necesară anual clădirii, clădirea este în principiu „nearly zero energy building” și devine „net zero energy building” atunci când și energia electrică de acționare provine integral sau preponderent din sursa regenerativă.

Sistemul de relații stabilit între elementele sistemului tehnic al clădirii este reprezentat în schema din Figura 3.30. Schema folosește următoarele notații:

- $\Sigma e_{\text{driving}} = \Sigma E_{\text{driving}} / A_c$ unde: (3.1)

$\Sigma E_{\text{driving}}$ = consumul anual total de energie electrică al sistemului tehnic al clădirii măsurat de contorul electric al sistemului și raportat lunar [kWh/an]

A_c = suprafața desfășurată a clădirii deservite de sistemul tehnic al clădirii [m^2]

$\Sigma e_{\text{driving}}$ = consumul total specific de energie electrică [$\text{kWh}/\text{m}^2 \cdot \text{an}$]

- $e_{\text{RES}} = E_{\text{RES}} / A_c$ unde: (3.2)

E_{RES} = cantitatea de energie geotermală capturată de pompele de căldură [kWh/an]

- $q_{\text{nr}} = \text{pierderile de energie ale sistemului HVAC al clădirii rezultate din raportul:}$

$q_{\text{nr}} = Q_{\text{nr}} / A_c$ unde: (3.3)

Q_{nr} = pierderile anuale de energie ale sistemului tehnic al clădirii către mediul ambiant [kWh/an].

Aceste pierderi includ:

- energia electrică de acționare a pompelor de circulație;
- energia electrică de acționare a ventilatoarelor;
- energia electrică a consumatorilor HVAC rezistivi folosiți de sistemul tehnic al clădirii (rezistențe electrice boiler, rezistență electrică degivrare priză admisie aer proaspăt, etc);
- energia electrică de acționare a servomecanismelor (servomotoare valve electrice, servomotoare clapete electrice, etc);
- pierderi termice ale sistemelor de distribuție agenți la trecerile prin spațiile neclimatizate.

Într-un sistem tehnic HVAC corect dimensionat și corect exploatat, totalul acestor pierderi de energie nu ar trebui să depășească (7÷8)% din energia termică folosită anual de o clădire în România.

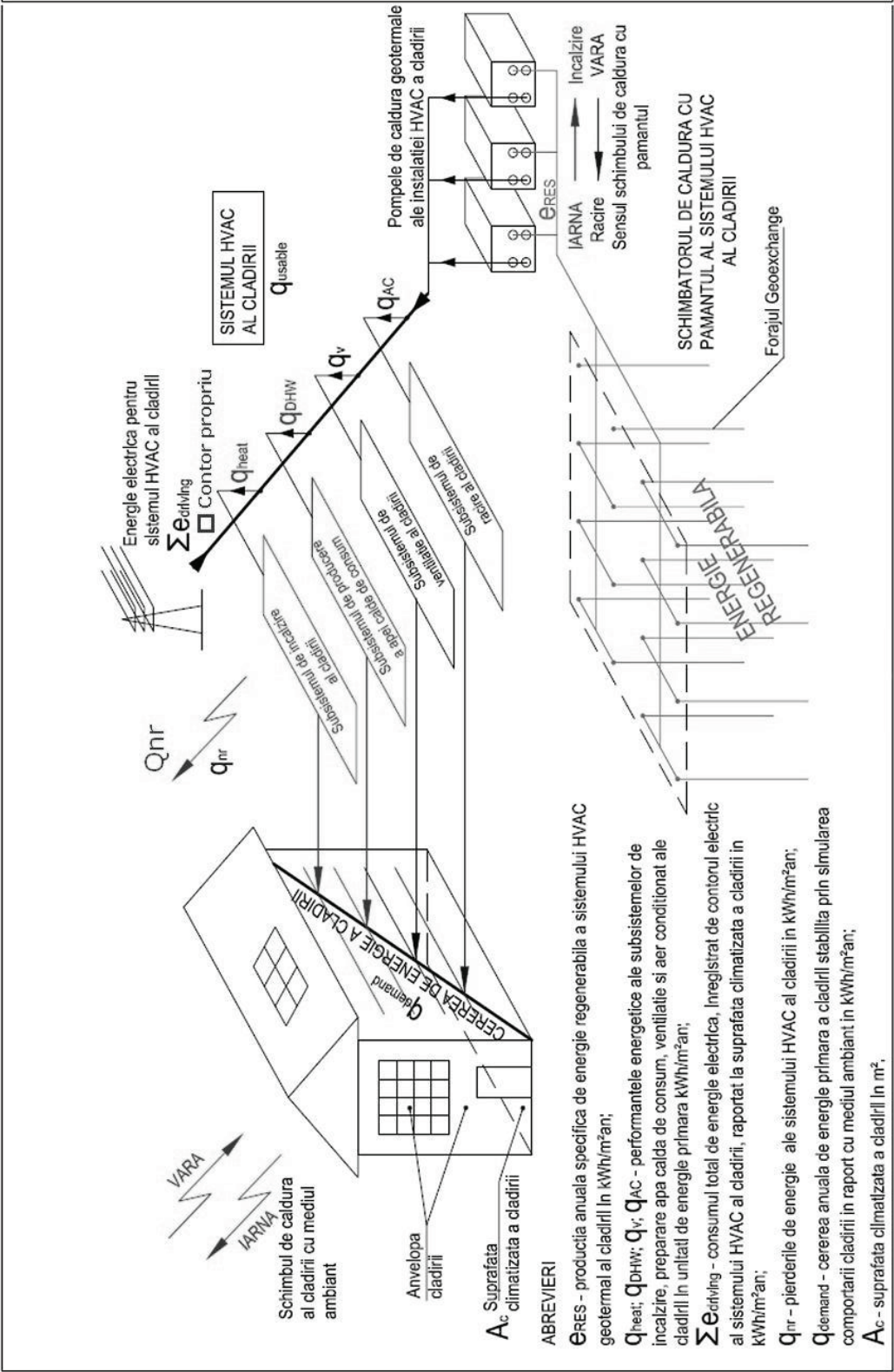


Figura 3.30. Schema desfășurată a relațiilor între componentele sistemului tehnic al unei clădiri

3.6.1. Relația clădire – mediul exterior

Pentru alegerea sistemului este necesar determinarea relației clădire – mediu exterior, respectiv determinarea necesarului (cererii) de energie termică al clădirii, pe baza datelor tehnice ale clădirii, și anume:

- orientarea cardinală a clădirii;
- anvelopa (elementele constructive ale structurii și dimensiuni), materialele de construcție folosite la realizarea acesteia;
- compartimentarea interioară și destinația spațiilor;
- gradul de ocupare (de populare) al clădirii;
- regimul de exploatare al clădirii;

Pe baza acestor date se determină:

- Temperatura interioară convențională de calcul (cu precizarea: dacă o clădire are încăperi cu temperaturi de calcul diferite, dar există o valoare preponderentă, acea valoare se consideră temperatură convențională de calcul);
- Parametrii climatici de calcul: temperatură, umiditate, radiație solară;
- A - Aria anvelopei; suma tuturor ariilor elementelor de construcție perimetrice ale clădirii prin care are loc transferul termic dintre clădire și mediul ambiant sau volumele neîncălzite ale unei clădiri.

Elementele constitutive ale anvelopei sunt, după caz:

- Suprafețele opace ale pereților exteriori;
- Suprafețele adiacente rosturilor deschise și/sau închise;
- Suprafețele ferestrelor și ușilor exterioare, precum și ale pereților exteriori vitrați și ale luminatoarelor;
- Suprafața planșeelor de peste ultimul nivel, sub terase;
- Suprafața planșeelor de peste ultimul nivel, sub poduri;
- Suprafața planșeelor de peste pivnițe și subsoluri neîncălzite;
- Suprafața plăcilor în contact cu solul;
- Suprafața pereților în contact cu solul;
- Suprafața planșeelor care delimitează clădirea la partea inferioară de exterior (ganguri de trecere, porticuri etc);
- Suprafața pereților și a planșeelor care separă volumul clădirii de spații adiacente neîncălzite sau mai puțin încălzite, precum și de spațiul având alte destinații.
- V = Volumul clădirii = volumul delimitat pe contur de suprafețele perimetrice care alcătuiesc anvelopa clădirii;
- R'm = Rezistențele termice corectate, medii pe ansamblul clădirii, ale elementelor de construcție, cu luarea în considerare a influenței punților termice asupra rezistențelor termice unidirecționale, în câmp curent.

Pentru calculul necesarului de căldură al clădirii se consideră clădirea monozonă și se aplică reglementările tehnice specifice pentru calculul coeficientului global de izolare termică, G:

$$G = \Sigma(L_j \tau_j)/V + 0,34 n \text{ [W/m}^3\text{K]} \quad (3.4)$$

unde:

L_j - coeficient de cuplaj termic [W/K] al elementului „j” de construcție al clădirii dat de raportul:

$$L = A/R'm \quad (3.5)$$

A - aria elementelor de construcție [m²] cu rezistența termică R'm;

R'm - rezistența termică specifică corectată (cu punțile termice aferente) medie pe ansamblul clădirii [m²K/W] a elementului de construcție „j”;

V - volumul interior, încălzit al clădirii [m³] mărginit de elementele de construcție „j” ale clădirii;

n - rata de ventilare a clădirii (numărul orar de schimburi de aer) [h⁻¹];

τ_j - factor de corecție pentru diferența de temperatură.

Calculul debitului de „aer proaspăt” necesar unei construcții este extrem de important, prin valoarea ridicată a cantității de căldură cerută; în cazul unor construcții foarte bine izolate termic, cu pierderi termice prin transmisie tot mai mici (case pasive, de exemplu), termenul ce reprezintă ventilația în calculul „G”, depășește dese ori termenul pierderilor termice prin transmisie.

3.6.2. Relația clădire – sistem tehnic interior

Soluțiile tehnice într-o clădire existentă pot fi:

- clădirea are un sistem tehnic clasic, bazat pe utilizarea surselor neregenerabile de energie (combustibili fosili);
- clădirea are un sistem tehnic hibrid, bazat pe utilizarea combustibilului fosil în paralel cu o sursă regenerabilă de energie;
- clădirea are un sistem tehnic bazat pe utilizarea exclusivă a surselor regenerabile de energie;
- clădirea este independentă complet și își asigură inclusiv energia electrică de acționare a pompelor de căldură din surse regenerabile (clădire „net zero energy building”).

În aceste condiții, aceeași clădire, funcție de soluțiile aferente sistemului tehnic, va avea performanțe energetice diferite. Astfel, clădirea cu un sistem tehnic hibrid va avea o performanță energetică mai bună decât clădirea bazată pe utilizarea exclusivă a combustibilului fosil prin faptul că o parte din căldură necesară se generează pe locație. Clădirea cu un sistem tehnic bazat exclusiv pe surse regenerabile de energie (exemplu: solar + aerothermal, solar + hidrotermal/ geotermal etc) va avea o performanță energetică mai bună decât clădirea cu un sistem tehnic hibrid, întrucât întreaga energie termică a clădirii se realizează pe locație.

Pentru fundamentarea cunoștințelor privind relația “clădire – sistem tehnic interior” în cazul utilizării pompelor de căldură în clădiri, se va analiza sistemul tehnic bazat pe utilizarea energiei hidrotermale și geotermale în clădiri. **Aceste două tipuri de energie regenerabilă pot asigura singure, fără nici un alt aport de alt tip de energie, întregul necesar de energie al unei clădiri** constituit din energia necesară încălzirii clădirii pe timp friguros, energia necesară preparării apei calde de consum pentru anul întreg, energia necesară ventilării clădirii și energia necesară răcirii clădirii care, funcție de mărimea și destinația clădirii, poate apare nu numai în sezonul cald al anului ci oricând sursele termice interioare (oameni; iluminat; calculatoare etc) ale clădirii și aporturile solare creează un supliment de energie termică intern clădirii, peste căldură necesară acoperirii pierderilor termice ale acesteia.

3.6.2.1. Necesarul de căldură al clădirii

În cazul particular se poate considera:

- clădirea are destinația de locuință, spațiul interior ce trebuie încălzit este „monozonă” și se vor calcula pierderile de căldură prin transmisie ale clădirii pe baza elementelor de construcție ale clădirii în contact cu mediul ambiant (aer, pământ);
- clădirea are o altă destinație decât cea de locuință; atunci se vor identifica volumele cu funcțiuni similare (destinație, temperaturi interioare, umidități) care se vor trata ca „monozone” și se vor calcula pierderile de căldură prin transmisie ale clădirii pentru fiecare zonă.

Pe această bază se va calcula:

$$Q_{pt}=VG(t_i-t_e) \text{ [W]} \quad (3.6)$$

unde:

Q_{pt} [W] - pierderea de căldură prin transmisie și pentru încălzirea aerului infiltrat pentru zona cu volumul interior $V[m^3]$;

G [W/m³ grd] - coeficientul global de izolare termică al clădirii;

t_i , t_e [°C] sunt temperatura interioară de calcul a „monozonei”, respectiv temperatura exterioară de calcul a zonei climatice de amplasare a clădirii, stabilită potrivit SR 1907-2014.

Prin această simplificare se determină rapid, cu un grad de eroare acceptabil, necesarul de căldură al clădirii, Q_I folosind relația:

$$Q_I = Q_{pt} + Q_{Lp} + Q_{ACC} \text{ [kW]} \quad (3.7)$$

unde:

Q_{Lp} [kW] – necesarul de căldură pentru încălzirea aerului de ventilare, dacă debitul necesar este mai mare decât cel inclus în valoarea lui G ,

Q_{ACC} [kW] - necesarul de căldură pentru prepararea apei calde de consum (ACC).

Se apreciază că o pondere mai mare de 16% a energiei anuale necesare preparării ACC, raportată la totalul energiei termice cerută de asigurarea utilităților termice ale unei clădiri având o altă destinație decât cea de locuință sau asimilată acesteia (spații cazare hoteluri, internate, spitale) este de natură de a periclita performanța energetică a clădirii.

3.6.2.2. Alegerea pompelor de căldură

Pompele de căldură cu sursă geotermală alese pentru a asigura integral cererea de căldură a unei clădiri din România vor avea capacitatea termică nominală egală cu necesarul de căldură al clădirii Q_I , cu mențiunea că **această capacitate trebuie obținută la o anumită temperatură a agentului termic**.

În literatura de specialitate, temperatura agentului este notată cu EWT (entering water temperature) la intrarea în pompa de căldură cu sursă apă.

Importanța mărimii „EWT” în performanța termică a unei pompe de căldură acționate electric, rezultă din caracteristicile termice în cazul a două pompe de căldură și anume: o pompă de căldură **apă-apă** (Figura 3.31) și o pompă de căldură **apă-aer** (Figura 3.32).

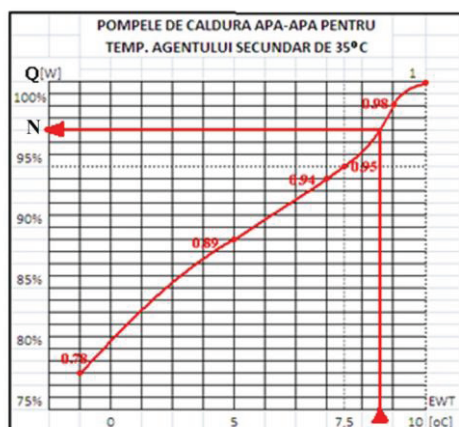


Figura 3.31. Caracteristica termică a unei pompe de căldură apă-apă

Conform Figurii 3.31, pompa de căldură testată pe bancul de probă este menținută la temperatura de lucru de 35°C pe turul agentului secundar și se variază valoarea EWT.

Performanța energetică maximă a mașinii (Q_{max}) se obține la $EWT = 10^\circ C$. Trebuie observat că o scădere cu 5°C a temperaturii EWT reduce performanța pompei de căldură la 89%, ceea ce, în practică s-a dovedit a influența extrem de mult performanța anuală de lucru a pompei de căldură (consumul de energie anual). Așadar, se va stabili de fiecare dată plaja de lucru a unei pompe de căldură între două limite care se impun în proiectare și care se vor respecta prin dimensionarea corespunzătoare a sursei de energie.

Dacă cele două limite de lucru sunt $7,5^\circ C$ - valoarea minimă în exploatare - și $10^\circ C$, valoarea pentru care $Q_{HP} = 100\%$, se va alege acea pompă de căldură care, la temperatura de lucru, de exemplu de $8,5^\circ C$ are performanța $Q_{8,5}$ [W] egală cu valoare N [W] rezultată din calculul termic Q_I [W].

O analiză similară trebuie făcută și la alegerea unei pompe de căldură **apă-aer** (Figura 3.32) care, în intervalul $(7,5 - 10)^\circ C$ are performanțele $0,95Q$ și respectiv $0,97Q$ la capetele intervalului.

Se va alege acea pompă de căldură care, la temperatura de lucru $EWT = 8,5^\circ C$, are performanța de catalog $Q = Q_I = N$ [W]. Evident, în cazul pompelor de căldură **apă-aer**, performanța $Q_{8,5^\circ C}$, ca și în cazul pompelor de căldură **apă-apă** nu reprezintă puterea termică max Q [W].

Între „N” și „Q” există relația:

$N = 0,97Q$ în cazul analizat al pompei **apă-apă** și $N = 0,945Q$ în cazul analizat al pompei **apă-aer**.

În concluzie: se vor alege pompe de căldură care prezintă curba/curbele de variație ale puterii termice la diferite valori ale agenților termici din primarul și secundarul mașinii.

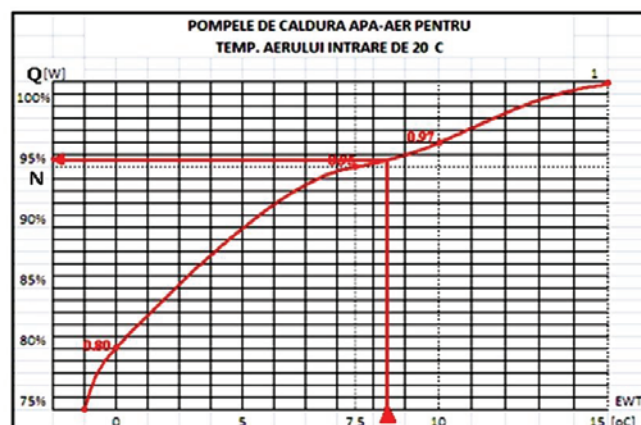


Figura 3.32. Caracteristica termică a unei pompe de căldură apă-aer

Înainte de alegerea unui anumit tip de pompă de căldură, trebuie să se verifice ca tipul de pompă de căldură oferit respectă cerințele aplicabile pompelor de căldură acționate electric ce au o capacitate de încălzire de până la 100 KW.

Eticheta pompelor are la baza următorii parametri: COP și REE

Tabelele 3.3 și 3.4 prezintă cerințele minime de etichetare ecologică a pompelor de căldură **aerotermale, hidrotermale și geotermale** destinate clădirilor.

Tabelul 3.3. Valorile minime ale COP-ului – pompe de căldură hidrotermale și geotermale

Pompe de căldură hidrotermale și geotermale – eficiența la încălzire - COP			
Tipul pompei de căldură	Circuit primar	Circuit secundar	COP min
saramură/aer	EWT = 0°C Temp. de ieșire = -3°C	intrare aer = 20°C	3,4
saramură/apă	EWT = 0°C Temp. de ieșire = -3°C	intrare apă = 30°C ieșire apă = 35°C	4,3
apă/apă	EWT = 10°C Temp. de ieșire = 7°C	intrare apă = 30°C ieșire apă = 35°C	5,1
		intrare apă = 40°C ieșire apă = 45°C	4,2
apă/aer	EWT = 15°C Temp. de ieșire = 12°C	intrare aer = 20°C	4,7
	EWT = 20°C Temp. de ieșire = 17°C	intrare aer = 20°C	4,4

Tabelul 3.4. Valorile minime ale COP-ului pentru pompele de căldură aerotermale

Pompe de căldură aerotermale – eficiența la încălzire - COP			
Tipul pompei de căldură	Circuit primar	Circuit secundar	COP min
aer/apă	temperatură aer = 2°C	intrare apă = 30°C ieșire apă = 35°C	3,1
		intrare apă = 40°C ieșire apă = 45°C	2.6

În legătură cu datele prezentate în tabelul 3.3, trebuie precizat că toate pompele de căldură sunt alimentate cu apă. În anumite cazuri, datorită temperaturii reduse a apei la intrarea în pompa de căldură și a scăderii temperaturii acesteia în schimbătorul pompei de căldură cu 3°C , ajungând sub limita de îngheț, în apă se introduce un „antigel”, iar amestecul se numește „saramură sau solă”.

În România, unde temperatura exterioară iarna coboară frecvent sub -12°C , iar vara urcă mult peste 32°C , temperatura pământului până la adâncimea de 10 m este mai scăzută iarna și mai ridicată vara decât valorile din alte țări. În rest, pentru adâncimi de peste 20 m sunt diferențe în zona Câmpiei Române, de până la 1°C (valoarea la 80 m este de $12,5^{\circ}\text{C}$).

Între temperatura pământului și temperatura apei în țevi trebuie să existe o diferență care iarna este de 5°C , iar vara de 10°C . Aceste valori hotărăsc de fapt temperatura EWT de lucru a pompelor de căldură cu sursa termică pământul, funcție de soluția tehnică adoptată.

În Figura 3.33 sunt figurate schematic 3 soluții tehnice pentru schimbul de căldură cu pământul:

Fig. 3.33.1 – Circuit închis. Schimbător de căldură orizontal. Adâncimea de instalare: $1,2\div 2,0$ m,

Fig. 3.34.2 – Circuit închis. Schimbător de căldură vertical. Adâncimea puțurilor geoechange: $60\div 250$ m,

Fig. 3.34.3 – Circuit deschis. Adâncimea forajelor de apă: $45\div 200$ m.

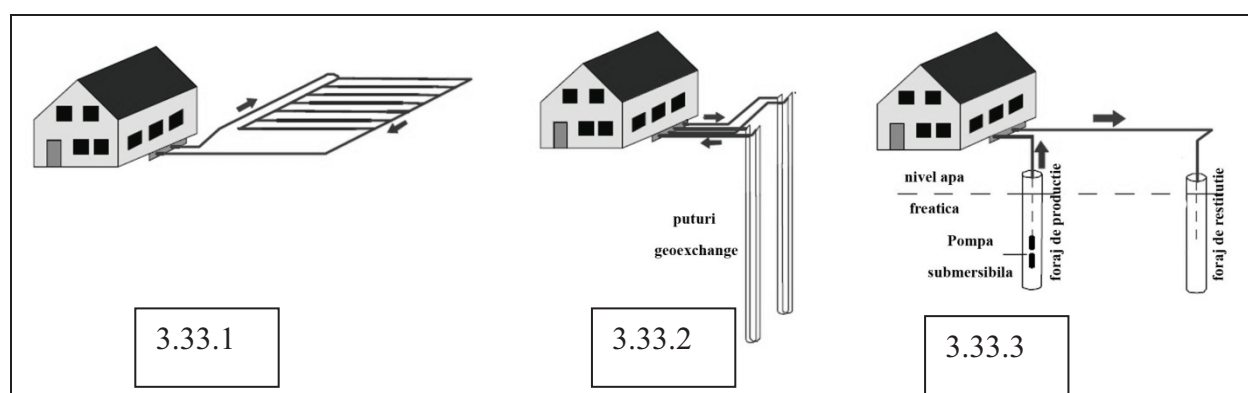


Figura 3.33. Variante curente de exploatare ale sursei geotermale

Circuitele închise din variantele 3.33.1 și 3.33.2 se numesc prescurtat SCP (Schimbător de Căldură cu Pământul). În literatura de specialitate se notează cu BHE (Borehole Heat Exchangers). Pe baza acestor cunoștințe suplimentare, se pot interpreta datele din Tabelul 3.3 astfel:

- Cazul utilizării „saramurii” apare atunci când SCP este în varianta 3.33.1. La adâncimea de 2 m pământul are cca 5°C , ceea ce determină ca valoarea EWT să fie 0°C . Așadar, primele 2 cazuri din Tabelul 3.3 (saramură/aer și saramură/apă) sunt specifice variantei 3.33.1. La aceleași temperaturi lucrează și sistemele hidrotermale de suprafață (lacuri, Delta Dunării, râuri).
- Cazul $\text{EWT} = 10^{\circ}\text{C}$ corespunde variantelor SCP – puțuri geoechange 3.33.2 și variantei circuit deschis 3.33.3. În cazul puțurilor geoechange din România, adâncimea economică este de 80 m, temperatura pământului este $12\div 13^{\circ}\text{C}$, temperatura EWT minimă în sezonul friguros 8°C , ceea ce determină obținerea de performanțe energetice foarte ridicate în cazul unei proiectări și unei exploatare corespunzătoare.

În cazul forajelor de apă executate în București și în Constanța, pentru aplicații cu pompe de căldură geotermale în circuit deschis, EWT este $9\div 10^{\circ}\text{C}$ pe toată durata sezonului rece al anului.

În Tabelul 3.4 sunt prezentate numai pompele de căldură aerotermale de tipul aer/apă întrucât, în cazul României tipurile de pompe de căldură aerotermale aer/aer nu îndeplinesc criteriile de fezabilitate tehnică rezultate din condiția ca energia regenerabilă anuală să fie mai mare decât energia electrică la intrare (exprimată în energie primară).

Și în cazul pompelor de căldură aer-apă sunt probleme de fezabilitate tehnică la temperaturi scăzute ale aerului atmosferic, motiv pentru care, în România sistemele HVAC cu pompe de căldură aer/apă sunt „ajutate” iarna de microcentrale termice de încălzire pe sursa clasică (combustibili convenționali). Un astfel de sistem se numește „hibrid”.

În tabelul 3.3, la varianta **apă/aer**, valorile EWT sunt 15°C sau 20°C, ce corespund soluțiilor aplicate în sistemele HVAC ale mall-urilor. Sistemele HVAC din mall-uri au o buclă închisă de apă în care iarna temperatura se menține constantă la valoarea EWT de 15°C sau 20°C prin injecție de căldură din sursă clasică. **Aceste sisteme nu sunt recunoscute ca sisteme cu sursă regenerabilă deși folosesc pompe de căldură, întrucât sursa lor termică este clasică, și nu regenerabilă.**

Tabelul 3.3 nu conține cerințe ecologice pentru pompele de căldură apă-aer geotermale care lucrează la valori EWT 1÷10°C (circuite deschise din pânze freatice sau circuite geoexchange). Conform practicii, pompele de căldură apă-aer, pentru o valoare EWT dată, asigură COP-ul minim al pompelor de căldură apă-apă din Tabelul 3.3 atunci când ele sunt cuplate cu recuperatoare de căldură aer-aer. Astfel de pompe de căldură este extrem de favorabilă utilizării lor, întrucât în multe aplicații, pompele de căldură apă-aer asigură atât ventilația cât și încălzirea clădirilor iarna, precum și răcirea clădirilor vara, cu recuperarea și valorificarea eficientă a energiilor secundare atât iarna cât și vara. Avantajul major al sistemului „pompa de căldură (reversibilă) apă-aer + recuperator de căldură aer-aer constă în faptul că se recuperează căldură de condensare pe timp de vară și aceasta se acumulează în pământ, pentru a fi utilizată apoi pe timp de iarnă, când pompa de căldură extrage căldură din pământ.

Analizând energetic astfel de sisteme, se poate explica faptul că, deși COP-ul pompei de căldură are pe standul de probe valori sub cifra 5, performanța anuală a ansamblului pompă de căldură – recuperator de căldură, se realizează valori ale SPF mai mari de 7.

Eficiența energetică la răcire a pompelor de căldură este prezentată în tabelul 3.5

Tabelul 3.5. Eficiența energetică la răcire a pompelor de căldură hidrotermale și geotermale

Pompe de căldură hidrotermale și geotermale – eficiența la răcire - ree			
Tipul pompei de căldură	Circuit primar	Circuit secundar	REE _{min}
Saramură/Aer	EWT = 30°C Temp. de ieșire = 35°C	intrare Aer = 27°C	3,3
Saramură/Apă	EWT = 30°C Temp. de ieșire = 35°C	intrare apă = 12°C ieșire apă = 7°C	3,0
		intrare apă = 23°C ieșire apă = 18°C	3,0
Apă/Apă	EWT = 30°C Temp. de ieșire = 35°C	intrare apă = 12°C ieșire apă = 7°C	3,2
		intrare apă = 23°C ieșire apă = 18°C	3,2
Apă/Aer	EWT = 30°C Temp. de ieșire = 35°C	intrare aer = 27°C	4,4

Tabelul 3.6. Eficiența energetică la răcire a pompelor de căldură aerotermale

pompe de căldură aerotermale – eficiența la răcire - REE			
Tipul pompei de căldură	Circuit primar	Circuit secundar	REE _{min}
aer/apă (chiller)	temperatură aer - 35°C	intrare apă = 12°C ieșire apă = 7°C	2,2

Din Tabelul 3.5, se observă că limitele impuse mărimii REE_{min} din considerente ecologice sunt foarte scăzute în raport cu valorile COP_{min}. În politică curentă, o pompă de căldură profesională de tip universal trebuie să facă ciclul pe răcire la niște consumuri energetice mai mici decât cele pe care le înregistrează în ciclul său de încălzire. Excepție fac numai pompele de căldură pentru climate reci și foarte reci care realizează ciclul de încălzire prin comprimare de vapori în două trepte.

În cazul pompelor de căldură **aerotermale**, valori ale REE de 2,2 nu asigură condiția de fezabilitate cerută de normele în vigoare.

Din teoria mașinilor frigorifice se cunoaște faptul că, cu cât diferența între temperaturile celor două surse de căldură pe care mașina termică le folosește în ciclul său este mai mare, cu atât consumul energetic (de energie electrică de acționare a comprimării) este mai mare. Din acest motiv, întrucât în România temperatura pământului la adâncimea de 80 m este vara în jur de 15°C, EWT are valori maxime de circa 24°C.

Ca urmare a monitorizării sistemelor de pompe de căldură geotermale instalate în zona București, s-au putut stabili, statistic, următoarele concluzii:

- perioadele de încălzire și de răcire anuale ale clădirii sunt aproape echilibrate ca durată în timp, dar mult mai intense în faza de răcire;
- trecerea de la încălzire la răcire se face în jur de 20 aprilie;
- trecerea de la răcire la încălzire: în jur de 8 octombrie;
- înregistrarea de temperaturi extreme ale aerului exterior: aproape -18°C la finele lui ianuarie; peste 42°C în iunie, în iulie și în august.

3.6.2.3. Relația dintre sistemul tehnic interior al clădirii și sistemul său tehnic exterior

După ce s-a stabilit configurația sistemului de “încălzire-ventilare-aer condiționat” interior al clădirii și s-a determinat capacitatea termică a pompelor de căldură, trebuie configurată sursa termică a sistemului.

Variantele posibile sunt următoarele:

- circuitul geotermal deschis bazat pe pânzele freatice ale pământului;
- circuitul geotermal închis realizat orizontal;
- circuitul geotermal închis realizat vertical.

Se va analiza pe rând fiecare din cele trei posibilități.

3.6.3. Circuite geotermale

3.6.3.1. Circuitul geotermal deschis bazat pe pânzele freatice ale pământului

În literatura de specialitate, un astfel de circuit se numește „open loop system”. În Figurile 3.34 și 3.35 se prezintă două modele diferite și anume:

- Figura 3.34 – modelul clasic cu schimbător de căldură intermediar;
- Figura 3.35 – modelul cu rezervor tampon.

Modelul „clasic” folosește un schimbător de căldură și două foraje de apă: „Foraj Producție”-FP și „Foraj Restituție”-FR. Cele două foraje sunt aproximativ identice constructiv, fiind racordate amândouă la aceeași pânză freatică. Pentru execuția forajelor de apă este nevoie de date hidrogeologice amănunțite.

Pompa submersibilă P_s este amplasată sub nivelul hidrodinamic al forajului de apă și are un debit situat sub debitul maxim înscris în procesul verbal de probă a forajului de apă.

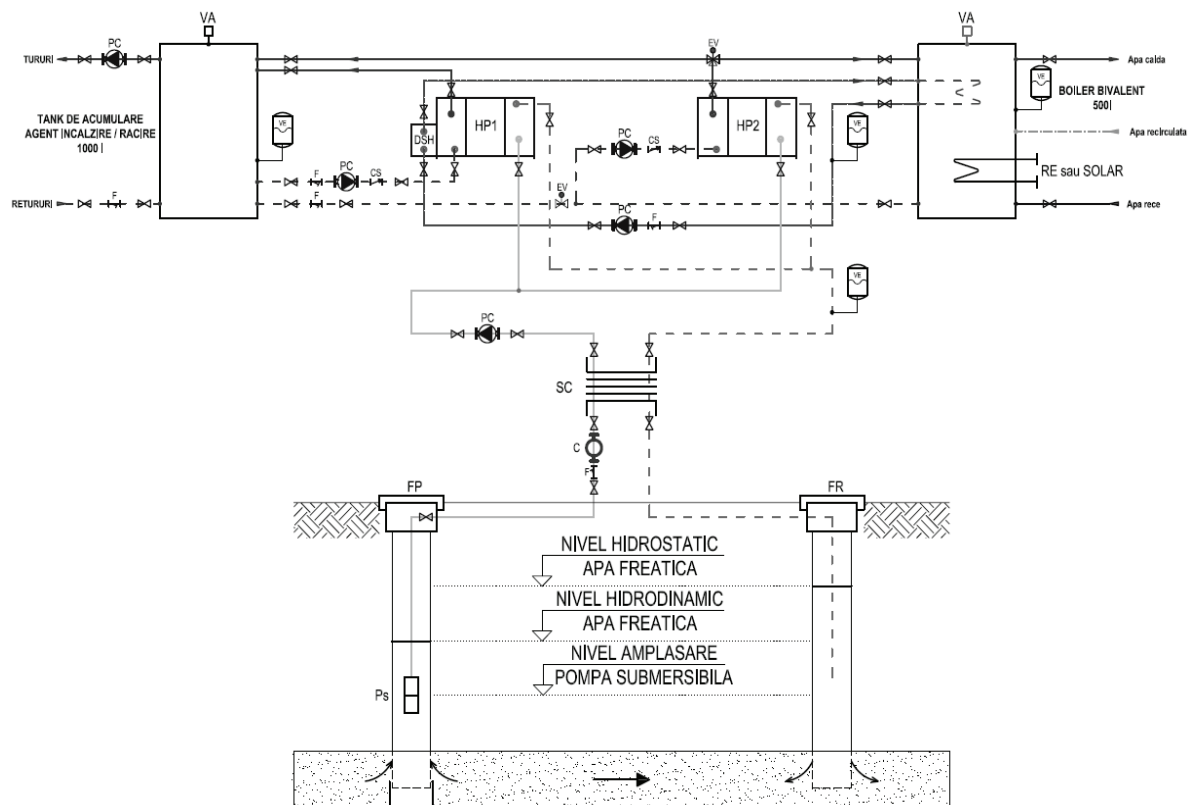


Figura 3.34. Modelul clasic cu schimbător de căldură intermediar

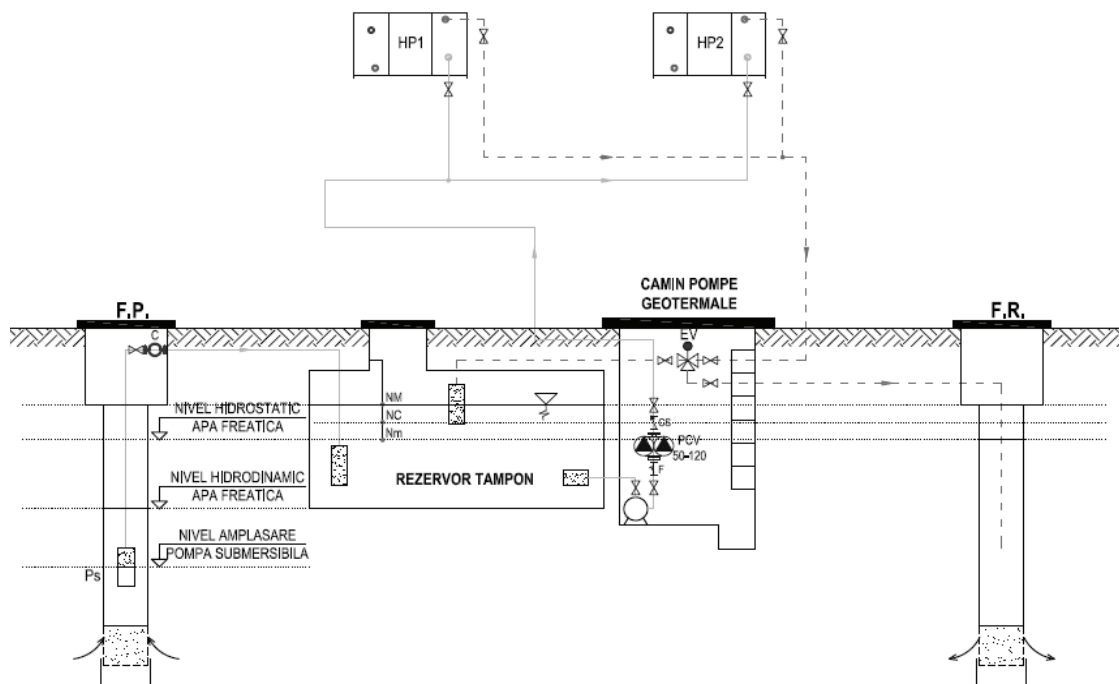


Figura 3.35. Modelul cu rezervor tampon

La utilizarea apei freatice, se recomandă ca, în cazul debitelor mici de apă ($2 \div 3$ l/sec) utilizate în sisteme de pompă de căldură, restituția de apă să se facă în canalizarea urbana. Pentru debite mai mari de 3 l/sec, restituția de apă trebuie făcută obligatoriu în foraje absorbante de Φ 20 cm, deschise în acvifer.

Debitul de apă extras din foraj trebuie contorizat. Întrucât debitul este constant, trebuie valorificat integral energetic „online”:

- Pompa P_c este cu turație constantă;
- Pompele de căldură HP1 și HP2 sunt alimentate continuu pe circuitul lor primar atâta timp cât P_s și P_c funcționează;
- Din acest motiv, pompele de căldură au nevoie de câte un tampon de stocarea energiei între circuitul lor secundar și consumatorii termici (ventiloconvectoare, boilere, pardoseli climatice, radiatoare), în caz contrar la cea mai mică cerere de energie a unui consumator de căldură ar porni toate ansamblurile sistemului geotermal care sunt „în așteptare” și astfel consumul de energie electrică poate depăși în unități de energie primară, cantitatea de energie regenerabilă valorificată din apa freatică vehiculată.

Schema hidraulică de legare a pompelor de căldură din Figura 3.35 folosește aceleași elemente cu cele utilizate în Figura 3.34. Suplimentar, pompa de căldură HP1 este echipată cu un Supraîncălzitor (Desuperheater). Acesta este un schimbător de căldură montat pe țeava de freon fierbinte ($90\div 100^\circ\text{C}$) ce iese din compresorul ciclului frigorific. Apa are o temperatură superioară valorii de 60°C iarna și peste 40°C vara, ceea ce ajută foarte mult zona caldă a boilerului bivalent.

Sistemul cu schimbător de căldură pe forajul de apă nu se utilizează la puteri termice mari, întrucât forajele de apă, chiar dacă sunt săpate la 180-200 m (peste media curentă) au disponibile debite limitate de exploatare de maxim 5 l/sec ce pot asigura vârfuri de sarcină de până la 80 kW.

În cazul în care cheltuielile cu realizarea accesării sursei geotermale în varianta „circuit deschis” este mai scăzută decât cele necesare accesării sursei geotermale în „circuit închis” (la un EWT $\geq 8^\circ\text{C}$), sistemul se poate dezvolta în domeniul puterilor termice instalate la valori peste 100 kW.

3.6.3.2. Circuitul geotermal închis realizat orizontal

Sistemul este cunoscut sub numele „Ground Loop Horizontal” și constă din săparea unor șanțuri longitudinale adânci de aproximativ 2,7 m, cu lățimea de cca. 1,2 m, amplasate la o distanță de aproximativ 3 m unele de altele, în care sunt așezate niște tevi din polietilenă Tur/Retur pe 3 șiruri racordate la un Colector și la un Distribuitor aflate în centrala termică a construcției, ca în Figura 3.36.

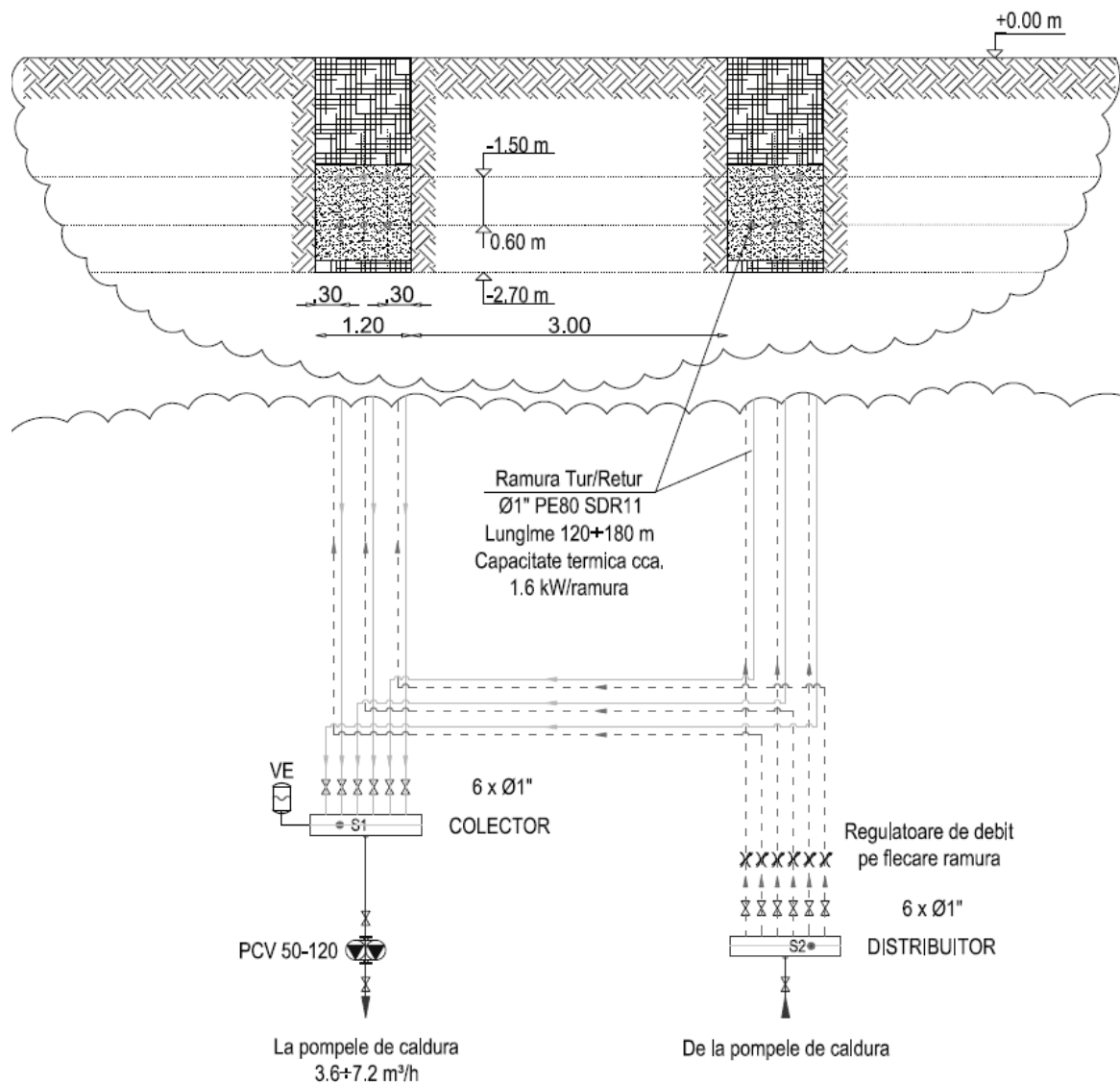


Figura 3.36. Sistemul „Ground Loop Horizontal”

Dacă se adoptă acest sistem pentru schimbătorul de căldură cu pământul în cazul unei construcții cu destinația de locuință cu o putere termică instalată în pompe de căldură de 23kW și se folosește capacitatea termică de 1,6 kW pentru un colac de tubulatură îngropat tur/retur 1” x 140 m, capacitatea pompelor de căldură se calculează pentru 23kW/0.8 și ea va fi acoperită de 2520 m teava 1”. În calculul lungimii s-a ținut cont de coeficientul de 0,8 ce reprezintă conform Figurii 3.31, diferența de capacitate termică a pompelor de căldură între temperatura de lucru 8,5°C și temp. de lucru 0°C. Este foarte important de observat că, în cazul climatului României ($t_{\text{ext}} = -18^{\circ}\text{C} \div +34^{\circ}\text{C}$), acest sistem necesită o suprafață de teren liberă de cca. 1260 m², ceea ce este foarte mult raportat la amprenta la sol a construcției (în cazul exemplului este 126 m²).

3.6.3.3. Circuitul geotermal închis realizat vertical

Acest tip de Schimbător de căldură cu pământul este simbolizat în literatura de specialitate cu inițială BHE (Borehole Heat Exchanger). În Figura 3.37 este prezentat schematic un astfel de sistem coroborat cu sistemul HVAC cu pompe de căldură interior clădirii cu destinația de locuință din exemplul dat.

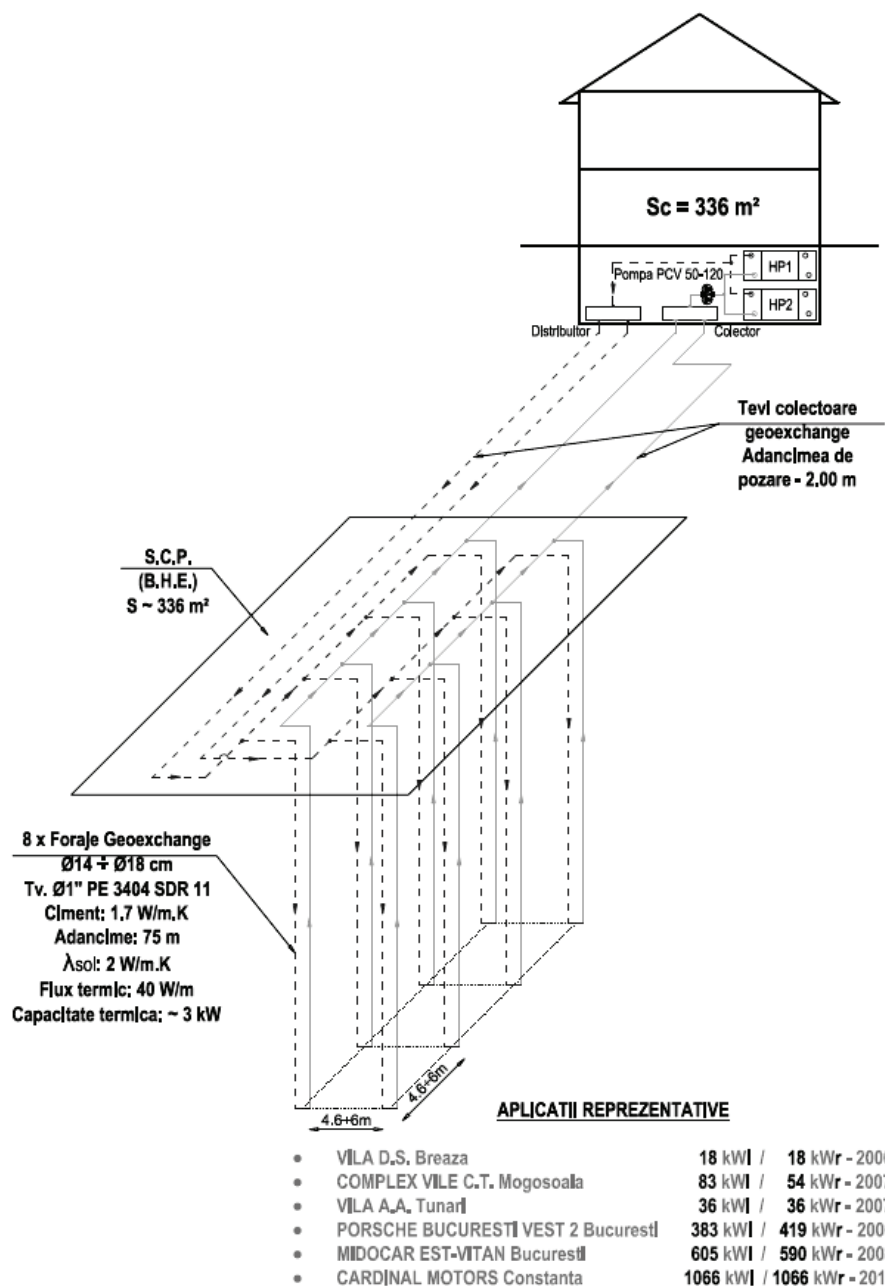


Figura 3.37. Schimbător de căldură vertical

Este important a se remarca următoarele:

- suprafața efectiv ocupată de către un schimbător de căldură cu pământul în acest caz este aproximativ egală cu suprafața încălzită a clădirii și este de 3÷4 ori mai mică decât în cazul schimbătorului de căldură orizontal cu pământul;
- necesarul de țeava din polietilena dimensiunea 1" pentru configurarea schimbătorului de căldură cu pământul (8 foraje a 2 x 77 m, tevi configurația „U”) este de 2 ori mai mică decât cantitatea de țeavă necesară în cazul schimbătorului de căldură orizontal cu pământul;
- temperatura apei de alimentare ($EWT \geq 8,5^{\circ}\text{C}$) a pompelor de căldură nu necesită schimbarea puterii nominale a pompelor de căldură, ca în cazul analizat anterior.

În legătură cu acest sistem, trebuie menționate următoarele:

- Săparea forajelor pentru „puțurile geoexchange” este o activitate specifică care nu trebuie confundată cu activitatea curentă de execuție a forajelor de apă.
- În ziua săpării se execută și lansarea la puț a ansamblului de țeava tur/retur, concomitent cu celelalte activități specifice.
- Dacă puterea termică instalată în pompele de căldură depășește 50 KW, numărul de foraje geoexchange, trebuie verificat printr-un **foraj de probă** la data începerii execuției.

• Testarea Răspunsului Termic (TRT) pentru determinarea caracteristicilor termice ale solului:

- conductivitatea termică a solului: λ [W/m.K];
- temperatura pământului în zona SCP [°C];
- rezistența termică a puțului: R_b [m.K/W].

În Figura 3.38 se prezintă determinările realizate în baza tehnologiei TRT.

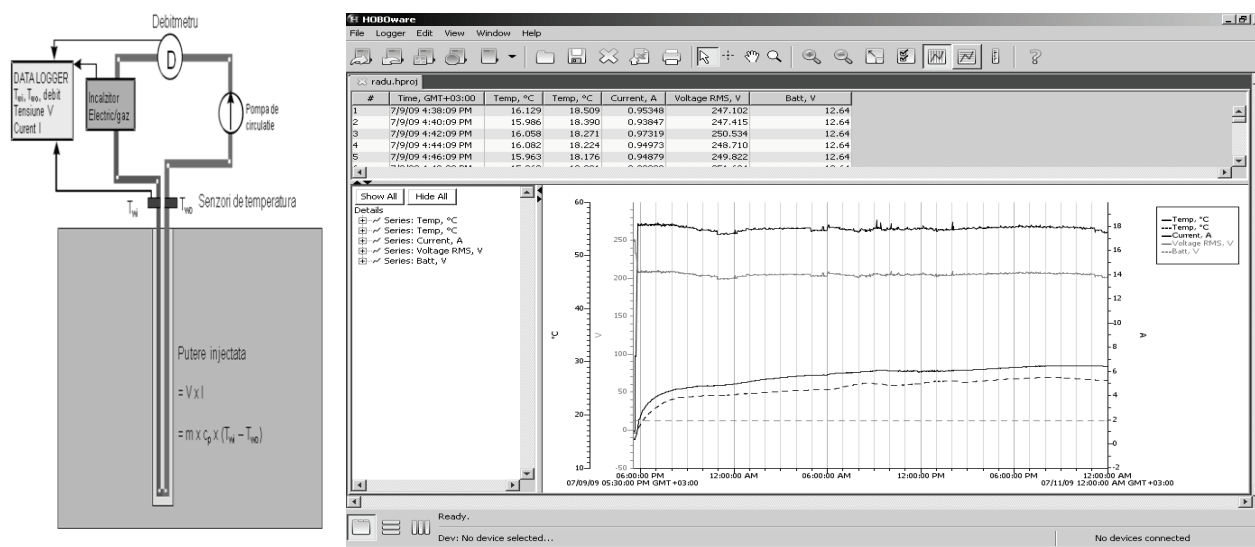


Figura 3.38. TRT – Testarea Răspunsului termic – Trusa de lucru și rezultatele măsurătorilor în cazul unui foraj geoexchange

În ceea ce privește hidraulica schimbătorului de căldură cu pământul, se vor respecta:

- debitul de lichid pe un foraj trebuie să fie **0,2 ÷ 0,3 l/sec;**
- căderea de presiune pe un foraj de 80 m nu trebuie să depășească **20 KPa;**
- căderea de presiune de-a lungul colectoarelor geoexchange nu trebuie să depășească **20 KPa;**
- căderea de presiune acceptată pe ansamblul colector/distribuitoare, robinete, fittinguri etc. se va limita la **15%;**
- căderea totală de presiune pe un circuit tur/retur între distribuitor la puțuri și colector de la puțuri se va înscrie obligatoriu în maxim **50 KPa.**

Pentru calculul căderilor de presiune se va ține cont de vâscozitatea fluidului care este funcție de concentrația antigelului introdus în instalație. Pentru sistemele de schimbătoare de căldură cu pământul de tip vertical, fluidul este apa ceea ce, așa cum rezultă din Tabelul 3.7, conduce la căderea de presiune cea mai mică.

Tabel 3.7. Comparație între căderile de presiune ale diverselor fluide, pe un singur puț

Exemplul unui sistem hidraulic aferent unei Pompe de căldură cu puterea termică încălzire 5 kW, la un $\Delta t = 3^{\circ}\text{C}$, cu un puț geoexchange realizat pe o țevă polietilenică de 32 mm, adâncime 100 m

Tabelul 8

	Caldura Specifică kJ/kg·K	Debitul l/s	Numărul Re	Rezistența termică K/(W·m)	Pierdere de presiune bar
Apă	4.20	0.39	12565	0.13	0.29
Monoetilen glicol 25%	3.80	0.44	4359	0.14	0.54
Monoetilen glicol 33%	3.57	0.47	3234	0.14	0.69
Monopropilen glicol 25%	3.93	0.43	2753	0.14	0.58
Monopropilen glicol 33%	3.73	0.44	2005	0.22	0.44
Etanol 25%	4.20	0.39	2412	0.14	0.46

Tabel 3.8. Stabilirea influenței numărului Re asupra căderilor de presiune pentru diverse sisteme HVAC geotermale

	Sistemul "1"	Sistemul "2"	Sistemul "3"
Tipul țevii "U"	1.08 in (27.4 mm) SDR 11	1.08 in (27.4 mm) SDR 11	1.08 in (27.4 mm) SDR 11
Configurația "U" în puț	Singular	Singular	Singular
Diametru forajului	140 mm	140 mm	140 mm
Adâncimea puțului	75 m	75 m	75 m
Numărul puțurilor	128	112	32
Suprafața climatizată [Sc]	3507 m ²	4537 m ²	1463 m ²
Puterea termică a pompelor de căldură în funcțiune [N]	350 kW	390 kW	133 kW
Debitul vehiculat pe puț pentru K = 4°C	163 x 10 ⁻⁶ m ³ /sec	208 x 10 ⁻⁶ m ³ /sec	248 x 10 ⁻⁶ m ³ /sec
Viteza de circulație a apei	0.28 m/sec	0.35 m/sec	0.42 m/sec
Valoarea Re pentru $\nu = 1,15 \times 10^{-6}$ m ² /sec	6671	8839	10007
Pierdere de presiune pe puț conform diagramei lui Moody	9.4 kPa	14.35 kPa	19.5 kPa
Raportul pierderilor de presiune dintre sisteme	100%	153%	207%

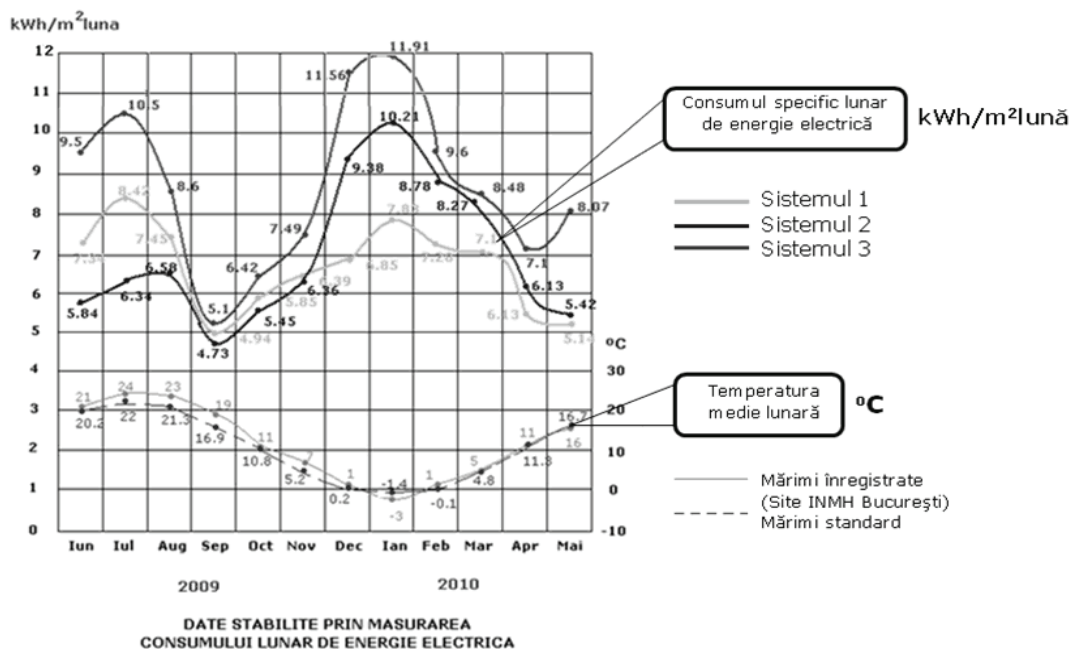


Figura 3.39. Influența căderilor de presiune asupra consumurilor specifice lunare de energie electrică

Este important de reținut că o dimensionare necorespunzătoare hidraulică a sistemului tehnic exterior clădirii poate conduce la consumuri mari de energie electrică ceea ce influențează negativ performanța energetică a clădirii (cazul sistemului 3 analizat) și astfel producția de energie regenerabilă pe locație poate fi inferioară intrării de energie primară din rețeaua electrică locală. Sistemul geotermal 3 necesită lucrări de reamenajare.

3.6.4. Producția de energie regenerabilă pe locație

Estimarea valorilor $Q_{utilizabil}$ atât pentru ciclul de încălzire al pompelor de căldură cât și pentru ciclul de răcire al pompelor de căldură folosite în clădiri reprezintă valoarea Q_{usable} din Fig. 3.30, adică mărimea de intrare în sistemul tehnic (HVAC) al clădirii.

$$Q_{utilizabil} = E_{RES} + \sum E_{driving} \quad (3.9),$$

Metodologia cadru de estimare constă în înlocuirea mărimii $Q_{\text{utilizabil}}$, greu de calculat, prin produsul a 2 termeni și anume „N” reprezentând capacitatea termică de calcul a pompelor de căldură [kW] montate într-o clădire și coeficientul „ $Q_{\text{utilizabil factor}}$ ” [kWh/kW], ce reprezintă o mărime caracteristică zonei climatice în care este amplasată clădirea echipată cu pompe de căldură . Prin această înlocuire, formula de calcul a energiei regenerabile produsă de pompe de căldură, redată în formula (2.1), devine:

$$E_{\text{RES}} = N \cdot Q_{\text{utilizabil factor}} (1-1/\text{SPF}) \text{ [kWh]}$$

Pentru că este vorba numai de încălzire, acest lucru este precizat astfel:

$$E_{\text{RES}}^{\text{I}} = N^{\text{I}} \cdot Q_{\text{utilizabil factor}}^{\text{I}} (1-1/\text{SPF}_1) \text{ [kWh]} \quad (3.10)$$

unde „I” este indicativul „încălzire”. Dacă pompele de căldură sunt folosite și la producerea apei calde de consum a clădirii, indicativul „I” include și prepararea apei calde.

- Valorile $Q_{\text{utilizabil factor}}$ de referință sunt determinate prin calcul.

Stabilirea valorilor „ $Q_{\text{utilizabil factor}}$ ” pentru România

În România, aplicațiile cu pompe de căldură geotermale, de tip rezidențial sau nonrezidențial, au demonstrat că pe o întindere teritorială foarte mare care cuprinde Câmpia Română, Dobrogea, Banatul și o parte din Moldova de Sud, energia anuală de încălzire și energia anuală de răcire a clădirilor sunt de același ordin de mărime, ceea ce face ca pompele de căldură geotermale să lucreze la capacitatea nominală atât iarna cât și vara, echilibrând astfel energetic schimbătoarele de căldură cu pământul, situație extrem de favorabilă pentru obținerea unor valori mari ale factorului de performanță SPF_{yr} . Prin SPF_{yr} se simbolizează factorul de performanță anual al pompelor de căldură atunci când acestea sunt utilizate, cu ciclul frigorific activ, atât iarna cât și vara.

Așadar, în cazul României se va determina un $Q_{\text{utilizabil factor}}^{\text{I}}$ ($Q_{\text{usable factor}}^{\text{H}}$) și $Q_{\text{utilizabil factor}}^{\text{R}}$ ($Q_{\text{usable factor}}^{\text{AC}}$) specifici proceselor de încălzire **I** (**H**) respectiv răcire **R** (**AC**) ale clădirilor cu ajutorul pompelor de căldură geotermale și un $Q_{\text{utilizabil}}^{\text{I}}$ ($Q_{\text{usable}}^{\text{H}}$) și $Q_{\text{utilizabil}}^{\text{R}}$ ($Q_{\text{usable}}^{\text{AC}}$), apoi un $Q_{\text{utilizabil yr}}$ ($Q_{\text{usable yr}}$) și în final un SPF_{yr} .

Pentru obținerea valorilor de calcul s-au întocmit tabele cu **BIN-uri climatice** și s-au trasat curbele de variație ale acestor valori pentru 6 orașe mari din România: București, Timisoara, Cluj-Napoca, Constanța, Galați și Craiova: Tabel 3.9.

Pe baza acestora, mărimile $Q_{\text{utilizabil factor I}}$ și $Q_{\text{utilizabil factor R}}$ pentru fiecare din cele 6 orașe ale României.

În Tabelul 3.10 se prezintă sinteza calculelor pentru cele 6 orașe. Se observă faptul că orașul Cluj-Napoca (amplasat în centrul țării) este singurul care necesită mai multă încălzire decât răcire, toate celelalte 5 orașe (amplasate pe banda laterală vest-sud-est a țării) necesitând mai multă răcire (climatizare) decât în călzire.

Tabel 3.9. BIN-uri climatice pentru 6 orase din România

	Bucuresti	Timisoara	Cluj-Napoca	Constanta	Galati	Craiova
Temp [°C]	hrs	hrs	hrs	hrs	hrs	hrs
-22						
-21						
-20	7					
-19	1					
-18	4					
-17	3		1			
-16	3		3			1
-15	8		6			0
-14	15		10			0
-13	15	2	36			0
-12	29	12	21		5	2
-11	30	6	44		3	1
-10	23	11	48		12	1
-9	57	19	39		42	4
-8	92	38	74	6	67	71
-7	88	71	101	17	67	91
-6	90	74	120	25	67	90
-5	101	75	197	42	63	108
-4	153	195	270	46	133	131
-3	196	155	319	76	122	135
-2	244	204	296	156	208	200
-1	284	298	339	257	260	285
0	348	329	441	232	317	308
1	318	343	350	319	362	444
2	344	311	299	374	325	293
3	379	323	325	382	264	313
4	309	322	268	357	233	267
5	276	295	237	414	275	278
6	240	278	230	294	274	317
7	245	293	215	341	244	280
8	279	257	213	325	343	247
9	321	239	216	363	334	249
10	312	269	266	246	296	276
11	283	268	341	239	267	295
12	315	304	340	214	251	291
13	310	260	333	241	242	348
14	315	336	384	280	263	320
15	327	334	376	244	299	287
16	324	316	348	316	272	303
17	282	306	302	285	310	261
18	260	269	210	378	340	278
19	227	268	258	404	329	253
20	171	261	205	384	312	241
21	162	206	191	336	254	253
22	133	182	132	316	246	199
23	127	178	116	236	220	204
24	208	193	71	199	197	168
25	28	168	52	119	167	167
26	105	121	42	110	150	118
27	97	91	24	93	125	92
28	69	70	18	52	93	81
29	69	81	13	24	66	71
30	42	60	16	11	27	54
31	29	44		5	11	45
32	20	20		1	3	28
33	18	5		0		7
34	12			1		9
35	2					5
36	5					6
37	2					4
38	2					3
39						1
40						
	8760	8760	8756	8760	8760	8784

Tabel 3.10. Sinteza calculelor pentru 6 orașe din România: Cluj-Napoca, București, Timișoara, Galați și Constanța

Orasul	BIN încălzire [h/an] [%/an]	BIN răcire [h/an] [%/an]	Q _{usable factor I} [kWh/kW] [%/an]	Q _{usable factor R} [kWh/kW] [%/an]
CLUJ NAPOCA	6751 78	1998 22	2332 64	1340 36
BUCUREȘTI	6346 73	2384 24	2129 55	1767 45
TIMIȘOARA	5921 68	2839 32	1894 48	1900 52
CRAIOVA	5943 68	2837 32	1900 48	1815 52
GALAȚI	5638 65	3122 35	1815 44	2296 56
CONSTANȚA	5490 63	3269 37	1664 42	2302 58

* România are cel puțin 2 (doua) zone climatice de interes geotermal, (a se vedea Anexa „D” din reglementarea tehnică privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor) și anume:

- **ZONA CLIMATICĂ I geotermal** care ocupa Zona I și Zona II din Anexa „D” a reglementării tehnice;
- **ZONA CLIMATICĂ II geotermal** reprezentată de Cluj-Napoca care face parte din Zona III din Anexa „D” a reglementării tehnice.

* în **ZONA CLIMATICĂ I geotermal** putem scrie:

$$Q_{\text{utilizabil an}} = N^I Q^I_{\text{utilizabil factor}} (1 - 1/\text{SPF}_I) + N^R Q^R_{\text{utilizabil factor}} (1 - 1/\text{SPF}_R)$$

Dacă se analizează valorile anuale $Q_{\text{utilizabil factor yr}}$ obținute prin însumarea $Q^I_{\text{utilizabil factor}}$ și $Q^R_{\text{utilizabil factor}}$ în cazul celor 5 (cinci) orașe de câmpie: București, Timișoara, Craiova, Galați și Constanța, se observă că se poate alege o valoare caracteristică:

$$Q_{\text{utilizabil factor an}} = 3900 \text{ kWh/kW}$$

față de care cele 5 (cinci) orașe au abateri valorice sub 5%.

Din datele de monitorizare obținute cu sistemele HVAC geotermale în funcțiune din teritoriu, la puteri termice instalate în pompele de căldură geotermale de peste 100kW $N^I \sim N^R$, diferențele între valorile SPF_I și SPF_R față de SPF_{an} pot fi neglijate, astfel că:

$$Q_{\text{utilizabil an}} = 3900 N (1 - 1/\text{SPF}_{\text{an}}) \text{ pentru ZONA CLIMATICĂ I geotermal a României.}$$

* în ZONA CLIMATICĂ II geotermal reprezentată de Cluj-Napoca are:

$$Q_{\text{utilizabil factor}}^I = 2332 \text{ kWh/kW}$$

În această zonă, pentru funcția de răcire capacitatea N^R [kW] poate fi diferită de capacitatea N^I [kW] ceea ce înseamnă că în această zonă se recomandă utilizarea sistemului „free cooling” în sezonul cald al anului și se va apela la ciclul de răcire al pompelor de căldură numai atunci când nevoia de răcire a construcției o cere (ex: lunile iulie, august).

3.6.5. – Fezabilitatea tehnică și de mediu

Pentru determinarea fezabilității, sub aspect tehnic, economic și de mediu a sistemului HVAC cu sursă de energie regenerabilă este necesară o analiză detaliată a consumurilor de energie primară între 2 variante și anume: O variantă clasică în care sistemul HVAC are în componența cazane de încălzire pe combustibil convențional și generator de apă răcită (chiller) pentru climatizarea clădirii pe timpul verii, „versus” o variantă modernă, în care sistemul HVAC al clădirii se bazează pe pompe de căldură geotermale cu $EWT \geq 8^\circ\text{C}$.

Fezabilitatea tehnică și de mediu sunt realizate dacă se demonstrează prin calcul că valorile SPF_{an} ale variantei bazate pe utilizarea pompelor de căldură sunt superioare valorilor minime stabilite în Tabelul 3.11 (sub liniile de demarcație)

Tabelul 3.11. Estimări privind valorile SPF_{an} [7]

Year	Aerothermal Source	Hydrothermal Source	Geothermal Source
2009	3.05	3.51	3.77
2010	3.10	3.56	3.82
2011	3.15	3.61	3.87
2012	3.30	3.76	4.02
2013	3.40	3.86	4.12
2014	3.46	3.92	4.18
2015	3.56	4.02	4.28
2016	3.62	4.03	4.34
2017	3.68	4.14	4.40
2018	3.74	4.20	4.46
2019	3.80	4.26	4.52

Sursa: EGEC¹⁾ – EHPA²⁾ – EPEE³⁾: Methodology for statistical determination of the share of renewable energy for heat pumps in buildings in view of Annex VII of Directive 2009/28/EC – aprilie 2010

1) EGEC – Consiliul European pentru Energie Geotermală - Brussels – www.egec.org

2) EHPA – Asociația Europeană de Pompe de Căldură – Brussels – www.ehpa.org

3) EPEE – Parteneriatul European pentru Energie și Mediu - Brussels – www.epeeglobal.org

În legătură cu liniile de demarcație trasate în Tabelul 3.11 trebuie făcute următoarele precizări:

- nu toate valorile SPF_{an} conduc la o eficiență energetică pozitivă a sistemului tehnic HVAC cu pompe de căldură .

- condiția de eficiență energetică minimă se determină din relația (3.30) [8]:

$$E_p^{RES} = E_{RES} [1 - 1.5 / (SPF - 1)] \text{ [kWh/an]} \quad (3.30)$$

unde:

„ E_p^{RES} ” este disponibilul de energie primară ramas după deducerea din E_{RES} [kWh] a contravalorii, în energie primară, a energiei electrice folosită de sistemul HVAC al clădirii.

Funcția E_p^{RES} / E_{RES} [%] este reprezentată în Fig. 3.47.

- Pompele de căldură cu sursă hidrotermală și cu sursa aerotermală trebuie să dovedească eficiența pozitivă.

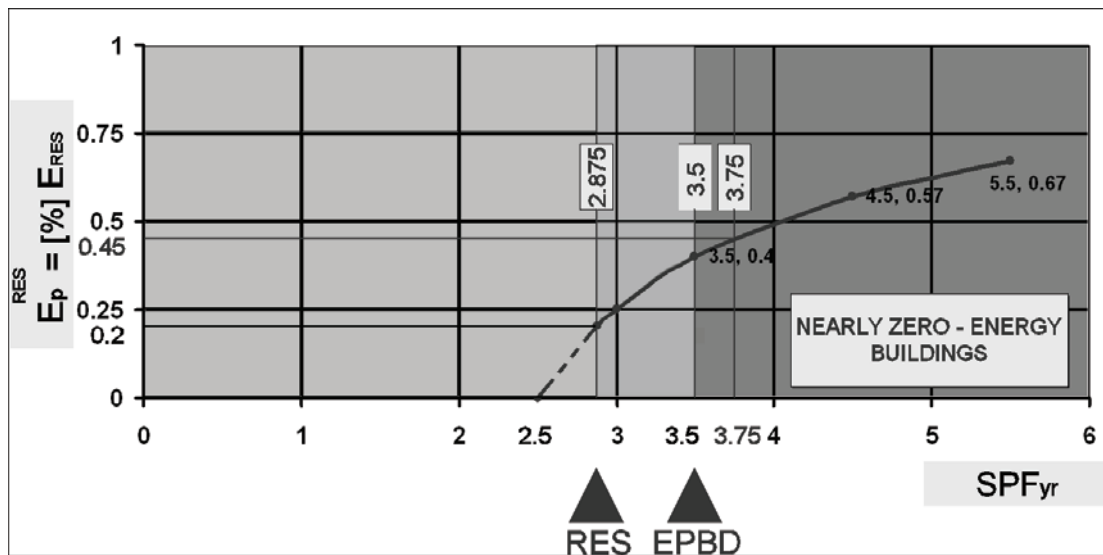


Fig. 3.40. Performanțele energetice minime ale sistemelor tehnice ale clădirilor care folosesc pompe de căldură cu sursa mediul ambient

În Figura 3.40 sunt marcate următoarele limite:

- limita de acceptabilitate a unei aplicații cu pompe de căldură : $SPF_{an} > 2.875$;
- limita de eficiență energetică a sistemului tehnic echipat cu pompe de căldură $SPF_{an} > 3.5$;
- limita de „Nearly zero-energy buildings” pentru sistemele tehnice ale clădirilor echipate cu pompe de căldură cu sursa mediul ambient: $SPF_{an} > 3.75$ care asigură $E_p^{RES} > 0.45 E_{RES}$.

Trebuie menționat că limitele de acceptabilitate marcate în Tabelul 3.11 și Fig. 3.40 sunt calculate pentru o valoare $\eta_{EE} = 0.4$, și pe parcurs ce η_{EE} se va îmbunătăți ca urmare a creșterii ponderii energiilor regenerabile în balanța producției de energie, toate aplicațiile cu pompe de căldură vor conduce la clădiri Nearly Zero Energy Buildings.

4. Soluții cadru pentru proiectarea sistemelor HVAC cu pompe de căldură având ca sursă mediul ambient (aerul, apa, pământul)

4.1 Locuințe unifamiliale noi – exemplu de calcul

Exemplul este o clădire de locuit unifamilială pe 3 nivele (demisol, parter, etaj) care asigură toate funcțiunile cerute unui spațiu de locuit modern și anume: living, bucătărie cu loc de luat masa și birou la parter; 3 dormitoare cu 2 grupuri sanitare la etaj; garaj și spațiu de depozitare la demisol, incluse toate într-o suprafață desfășurată utilă de 336 m². Proprietatea, cu o suprafață de cca. 1.000 m², permite amenajări exterioare de spații verzi, locuri de joacă pentru copii, terasă exterioară etc.

Se analizează cazul în care este necesar elaborarea unui studiu de fezabilitate privind utilizarea surselor regenerabile de energie în proiectul HVAC al clădirii.

4.1.1 Care sunt pașii care trebuie urmați ?

4.1.1.1 Verificarea respectării condițiilor minime de performanță energetică ale anvelopei clădirii

Se va verifica respectarea condițiilor minime de performanță energetică ale anvelopei clădirii luând ca bază rezistențele termice corectate ale principalelor elemente de construcție. (vezi paragraful 3.6 – relația clădire – mediul exterior).

Rezultatele calculelor analitice sunt prezentate în Fig 4.1. De aici rezultă:

- volumul interior al clădirii: $V = 883,53 \text{ m}^3$
- suprafața anvelopei clădirii: $A = 698,86 \text{ m}^2$
- raportul $A/V = 0,79 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- valoarea $G = 0,45 \text{ W}/\text{m}^3\text{K}$
- valoarea $GN = 0,58 \text{ W}/\text{m}^3\text{K}$

Concluzia: Clădirea cu destinația de locuință respectă condițiile minime de performanță energetică.

4.1.1.2. Stabilirea necesarului de căldură al construcției

Se va calcula necesarul de căldură al construcției după cum urmează:

- Pierderea de căldură prin transmisie, conform formulei (3.6) cunoscând valoarea “G” și considerând că temperatura interioară a construcției este de +20°C pentru o temperatură exterioară de calcul iarnă de -15°C (București zona climatică II), este:

$$Q_{PT} = 13.916W \approx 14kW$$

- necesarul termic pentru încălzirea aerului proaspăt atmosferic este:

$$L_p = 0,5 * V = 442 \text{ m}^3/\text{h}$$

și considerând un necesar de 13,2 W/m³, se estimează necesarul

$$Q_{Lp} = 13,2 \text{ W/m}^3 \times 442 \text{ m}^3/\text{h} = 5834W \approx 5.8kW$$

- necesarul termic pentru prepararea apei calde de consum (200 l/(familie*zi), 60°C), $\Delta t=50^\circ\text{C}$ (intrare apă 10°C, ieșire apă 60°C) înseamnă:

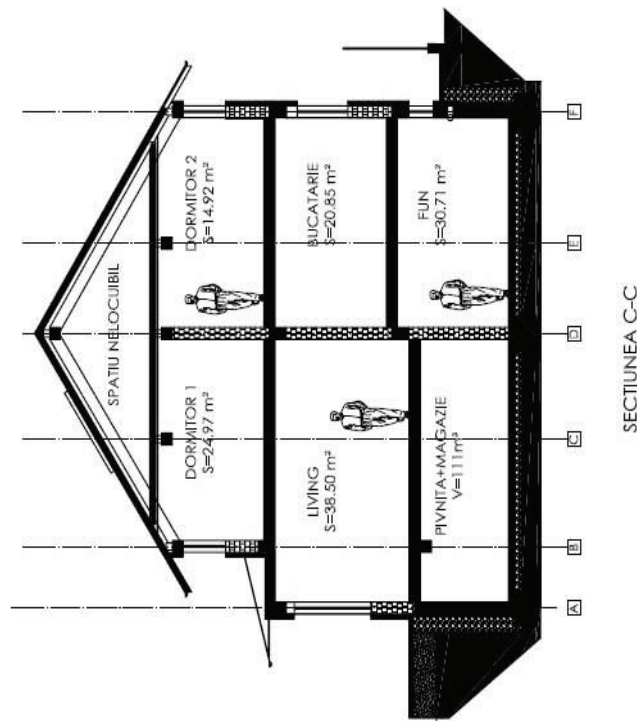
$$Q^{ACC}_{zilnic} = 12 \text{ kWh/zi, 4 pers}$$

Dacă se pune condiția ca instalația HVAC să asigure consumul zilnic de apă caldă al clădirii dintr-o rezervă ce se prepară în maxim 4 ore, se obține:

$$Q^{ACC} = 3 \text{ kW}$$

Așadar, necesarul de căldură al construcției este:

$$Q_{\text{încălzire}} = 14kW + 5,8kW + 3kW = 22,8kW$$

CALCULUL G_1 [W/m^3K] *

A_{ext} = suprafața opacă a pereților exteriori (232 m²) cu rezistența termică
 A_{ext} = suprafața ferestrelor și luminatoarelor (55 m²) cu rezistența termică
 A_{int} = suprafața acoperișului (156 m²) cu rezistența termică
 A_{int} = suprafața pereților în contact cu solul (131 m²) cu rezistența termică
 A_{int} = suprafața plăcii în contact cu solul (125 m²) cu rezistența termică
 A_{int} = Volumul încălzit al clădirii = 883,53 m³

$R_{\text{int}}^{\text{pe}} = 0,9 \cdot R_{\text{int}} = 0,9 \cdot 3,22 = 2,90$ [m ² K/W]
$R_{\text{int}}^{\text{fer}} = 0,9 \cdot R_{\text{int}} = 0,9 \cdot 0,81 = 0,73$ [m ² K/W]
$R_{\text{int}}^{\text{ac}} = 0,9 \cdot R_{\text{int}} = 0,9 \cdot 5,42 = 4,88$ [m ² K/W]
$R_{\text{int}}^{\text{pe}} = 0,9 \cdot R_{\text{int}} = 0,9 \cdot 1,39 = 1,25$ [m ² K/W]
$R_{\text{int}}^{\text{pl}} = 0,9 \cdot R_{\text{int}} = 0,9 \cdot 1,08 = 0,97$ [m ² K/W]

* exclusiv ventilatie

$$G_1 = \frac{A_{\text{DE}}/R_{\text{DE}}^* + A_{\text{TE}}/R_{\text{TE}}^* + A_{\text{PE}}/R_{\text{PE}}^* + A_{\text{PS}}/R_{\text{PS}}^* + A_{\text{PC}}/R_{\text{PC}}^*}{V} = 0.45 [\text{m}^3 \text{K/W}]$$

$$A = A_{\text{reg}} + A_{\text{reg}} + A_{\text{reg}} + A_{\text{reg}} = 698.86 \text{ [m}^2\text{]}$$

Pentru $\frac{A}{V} = 0.79 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$ $GN = 0.58 \text{ [m}^2\text{K/W]}$

Cladirea respecta conditia $G < GN$

Figura 4.1 Construcția cu destinația de locuință

4.1.1.3. Configurarea sistemului tehnic interior al clădirii

Se aleg soluțiile tehnice cele mai uzuale pentru sistemul tehnic interior al clădirii care să fie compatibile cu pompe de căldură cu sursă mediul ambiant, astfel:

- pentru încălzirea clădirii, în cazul de față al unei construcții bine izolate termic și etanșe, sunt potrivite pardoselile radiante cu țevi termice înglobate.

Pentru cazul analizat, rezultatele calculului termic sunt prezentate în Figurile 4.2 și 4.3 care indică suprafețele echipate cu pardoseală radiantă la parterul, respective etajul construcției. Trebuie observant că pardoselile radiante sunt folosite în spațiile cele mai frecvent utilizate din casă (living, bucatarie, culoare) sau în grupurile sanitare prevazute cu duș sau cu căzi de baie. Nu s-au folosit pardoseli radiante în dormitoare. Este important de menționat că pe fiecare nivel al construcției există câte un distribuitor al încălzirii de pardoseală notat "HKVD" de la care pleacă câte o conductă de tur și una de retur pentru fiecare circuit independent de pardoseala. Circuitele sunt prevazute cu robineti termostatați acționați de traductoare de temperatură. Traductorul T1 supraveghează bucătăria în locul de luat masa și acționează termostatele instalate pe circuitele 1.1 și 1.2 de pardoseală, traductorul T2 reglează circuitele 1.3 și 1.4 de pardoseală din living, traductorul T3 aparține circuitului 1.5 al holului de intrare, ș.a.m.d.

Pe ansamblu, pardoseală radiantă a parterului acoperă în medie cca. 6,5 kW încălzire cu cei aproape 82 m² instalați, iar pardoseală radiantă a etajului aproape 2,4kW încălzire cumulând astfel cca 64% din cererea termică de cca 14kW a construcției.

- Diferența de căldură, adică cca 11 kW din totalul necesarului termic al locuinței (pierderi de căldură și încălzire aer proaspăt) este acoperită prin instalarea în camere a unor ventiloconvectoare termostatare, iar în băi a unor radiatoare-portprosop termostatare. Acestea sunt alimentate de niște distribuitoare de nivel "HKVD", așezate alături de cele de pardoseală, așa după cum se poate observa în figurile 4.4 și 4.5.

Trebuie precizat că aceste corpuri de încălzire sunt amplasate în zonele cele mai reci ale camerelor adică în apropierea suprafețelor vitrate. Vara, ventiloconvectoarele din Living, Birou, Dormitoare etc. asigură răcirea controlată a volumelor interioare funcție de temperaturile prescrise prin termostatele ambientale adecvate (unele montate pe perete, altele montate direct pe aparat, după caz).

La subsolul construcției - așa cum se arată în figura 4.4 - garajul și locația centralei termice sunt încălzite cu corpuri statice, iar Pivnița și Sala de Sport sunt climatizate cu ventiloconvectoare.

- Pentru ventilarea clădirii s-a adoptat o soluție de ventilare mecanică cu recuperator de căldură aratăată în figura 4.5. Un recuperator de căldură aer - aer modulată în temperatură, cu eficiență ridicată (75%) prelucrează 442 m³/h aer proaspăt introdus / aer viciat evacuat. El este amplasat la tavanul încăperii centralei termice. O tubulatură de aer proaspăt tratat este montată aparent în subsolul construcției asigurând două magistrale de distribuție verticale cu dimensiunile Ø250mm și Ø200mm (Figura 4.6). Distribuția de aer proaspăt tratat din Parterul clădirii este arătat în Figura 4.7.

- Trebuie sesizat că evacuările locale de aer viciat (bucătărie, baie) nu au loc decât periodic și numai atâta timp cât ventilatoarele respective sunt în funcțiune, în restul timpului, direcția este descendentă, spre subsolul construcției (în aspirația recuperatorului). Aceleași principii se regasesc și în planșa din Figura 4.8 Ventilație Etaj.

4.1.1.4 Configurarea sursei termice necesare clădirii

Pentru acoperirea necesarului termic al clădirii pe timpul sezonului rece al anului și pentru prepararea apei calde de consum cu ajutorul pompelor de căldură cu sursă mediul ambiant, se va analiza următoarea soluție tehnică:

- asigurarea căldurii, la valoarea întregului necesar, în regim **monovalent** cu ajutorul pompelor de căldură cu sursă pământul. Nu se consideră varianta utilizării în regim monovalent a pompelor de căldură aer-apă (cu sursă aerul atmosferic) datorită imposibilității momentane a

acestora de a asigura condiția ecologică ($COP_{min} = 2,6$ la $t_{ext} = 1^{\circ}C$) simultan cu condiția de eficiență energetică ($SPF^{HP} > 2,875$ pe întreg intervalul $t_{ext} = (-15^{\circ}C \div +15^{\circ}C)$).

- Soluția tehnică aleasă va fi eligibilă dacă producția de căldură din sursă geotermală va depăși energia primară cerută din afara sistemului, simultan cu întrunirea condiției de eficiență economică, adică de recuperare, într-un termen rezonabil a investiției din economii realizate la capitolul cheltuieli anuale raportate la o soluție bazată exclusivă pe o sursă fosilă de energie.

A. Centrala termică în soluția utilizării pompelor de căldură geotermale și cheltuielile sale de operare

Luând ca bază datele tehnice prezentate în Figura 4.9 privind echipamentele HVAC alese, se poate configura schema termică din Figura 4.10.

Schema termică urmărește realizarea unor consumuri energetice minime. Astfel:

- Pompele de căldură sunt legate în paralel. În sezoanele de tranziție (primăvara, toamna) când consumul de căldură pentru încălzire este moderat, pompa de căldură HP1 este principală și pompa de căldură HP2 este în rezervă. Atâta timp cât pompa de căldură HP2 este oprită, ambele ei circuite (primar și secundar) sunt închise: electrovalva EV întrerupe circuitul primar, iar pompa de circulație PC32-80 este oprită. Pe butelia de egalizare sunt montați 2 (doi) senzori de temperatura: S1 și S2. Când S1 sesizează tendința de descreștere a temperaturii în BE ca urmare a cererii sporite de dinspre terminalele de apă (în cazul scăderii temperaturii exterioare) EV și pompa de circulație ale pompei de căldură HP2 sunt alimentate electric și, după 2 minute (timp de verificare și autocontrol specific pompelor de căldură), HP2 intră să ajute pompa HP1 și va funcționa în tandem cu ea până când temperatura în BE, monitorizată de S1, este la nivelul prescris.

Figura 4.2. Pardoseală radiantă parter

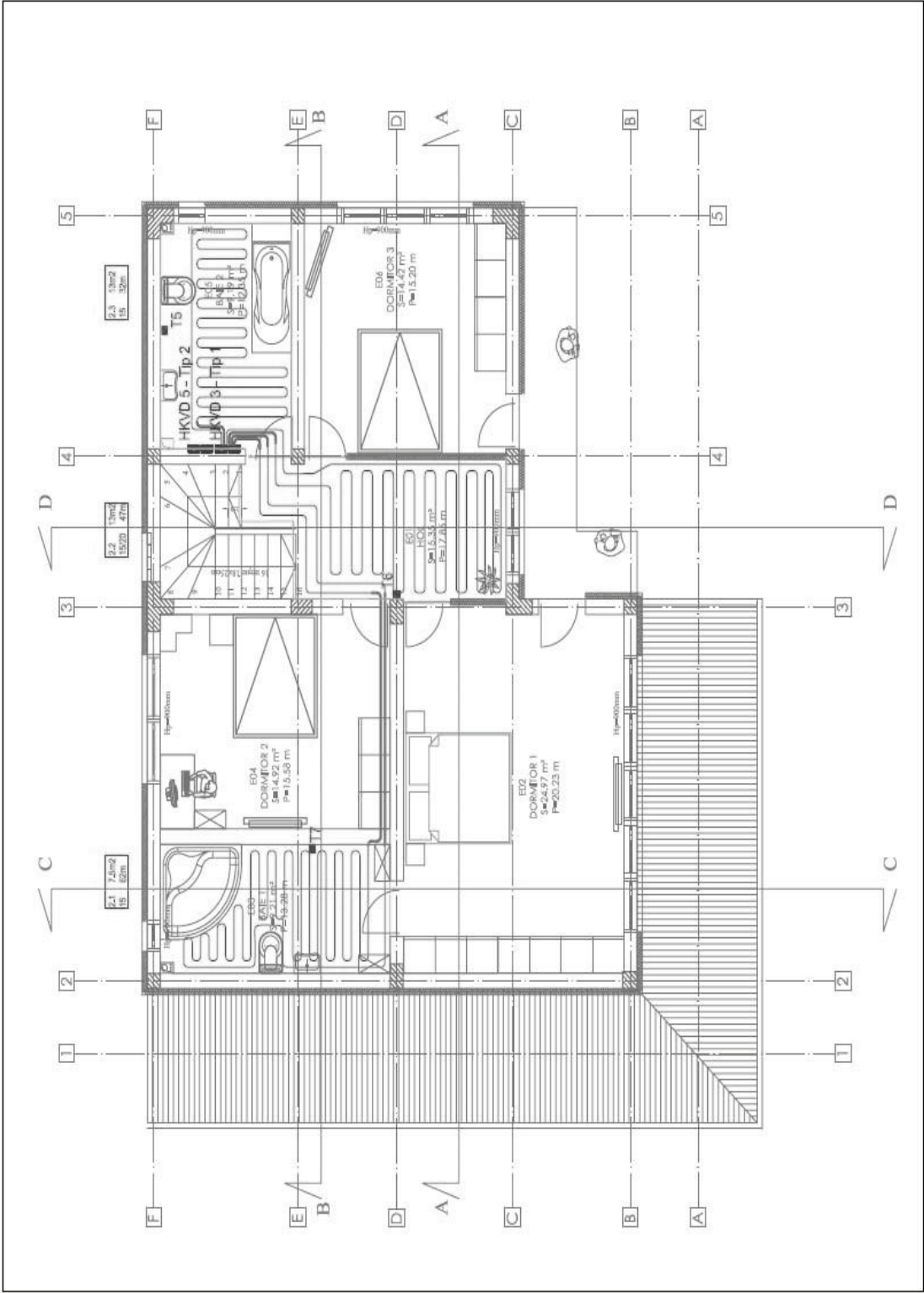


Figura 4.3. Pardoseală radiantă etaj

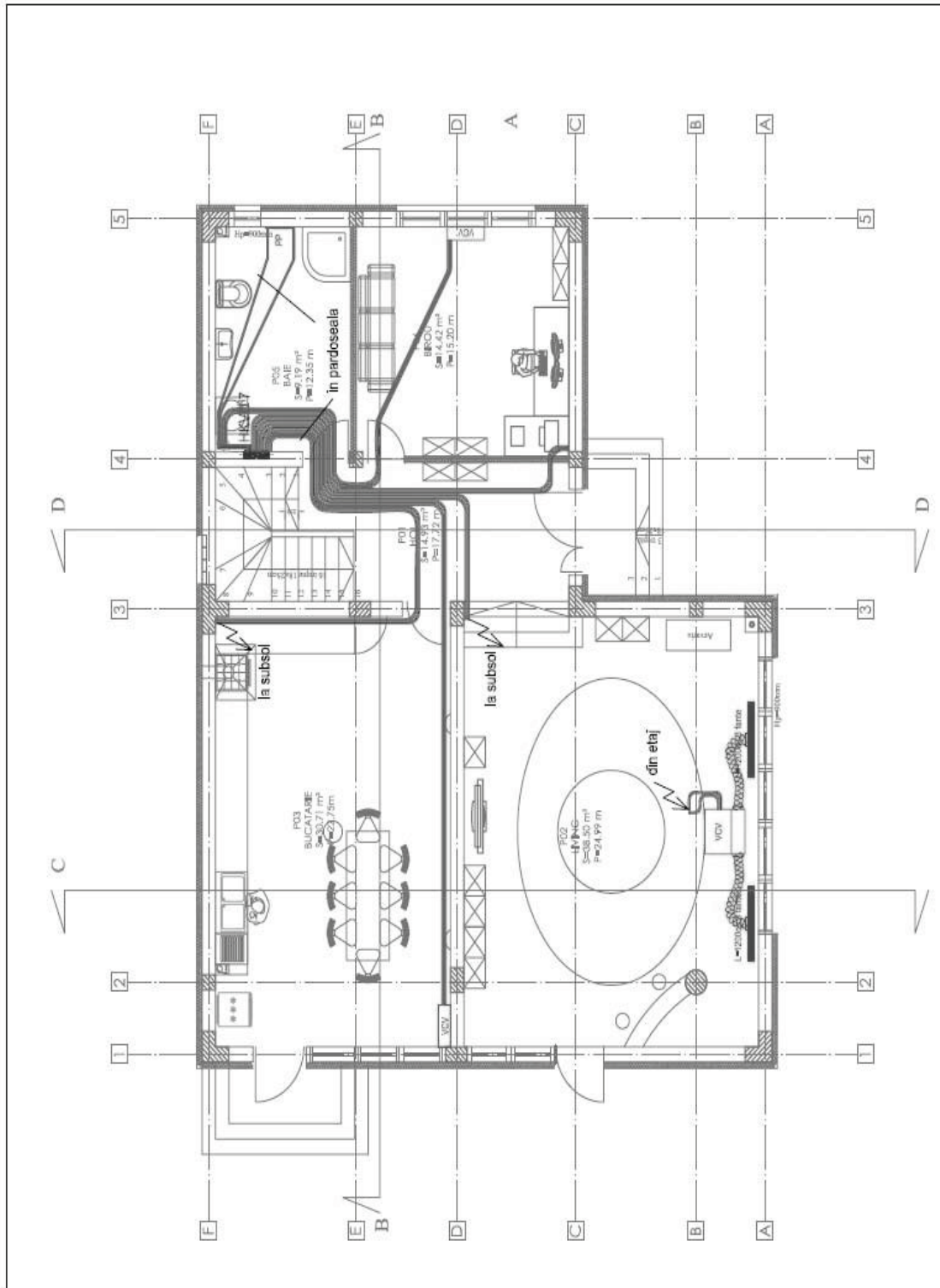


Figura 4.4. Amplasare ventiloconvectoroare și radiatoare parter

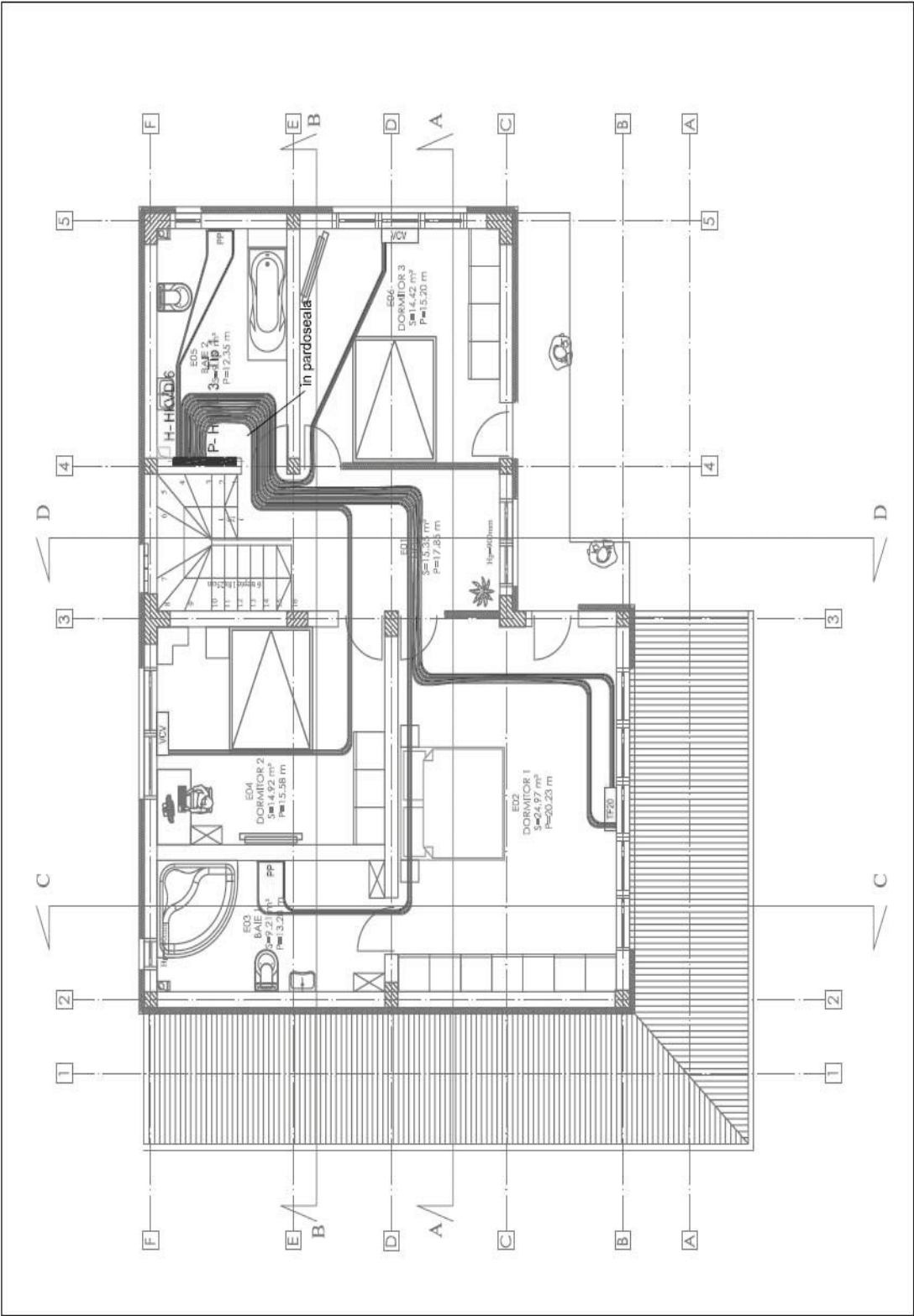


Figura 4.5. Amplasare ventiloconvectoare și radiatoare etaj

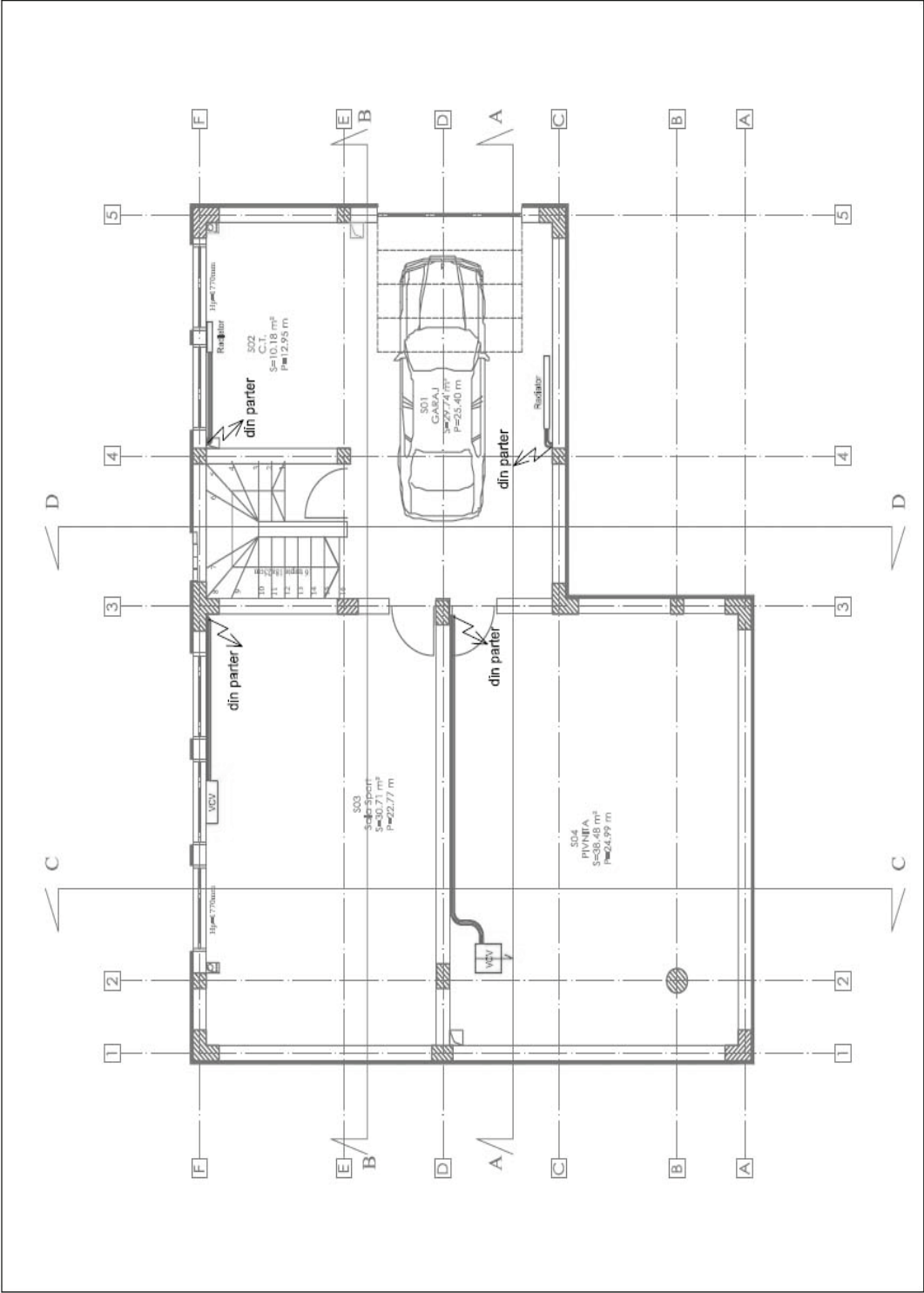


Figura 4.6. Amplasare ventiloconvectoroare și radiatoare demisol

Figura 4.7. Schema instalației de ventilație mecanică a clădirii

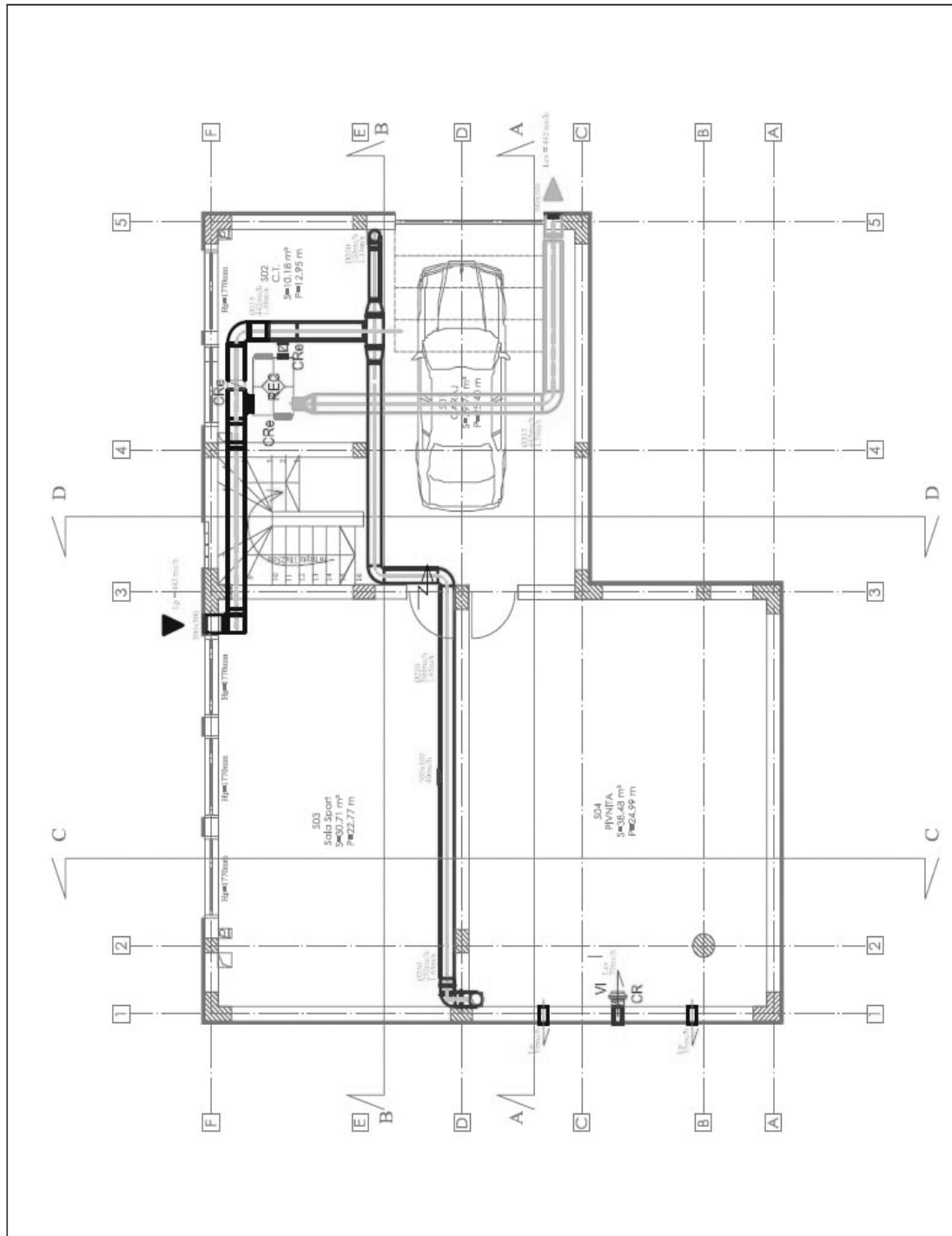


Figura 4.8. Ventilație demisol

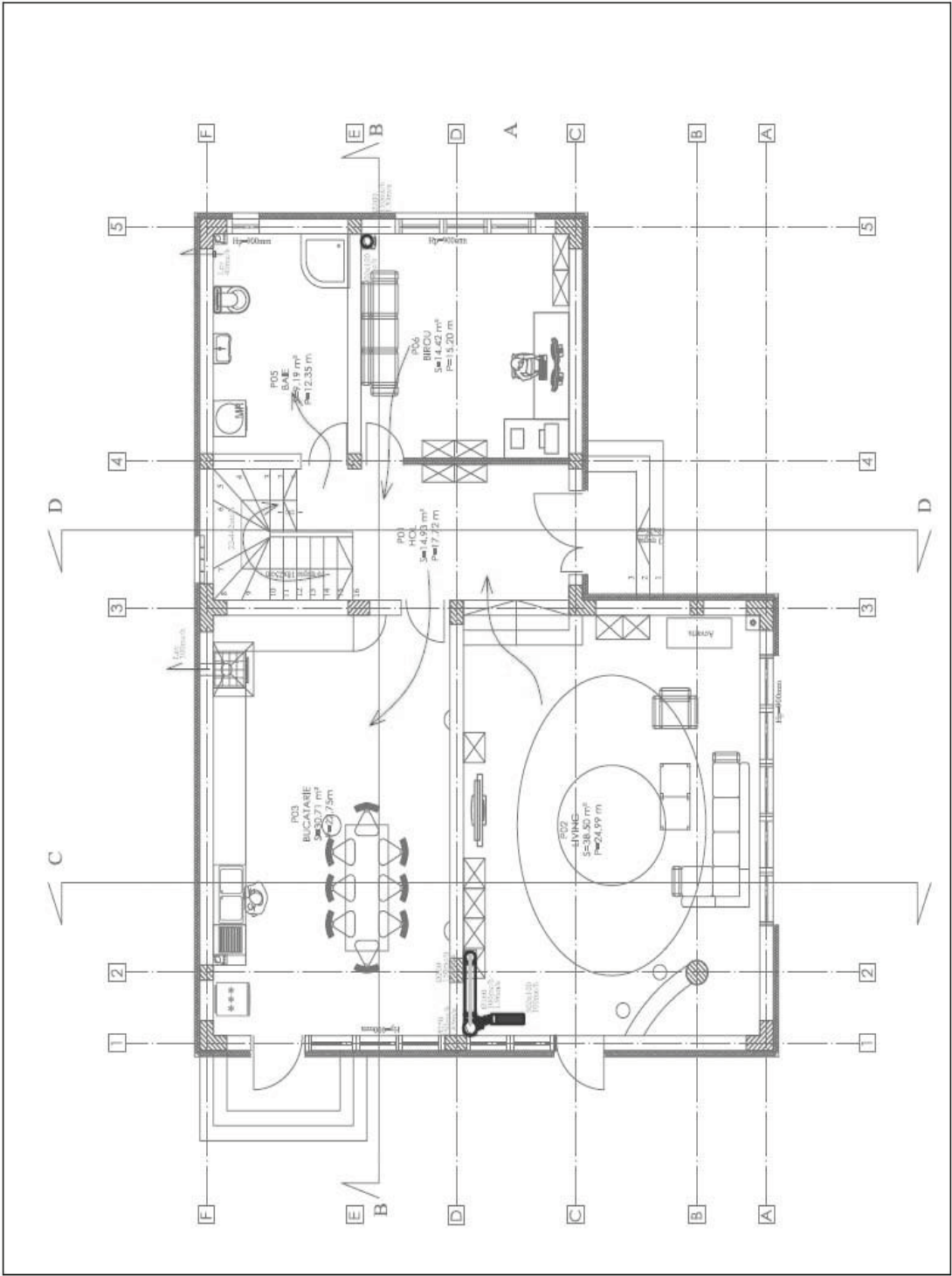


Figura 4.9. Ventilație parter

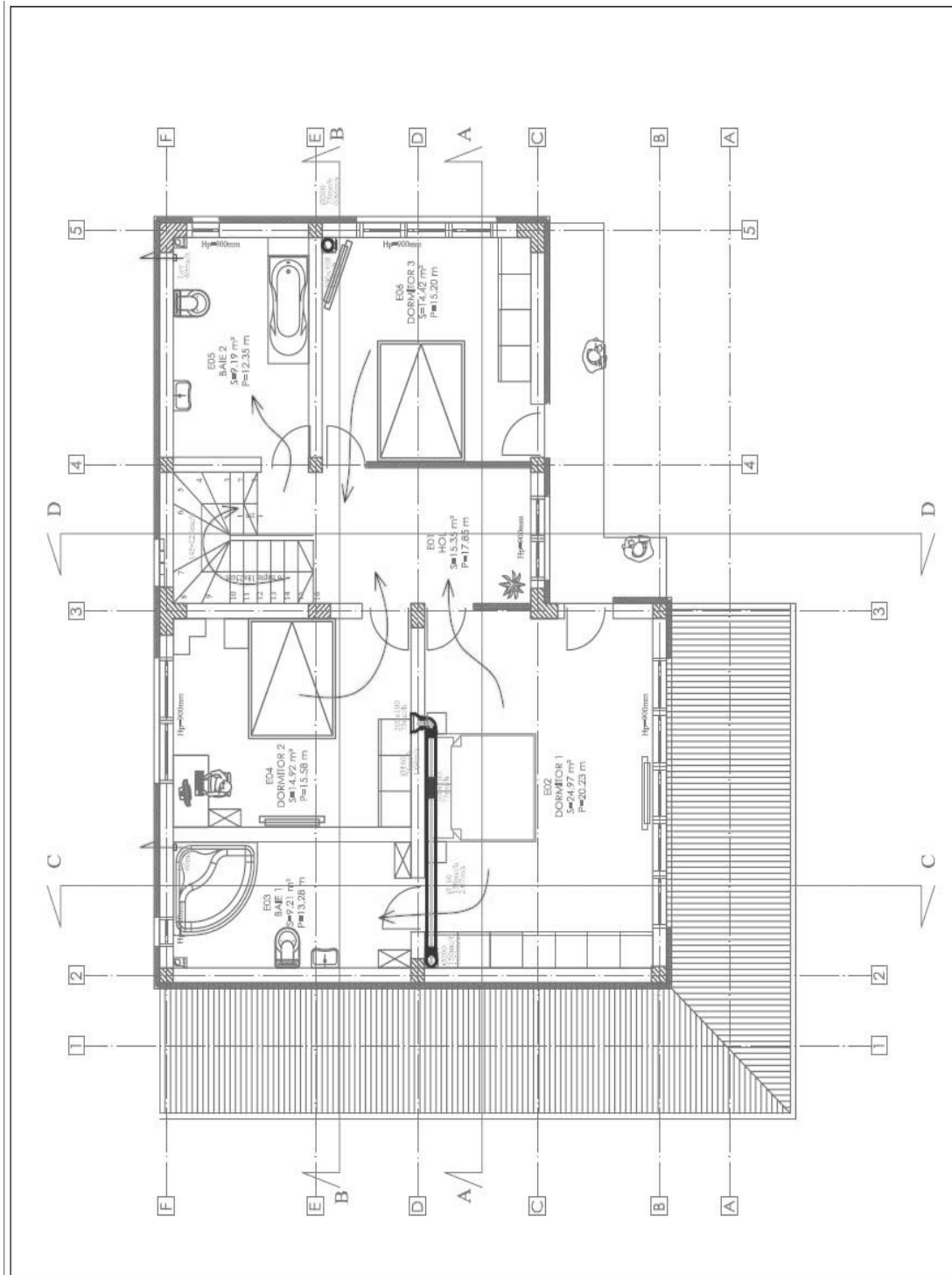


Figura 4.10. Ventilație etaj

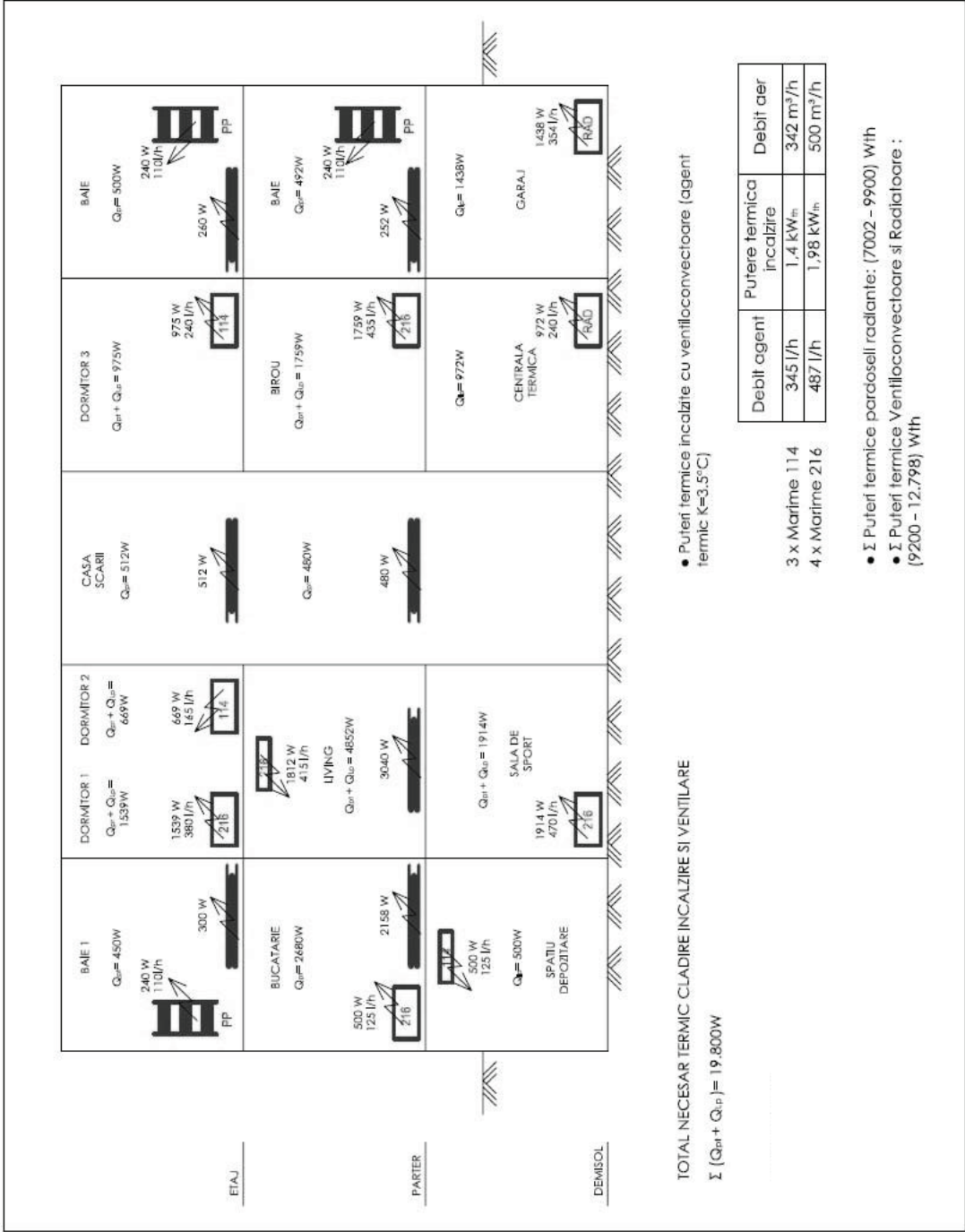


Figura 4.11. Stabilirea mărimilor termice ale echipamentelor instalate prin metoda bilanțurilor termice pe încăperi

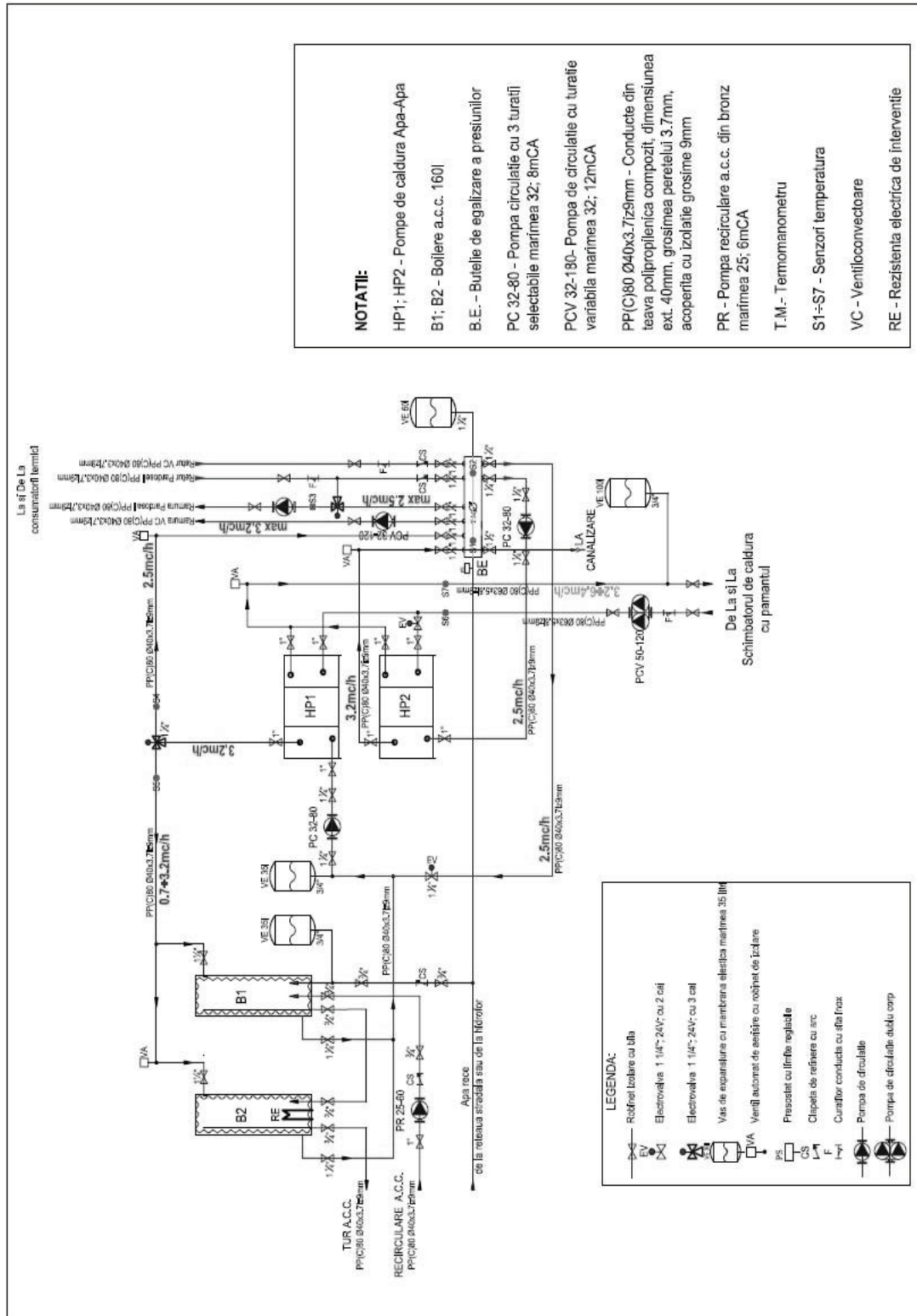


Figura 4.12. Schema termică a centralei geotermale cu pompe de căldură

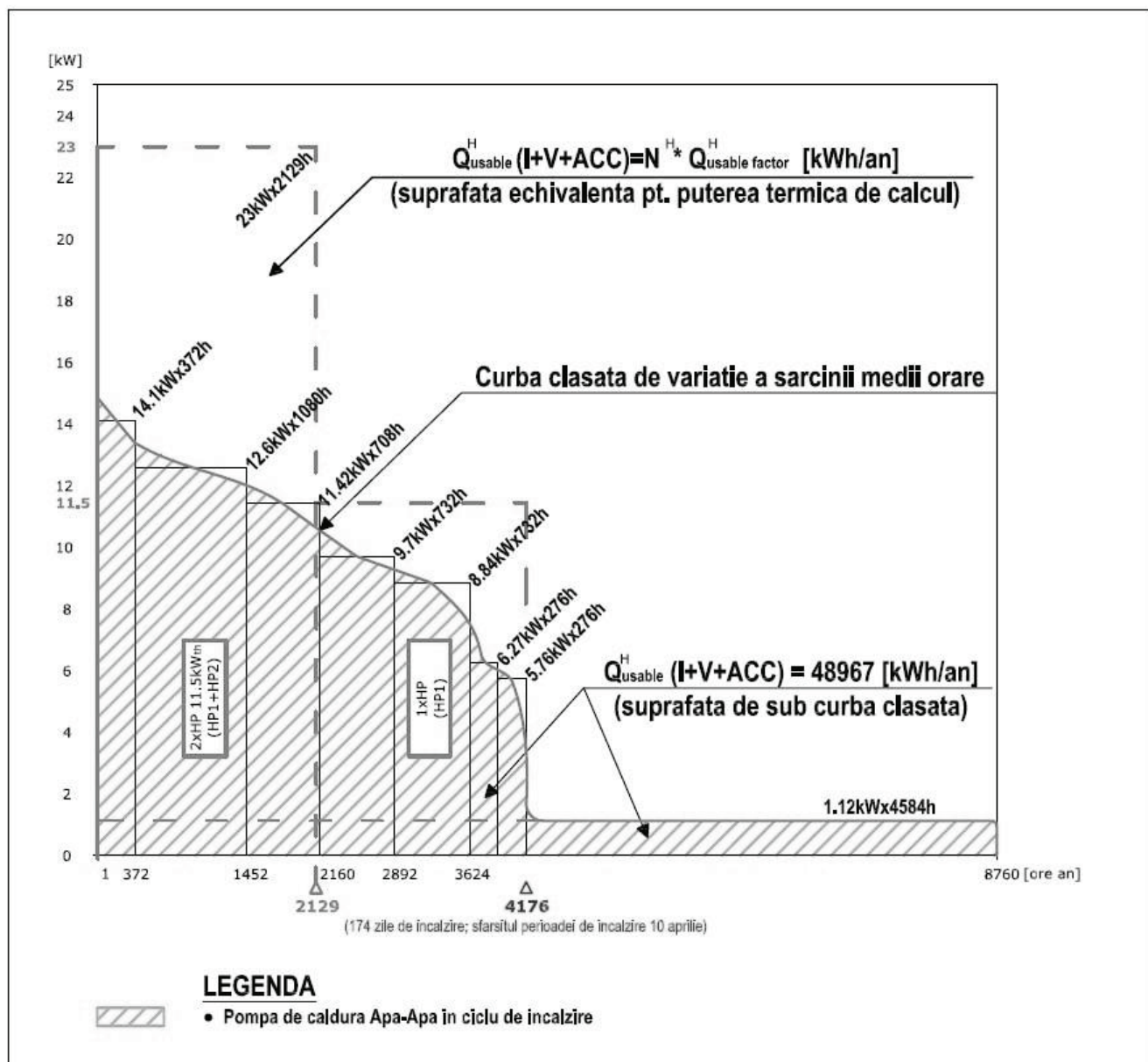


Figura 4.13. Curba clasată a variației puterii termice de încălzire a pompelor de căldură instalate pentru o valoare $Q_{usable\ factor}^H = 2.129 \text{ kWh/kW}$ specifică Municipiului București

- Pompele de căldură au programe de reducere pe timpul nopții implementate în memoriile lor și își modifică automat prescrierile de funcționare la o anumită oră programată din noapte. Reducerea sarcinii termice pe timpul nopții și introducerea radiației solare în calculul aporturilor de căldură pe timpul iernii conduce la obținerea unei curbe clasate anuale de consum termic care are valorile precizate în Figura 4.13.

- Apa caldă de consum se prepară în 2 trepte prin instalarea a 2 (doua) boilere în serie, astfel încât din boilerul B2 să se consume apa caldă care urmează să se compenseze cu apa rece în boilerul B1. Tot în boilerul B1 este racordat și circuitul de recirculare al a.c.c. Temperatura maximă livrată a apei calde de consum nu depășește valoarea temperaturii turului pompei de căldură (49°C), astfel încât, la intervale regulate de o lună sau de un trimestru, temperatura circuitului de a.c.c. se aduce la 65°C cu ajutorul rezistențelor electrice “RE” în scopul distrugerii eventualei „flore microbiene mezofile”. Pe parcursul încălzirii electrice, începând cu temperatura de 45°C, pompa de căldură va fi oprită.

- Sarcina termică are la bază principiul conservării „masei”, ceea ce presupune ca debitele de agent la consumatori (terminale de apă, boilere, pardoseli) nu depășesc debitele de agent livrate de pompele de căldură. Când această condiție este respectată, temperaturile de lucru prescrise pentru pompele de căldură vor fi atinse, iar consumatorii vor funcționa la temperaturile proiectate. Dacă acest principiu nu este respectat, temperatura măsurată de senzorul S1 va fi diferită de temperatura de ieșire a pompelor de căldură, întrucât în BE se crează un debit de apă perturbator cu un sens orizontal dinspre retur spre tururi care „diluează” temperatura agentului pe tururi. Elementul care controlează echilibrul debitelor este electrovalva triplă “EV” de pe ieșirea pompei de căldură HP1 care este monitorizată de senzorii S4 și S5.

Curba clasată din Figura 4.13 determinată pe baze statistice este extrem de importantă întrucât:

- Permite stabilirea numărului și puterii termice a pompelor de căldură geotermale:
 - numărul pompelor: 2 bucați
 - puterea termică de încălzire disponibilă la temperatura apei de 8°C la intrarea în evaporatorul pompei de căldură : 11,5kW
 - temperatura apei în circuitul primar: 8°C/ 5°C
 - debitul de agent în circuitul primar: 0,9l/s
 - tipul pompei de căldură : apă/apă cod WW060
 - temperatura apei în circuitul secundar: 46°C/49°C
 - debitul de agent în circuitul secundar: 0,9l/s
 - căderea maximă de presiune în circuitul primar: 29kPa
 - căderea maximă de presiune în circuitul secundar: 22kPa
 - coeficient de performanță: COP=4,4 (COPmin=4,2)

- Permite calculul consumului de energie electrică pe treptele de lucru ale sursei termice medii orare astfel:

pentru lunile ianuarie, februarie, decembrie (COP=4.4)

- pe treapta 14,1kW: 1192kWh
- pe treapta 12,6kW: 3093kWh
- pe treapta 11,42kW: 1837kWh

pentru lunile martie, aprilie, octombrie, decembrie (COP=5.5)

- pe treapta 9,7kW: 1291kWh
- pe treapta 8,84kW: 1177kWh
- pe treapta 6,27kW: 315kWh
- pe treapta 5,76kW: 289kWh

pentru lunile de vară (4584 ore/an)

- pe treapta 1,12kW: 934kWh

Dacă se face suma consumurilor de energie lunare mai sus calculate și se iau în considerație consumul electric al pompelor de circulație adiacente pompelor de căldură al caror quantum este stabilit pe bază statistică (maxim 5% raportat la energia termică produsă) rezultă:

$$E_{\text{driver}}^{\text{HP}} = 10.128 + 0,05 \times 48.967 = 12.576 \text{ kWh/an}$$

$$SPF^{\text{HP}} = \frac{Q_{\text{usable}}^{\text{H}}}{E_{\text{driver}}^{\text{HP}}}$$

Conform definiției:

$$\text{Rezultă: } SPF_{\text{H}}^{\text{HP}} = 3,89$$

Valoarea satisface condiția de eligibilitate: $SPF_{\text{H}}^{\text{HP}} > 2,875$ și determină obținerea pe locație a unei cantități de energie regenerabilă mai mare decât intrarea de energie primară din rețeaua electrică de alimentare a pompelor de căldură, conform calculului:

Cantitatea de energie regenerabilă se determină cu formula:

$$E_{\text{RES}}^{\text{H}} = Q_{\text{usable}}^{\text{H}} (1 - 1/SPF_{\text{H}}^{\text{HP}})$$

$$\text{Rezultă: } E_{\text{RES}}^{\text{H}} = 48.967 (1 - 1/3,89) = 36.379 \text{ kWh/an}$$

Calculul energiei primare necesare acționării electrice a pompelor de căldură $PE_{\text{driver}}^{\text{HP}}$ se face pentru un factor $f_{\text{EE}}=2.5$ ceea ce înseamnă:

$$PE_{\text{driver}}^{\text{HP}} = 10.128 \times 2,5 = 25.320 \text{ kWh/an}$$

$$\text{Rezultă: } E_{\text{RES}}^{\text{H}} > PE_{\text{driver}}^{\text{HP}}$$

ceea ce satisface condițiile de eligibilitate și de sustenabilitate cerute sistemului și conferă construcției încadrarea în clasa “NZEB”.

- Este posibil calculul cheltuielilor anuale de producere a energiei termice și prețul brut al căldurii după cum urmează:

Prețul actual al energiei electrice pentru consumatorii casnici captivi (inclusiv acciza și taxele, exclusiv TVA) este 420 lei/MWh.

Costul anual al energiei electrice utilizate pentru producerea și livrarea energiei termice:

$$E_{\text{driver}}^{\text{HP}} \times 420 \text{ lei/MWh} = 5.282 \text{ lei}$$

Aplicând conversia MWh în Gcal se obține prețul brut de producere și de livrare al căldurii:

$$5.281.920 \text{ lei} / 42.112 \text{ Gcal} \approx 125 \text{ lei/Gcal}$$

Un astfel de nivel al prețului brut de producție și de livrare al căldurii (Gcal) este foarte avantajos dacă se ține cont de situația actuală de producere a căldurii în România, în sisteme centralizate sau descentralizate de energie, bazate pe combustibili fosili, unde astfel de valori sunt greu de obținut chiar și în cazul cogenerării de mare eficiență (producerea simultană de căldură și electricitate la o eficiență cu minim 10% mai mare decât în sistemele de producere separate ale căldurii și electricității).

Răcirea clădirii vara

Echiparea termică interioară a clădirii, prezentată în Figura 4.11 folosește ventiloconvectoare în spațiile în care pe timpul verii este nevoie de climatizare. Aceste spații sunt: Living, Bucatarie, Birou, Dormitoare, Sala de sport și Depozit subsol. Si în concepția centralei termice s-a ținut cont de această cerință prin configurarea capacității termice a centralei cu două unitați de pompe de căldură care, după necesități, să poată astfel lucra încât una să fie destinată răcirii clădirii iar cealaltă preparării apei calde de consum, sau amândouă să formeze împreună, pe timp limitat, un tandem de producere al apei răcite la nivelul unei suprasarcini termice momentane a clădirii. Necesarul termic de răcire al clădirii este precizat în figura 4.14a alături de curba clasată a variației puterii termice de răcire figura 4.14b.

Curba clasată ne oferă următoarele posibilitați:

- Pentru echiparea aleasă, pompa termică WW060 are în secvența de răcire, următoarele performanțe:

- temperatura apei în circuitul primar: 24°C/29°C
- debitul de agent în circuitul primar: 0,74 l/s
- căderea maximă de presiune în circuitul primar: 25kPa
- temperatura apei în circuitul secundar: 12°C/7°C
- debitul de agent în circuitul secundar: 0,74 l/s
- căderea maximă de presiune în circuitul primar: 22kPa
- capacitatea termică de răcire: 15,6kW
- eficiența energetică la răcire: EER=5,5

• Se poate calcula consumul de energie electrică pe treptele de lucru ale sarcinii termice medii orare astfel:

- pentru lunile iulie și august (1.488ore/an) - în care se pot atinge zilnic capacități maxime de răcire ale pompei de căldură și ținând cont de răcirea de noapte în sistem de free-cooling (prin sistemul de ventilație fără a utilize ciclul frigorific):

$$(8,45\text{kW} \times 1.488\text{ore/an} - 2,82\text{kW} \times 1.488\text{ore/an})/5,5 = 1.523\text{kWh/an}$$

- pentru luna iunie (720 ore/an):

$$(7,3\text{kW} - 2,43\text{kW}) \times 720\text{ore/an} / 5,5 = 638\text{kWh/an}$$

- pentru celelalte luni ale anului:

$$(2,7\text{kW} \times 1.464\text{ore/an} + 2,7\text{kW} \times 352\text{ore/an} + 1,1\text{kW} \times 920\text{ore/an} - 0,2\text{kW} \times 1.272\text{ore/an})/5,5 = 844 \text{ kWh/an}$$

Totalul consumului anual de energie electrică este: 3.005 kWh/an

• Se poate calcula factorul sezonier de performanță al sistemului de răcire ținând cont atât de consumul electric al pompei de căldură cât și de consumul electric al pompelor de circulație adiacente pompei de căldură, astfel:

$$E_{\text{driver}} = 3.005 \text{ kWh/an} + 0,05 (27.565 \text{ kW} - 10.007\text{kWh/an}) = 3.883\text{kWh/an}$$

$$SPF_{AC}^{HP} = \frac{27.565 \frac{\text{kWh}}{\text{an}}}{\frac{3.883\text{kWh}}{\text{an}}} = 7,1$$

Figura 4.14a Necesarul termic de răcire al construcției pe fiecare încăpere

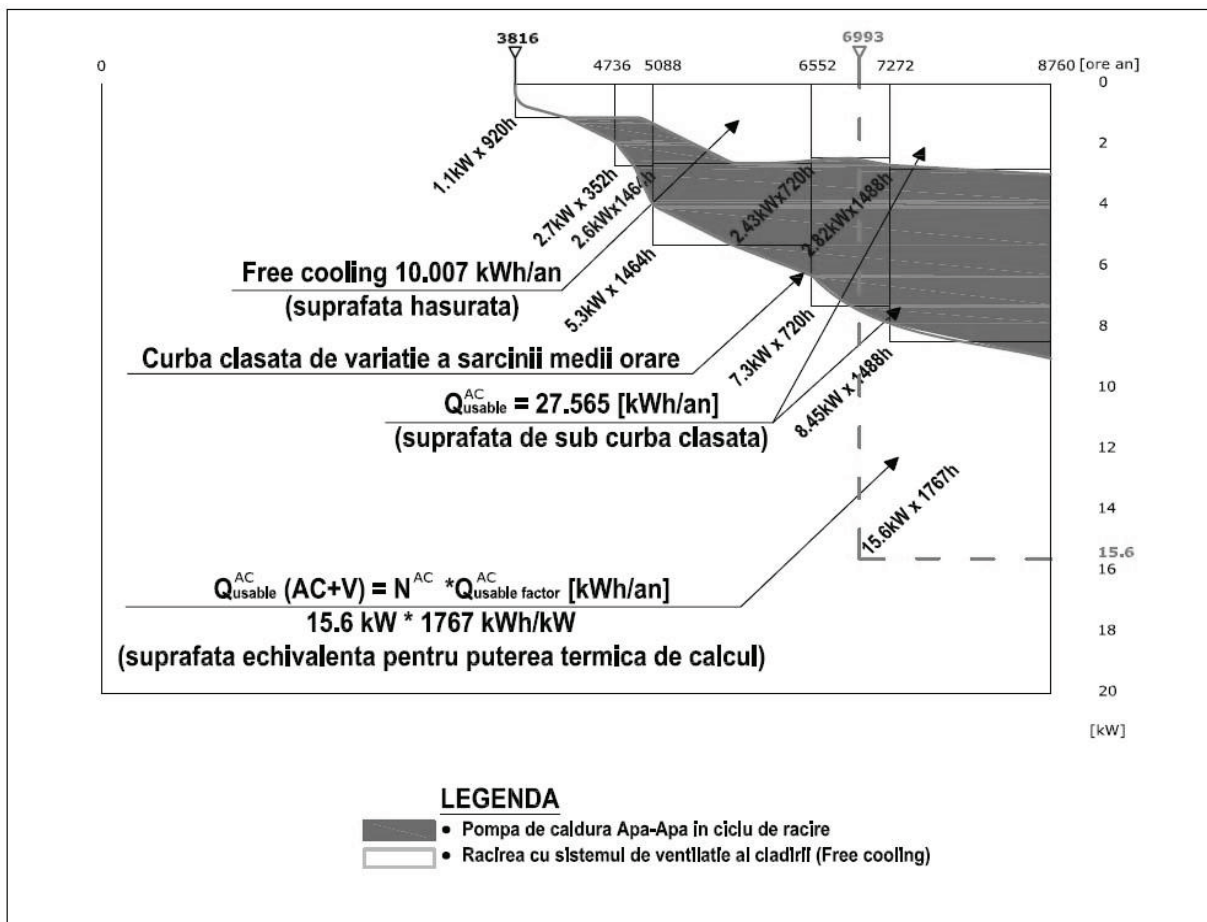


Figura 4.14b Curba clasată a variației puterii termice de răcire a pompelor de căldură instalate pentru o valoare $Q_{usable}^{AC} \text{ factor} = 1.767 \text{ kWh/kW}$ pentru Municipiul București

Trebuie menționată valoarea ridicată a factorului sezonier de performanță a sistemului de răcire al clădirii atunci când se utilizează în mod judicios sistemul sau de ventilație mecanică (AC + V).

- Se poate calcula energia regenerabilă obținută:

$$E_{RES}^{AC} = 27.565 (1 - 1/7,1) = 23.683 \text{ kWh/an}$$

care trebuie comparată cu echivalentul în unitați de energie primară a energiei electrice consumate în răcirea clădirii:

$$PE_{driver}^{HP} = 3.883 \times 2,5 = 9.708 \text{ kWh/an}$$

Întrucât:

$$E_{RES}^{AC} \gg PE_{driver}^{HP}$$

condiția de eligibilitate și de sustenabilitate cerute sistemului sunt întrunite.

Indicatorii energetici și economici anuali ai sistemului HVAC (Încălzire, Ventilare, Aer condiționat și Apă caldă de consum) cu pompe de căldură cu sursă geotermala

Cumuland rezultatele obținute la capitolele Încălzire și Răcire cu pompe de căldură geotermale obținem următorii indicatori:

- Totalul energiei termice produsă anual pentru încălzirea, ventilarea, răcirea și prepararea apei calde necesare clădirii pe baza utilizării monovalente a pompelor de căldură geotermale (cu sursă termică pământul):

$$Q_{usable}^{HP} = 48.967 \text{ kWh/an} + 27.565 \text{ kWh/an} = 76.532 \text{ kWh/an}$$

- Totalul consumului anual de energie dinafara sistemului:

$$E_{driver}^{HP} = 12.576 \text{ kWh/an} + 3.883 \text{ kWh/h} = 16.459 \text{ kWh/an}$$

- Factorul anual de performanță al sistemului de pompe de căldură :

$$SPF_{yr}^{HP} = \frac{76.532 \frac{kWh}{an}}{16.459 \frac{kWh}{an}} = 4.65$$

- Totalul producției de energie primară produsă pe locație (regenerabila):

$$E_{RES}^{HP} = 36.379 \text{ kWh/an} + 23.683 \text{ kWh/an} = 60.062 \text{ kWh/an}$$

Funcție de producția de energie primară (regenerabilă) produsă pe locație, se poate determina și numărul de certificate posibil de obținut în schema de sprijin pentru producția de energie realizată pe locație și raportată la nivel național.

- Cheltuielile anuale de producție ale energiei termice pentru încălzirea-răcirea clădirii:

În afara consumului anual de energie electrică pentru acționarea pompelor de căldură, clădirea mai consumă energie electrică și pentru acționarea ventiloconvectoarelor, a ventilatoarelor instalației de ventilare mecanică, a electrovalvelor de dirijare ale sistemului de automatizare, etc. cu un total anual simbolizat Q_{nr} [kWh/an] ce este definit ca o pierdere de energie pe întreg sistemul HVAC al clădirii. Conform datelor statistice de monitorizare, valoarea Q_{nr} nu depășește 2% pe an din totalul energiei termice produse de pompele de căldură ale sistemului HVAC al clădirii. Asadar:

$$E_{driver}^{HP} + Q_{nr} = 16.459 \text{ kWh/an} + 0,02 \times 76.532 \text{ kWh/an} = 17.989 \text{ kWh/an}$$

Pentru prețul de 420 lei/MWh, cheltuielile anuale de operare ale sistemului reprezintă 7.555lei/an ($5 \div 5,3\text{€}/\text{m}^2 \text{ an}$).

B. Centrala termică în sistem clasic echivalent și cheltuielile sale de operare

Pentru a putea efectua calculele este necesar a concepe o schema termică clasică echivalentă, care să asigure aceleași capacități termice și aceleași oportunități pentru instalațiile HVAC ale clădirii ca în cazul precedent. Datorită consumului relativ ridicat de apă caldă menajeră al clădirii și al mărimii spațiului său interior riguros controlat în temperatură, soluția utilizării unui singur cazan mural de încălzire și apă caldă de consum care de obicei lucrează cu prioritate pe producerea apei calde sanitare în dauna încălzirii nu este adecvată (ventiloconvectoarele ar răci rapid spațiul la întreruperea livrării de căldură). Schema termică prezentată în Figura 4.15 folosește 2 cazane murale “numai încălzire” adecvate producerii simultane de căldură și apă caldă de consum, la nivelul necesarului termic al instalațiilor interioare HVAC (adică $3,2 \text{ m}^3/\text{h}$ agent termic la 49°C pentru încălzire, $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ agent termic la 49°C pentru pardoseli radiante și o cerere “pick” de cca. 12 kW apă caldă de consum necesară în varf de sarcină dimineața și seara, identice datelor de bilant termic menționate în schema termică din Figura 4.12).

Pentru funcționarea de vară, schema termică din Figura 4.15 folosește un Chiller exterior a cărui capacitate termică operațională este $15,6 \text{ kW}_{th}$ la $t_{ext} = 34,5^\circ\text{C}$ (grad de asigurare 98%). Chillerul este o mașină frigorifică răcită cu aer cu eficiența funcției de răcire (REE) sub 3,2.

Indicatorii sistemului clasic descris sunt:

- consumul anual de gaz natural pentru un factor de conversie de 10,626kWh/mc, la o eficiență medie de urmărire a curbei clasate de 0,85 stabilită statistic, este:

$$(48.967 \text{ kWh/an}) / (10,626 \text{ kWh/m}^3 \times 0,85) = 5.422 \text{ Nmc/an}$$

Pentru un preț actual al gazului natural (exclusiv TVA) de 1.023,4lei/1000Nm³ adică 243,7 €/1000Nm³ pentru un curs BNR de 4,2 lei/€, rezultă cheltuieli anuale cu gazul natural la o valoare de minim 1.900 €/an, adică 7.980 lei/an.

- consumul anual de energie electrică aferente pompelor de circulație ale cazanelor murale, chillerului exterior și pompei sale de circulație, pentru aceeași valoare Q_{nr} ca în conceptul precedent se calculează pe baze statistice astfel:

$$\begin{aligned} &0,035 \times 48.967 + 27.565/2,7 + 27.565 \times 0,035 + Q_{nr} = \\ &= 1.714 + 10.209 + 965 + 1.531 = 14.419 \text{ kWh/an} \end{aligned}$$

Pentru prețul de 420 lei/MWh, cheltuielile anuale cu energia electrică au valoarea de 6.056 lei/an.

- În condițiile de calcul menționate, totalul cheltuielilor anuale pentru sistemul clasic echivalent depășește valoarea de 14.100 lei/an ($10 \div 10,6 \text{ €/m}^2$).

În construcțiile vechi sau în construcțiile noi insuficient izolate termic și fără sisteme de control al consumului de energie termică, cheltuielile anuale ale sistemelor HVAC clasice depășesc 17 €/m² la prețurile actuale, neliberalizate, ale energiei și gazelor naturale.

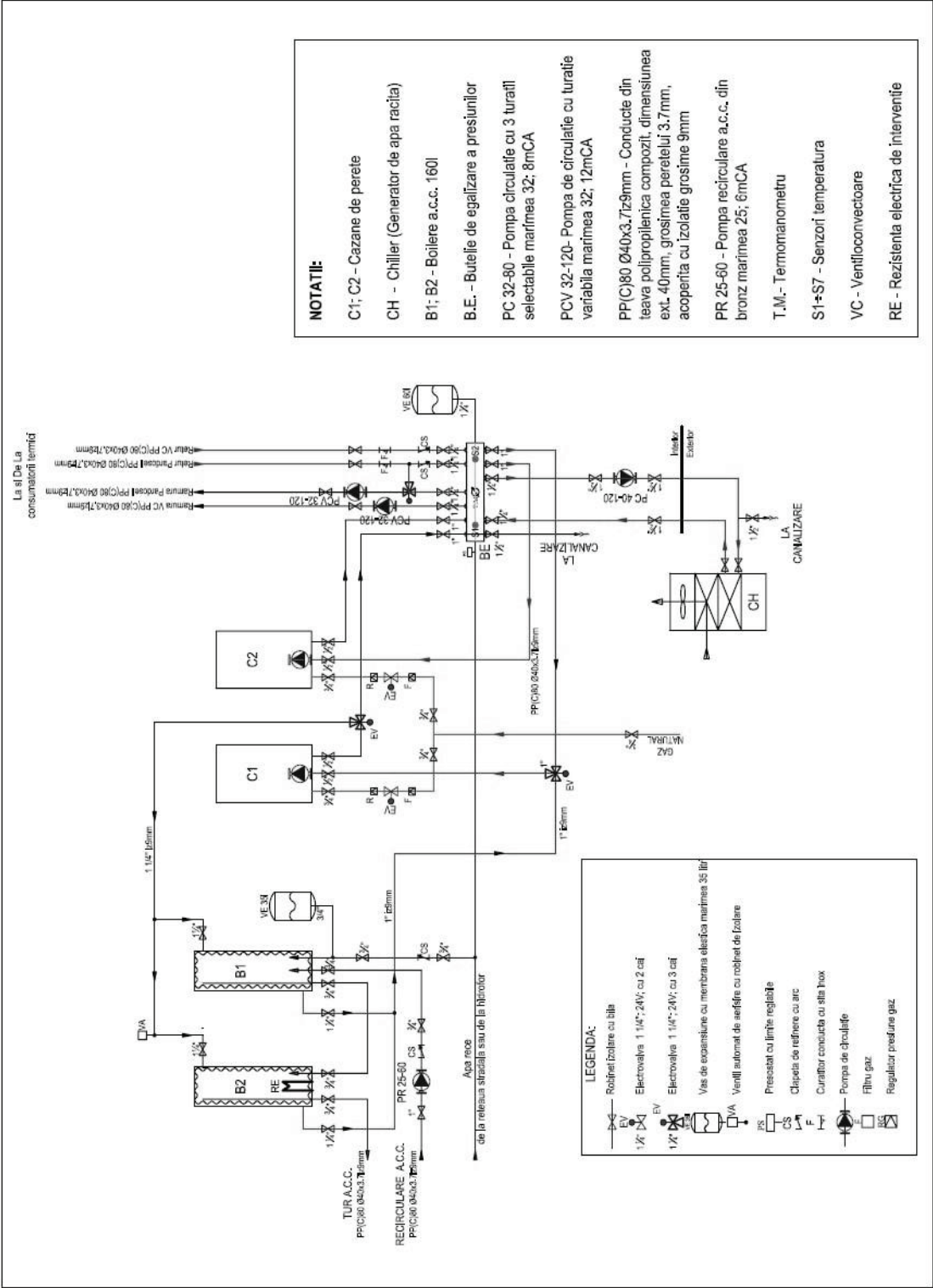


Figura 4.15. Schema termică a unei centrale termice clasice pentru încălzirea-răcirea unei locuințe de 336 m²

4.1.1.5. Alegerea sistemului tehnic exterior

Pentru fiecare proiect în parte, se face o analiză asupra următoarelor aspecte:

- Dacă suprafața exterioară liberă (fără construcții) a proprietății permite instalarea unui sistem geotermal;

- Dacă suprafața liberă a proprietății este de mărimea suprafeței desfășurate a construcțiilor ce urmează a fi încălzite/răcite, atunci un sistem geotermal în circuit închis (cu foraje verticale) poate fi instalat. Pentru România, unde temperaturile exterioare de calcul variază de la -20°C la $+35^{\circ}\text{C}$, nu se recomandă sisteme geotermale în circuit închis de tip orizontal implantate în sol întrucât acestea nu asigură funcționarea pompelor de căldură în regim de eficiență energetică (energia regenerabilă produsă pe locație este mai mică decât energia primară echivalentă energiei electrice de acționare).

- Dacă suprafața exterioară liberă a proprietății nu permite instalarea unui sistem geotermal în circuit închis cu foraje verticale, trebuie analizată posibilitatea utilizării unui circuit deschis și în acest sens sunt necesare informații asupra structurii acvifere a solului din zona proprietății, și să răspundă, la cel puțin următoarele întrebări:

- Există în apropiere foraje (în funcțiune) de alimentare cu apă în funcțiune?
- S-a confirmat în timp debitul de apă declarat?
- Există nemulțumiri privind reducerea treptată în exploatare a debitului de apă disponibil și nevoia execuției unor deznisipări frecvente?
- Există determinări fizico-chimice privind calitatea de potabilitate a apei exploatare?

- Și în cazul posibilității de aplicare a unui sistem geotermal închis cu foraje verticale, structura solului până la adâncimea de forare trebuie cunoscută. De menționat că coloana litologică ce definește straturile de pe verticală ale sapăturii este importantă pentru aprecierea corectă a potențialului de exploatare al energiei geotermale pe teritoriul proprietății. Adâncimea de forare a puțurilor geoexchange este funcție de echilibrul $Q_{usable}^{I+V+ACC}/Q_{usable}^{AC+V}$ și de caracteristicile termice volumetrice ale coloanei litologice.

Pentru exemplul de mai sus este nevoie de 8 foraje geoexchange de adâncime 75 m a caror amplasare pe proprietate este aratat în Figura 4.16. Se vor analiza doua variante și anume:

- Proprietatea se găsește într-o zonă fără infrastructură locală asigurată (alimentare cu apă și canalizare centralizate) și atunci este nevoie de un proiect pentru gospodărirea apelor în incintă care va prelua și utilizarea energetică a apei freatică (restituție în același foraj absorbant a apei uzate energetic și a apelor reziduale epurate biologic). Debitul de apă prelucrat energetic și sistemul adoptat este cel aratat în Figura 3.34.

- Proprietatea se găsește într-o zonă cu infrastructura locală asigurată și proprietarul optează pentru varianta geotermală BHE a carei siguranță operațională garantată în timp este de peste 30 de ani.

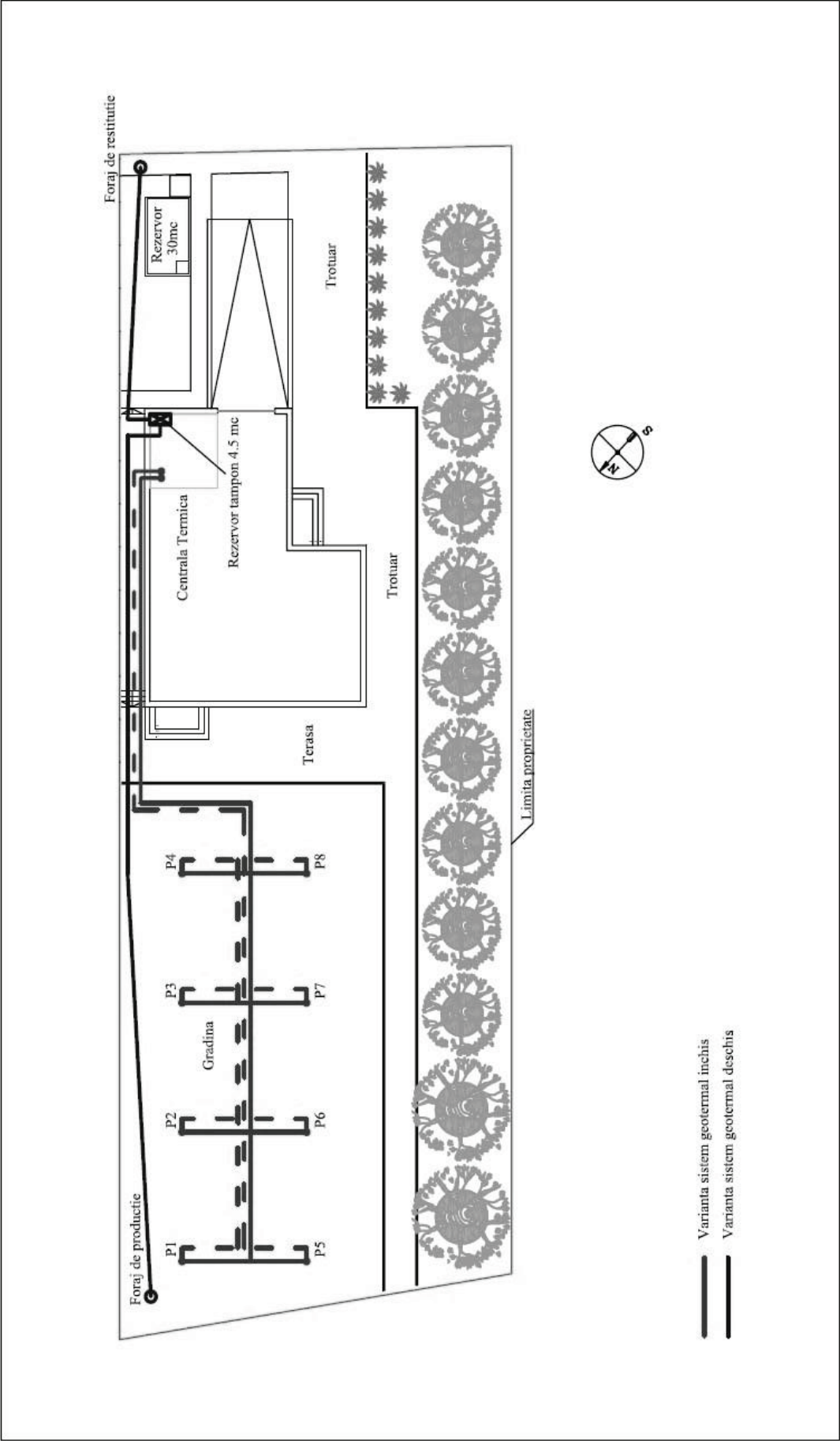


Figura 4.16. Planul de situație al proprietății și amplasarea sistemului tehnic exterior în variantele analizate

4.1.1.6. Stabilirea variantei eligibile

O variantă eligibilă presupune, printre altele, o recuperare a investiției într-un termen rezonabil. Un termen rezonabil se consideră cel mult 10 ani. În cazul construcției analizate, investiția ce trebuie recuperată în max. 10 ani reprezintă diferența între valoarea echipării centralei termice în Varianta A, la care se adaugă valoarea de investiție a sistemului tehnic exterior și valoarea echipării centralei termice în Varianta B. Recuperarea acestei diferențe de investiție trebuie realizată din diferența cheltuielilor de operare între cele două variante, A și B.

Un calcul foarte apropiat de realitate ia în considerare, pentru varianta A, subvarianta circuit deschis, următoarele elemente caracteristice: un foraj de apă cu adâncimea de 60 m cu un debit de exploatare de min. 2 l/s echipat cu o pompă submersibilă, un rezervor metalic tampon montat în interiorul centralei termice cu o capacitate de 4,5 m³, 2 (doua) pompe de căldură mărimea WW060 echipate cu pompele lor de circulație și un sistem de alimentare electrică și automatizare al centralei termice cu supraveghere prin internet și cu contorizare energetică (model Direct Digital Control) în valoare totală de 14.000 Euro, adică 58.800 Lei (exclusiv TVA).

Varianta B ia în considerare cele două cazane murale, chiller-ul exterior cu pompa sa de circulație, tabloul electric și automatizarea centralei termice, la care se adaugă valoarea de înlocuire a cazanelor la un interval de max. 8 ani (în interiorul termenului analizei noastre pe 10 ani) rezultând o valoare totală, incluzând montajul, de 4.900 Euro, adică 20.580 Lei (exclusiv TVA).

Asadar, diferența de investiție pentru această subvariantă este de 58.800 Lei - 20.580 Lei = 38.220 Lei, iar diferența de cheltuieli anuale de exploatare, fără bonusul certificatelor de eficiență energetică, este de 14.100 Lei - 7.555 Lei = 6.545 Lei/an.

Calculând termenul de recuperare al diferenței de investiție, fără a lua în considerare inflația și dobânzile bancare în cazul unei investiții bancabile, obținem:

$$38.220 \text{ Lei} / 6.545 \text{ Lei/an} = \mathbf{5,8 \text{ ani.}}$$

Soluția analizată este eligibilă și va aduce cu certitudine multiple beneficii investitorului pe durata de viață a sistemului realizat.

În Varianta A, subvarianta circuit închis, cu 8 (opt) foraje verticale, investiția se estimează la aproximativ 33.000 Euro, adică 138.600 Lei (exclusiv TVA). Evident, o astfel de investiție va fi realizată numai dacă investitorul, respectiv producatorul viitor de energie regenerabilă sigură și nepoluantă, va fi sprijinit printr-o schema de sprijin. Dacă schema de sprijin prin certificate de eficiență energetică acoperă integral cheltuielile de producere ale energiei termice anuale, atunci termenul de recuperare al diferenței de investiție este rezonabil:

$$(138.600 \text{ Lei} - 20.580 \text{ Lei}) / 14.100 \text{ Lei/an} = \mathbf{8,37 \text{ ani.}}$$

4.2 Locuințe unifamiliale existente

4.2.1 Care sunt pașii care trebuie urmați?

Să presupunem că locuința unifamilială existentă pe care o analizăm este o construcție cu dimensiunile identice cu cea din Figura 4.1 și la fel orientată față de nord. Zona climatică este tot I geotermal.

Se va analiza dacă:

4.2.1.1 Anvelopa clădirii respectă condițiile minime de performanță energetică?

Dacă din calculul termotehnic al elementelor de construcție rezultă că anvelopa clădirii trebuie reabilitată, primul pas este elaborarea proiectului de reabilitare termică al construcției și întrucât oricum, nu se pot înlătura toate punțile termice, se estimează influența negativă a acestora asupra rezistențelor termice ale elementelor de construcție reabilite, printr-o reducere cu 20% a valorilor menționate în Figura 4.1 astfel:

$$R'_{PE} = 0,8 \times R_{PE} = 2,58 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R'_{FE} = 0,8 \times R_{FE} = 0,65 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R'_{PL} = 0,8 \times R_{PL} = 4,34 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R'_{PS} = 0,8 \times R_{PS} = 1,11 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R'_S = 0,8 \times R_S = 0,86 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Cu aceste mărimi, se calculează valoarea G_1 a clădirii reabilitate termic care se compară cu valoarea normată $G_N = 0,58 \text{ W/m}^2\text{K}$.

$$G_1 = \frac{\frac{232}{2,58} + \frac{55}{0,65} + \frac{156}{4,34} + \frac{131}{1,11} + \frac{125}{0,86}}{883,53} = \frac{0,536 \text{ W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Deoarece $G_1 < G_N$, deci clădirea reabilitată respectă condiția de performanță energetică minimă a anvelopei. Totuși, deoarece valoarea G_1 este mai mare cu cca 20% față de valoarea G_1 a clădirii analizate la Pct.. 4.1 ($G_1 = 0,45 \text{ W/m}^2\text{K}$), se analizează cum va influența acest fapt, echiparea termică și indicatorii energetici și financiari ai soluției HVAC geotermale.

4.2.1.2 Care este necesarul termic al construcției vechi reabilitate termic?

- Pierderea de căldură prin transmisie, conform formulei (3.6) este:

$$Q_{PT} = 883,53 \times 0,536 \times 35 = 16.575 \text{ W} \approx 16,6 \text{ kW}$$

- Necesarul termic pentru prepararea aerului proaspăt are valoarea stabilită la Pct..

4.1.1.2 adică:

$$Q_{LP} = 5,38 \text{ kW}$$

- Necesarul termic pentru prepararea apei calde de consum rămâne cel stabilit la Pct..

4.1.1.2 adică:

$$Q_{ACC} = 3 \text{ kW}$$

Așadar, necesarul de căldură al construcției vechi, reabilitate termic este:

$$Q_{\text{încălzire}} = 16,6 + 5,8 + 3 = 24,4 \text{ kW}$$

4.2.1.3 Care este configurația sistemului tehnic interior al clădirii?

Până la data reabilitării termice clădirea a avut încălzire centrală asigurată de către o centrală termică pe gaz natural constituită din 2 (doua) cazane murale cu putere termică utilă de $7 \div 23,5 \text{ kW}$ racordate la 2 (doua) boilere de apă caldă de consum așezate în serie și la o instalație interioară cu corpuri statice a căror vechime a depășit 25 de ani. Reabilitarea termică a unei clădiri vechi nu înseamnă numai reabilitare termică a anvelopei clădirii ci și reabilitarea termică a instalației sale termice.

Ne punem întrebarea: Se va păstra ceva din concepția și componenta instalației termice existente? În mod normal “NU” chiar dacă boilerele și cazanele murale au fost schimbate în urma cu câțiva ani. Durata lor de viață este de cca 8 ani și nu ne putem baza pe fiabilitatea și performanțele lor pentru o investiție nouă cu o durată de viață nouă. În rest, distribuția interioară din teavă de oțel și radiatoarele din fontă sau oțel au fost calculate și utilizate pentru agent $90^\circ\text{C}/70^\circ\text{C}$ și nu pot fi utilizate în cazul aplicațiilor cu pompe de căldură. În plus sunt foarte uzate fizic și moral.

INTERDICȚIE !

Nu se cuplează niciodată o centrală Geotermală în mod direct la o instalație de distribuție a unei construcții existente fără a schimba dimensiunile traseelor de tevi, întrucât dimensiunile tevilor instalației de distribuție NU corespund niciodată cu debitele de agent ce trebuie transportate în cazul utilizării sursei regenerabile. Aceasta din urmă este caracterizată prin debite masice mari de lucru la un ecart mic de temperatură.

Întrucât practic NU putem folosi NIMIC din instalația termică existentă a clădirii, putem alege o NOUA configurație a sistemului tehnic interior clădirii dar se va ține cont și se va păstra locațiile actuale ale ghelelor de țevi pentru a evita, pe cât posibil, practicarea de noi goluri în planșeele construcției.

Construcția actuală are instalații de răcire de tip split cu aparate exterioare montate pe fațada imobilului. Pentru reabilitarea termică a fațadei și pentru reamenajarea spațiilor interioare atât

aparatele exterioare cât și cele interioare trebuie demontate astfel încât este greu de presupus că ele vor mai fi folosite la același imobil.

În condițiile arătate, o decizie corectă este configurarea sistemului tehnic interior al clădirii după modelul dezvoltat la punctul 4.1.1.3. Se poate însă ca introducerea pardoselilor radiante într-o construcție existentă să nu fie posibilă, fie din motive de rezistență mecanică a structurii existente, fie din motive de reducere a valorii normate a înălțimii camerelor, fie din motive pecuniare invocate de proprietar.

În această situație rămâne soluția generalizării ventiloconvectoarelor în toate spațiile, cu excepția băilor, a locației centralei termice și a garajului.

4.2.1.4 Care este configurația Centralei Termice necesară clădirii?

Configurația centralei termice este similară celei din varianta “A” punctul 4.1.1.4 cu următoarele deosebiri:

- Cele 2 (doua) pompe de căldură **apă-apă** vor fi cu o marime mai mare adică marimea WW070 (în loc de mărimea WW060) a cărei putere termică disponibilă (la temperatura apei de 8°C la intrarea în evaporator) este de: 13,5kW;
- Din butelia de egalizare a presiunilor (BE) pleacă 2 (doua) circuite și anume, un circuit al ventiloconvectoarelor cu debitul de calcul 3.824 l/h stabil în Figura 4.17 și un circuit al radiatoarelor cu debitul de calcul 1.683 l/h care asigură necesarul de căldură “pick” cu valoarea $(Q_{PT} + Q_{LP}) = 22,4\text{kW}$.

4.2.1.5 Care este energia termică anuală consumată pentru încălzirea clădirii?

Pentru zona București, $Q_{usable}^{H} \text{ factor} = 2.129 \text{ kWh/kW}$ cu care putem calcula:

$$Q_{usable}^{H} = N Q_{usable}^{H} \text{ factor} = 26 \times 2.129 = 55.354 \text{ kWh/an}$$

Dacă se trasează curba clasată a puterilor termice medii orare cerute de către sistemul HVAC al clădirii reabilite, întrucât nu am schimbat nimic din concepția termică a sistemului HVAC interior, putem considera că factorul sezonier de performanță este identic cu cel stabilit pentru construcția nouă analizată la pct. 4.1, adică:

$$SPF_{HP}^{H} = 3,89$$

Trebuie observat că acest factor, rezultat din calcul, are o valoare mai mare decât valoarea minimă cerută de Tabelul 3.11 pentru anul 2011 a sistemelor geotermale, astfel că, în exploatare, sistemul electronic de monitorizare (DDC - Direct Digital Control sau BMS - Building Management System) trebuie să ateste un consum maxim de energie electrică cu valoarea:

$$E_{driver}^{HP} = \frac{55.354 \frac{kWh}{an}}{3,89} = 14.230 \frac{kWh}{an}$$

4.2.1.6 Cum se poate estima prețul la care se va produce căldură ?

Se va evalua prețul la care se va produce căldură procedând astfel:

- Se va stabili producția de căldură :

$$55,354 \text{ MWh/an} \times 0,86 \text{ Gcal/MWh} = 47,6 \text{ Gcal/an}$$

- Calculăm cheltuielile anuale cu energia electrică aferentă sistemului tehnic geotermal al clădirii:

$$14,23 \text{ MWh/an} \times 420 \text{ lei/MWh} = 5.977 \text{ lei/an}$$

- Calculăm diferența de investiție între sistemul tehnic geotermal, în varianta circuit deschis și sistemul tehnic clasic, orientându-ne după modelul prezentat pe larg la pct. 4.1.1.5. Considerăm că acțiunea de înlocuire a instalației clasice consumatoare de combustibil fosil cu o instalație bazată pe o sursă regenerabilă pentru locuința analizată este eligibilă la o valoare de 40.000 lei și un termen de recuperare al acestei valori de 8,5 ani. Rezultă o cheltuială anuală de 4.706 lei/an.

- Ținem cont de faptul că acțiunea de înlocuire a instalației are 2 (doua) componente și anume:
 - Componenta de încălzire a clădirii;
 - Componenta de răcire a clădirii,

ceea ce impune o departajare a cheltuielilor anuale de 4.706 lei/an pe cele două componente. Ne propunem să facem această departajare în mod proporțional cu producțiile anuale de căldură și de frig ale sistemului tehnic geotermal.

Producția de frig a sistemului geotermal este:

$$Q_{usable}^{AC+V} = 13,5kW \times 1.767 kWh/kW = 23.855 kWh/an$$

Totalul producției de căldură și de frig a sistemului este:

$$Q_{usable}^{I+V+ACC} + Q_{usable}^{AC+V} = 55.354 kWh/an + 23.855 kWh/an = 79.209 kWh/an$$

Așadar, proporțiile sunt: 70% (I+V+ACC) și 30% (AC+V)

Aceste proporții determină:

- O cheltuială anuală cu amortismentul de 3.294 lei/an pentru producerea căldurii;
- O cheltuială anuală cu amortismentul de 1.412 lei/an pentru producerea frigului.

Putem determina prețul de cost al căldurii. Acesta este:

$$\frac{5.977 \frac{lei}{an} + 3.294 \frac{lei}{an}}{47,6 \frac{Gcal}{an}} = 195 \frac{lei}{Gcal} \quad (cca. 46 €/Gcal).$$

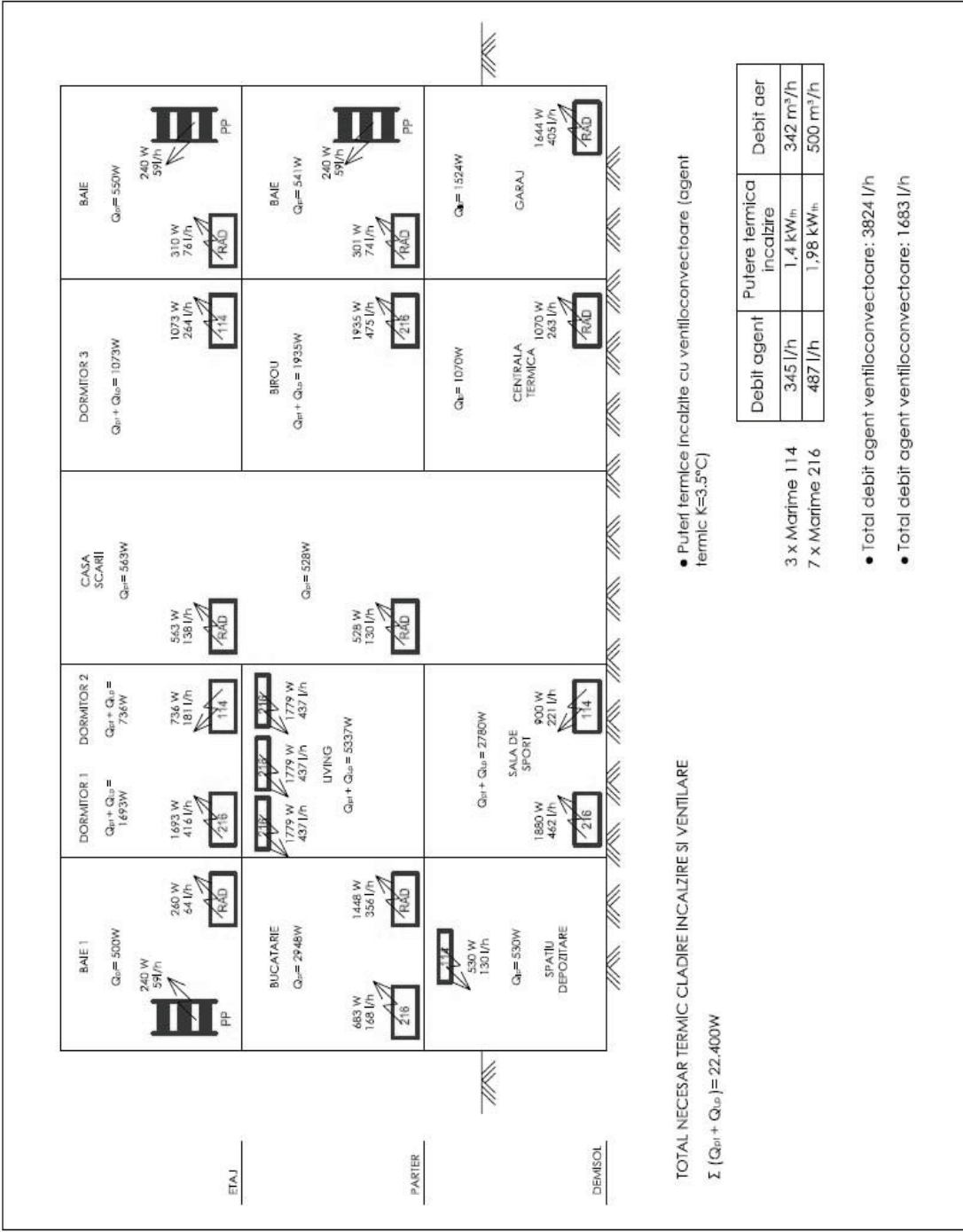


Figura 4.17. Stabilirea marimilor termice ale terminalelor de apă

4.2.1.7 Care este efectul aplicării schemei de sprijin pentru producătorii de energie termică din surse regenerabile?

Schema de sprijin se bazează pe determinarea cantitativă a energiei regenerabile produse într-o aplicație cu pompe de căldură .

Se determină cantitatea de energie regenerabilă produsă pe locație în încălzirea clădirii astfel:

$$E_{\text{RES}}^{\text{H}} = 55.354 (1-1/3,89) = 41.124 \text{ kWh/an} = 41,12 \text{ MWh/an}$$

Dacă pentru fiecare “MWh” produs din RES geotermal se acordă 1 (un) certificat de eficiență energetică și cotația anuală a acestuia este cca.35 € atunci, în cazul nostru, prin această schemă de sprijin producatorul de energiei regenerabilă poate fi “bonificat” cu:

$$41 \text{ certificate} \times 147 \text{ lei/certificat} = 6.027 \text{ lei/an}$$

În aceste condiții, prețul de cost al căldurii este:

$$\frac{\left(5.977 \frac{\text{lei}}{\text{an}} + 3.294 \frac{\text{lei}}{\text{an}}\right) - 6.027 \frac{\text{lei}}{\text{an}}}{47,6 \frac{\text{Gcal}}{\text{an}}} = 68 \frac{\text{lei}}{\text{Gcal}}$$

adică cca 16 €/Gcal. Trebuie observat că valoarea certificatelor este de același ordin de mărime cu valoarea cheltuielilor anuale directe, ceea ce face investiția foarte atractivă.

4.3 Locuințe unifamiliale noi în zona climatică II geotermal

4.3.1 Care sunt pașii care trebuie urmați?

Se presupune că locuința unifamilială analizată la Pct. 4.1 nu se construiește în zona de Nord a orașului București, ci în orașul Cluj pentru care avem BIN-urile climatice și valorile Q_{usable} factor pentru încălzire și pentru răcire determinate la Pct. 3.4.2. Presupunem că poziția față de punctele cardinale a clădirii și mărimea proprietății sunt identice cu cele menționate în Pct. 4.1 a lucrării.

4.3.1.1 Rezistențele termice ale elementelor de construcție ale anvelopei clădirii și valoarea coeficientului global de izolare termică

În cazul în care nu se modifică grosimile și calitățile termice ale materialelor de construcție utilizate, rezistențele termice ale elementelor de construcție ale anvelopei clădirii și valoarea coeficientului global de izolare termică rămân neschimbate prin mutarea clădirii de la București la Cluj-Napoca.

4.3.1.2 Necesarul termic al construcției

- Pierdere de căldură prin transmisie, conform formulei (3.6) pentru o temperatură exterioară de calcul iarna de -18°C , este:

$$Q_{\text{PT}} = 883,53 \times 0,45 \times (20+18) = 15.108 \text{ W} \approx 15,2 \text{ kW}$$

- Necesarul termic pentru prepararea aerului proaspăt își păstrează valoare stabilită la Pct. 4.1.1.2 întrucât este calculat pentru L_p nominal la temperatura exterioară de -5°C unde entalpia aerului este zero, urmând ca pentru temperaturi exterioare mai scăzute de -5°C debitul L_p să se modifice controlat astfel încât la intrarea în schimbătorul de căldură valoarea energetică a aerului proaspăt să nu fie negativă;
- Necesarul termic pentru prepararea apei calde de consum rămâne cel stabilit la Cap. 4.1.1.2 adică: 3kW

În condițiile mai sus menționate, necesarul de căldură al construcției este:

$$Q_{\text{încălzire}} = 15,2 + 5,8 + 3 = 24 \text{ kW}$$

4.3.1.3 Configurația sistemului tehnic interior al clădirii

Dacă păstrăm modelul sistemului tehnic interior al clădirii dezvoltat la Punctul 4.1.1.3 și redimensionăm terminalele de apă obținem mărimile stabilite în Figura 4.18.

4.3.1.4 Configurația sistemului tehnic interior al clădirii

Pentru a configura Centrala Termică necesară clădirii se trasează curba clasată a puterii termice orare necesare încălzirii, ventilării, răcirii și preparării apei calde de consum menajer. Baza de elaborare a sursei din Figura 4.1.18 este, pentru sezonul rece al anului:

$$Q_{usable\ factor}^I = 2.332 \text{ kWh/kW},$$

iar pentru sezonul cald al anului valoarea

$$Q_{usable\ factor}^{AC} = 1.340 \text{ kWh/kW}.$$

Este ușor de sesizat faptul că răcirea clădirii vara cu ajutorul ciclului frigorific este mult redusă în raport cu cererea de frig a aceleiași clădiri amplasate în București. Din acest motiv echiparea centralei termice cu două pompe de căldură, din rațiuni arătate la Pct. 4.1, nu se justifică și se pun următoarele întrebări:

Este fezabilă sub aspect tehnic, economic și de mediu crearea unui regim “bivalent” de funcționare a unei pompe de căldură ? Cum alegem puterea pompei de căldură astfel încât aportul ei energetic, în raport cu aportul adus de gazul natural, să fie maxim?

Alegem soluția funcționării centralei termice în regim **bivalent – paralel** și luăm decizia ca gazul natural să fie folosit pentru producerea apei calde de consum și pentru acoperirea vârfurilor de sarcină în lunile anului cu temperaturi exterioare sub -3°C .

În această ipoteză echiparea centralei termice va cuprinde o pompa de căldură **apă-apă** a carei marime trebuie să asigure o putere termică disponibilă (la temperatura apei de 8°C la intrarea în evaporator) de cca. 13,5kW și un cazan de perete, în condensatie, pentru încălzire și apa caldă de consum care trebuie să asigure diferența până la valoarea calculului termic de 24 kW. Schema centralei termice este aratăată în figura 4.20.

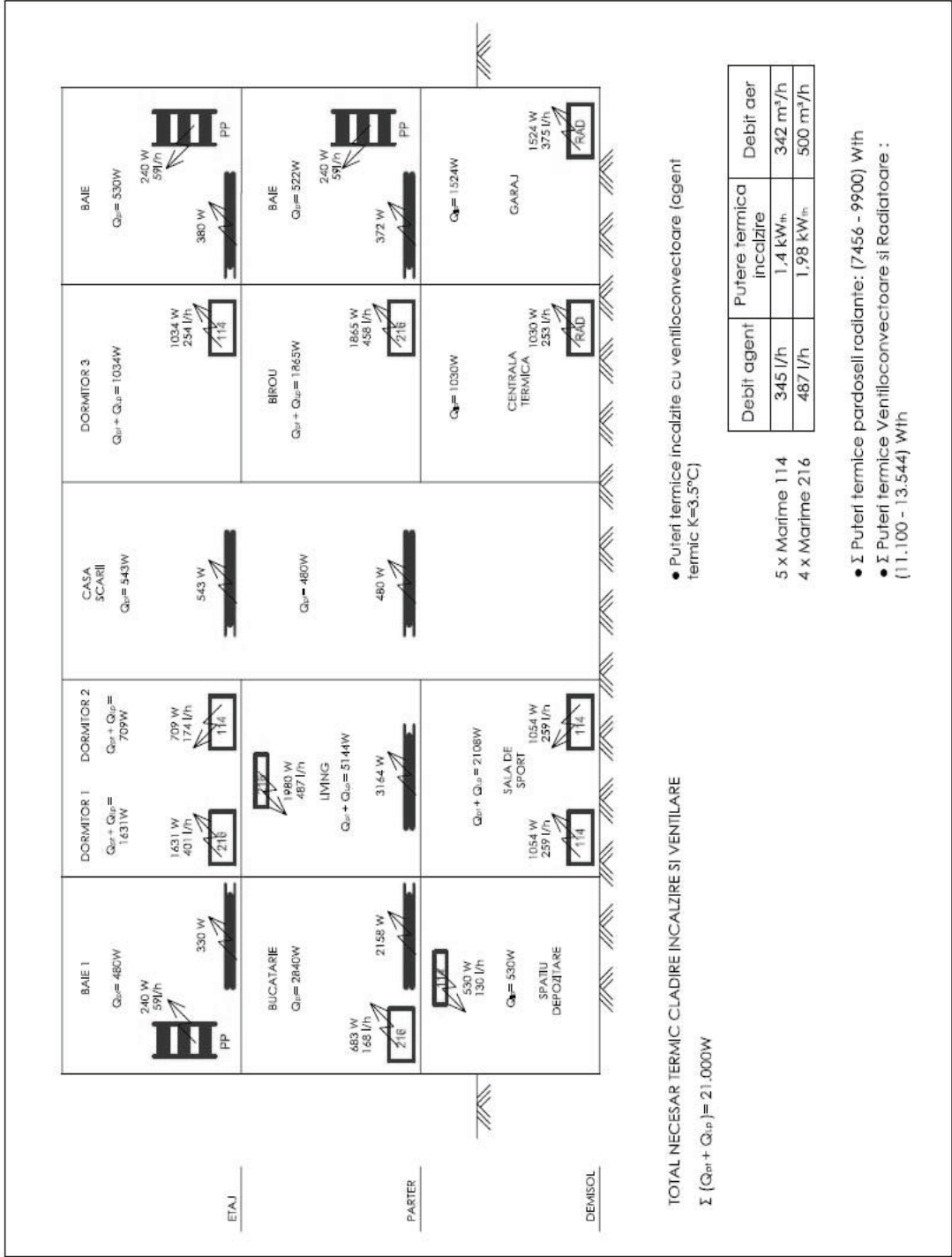


Figura 4.18. Stabilirea marimilor termice a le terminalelor de apă

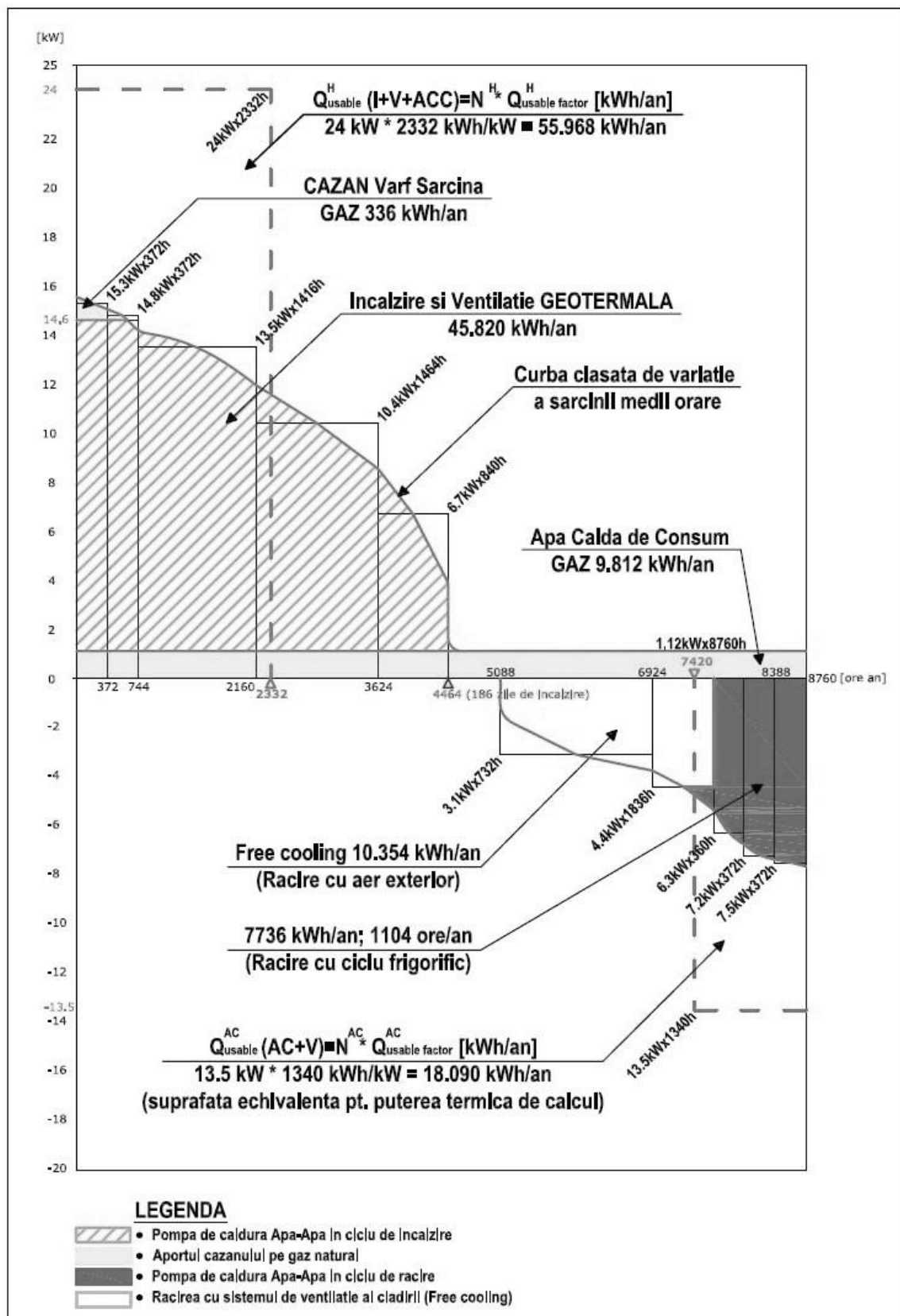


Figura 4.19. Curba clasată a variației puterii termice orare specifică încălzirii, ventilației, răcirii și preparării apei calde de consum a clădirii amplasate în Municipiul Cluj-Napoca pentru un $Q_{usable}^H \text{ factor} = 2.332 \text{ kWh/kW}$ și un $Q_{usable}^{AC} \text{ factor} = 1.340 \text{ kWh/kW}$

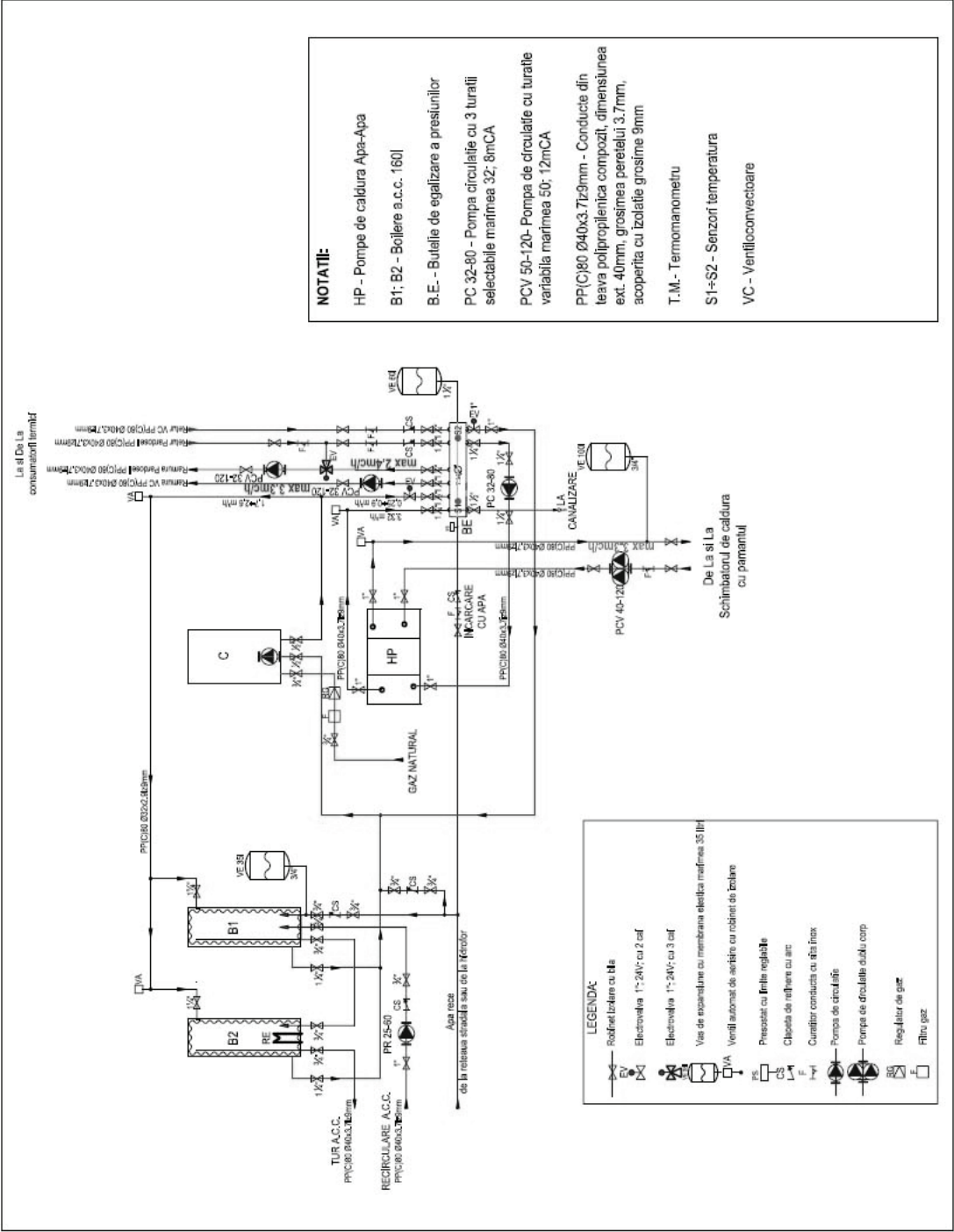


Figura 4.20. Schema termică a centralei bivalente: Pompa de căldură – Cazan pe gaz natural

Pompa termică aleasă este modelul WW072. Cazanul are flacără modulată și o putere termică de $7\div 23,5\text{kW}$. În sistemul bivalent – paralel, pompa de căldură și cazanul funcționează independent în marea majoritate a timpului anului și colaborează împreună atunci când centrala termică trebuie să satisfacă o cerere majorată de căldură apărută ca urmare a scăderii bruste a temperaturii aerului exterior. Se întâmplă de obicei la primele ore ale dimineții în zilele foarte friguroase din lunile ianuarie, februarie și decembrie pentru un timp foarte limitat (maxim 744 ore/an). Momentul declanșării este hotărât de senzorul “S1” care citește o temperatură a turului sub valoarea prescrisă la o funcționare continuă a pompei de căldură. În acel moment temperatura citită de senzorul “S2” este și ea sub valoarea normală, întrucât toate terminalele sunt deschise astfel că în butelia de egalizare a presiunilor există un debit important de apă în recirculare. Ridicarea temperaturii turului are loc rapid prin deschiderea electrovalvelor EV aflate pe racordurile de tur și retur ale cazanului Cz.

Cazanul transmite buteliei un debit de compensare la o temperatură ridicată și acceptă un $\Delta t > 3,5^\circ\text{C}$. În acele momente cazanul intră în regim de condensare și randamentul lui termic depășește 100% (raportat la puterea calorifică inferioară a combustibilului).

4.3.1.5 Performanțele sistemului bivalent – paralel adoptat

Sistemul tehnic al clădirii, întrucât include o pompă de căldură, trebuie să respecte condiția ca energia produsă pe locație să fie mai mare decât energia primită din exteriorul clădirii în scopul asigurării integrale a cererii de energie termică a clădirii.

Sistemul tehnic, conform Figurii 4.1.18 produce:

- O cantitate de căldură necesară pentru încălzirea și ventilarea clădirii iarna cu valoarea de 45.820 kWh/an și o cantitate de frig necesară pentru răcirea și ventilarea clădirii vara de 18.090 kWh/an cu ajutorul unei pompe de căldură care necesită energie electrică din exteriorul clădirii în valoare de 14.327 kWh/an . Această valoare este calculată pentru un $\text{SPF}_{\text{HP}}^{\text{H}} = 3,89$ la încălzire și un $\text{SPF}_{\text{HP}}^{\text{AC}} = 7,1$ la răcire conform celor pe larg detaliate la Pct. 4.1.
- O cantitate de căldură necesară pentru producerea apei calde de consum cu valoarea de 9.812 kWh/an și o cantitate de căldură pentru acoperirea încălzirii în vârfurile de sarcină iarna cu valoarea de 336 kWh/an , pe baza consumului de gaz natural într-un cazan de condensatie. Pentru un randament mediu anual al cazanului termic de $0,95$, cantitatea de gaz natural necesară este 10.682 kWh/an .

Pe ansamblul Centralei Termice avem bilantul:

$$Q_{\text{usable}} = 74.058\text{ kWh/an}$$

$$E_{\text{driving}} = 14.327\text{ kWh/an}$$

$$E_{\text{gaz}} = 10.682\text{ kWh/an}$$

$$E_{\text{RES}} = 49.049\text{ kWh/an}$$

Cu ajutorul factorilor de conversie $f_{\text{EE}} = 2,5$ [1] și $f_{\text{gaz}} = 1,1$ se obține energia primară consumată din exteriorul sistemului HVAC al clădirii. Aceasta este:

$$2,5 \times 14.327 + 1,1 \times 10.682 = 47.568\text{ kWh/an energie primara}$$

Așadar sistemul HVAC bivalent – paralel adoptat este fezabil, sustenabil și eligibil întrucât produce pe locație, din sursa regenerabilă, mai multă energie primară decât echivalentul în energie primară al consumatorilor de energie electrică și de gaz natural primite dinafara locației. Este important de observat ponderea foarte ridicată pe care energia electrică și gazul natural o capătă în urma exprimării lor în unități de energie primară, în cazul de față ponderea este 190% ca rezultat al calculului:

$$\frac{47.568 \frac{kWh}{an}}{(14.327 + 10.682) \frac{kWh}{an}} \times 100 = 190\%$$

Această constatare obligă analizarea variantei propuse și alegerea cu multă atenție a echipamentului centralei termice. Spre exemplu, dacă în locul pompei de căldură mărimea WW072 s-ar fi ales mărimea WW060, consumul de gaz natural ar fi crescut mai mult decât diminuarea consumului electric anual al pompei de căldură, făcând astfel sistemul nefezabil, nesustenabil, neeligibil.

Cheltuielile de exploatare ale sistenului bivalent sunt:

- costul anual al energiei electrice, pentru un pret de 420lei/MWh : 6.017 lei
- costul anual al gazului natural, pentru un pret de 320lei/MWh : 3.418 lei
- total cheltuieli directe: 9.435 lei

Fără a fi nevoie de calcule foarte detaliate este ușor de observat că, datorită costurilor induse de gazul natural, cheltuielile anuale ale unui sistem bivalent sunt mai mari decât ale unui sistem monovalent cu pompe de căldură, dar investiția este mai mică astfel încât, pe ansamblu, recuperarea diferenței de investiție, între un sistem integral clasic și un sistem bivalent reușeste, mai ales atunci când suprafața desfășurată a construcției este mai mare de 500m², să fie recuperată în mai puțin de 10 ani. Este însă încă o dată de menționat rolul esențial atât al sprijinului financiar dat inițial investitorului prin programe structurale sau prin programe naționale de mediu cât și al sprijinului dat pe termen lung prin schema de sprijin cu certificate anuale de exploatare ceea ce micșorează substanțial efortul financiar al investitorului în energie.

4.4 Locuințe unifamiliale existente aflate în zona climatică II geotermal

4.4.1 Care sunt pașii care trebuie urmați?

Am observat în Pct. 4 rigoarea și atenția ce trebuie acordate unui sistem bivalent de a produce pe locație mai multă energie decât echivalentul în energie primară al energiei electrice și al gazului natural primite din afara sistemului.

În zona Climatică II geotermal, performanța energetică a anvelopei unei clădiri existente favorizează aplicarea sau neaplicarea unei solutii HVAC cu pompe de căldură cu sursă mediul ambient. Să presupunem că anvelopa clădirii respectă performanță cerută de reglementările tehnice aplicabile clădirilor și coeficientul global de izolare termică are, în urma reabilitării, cel mult valoarea 0,45W/m²K. Cu această condiție, sistemul HVAC al clădirii și performanțele acestuia vor fi identice cu cele descrise la Pct. 4.3.1.

5. SOLUTII PENTRU UTILIZAREA ENERGIEI SOLARE

5.1 Instalații solare termice

5.1.1. Noțiuni fundamentale privind energia solară radiantă

În studiul și realizarea instalațiilor solare, o importantă influență îl are fluxul integral de energie radiantă ce se transmite permanent de la Soare către Pământ. Din cercetările efectuate de-a lungul timpului s-a ajuns la concluzia că puterea radiantă la suprafața Soarelui este de aprox. $3,7 \cdot 10^{26}$ W, din care numai o fracțiune de $3,7 \cdot 10^{17}$ W este primită de Pământ. Din punct de vedere al cantității și tipului de energie transmise, radiația solară care ajunge pe Pământ este compusă din:

- radiația ultravioletă (UV) de la 0,28 la 0,38 microni,
- radiația vizibilă de la 0,38 la 0,78 microni,
- radiația infraroșie (IR) de la 0,78 la 2,5 microni.

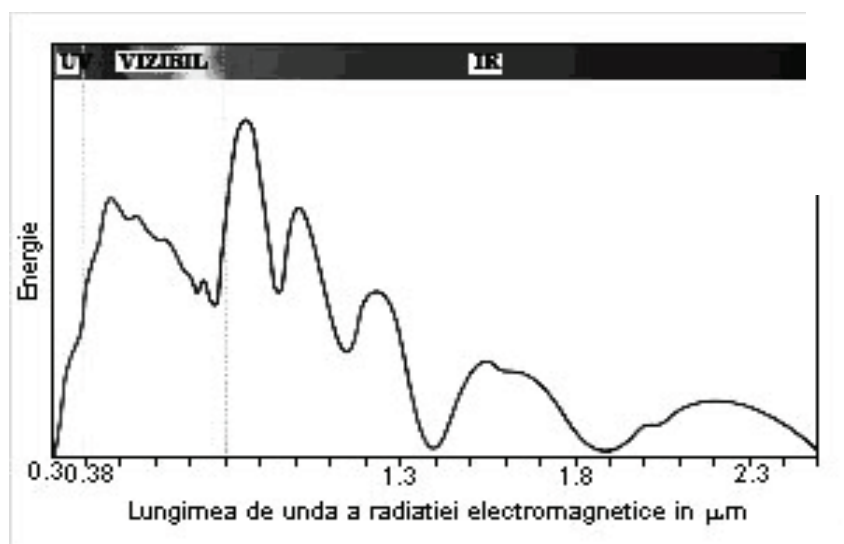


Figura 5.1.a Repartiția energetică a radiației solare globale în funcție de lungimea de undă

Repartiția energetică a radiației solare globale, în funcție de lungimea de undă între 0,3 și 2,5 microni, pentru o suprafață perpendiculară pe acea radiație, este reprezentată de curba din (Figura 5.1.a). Cantitatea de energie care vine de la Soare și cade pe o unitate de suprafață în unitatea de timp, suprafața fiind perpendiculară pe razele solare, la distanța de o unitate astronomică (149.450.000 km) de la centrul Soarelui, se numește *constantă solară* (E_0). Valoarea standard a acestei constante (propusă după numeroase măsurători, prin diverse procedee) este de 1353 W/m^2 . Este însă evident că datorită variației în timpul anului a distanței Soare - Pământ, *fluxul integral de energie al radiației solare extraterestre* Q_{et} va depinde într-o anumită măsură de distanță, deci este variabil de la o lună la alta. Radiația solară extra-terestră este denumită și *densitate de putere radiantă*.

Pornind de la valoarea lui Q_{et} și ținând cont de transmisivitatea atmosferei, de anumiți factori geografici și meteorologici, se pot face estimări ale fluxului total de energie radiantă la nivelul solului terestru Q_o , pentru o anumită locație, la un anumit moment. Din fluxul integral de energie radiantă care vine de la Soare la Pământ, și care are valoarea constantei solare $E_o \pm 3\%$, în afara atmosferei terestre, pe Pământ ajunge o cantitate cu o valoare mai mică (în medie este de 0,8 – 0,9 kW/m²). Evident, Q_o are o valoare ce depinde de factori meteo și geografici (latitudine, longitudine, sezon, oră, calitatea aerului atmosferic etc.). S-a constatat că umiditatea are o influență extrem de importantă asupra valorii fluxului Q_o ; astfel, pe timp noros Q_o scade de la 1,06 la 0,1 kW/m², devenind de 10 ori mai mic. O influență considerabilă o are și unghiul incident al razelor solare ce cad pe scoarța terestră. Fluxul maxim se înregistrează la ora 12 când razele străbat o cantitate mai mică de aer (unghiul fiind de 90°). Se mai introduce de asemenea noțiunea de *masă de aer*, ce reprezintă lungimea parcursă de radiație prin atmosferă, considerând drumul vertical la nivelul mării drept unitate. Astfel, la nivelul mării, masa de aer este $m_a = 1$ când Soarele este la zenit, și are valoare dublă $m_a = 2$ pentru un unghi zenital de 60°.

Cât privește factorul meteorologic, următoarele caracteristici sunt importante a fi cunoscute:

- durata de strălucire efectivă a Soarelui
- numărul mediu al zilelor însorite
- distribuția densității zilnice, lunare și sezoniere a puterii radiante solare pentru diverse zone.

Cele trei caracteristici depind de gradul de acoperire cu nori, felul acestora precum și de grosimea straturilor. Valorile maxime ale densității de putere radiantă sunt mai ridicate primăvara decât toamna ca o consecință a purității aerului (după „curățirea” acestuia în decursul iernii prin precipitații). Norii și atmosfera preiau o parte din radiația solară și o trimit spre sol sub formă de radiație difuză. În consecință, chiar dacă cerul este acoperit, Pământul primește un flux radiant, care poate ajunge până la 0,696 kW/cm²·minut. Radiația globală este formată așadar prin însumarea radiațiilor directă și difuză.

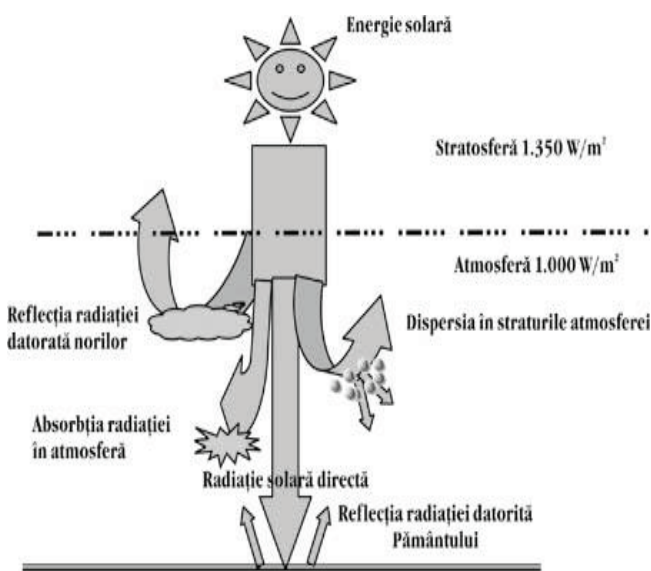


Figura 5.1.b. Componentele radiației solare

Radiația solară directă (Q_{Do})

Radiația solară directă pe un plan orizontal se poate calcula cu relația:

$$Q_{Do} = E_o \cdot C \cdot A \cdot \exp\left(-\frac{B}{\sin h}\right) \quad (5.1)$$

Unde:

- E_o este constanta solară;
- C - coeficientul de corecție ce ține seama de distanța Soare - Pământ;
- A, B - coeficienți de perturbare atmosferică.

Pentru C se poate utiliza o relație relativ empirică: $C = 1 + 0,034 \cos[30(l - 1) + d]$

cu „ l ” numărul lunii din an și d -numărul zilei din luna considerată.

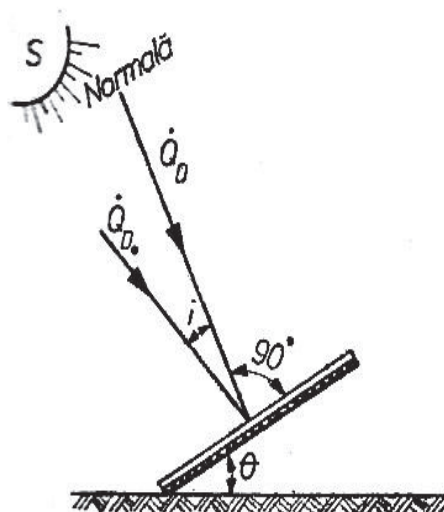


Figura 5.2. Schema de calcul a radiației solare directe pe o suprafață înclinată

Dacă raza incidentă cade sub un unghi „ i ” față de normala suprafeței considerate (Fig.5.2), atunci radiația solară directă devine:

$$Q_{Do} = E_o \cdot C \cdot A \cdot \exp\left(-\frac{B}{\sin.h}\right) \cos.i \quad (5.2)$$

Coeficienții A și respectiv B depind de claritatea cerului în zona considerată, și sunt prezentați în Tabelul 5.1.

Tabel 5.1. Coeficienții A și B pentru calculul radiației solare directe

Coeficientul	Cer foarte senin	Condiții normal atmosferice	Zone mediu poluate
A	0,87	0,88	0,91
B	0,17	0,28	0,43

Radiația solară difuză (Q_{do})

Acest tip de radiație este parte componentă a radiației solare totale și este în general extrem de dificil de stabilit foarte precis datorită numărului mare de factori ce o influențează.

Pentru calculele practice se poate utiliza o relație determinată de H. Mountain ce dă radiația difuză pe o suprafață orizontală:

$$Q_{do} = E_o \cdot C \cdot \sin.h \cdot [0,271 - 0,2939A \exp\left(-\frac{B}{\sin.h}\right)] \quad (5.3)$$

În cazul unei suprafețe înclinate cu un unghi θ (conform Figurii 5.2), aceasta va primi radiație difuză reflectată de la Pământ (caracterizată de mărimea numită Albedo- conform Tabel 5.2) dar și din spațiu (conform Figurii 5.1b).

Tabel 5.2. Valorile coeficientului Albedo

Coeficientul Albedo	Peluză	Ciment (beton)	Pietriș	Zăpadă	Suprafață verticală
Ab	0,18-0,23	0,55	0,18	0,8-0,9	0,3

Radiația solară globală (Q_o)

Această radiație, pentru o suprafață orizontală și cer senin, reprezintă de fapt suma celor două componente:

$$Q_o = Q_{Do} + Q_{do} \quad (5.4)$$

În literatura de specialitate, există numeroase relații empirice pentru determinarea densității radiației solare globale, una dintre acestea fiind [4] :

$$Q_o = \frac{G(1 + 0.8s)(1 - 0.2t)}{\sqrt{h}} \quad [\text{kW/cm}^2 \text{ zi}] \quad (5.5)$$

în care G reprezintă factorul geografic și sezonier, calculabil cu relația:

$$G = 100(\lambda N + \phi_{ij} \cos \varphi) \quad [\text{kW/cm}^2 \text{ zi}] \quad (5.6)$$

unde φ este latitudinea locului (în rad); ϕ_{ij} - factorul de sezon (cu valori în funcție de amplasament și lună calendaristică); N-durata medie a zilei luminoase în decursul unei luni, în ore; $\lambda = 0,2/(\varphi + 0,1)$ este factorul de latitudine, s-fracția de insolație ($s=n/N$) unde n este media lunară a duratei efective zilnice de strălucire a Soarelui; t-factorul meteorologic ($t=r/M$) unde r este numărul de zile ploioase dintr-o lună și M numărul de zile ale lunii considerate; h – umiditatea medie zilnică din luna respectivă. În funcție de forma curbei de variație a densității lunare a radiației solare, de amplitudinea și de fluctuațiile acesteia fiecare țară poate face parte dintr-o anumită regiune caracteristică din punct de vedere al radiației solare.

România face parte din grupa 3, ceea ce înseamnă că pe teritoriul acesteia intensitatea radiației solare atinge valori relativ mari. În general, în graficele și tabelele din literatura de specialitate privind radiația solară, se regăsesc valorile corespondente densității puterii radiante incidente pe un plan orizontal.

Totuși, la proiectarea instalațiilor ce utilizează energia solară interesează și fluxul incident pe o suprafață înclinată. Unghiul de incidență a razei solare pe o suprafață înclinată se poate calcula în funcție de latitudinea locului, declinația Soarelui, unghiul orar al Soarelui, înclinarea planului considerat, unghiul azimutal al planului.

Astfel, raportul dintre densitatea puterii radiante pe o suprafață înclinată Q_i și cea pe un plan orizontal Q_o , va fi:

$$m = \frac{Q_i}{Q_o} = \frac{Q_D \cos i}{Q_D \cos \alpha_0} = \frac{\cos i}{\cos \alpha_0} \quad (5.7)$$

unde i este unghiul măsurat între raza solară și normala la planul înclinat; α_0 – unghiul între raza solară și axa zenitală pe planul orizontal. Q_D se referă la componenta directă a radiației solare.

Date meteorologice necesare stabilirii potențialului de energie solară la suprafața Pământului

Pentru a stabili posibilitățile și oportunitatea utilizării energiei solare, este necesară cunoașterea densității solare globale, cu valorile ei zilnice, sezoniere și respectiv anuale. Practic, în România se pot defini 4 zone de însorire (conform *Figurii 5.3a*), de la un maxim de 1600 kWh/m^2 în Dobrogea (zona galbenă) la 1250 kWh/m^2 în nordul țării, anual (zona maro închis). Acest tip de hartă împarte țara noastră în trei zone principale de însorire (conform *Tabel 5.3*):



Figura 5.3.a. Zonele de însorire din România

Tabel 5.3. Zonele principale de însorire din România

Denumire zonă	Nivel de însorire [$\text{KWh} / \text{m}^2 / \text{an}$]	Teritoriul aferent zonei
Zona 0	$> 1250 / 1300$	Litoralul Marii Negre (cca.50 km de la țărm) (zona galbenă)
Zona I	1159 - 1250 / 1200 - 1300	Regiunile carpatice și subcarpatice (cca.75 km. stânga / dreapta Munților Carpați) (zona maro deschis)
Zona II	1000 - 1150 / 1050 - 1200	Restul teritoriului României

Valorile cele mai mari ale radiației solare se înregistrează în lunile călduroase (iunie, iulie) și cele mai scăzute în perioada decembrie, ianuarie ca o consecință a înălțimii la care se află Soarele față de Pământ. În *Tabelul 5.4* sunt redată densitățile puterii radiante solare globale medii $Q_o [W / m^2]$ pe o suprafață orizontală pentru București diferențiate după felul cerului (senin sau acoperit cu nori).

Durata efectivă de strălucire a Soarelui are semnificația numărului de ore în care Soarele a strălucit pe cer (conform *Figurii 5.3.b*).

Durata relativă (fracția de insolație-f) reprezintă raportul dintre durata efectivă și durata posibilă, stabilită prin durata „zilei luminoase”, care depinde de poziția Pământului față de Soare.

Durata maximă de însorire reprezintă numărul de ore maxim în care Soarele a strălucit pe cer exprimat în număr de ore și zecimi (durata între răsăritul și apusul Soarelui).

În general, în România numărul mediu al zilelor cu cer senin nu depășește 50% din totalul zilelor dintr-o lună, excepție făcând localitățile din sud-estul țării (Constanța, Delta Dunării), unde acest procent poate ajunge până la 75-80%. Valorile medii ale densității puterii radiante solare pentru zona de sud ajung la $1,48 \text{ kW/cm}^2 \cdot \text{minut}$.

Se face observația că umiditatea ridicată a aerului în timpul verii și poluarea atmosferică determină o reducere sensibilă a puterii de radiație solară. Spre deosebire de zonele sudice, la munte numărul zilelor cu cer senin iarna și toamna este mai mare decât cel din primăvară și vară.

Tabel 5.4. Densitățile puterii radiante solare globale medii pe o suprafață orizontală, pentru București

Ora	Felul cerului	Lunile din an											
		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
6	S	-	-	23	72	142	184	142	69	20	-	-	-
	A	-	-	15	34	84	105	75	36	14	-	-	-
9	S	130	258	384	560	655	680	655	541	365	190	116	89
	A	65	123	191	280	378	337	380	291	182	93	65	25
12	S	280	420	639	799	881	905	681	775	611	416	296	140
	A	145	215	318	405	535	462	528	503	377	243	162	68
15	S	132	260	384	560	655	680	655	541	365	190	115	85
	A	68	130	183	296	330	342	335	295	188	101	63	24
18	S	-	-	23	72	142	184	142	20	20	-	-	-
	A	-	-	6	32	70	89	68	10	10	-	-	-

În *Tabelul 5.5* se redă numărul mediu lunar al zilelor cu cer senin și valorile medii lunare ale duratei efective de strălucire a Soarelui pentru București.

Tabel 5.5. Numărul mediu lunar al zilelor cu cer senin și valorile medii lunare ale duratei efective de strălucire a Soarelui pentru București

Lunile din an											
Ianuarie		Februarie		Martie		Aprilie		Mai		Iunie	
Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore
6	76	6	98	8	143	7	185	7	232	9	282

Lunile din an											
iulie		August		septembrie		octombrie		noiembrie		decembrie	
Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore	Zile	Ore
14	322	17	309	16	236	10	191	6	84	5	59

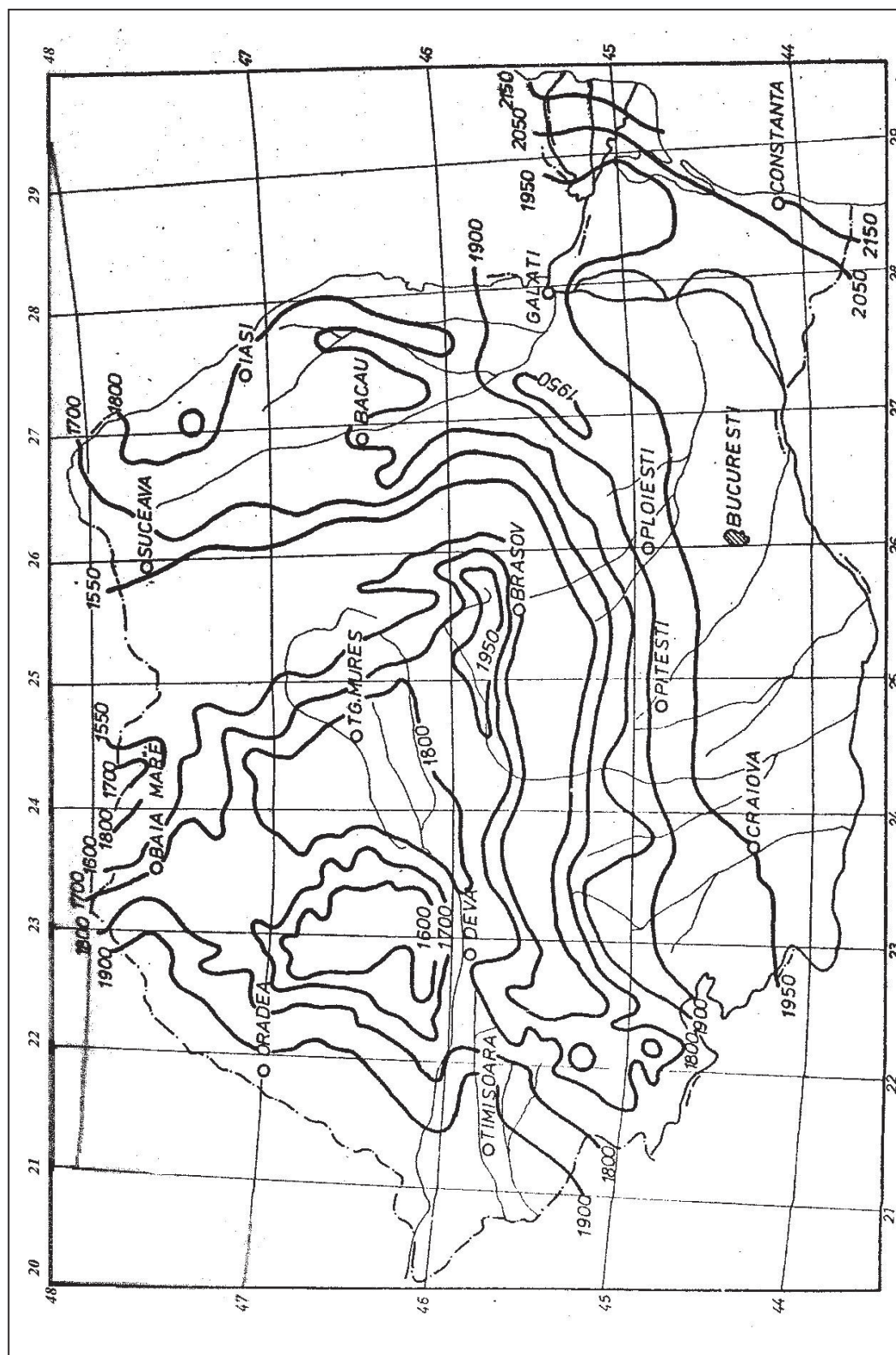


Figura. 5.3.b. Durata efectivă de strălucire a Soarelui pe teritoriul României (valori medii anuale)

În literatura de specialitate există diverse relații empirice de deducere a densității radiației solare globale primite de o suprafață orizontală. Atunci când nu sunt însă disponibile măsurători meteo se poate utiliza o relație de forma:

$$Q_o = C \cdot E_o \cdot p^{\frac{P_{atm}}{1000 \sin h}} \quad (5.8)$$

în care E_o este constanta solară, egală cu 1353 W/m^2 ; C -corecția procentuală de distanță Soare-Pământ (+3,4% la solstițiul de iarnă și -3,4% la solstițiul de vară); p -factorii de transmisie atmosferică ($p=0,6$ pentru zone mai poluate, respectiv orășenești și $p=0,85$ pentru zone curate respectiv montane ; p_{atm} — presiunea atmosferică în zona respectivă; h – înălțimea Soarelui.

5.1.2. Componentele sistemelor solare termice

Captatoare solare

Captatoarele solare reprezintă componenta de bază a unui **sistem „activ”** utilizând energia solară. Acesta este elementul ce asigură conversia radiației electromagnetice solare în energie termică și transferul către un agent caloportor (purtător de căldură). Există diferite tipuri de captatoare solare. Orientarea către un anumit tip sau altul depinde de temperatura apei calde ce se dorește la consumator și de condițiile climatice ale zonei respective. Cele mai uzuale tehnologii adoptate pentru captatoare sunt:

- captatoare plane fără vitrare
- captatoare plane cu vitrare
- captatoare cu tuburi vidate

Captatoare solare plane fără vitrare

Acest tip de captatoare (prezentate în *Figura 5.4.*) sunt realizate de regulă din material plastic polimerizat negru. Ele nu au o izolație termică nici laterală și nici la bază. Ele se amplasează pe acoperiș au pe un suport de lemn. Au avantajul că sunt ieftine și captează bine energia solară. Pe de altă parte însă pierderile de căldură cresc odată cu creșterea temperaturii apei, mai ales în zonele caracterizate de vânt puternic.

Acest dezavantaj face în consecință ca aplicațiile în care pretează astfel de captatoare să fie cele în care se solicită apă la o temperatură joasă (încălzirea apei de piscină, căldură necesară pentru aplicații industriale etc.) în zone cu climat nu foarte cald și cu predilecție în perioada de vară când intensitatea solară este maximă.

Captatoare solare plane cu vitrare

De regulă un astfel de captator plan se compune din (conform *Figurii 5.5.*):

- un strat exterior transparent (sticlă);
- o placă absorbantă;
- o izolație termică pe lateralele și la baza captatorului

Energia utilă (Q_u) reprezintă energia incidentă pe captator (Q_i) diminuată de pierderile optice (energia reflectată de materialul transparent – de cele mai multe ori sticla, și de către materialul absorbant-factorul $\overline{TA}$) și de pierderile termice pe fețele acestuia (conform *Figurii 5.5.*).

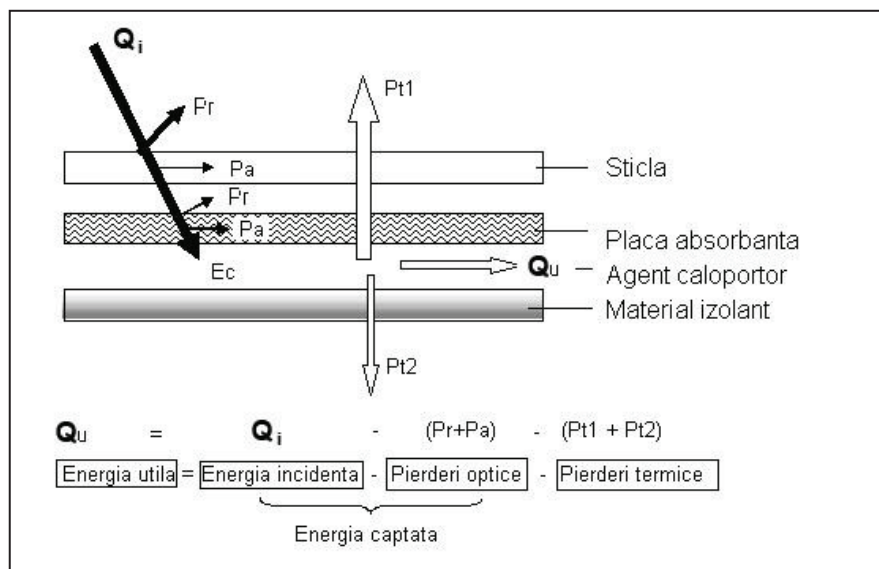


Figura 5.5. Captator solar plan cu vitrare

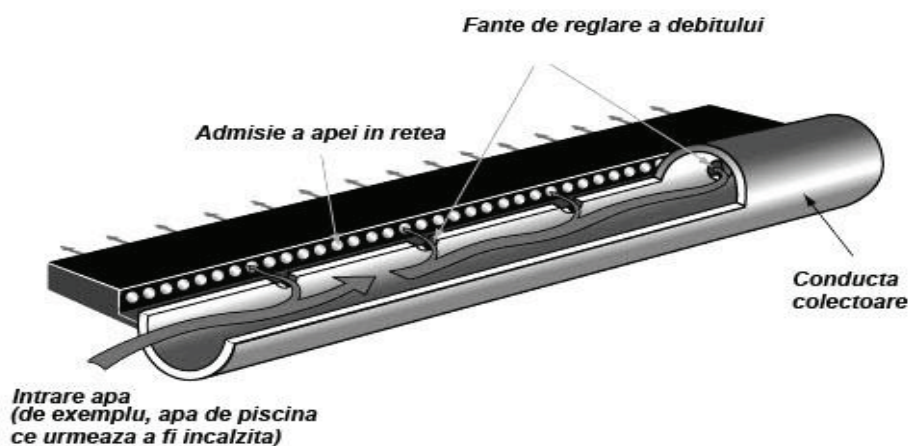


Figura 5.4. Captator solar plan fără vitrare

Considerându-se o zi tip cu o însorire normală (fără nori) se constată că pentru un captator orientat către sud, energia captată este egală cu produsul dintre energia incidentă și factorul optic F (conform *Figurii 5.6.*). Luând în calcul și pierderile termice ale captatorului se constată că acesta își îndeplinește rolul atât timp cât bilanțul termic este pozitiv (energia captată minus pierderile) până în momentul când el devine negativ (ceea ce se întâmplă de regulă la sfârșitul zilei – conform *Figurii 5.7.*).

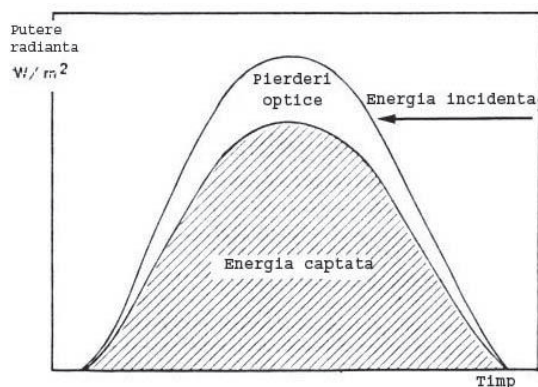


Figura 5.6. Energia captată = $Q_i \cdot F$

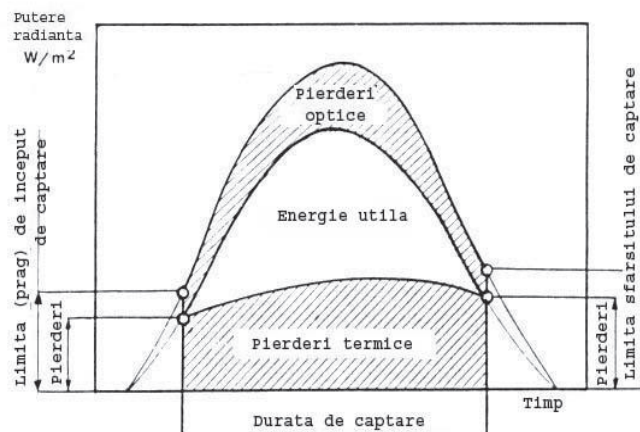


Figura 5.7.
Bilanțul termic

Intersecția cu axa ordonatei corespunde factorului optic iar intersecția cu axa abscisei reprezintă coeficientul de pierderi termice.

Acest tip de captatoare sunt de regulă utilizate când se solicită temperaturi medii (apă caldă de consum, încălzirea clădirilor, încălzirea apei din piscine, diverse aplicații industriale etc.).

Captatoare solare plane cu tuburi vidate

Aceste captatoare sunt alcătuite dintr-o suprafață absorbantă „îmbrăcată” într-un înveliș selectiv vidat din sticlă (conform *Figurii 5.8*).

Acest tip captează foarte eficient energia solară iar pierderile termice sunt foarte mici. Pentru a extrage căldura din suprafața absorbantă este utilizat de regulă un dispozitiv care funcționează pe principiul vaporizării unui lichid în contact cu suprafața absorbantă caldă, căldura fiind recuperată la capătul tubului, în timp ce vaporii condensează iar condensatul este returnat gravitațional în tubul absorbant. Acest tip de captatoare sunt utilizate atunci când se solicită energie la temperaturi medii și ridicate (apă caldă de consum, încălzirea clădirilor, aplicații industriale care solicită 60-80 °C etc.).

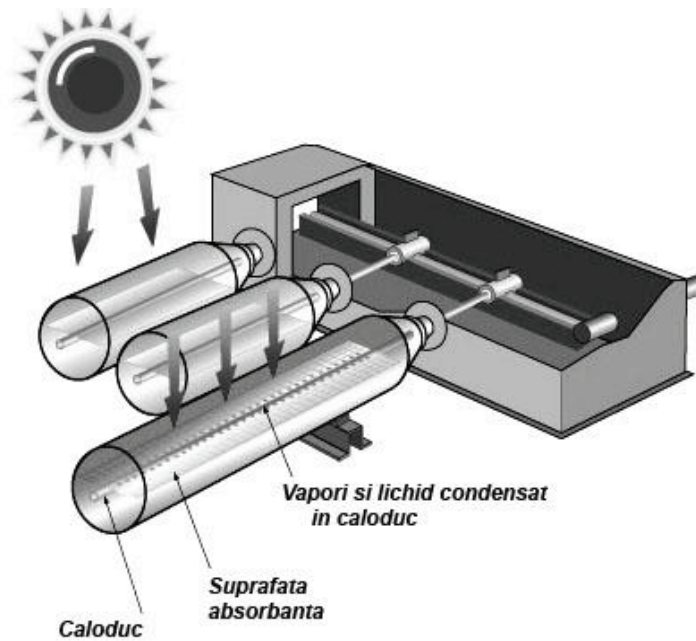


Figura 5.8. Captator solar plan cu tuburi vidate

Aspecte teoretice ale captatoarelor

Indiferent de tipul acestora (plane, cilindro-parabolice, cu focalizare) captatoarele solare sunt caracterizate de randamentul acestora.

Se definește *randamentul instantaneu al captatorului solar* raportul dintre energia primită de acesta și energia solară incidentă pe captator.

Acesta se exprimă în funcție de un număr egal cu diferența de temperatura medie t_m între captator și ambient t_a , raportat la fluxul total incident (diagrama calitativă de variație este prezentată în *Figura 5.9.*).

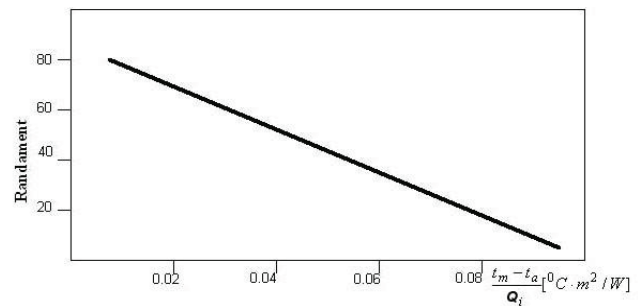


Figura 5.9. Randamentul instantaneu al unui captator plan cu simplă vitrare

t_m –temperatura medie a captatorului-media temperaturilor intrare, ieșire din captator; t_a - temperatura mediului ambiant; Q_i - fluxul total incident.

Performanța oricărui captator solar este descrisă de bilanțul său energetic global, care este de forma:

$$S_c [(Q_o \cdot m \cdot \overline{TA})_D + (Q_o \cdot m \cdot \overline{TA})_d] = Q_u + Q_p + E_c \quad (5.9)$$

unde S_c reprezintă suprafața activă a captatorului; Q_o -densitatea de putere radiantă incidentă pe suprafața orizontală; m -factorul de raportare al puterii radiante pe un plan orizontal față de unul înclinat; $\overline{TA}$ - produsul echivalent transmisie-absorbție în ansamblul geam-placă absorbantă; Q_u – energia utilă, transmisă fluidului caloportor; Q_p - energia pierdută de la captator în mediul ambiant prin radiație, conducție și convecție; E_c – energia acumulată în captator.

5.1.3. Clasificarea sistemelor solar-termice

După modul de concepție, în principiu există două direcții de abordare a modului în care se utilizează energia solară și anume:

- Conceptul de sisteme solare „bioclimatice” sau *SISTEME PASIVE* ce presupune conceperea din start a unei arhitecturi tipice a clădirilor care să permită utilizarea energiei solare (suprafețe mari vitrate, o anumită inerție termică etc.) și care, în funcție de condițiile de climă pot să satisfacă un grad acceptabil de confort termic
 - Conceptul de sisteme solare „tehnologice” sau *SISTEME ACTIVE* care presupun ca într-o clădire deja existentă să se integreze un ansamblu de instalații și echipamente (captatori, vas de acumulare, sisteme de reglare automată etc.) destinate a realiza condițiile de confort în mod independent de structura și arhitectura clădirii.
- Evident, nimic nu împiedică proiectanții și arhitecții în a concepe încă din fazele de proiectare cuplarea celor două tipuri de sisteme (active + pasive) în scopul minimizării pe cât posibil a consumurilor energetice.

După tipul agentului caloportor, se mai poate face o clasificare a sistemelor utilizând energia solară și anume:

- Sisteme ce utilizează apa caldă
- Sisteme ce utilizează aerul cald

După procesul consumator de căldură implicat în utilizarea energiei solare (aplicațiile practice), sistemele pot fi:

- Sisteme pentru prepararea apei calde de consum
- Sisteme pentru încălzirea spațiilor de locuit
- Sisteme combinate

Observație Există o serie de clasificări care țin și de domeniul de utilizare a energiei solare care țin însă mai mult de diversele aplicații particularizate ale sistemelor generale menționate anterior. Se redau în *Tabelul 5.6* cele mai uzuale aplicații pe domeniile aferente, care nu exclud însă și alte posibilități de extindere.

În continuare, se vor descrie sistemele fundamentale după clasificarea menționată anterior și se vor prezenta schemele de principiu cele mai uzuale.

Tabel 5.6. Aplicațiile uzuale ale captatoarelor solare

DOMENIUL	APLICAȚIA
Utilizări directe în industrie și agricultură	▪ cuptoare solare ▪ uscătorii solare ▪ încălzitoare solare ▪ distilării solare ▪ desalinizarea apei de mare
Utilizări indirecte în industrie și agricultură	▪ transformarea în energie mecanică ▪ transformarea în energie electrică
Utilizări casnice	▪ climatizare de iarnă și vară ▪ apă caldă de consum ▪ frigidere solare ▪ sobe de gătit solare ▪ pile solare

Sisteme active

Aceste sisteme rezultă de fapt din dotarea unei clădiri având o arhitectură clasică, tradițională, cu diverse elemente captatoare, asociate cu elemente de stocare și, de cele mai multe ori, cuplate cu surse clasice ce se constituie ca surse de vârf (Figura 5.10). Pentru satisfacerea cerințelor de confort este necesar un sistem de reglare și de asemenea cu un sistem de circulație (pompe sau ventilatoare).

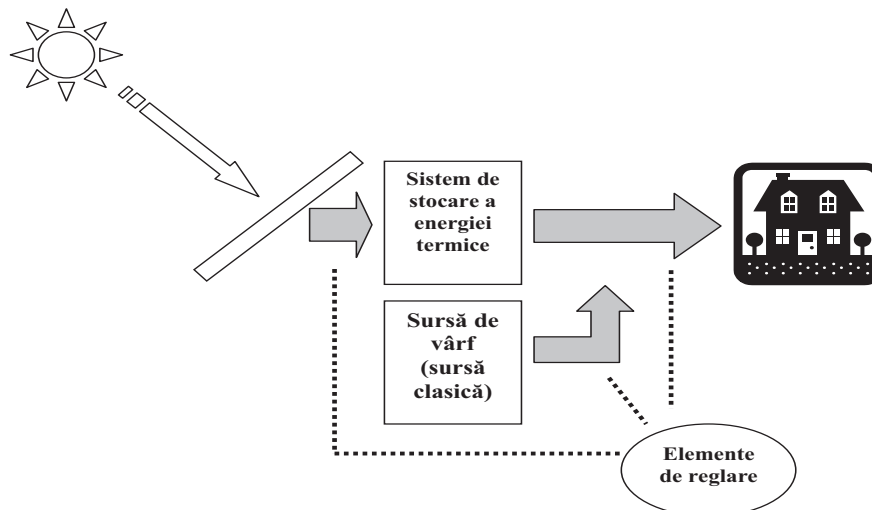


Figura 5.10. Schemă de principiu pentru conceptul de sistem solar "activ"

Din păcate, aceste sisteme nu au un randament foarte ridicat, iar costul unui *kWh util* produs în această manieră ajunge la un preț relativ ridicat. Randamentul poate fi îmbunătățit dacă aerul care circulă prin captatoarele solare ar fi introdus direct în încăperi.

Ca avantaje pot fi menționate posibilitățile de stocare a energiei termice, de gestionare a furnizării acesteia către încăperile clădirilor și de a se adapta elastic necesarului de căldură al consumatorilor (cu predilecție pentru clădiri de tip birouri sau cu ocupare intermitentă).

Sisteme pasive

Proiectarea „bioclimatică” a clădirilor în sistem pasiv presupune că arhitectura înseși poate „exploata” condițiile de climă în scopul obținerii unui confort termic interior optim în condiții de consum minim energetic (Figura 5.11). Aceste minime consumuri energetice se pot obține utilizând câteva recomandări:

- Reducerea la minim a pierderilor de căldură ale clădirii (executându-se eventual pe cât posibil cu o parte importantă a anvelopei semi-îngropată), cu un grad optim de izolare, .
- Controlarea infiltrațiilor vântului prin neetanșeitățile clădirii și încercând scăderea gradului ei de permeabilitate.
- Controlul aporturilor solare prin captarea energiei solare la maximum posibil, obținerea unei ventilări naturale pe timp de vară etc.

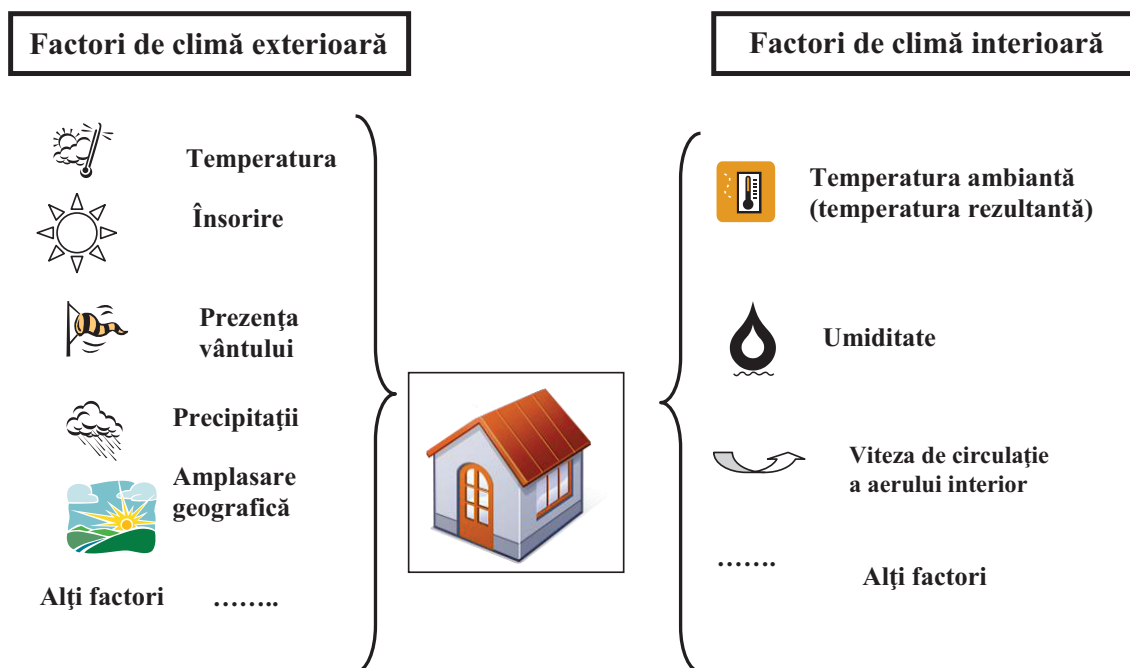


Figura 5.11. Schema de principiu pentru un sistem „pasiv” de utilizare a energiei solare

5.1.4. Instalații solare pentru preparare de apă caldă menajeră

Atât vara cât și iarna, cererea de apă caldă de consum este aproximativ constantă. Deoarece energia solară este disponibilă mai mult în anotimpul cald decât cel rece, în prima perioadă se pot acoperi aproape în totalitate nevoile energetice pentru această aplicație.

Schemele următoare prezintă câteva instalații solare cu ajutorul cărora se prepara apă caldă de consum, individual sau colectiv. *Prepararea apei calde de consum cu ajutorul energiilor regenerabile, se realizează în regim de acumulare.* Nu se utilizează niciodată regimul “instant” de preparare a apei calde, deoarece acesta din urmă, presupune sarcini termice mari, deci echipamente scumpe. Astfel, cu ajutorul surselor regenerabile de energie, apa caldă de consum este preparată în boiler, al căror volum de acumulare trebuie determinat în funcție de consumul zilnic de apă pe care trebuie să îl asigure.

O problemă importantă a preparării apei calde de consum la temperaturi sub 60°C, este că în boilerle aflate sub această temperatură, se poate dezvolta o bacterie, denumită *Legionella Pneumophila*. Această bacterie nu afectează sistemul digestiv, dar este extrem de agresivă pentru sistemul respirator, afectând plămânii și poate provoca inclusiv moartea pacienților. În băi, bacteria menționată poate să ajungă din apă în aer, iar de aici poate să fie inhalată în plămâni. Denumirea bacteriei este legată de legiunile romane, deoarece membrii acestora au fost primii oameni care au contractat boala, intrând în contact cu apă contaminată. Datorită acestei bacterii, cel puțin boilerle pentru prepararea apei calde de consum la temperaturi sub 60°C, trebuie prevăzute și cu o rezistență electrică, sau cu o altă sursă de căldură, deoarece apa caldă de consum din boiler trebuie încălzită pentru cel puțin pentru o oră pe zi, până la temperatura de 60°C, la care această bacterie este distrusă.

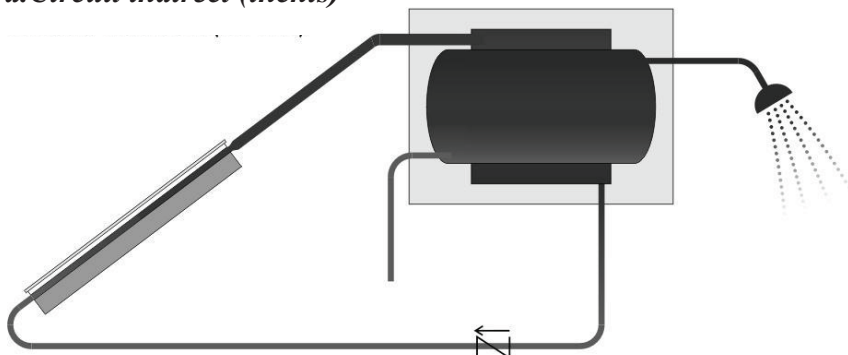
5.1.4.1. Instalații solare de mici dimensiuni care funcționează pe principiul de termosifon (gravitațional)

Instalațiile termosifon funcționează pe principiul diferenței de densitate dintre un fluid cald și unul mai rece. Fluidul încălzit în circuitul captatorului urcă în rezervorul de acumulare situat la partea superioară a captatorului, unde cedează căldura, urmând să ajungă cu o temperatură mai scăzută din nou în captator.

Acest principiu simplu este utilizat cu precădere în zonele climatice calde, unde nu există risc de îngheț. Rezervorul de acumulare este întotdeauna amplasat deasupra captatorului, acesta având o greutate importantă, greutate ce trebuie suportată de acoperișul pe care se montează.

Aceste instalații există în două variante: în circuit direct (deschis) în care apa menajeră circula direct în captator, sau circuite indirecte (închise), care au în componență și un schimbător de căldură cu dublu înveliș (Figura 5.12 a și b). Sistemele sunt în general prefabricate sub forma unei singure unități, formate din captor și rezervor de acumulare.

a. Circuit indirect (închis)



b. Circuit direct (deschis)

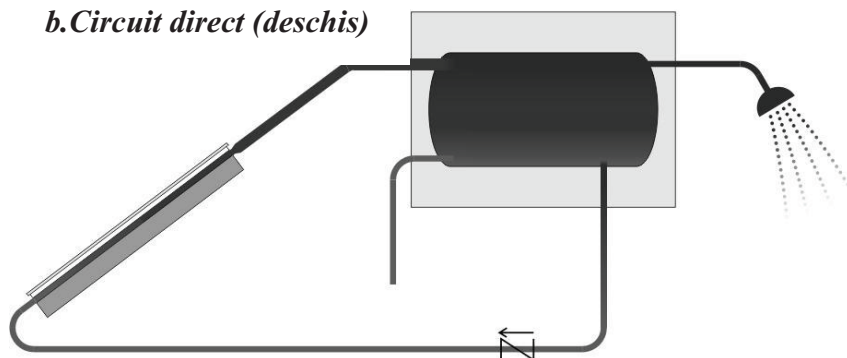


Figura 5.12. Scheme de instalații care funcționează pe principiul de termosifon:

cu circuit direct (a) sau indirect (b)

Forța motoare a instalației cu termosifon este relativ redusă, din acest motiv conductele trebuie să aibă un diametru important, traseele trebuie să fie cât mai rectilinii posibil și cu cât mai puține schimbări de direcție. O diferență de nivel între captator și rezervorul de acumulare este indispensabilă. Aceste sisteme nu utilizează pompe, automatizare, deci nu sunt legate la rețeaua de energie electrică. Din acest motiv în cazul în care nu există consum de apă caldă de consum nu se poate limita temperatura din rezervor decât cu ajutorul supapei de siguranță. În majoritatea cazurilor, aceste instalații se regăsesc sub forma sistemelor de mici dimensiuni. Dacă mai multe captatoare sunt legate în paralel, trebuie realizată o echilibrare hidraulică astfel încât debitele prin fiecare panou să fie egale. Acest lucru este posibil utilizând lungimi egale de conducte pentru toate panourile. Cu cât există mai multe captatoare cu atât lungimea conductelor este mai

importantă, și racordarea dificilă, deoarece forța motoare devine insuficientă pentru asigurarea debitelor necesare.

Pot fi utilizate sistemele directe, fără schimbător de căldură, în regiunile unde nu există pericol de îngheț. În același timp, pentru aceste sisteme, trebuie avut în vedere utilizarea apei de calitate bună pentru evitarea coroziunii captatoarelor. Poluarea, sau conținutul de calcar ridicat, pot provoca depuneri în conductele panoului, împiedicând transferul de căldură.

Sistemele solare cu termosifon pot fi dotate și cu un schimbător de căldură, în acest caz se poate introduce și antigel în circuitul solar primar.

Rezervorul de acumulare se poate amplasa și la interiorul clădirii, tot la o cota superioară panoului solar. De obicei se utilizează schimbătoare de căldură cu dublu înveliș, caracterizate printr-o pierdere de sarcină redusă, adaptate foarte bine pentru acest tip de instalație.

5.1.4.2. Instalații solare cu circulație forțată

Într-o instalație solară cu circulație forțată, putem regrupa diferitele elemente componente, în diferite subsisteme, în funcție de funcțiunile acestora. Astfel putem defini următoarele subsisteme (conform *Figurii 5.13*):

- Captare energie solară: zona în care radiația solară este convertită în energie termică;
- Distribuție și circulație: sistem format din conducte, elemente de izolare adecvate și circulație agent termic până la rezervorul de acumulare, cu consumuri energetice mici, și în care trebuie limitate pe cât de mult posibil pierderile de energie termică;

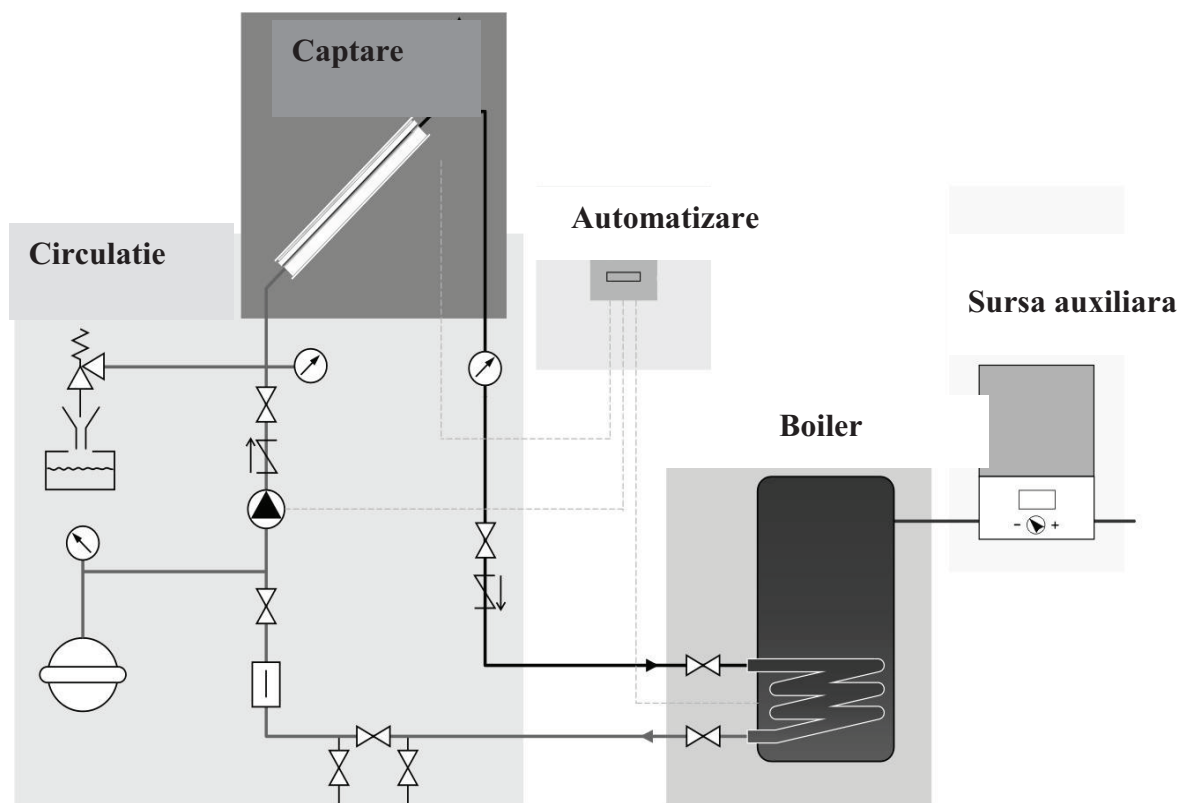


Figura 5.13. Schema generală a unei instalații solare cu circulație forțată

- Acumulare: subsistem care înmagazinează energia internă produsă de instalație;
- Sursa auxiliară: element al instalației solare care permite furnizarea complementară a energiei, în perioadele de slabă radiație solară sau de consum excesiv. Alegerea acestui echipament trebuie făcută în așa fel încât consumul de energie convențională primară să fie minim posibil.
- Automatizare: acest subsistem ajustează în timp aporturile și consumurile energetice și optimizează funcționarea instalației pe ansamblu.

a. Instalații de mici dimensiuni cu circulație forțată

Aceste instalații, de mici dimensiuni, prepară apa caldă de consum pentru una sau două familii (până la aproximativ 10 m² de suprafața de panou și un volum maxim de 400 l pentru boiler).

Majoritatea instalațiilor corespund conform celei prezentate în *Figura 5.14*, adică sisteme dotate cu un singur boiler bivalent. În cazul sistemului prezentat, pompa de circulație a captatoarelor este în general pusă în funcțiune imediat ce temperatura captatorului este mai mare decât cea de la partea inferioară a boilerului, la o valoare setată ($T=7$ K de exemplu). Pompa se va opri când această diferență de temperatură scade sub 3 K.

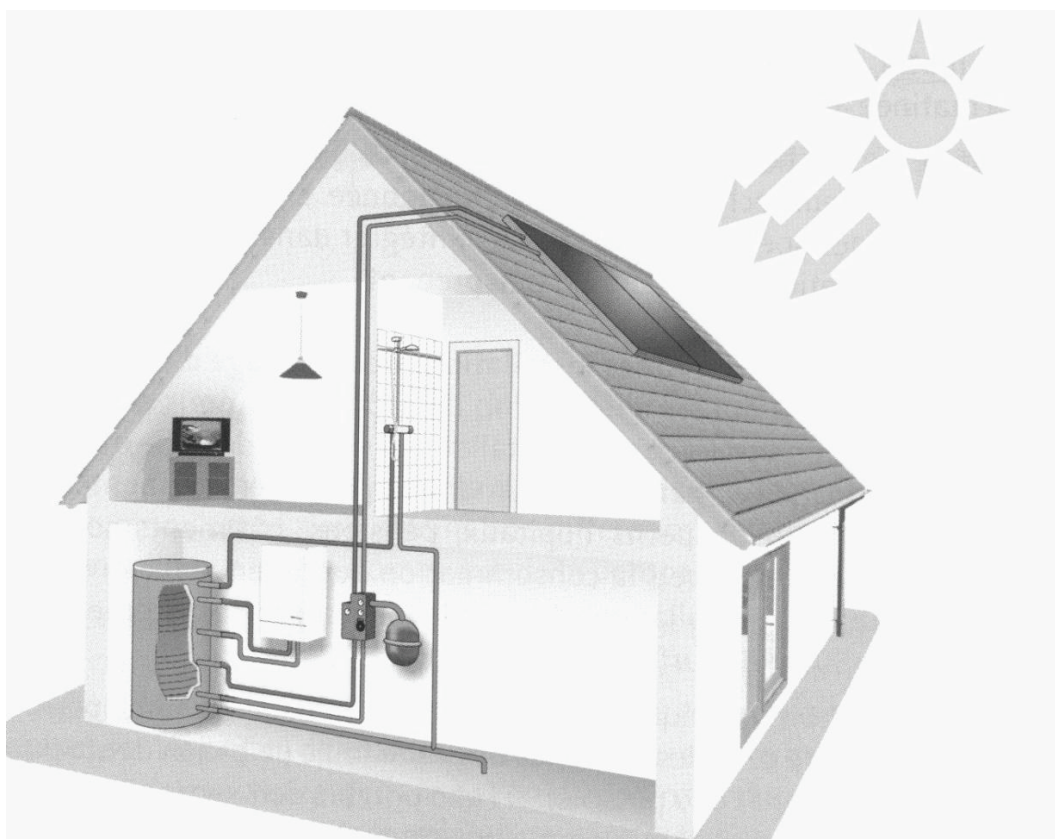


Figura 5.14. Schema de preparare apă caldă, individuală, cu boiler bivalent

Dacă nu se atinge la partea superioară a boilerului temperatura minimă dorită, atunci va fi declanșată pornirea sursei convenționale. Dacă apa are un conținut ridicat de calcar, temperatura din acumulator este limitată la 65°C, pentru împiedicarea formării depunerilor. Dacă automatizarea instalației permite utilizarea temperaturilor mai ridicate, atunci obligatoriu trebuie instalată și o vană de securitate a utilizatorului (antiopărire), care face amestecul cu apa rece pentru obținerea la utilizator a unei temperaturi de maxim 60°C. Se poate obține o economie de energie convențională (din sursa auxiliară) utilizând un programator și o sondă de intensitate luminoasă pentru acest tip de instalație solară. Mai exact, după consumul de apă caldă de dimineață, sursa auxiliară nu va intra imediat în funcțiune, circuitul solar având prioritate. Cu alte cuvinte, nu ar fi economic să încălzim boilerul cu sursa auxiliară în timp ce este posibil să preparăm cu ajutorul energiei solare aceeași cantitate de apă caldă.

b. Instalații solare medii și mari pentru preparare apă caldă de consum

Instalațiile care au un câmp de captatoare cuprins între 10 m² și 50 m² sunt definite ca instalații solare de mărime medie. Acestea sunt instalate în clădiri cu mai multe locuințe, dar în aceeași măsură se pot utiliza în spitale, pensiuni, clădiri comerciale etc..., pentru care consumul zilnic de apă caldă depășește 500 l. Instalațiile de mare capacitate reprezintă acele sisteme care au o

suprafață a captatoarelor mai mare de 50 m². Construcția tehnică a instalațiilor solare medii, poate, în principiu să urmeze pe cea a instalațiilor mici (aceleași echipamente și scheme de principiu). Mărind însă dimensiunile sistemului, trebuie înlocuite schimbătoarele de căldură interne (serpentina boilerului) cu cele externe, cu plăci. Acesta deoarece nu este suficientă suprafața de transfer de căldură, la puterile dorite, pentru aceste sisteme. Pentru sistemele de mărime medie care utilizează un schimbător de căldură cu plăci, pentru transferul de energie dintre circuitul solar primar și secundar, se poate folosi și un amestec de apă/antigel în circuitul captatoarelor pentru utilizare pe tot parcursul anului (conform Figurii 5.15.). Avantajele acestui sistem față de schema cu boiler cu serpentină, o reprezintă puterea mai mare de transfer de căldură a schimbătorului cu plăci, dar și o întreținere mai ușoară a acestuia (curățire mai ușoară, fiind amplasat la exteriorul acumulatorului). Dezavantajele însă sunt reprezentate de o pierdere mai mare de sarcină întâlnită în acest echipament.

Când este atins un nivel solar minim reglabil (detectat de o sondă de intensitate luminoasă, dacă există în sistem), și de o diferență minimă de temperatură între câmpul de captatoare și rezervorul de acumulare, pompa de pe circuitul solar primar și secundar sunt puse în funcțiune, și energia este transferată către acumulator. Pompele de circulație de pe circuitul solar primar și secundar se opresc simultan când diferența de temperatură dintre circuitul captatoarelor și rezervorul de acumulare scade sub o valoare dorită (1-3 °C).

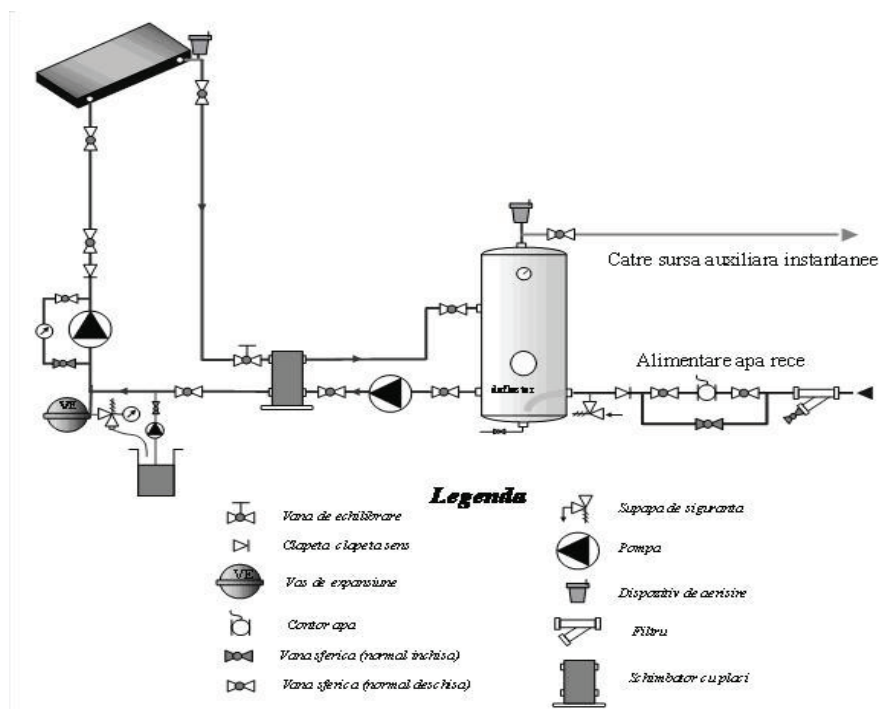


Figura 5.15. Instalație solară de mărime medie cu un singur rezervor de acumulare

c. Instalație solară cu mai multe rezervoare de acumulare

În varianta de schema prezentată în Figura 5.16, primul rezervor de acumulare este încălzit sau preîncălzit, în funcție de sezon și de intensitatea radiației solare, de sistemul de panouri solare. Al doilea rezervor de acumulare are în componență o serpentină (sau schimbător de căldură cu plăci, extern dacă e nevoie), la care este conectată sursa auxiliară.

Performanțele acestui sistem sunt cu atât mai mari cu cât consumul de apă caldă de consum este mai ridicat, adică cu perioade de stagnare sau consum redus cât mai mici.

Cu alte cuvinte, dacă există consum de apă caldă, se transferă energia din rezervorul solar în cel al sursei auxiliare. Astfel, în panourile solare temperatura la intrare va fi redusă și randamentul acestora ridicat. Dezavantajul major al acestei scheme constă în acela că în cazul în care nu există consum de apă caldă, pierderile de căldură ale rezervorului de acumulare al sursei auxiliare sunt acoperite de sursa de energie convențională. Acest lucru se realizează chiar dacă ar

putea fi disponibilă energie suficientă stocată în celalalt rezervor (provenită din sursa solară gratuită).

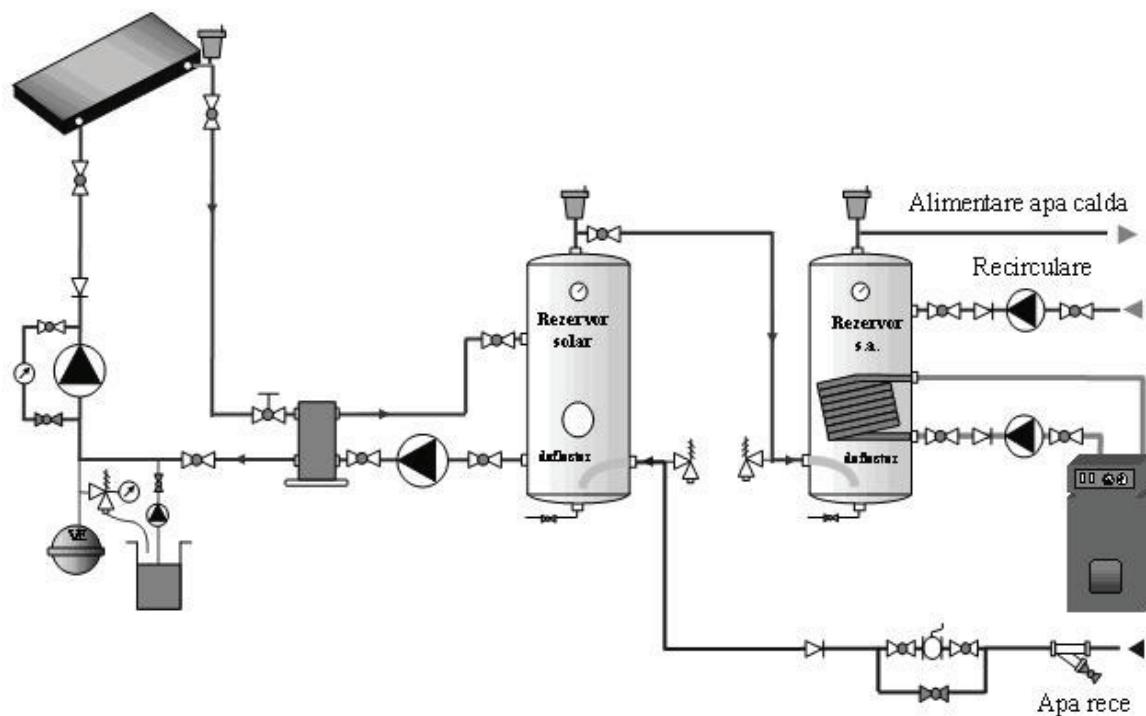


Figura 5.16. Producere apă caldă de consum cu un rezervor acumulare de preîncălzire și al sursei auxiliare separate (aceeași legendă ca la schema precedentă)

Acest inconvenient poate fi înlăturat și această schemă poate fi ameliorată din punct de vedere energetic prin introducerea unei pompe de circulație între cele două rezervoare.

5.1.5. Instalații solare pentru încălzirea spațiilor

În aceste sisteme transferul de căldură între captatoarele solare și instalația propriu-zisă este recomandabil să se realizeze pe cât se poate direct, pentru reducerea pierderilor și obținerea unui randament maxim. În același timp o instalație de încălzire presupune și o modalitate cât mai eficientă de reglare a furnizării căldurii. Instalația solară trebuie să se constituie de fapt în instalația de bază, care asigură încălzirea clădirii și completată cu o sursă de vârf, ca și în cazul procesului de preparare a apei calde de consum.

Trebuie de asemenea menționat că un sistem de încălzire utilizând energia solară nu trebuie aplicat unor clădiri cu izolare termică precară, gradul de izolare a clădirii influențând sensibil economiile realizate de ansamblul clădire-instalație.

În general, un sistem de încălzire solar este alcătuit din (Figura 5.17) :

- captatoarele solare
- un rezervor de acumulare a căldurii (Rac)
- un circuit de distribuție a căldurii
- o sursă de vârf
- un ansamblu de robinete de reglare (R1, R2, R3)
- un sistem de vehiculare a agentului termic (prin intermediul pompelor de circulație P1 și P2)

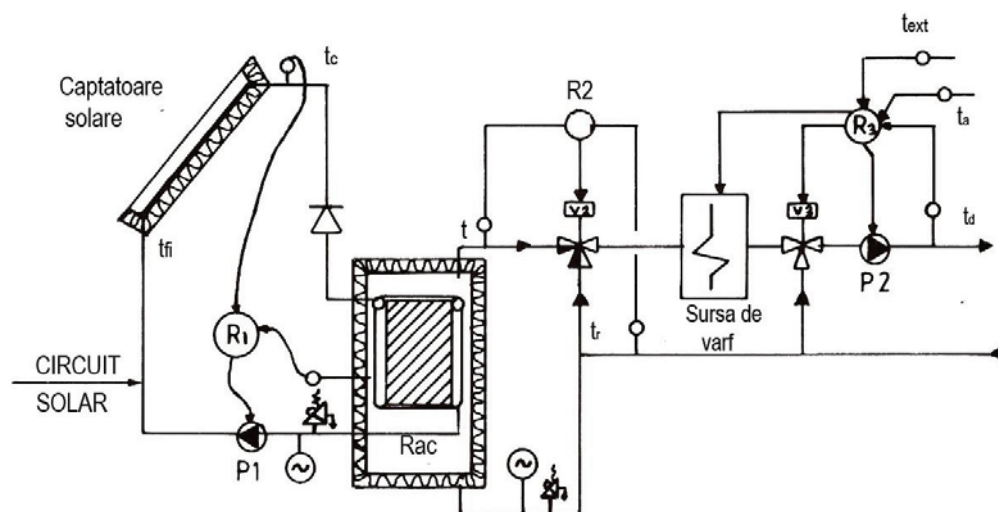


Figura 5.17. Schema de principiu pentru un sistem de încălzire solară

Acest tip de sisteme se pretează de regulă pentru sisteme de încălzire de joasă temperatură (utilizând corpuri de încălzire tip ventiloconvectoare, încălzire prin pardoseală etc.). Este recomandabilă dotarea instalației interioare cu robinete termostactice care să individualizeze temperatura ambiantă în fiecare încăpere după doleanțele utilizatorilor.

Automatizarea acestor instalații este extrem de importantă. Buclele de automatizare sunt acționate astfel:

- regulatorul diferențial R1 declanșează funcționarea pompei P1 atunci când se înregistrează un ecart de temperatură de 3-4°C între temperatura captatoarelor și temperatura medie din rezervorul de acumulare.
- circuitul de încălzire este gestionat prin intermediul vanei cu trei căi V2 comandată de către regulatorul diferențial R2. De îndată ce temperatura apei de retur pe circuitul de încălzire este la o valoare inferioară temperaturii apei din rezervorul de acumulare, vana V2 se deschide pentru a se putea produce transferul de căldură. În caz contrar, vana V2 se închide izolând în acest fel circuitul de încălzire de rezervorul de stocare. Sursa de varf montată în amonte de vana V2 este controlată prin intermediul regulatorului R3 care comandă de asemenea vana de amestec cu 3 căi V3 în funcție fie de temperatura exterioară fie de temperatura ambiantă. Vana V3 modulează temperatura de plecare în instalația de încălzire prin amestecul cu apa provenind de la sursa de varf sau din rezervorul de acumulare cu cea din returul instalației de încălzire.

5.1.6. Instalații solare pentru producerea de apă caldă menajera și încălzirea spațiilor (sisteme solare combinate)

Principii de bază ale sistemelor solare combinate

Necesarul de căldură al unei clădiri depinde în mare parte de climă cât și de reglementările în vigoare din sectorul de construcții, pentru asigurarea confortului termic. Normele de izolație cele mai severe sunt, după cum e de așteptat, în regiunile cele mai reci.

Sistem solar combinat cu dublu stocaj

La începutul dezvoltării instalațiilor solare combinate, utilizate pentru preparare apă caldă de consum cât și pentru aport la încălzire, soluția utilizată a fost prin mărirea suprafeței panourilor solare și a volumului rezervoarelor de acumulare, pentru acoperirea nevoilor energetice a celor două aplicații. Pentru încălzirea apei calde de consum se utilizează un boiler bivalent. Odată ce - a atins temperatura dorită în acesta, o vană cu trei căi plasată pe circuitul solar comută circulația spre boilerul de încălzire (boiler cu o serpentina). După disponibilitățile energetice solare, și acest al doilea acumulator este adus la o temperatură de maxim 95°C. În funcție de sistemul de automatizare, se dă prioritate producerii de apă caldă sau încălzirii, energie provenită din sursa

solară. Pentru transferul de căldură de la acumulatorul de încălzire este utilizată automatizarea sistemului de încălzire.

Pentru a avea o funcționare perfectă a acestui sistem complex, ar trebui instalată în această variantă, o automatizare care comandă toate componentele prezente în schemă. Acest tip de automatizare, din păcate, nu este disponibil pentru această schemă decât la puțini fabricanți.

Schema sistemului solar combinat cu aport la încălzire, cu rezervor de acumulare pentru apă caldă de consum și separat pentru încălzire este prezentată în Figura 5.18.

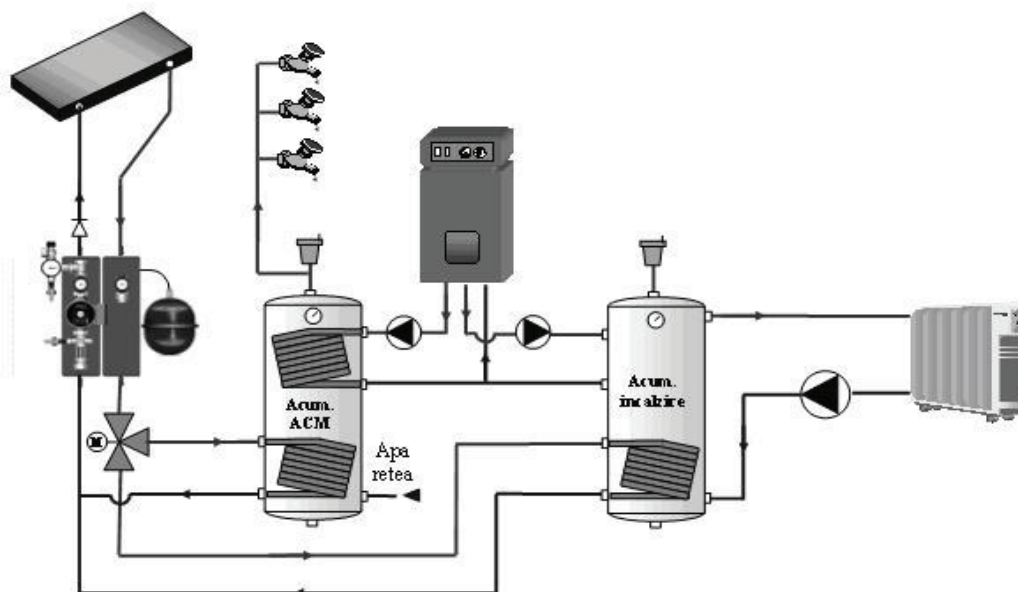


Figura 5.18. Sistem solar combinat cu aport la încălzire, cu rezervor de acumulare pentru apă caldă de consum și separat pentru încălzire

Sistem de stocaj combinat

Rezervorul de acumulare combinat a fost dezvoltat pentru simplificarea constructivă și a automatizării acestor sisteme, dar și pentru a reduce costurile acestora cât și spațiul necesar instalării. În Figura 5.19 este prezentată o astfel de schemă.

În aceste sisteme, rezervorul de acumulare combinat este alimentat ca în cazul unei instalații solare care prepară apă caldă de consum, prin intermediul unui circuit solar, utilizând un mecanism simplu de automatizare, bazat pe diferența de temperatură. Temperatura maximă din rezervorul de stocare este de obicei de 95 °C. Din acest motiv, este de preferat a se amplasa o vană cu trei căi (vană antiopărire), pe traseul apei calde, pentru a se evita temperaturile superioare a 60°C la nivelul bateriilor consumatorilor (protecție contra arsurilor).

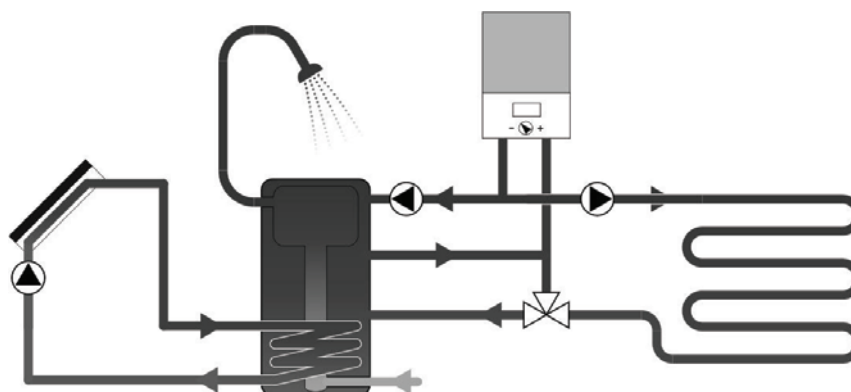


Figura 5.19. Instalație solară, cu rezervor de acumulare combinat

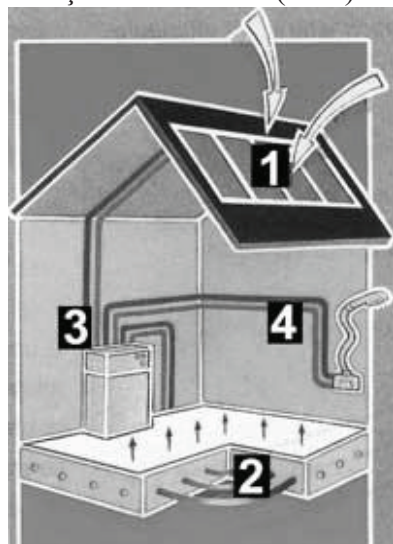
Pe traseul de încălzire, rezervorul de stocare este amplasat pe returul acestui circuit. Se efectuează comutarea returului sistemului de încălzire către returul rezervorului de stocare printr-o automatizare simplă, bazată pe diferențe de temperatură și o vană cu trei căi.

Dacă temperatura din rezervor, este de exemplu cu 8 K mai mare decât cea a returului circuitului de încălzire, returul va fi direcționat cu ajutorul vanei cu trei căi către rezervorul de stocaj. Astfel temperatura de retur a circuitului de încălzire crește utilizând în acest mod energia solară. În funcție de temperatura de retur de încălzire, sursa auxiliară nu pornește la o putere foarte mică (fie la putere minimă fie deloc). Dacă de exemplu, returul de încălzire este cu 2 K sub cea din rezervorul de stocare, atunci vana cu trei căi comută atunci către sursa auxiliară, energia solară nefiind suficientă în acest caz. Astfel se evită încălzirea inutilă a rezervorului de stocare cu sursa auxiliară.

Prepararea apei calde de consum din rezervorul de stocare devine independentă de energia solară utilizată pentru încălzirea clădirii, prin acțiunea pompei de circulație a acumulatorului, comandată de mecanismul descris mai sus.

Planșeu solar direct

Planșeul solar direct (PSD) este un sistem solar de încălzire al unui spațiu.



Principiul constă în introducerea directă a fluidului solar în pardoseala alcătuită din dale de beton cu grosime între 10-15cm, fără a avea nevoie de un schimbător de căldură sau rezervor de acumulare. Pardoseala reprezintă atât mediul de stocare cât și de cedare a căldurii către spațiu încălțit. Când nu este nevoie de energie pentru încălzire, se poate produce cu același sistem solar apă caldă de consum, sau după caz încălzirea unei piscine. Trebuie prevăzută și o sursă auxiliară pentru acest sistem ca pentru oricare altă instalație solară. Sistemul este compus din trei părți: captatoare solare (1), dale care acumulează și emit căldura (2), unitate de transfer de căldură în care sunt cuprinse toate componentele necesare instalației (3), consumator de apă caldă de consum (4).

Figura 5.20. Schema instalației funcționând pe principiul planșeului solar direct

Sursele auxiliare

În general instalațiile ce utilizează exclusiv energia solară nu acoperă integral necesarul consumatorilor, astfel că de cele mai multe ori se impune cuplarea cu o sursă „de vârf” (Fig. 5.22). Acest cuplu „neconvențional + clasic” trebuie să răspundă următoarelor 4 cerințe de bază:

1. *Să aibă posibilitatea de a capta energia solară la maxim* - Acest demers este în fapt realizat prin măsurarea în permanență a ecartului de temperatură între apa acumulată în rezervorul de stocare și cea de la nivelul captatoarelor solare.
2. *Să utilizeze prioritar energia solară și apoi pe cea produsă de sistemul clasic* - Acest demers este evident, dar de regulă dificil de respectat deoarece în rezervorul de stocare temperatura nu este uniformă datorită fenomenului de stratificare, practic fiind necesară delimitarea a două zone (superioară și inferioară a rezervorului), care delimitează de altfel și utilizarea celor două forme de energie.
3. *Să asigure complementaritatea celor două energii* - De cele mai multe ori temperatura apei atinsă prin intermediul energiei solare este inferioară celei solicitate de consumator, soluția ideală fiind ca sursa de vârf să furnizeze exact energia necesară pentru aducerea apei la

temperatura dorită. Acest lucru se realizează fie prin intermediul unui rezervor de acumulare (ca în Figura 5.21) sau cu o încălzire instantanee.

4. *Utilizarea celor două tipuri de energie să nu se influențeze reciproc în mod defectuos* - Acest principiu se referă la aceea că este de evitat producerea circulației parazite gravitaționale (în termosifon) între cele două rezervoare.

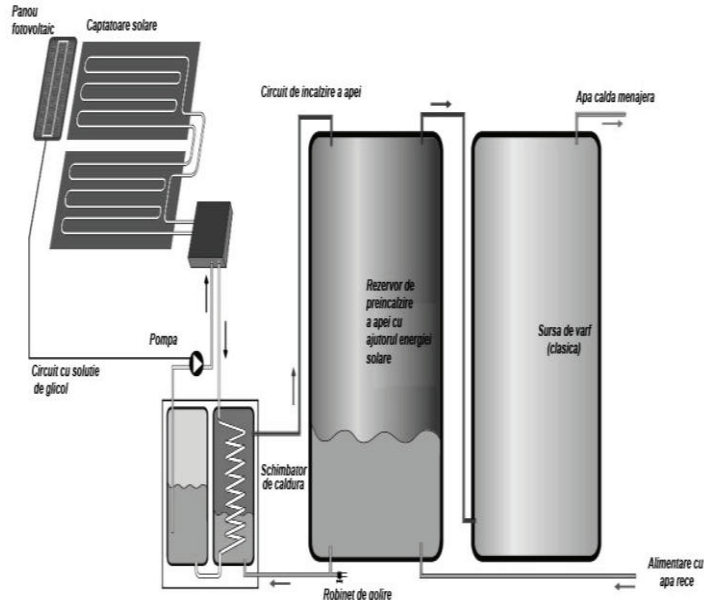


Figura 5.21. Sistem solar cuplat cu o sursă de vârf

5.1.7. Calculul sarcinii termice a captatorilor solari

De cele mai multe ori diverșii producători de captatoare solare nu indică și valorile sarcinilor termice. Astfel, pentru cazul încălzirii apei calde de consum sarcina captatorilor solari se calculează astfel:

- se determină sarcina termică necesară pentru procesul de preparare a apei calde de consum:

$$Q_{acm} = \frac{N_p \cdot n_{acm} \cdot c \cdot (t_b - t_{ar})}{3600 \cdot T} \quad (5.10)$$

Unde:

- Q_{acm} este sarcina termică pentru încălzirea apei menajere (kW);
- N_p – este numărul de persoane;
- n_{acm} – este norma de consum de apă caldă de consum cu valoarea sa zilnică (litri);
- c – căldura specifică a apei (kJ/kgK);
- t_b – temperatura apei din boiler (K); - t_{ar} – temperatura apei reci, la intrarea în boiler (K);
- T – perioada de timp de încălzire a apei calde (h).

Exemplu: Pentru 2 persoane, pentru care se consideră că norma de consum este de 70 litri/persoană zilnic, la valoarea de $t_b=45^{\circ}\text{C}$ și $t_{ar}=10^{\circ}\text{C}$ și o durată medie în care se manifestă radiația solară de $T=8\text{h}$, sarcina termică necesară este de :

$$Q_{acm} = \frac{2 \cdot 70 \cdot 4,186 \cdot (45 - 10)}{3600 \cdot 8} = 0,712 \text{ kW}$$

Firmele producătoare recomandă în general diferite suprafețe de captatoare solare în funcție de tipul captatoarelor solare și de procentul din necesarul de căldură anual ce urmează a fi acoperit de aceștia. Se redau în Tabelul 5.7 suprafața necesară a captatoarelor solare pentru prepararea apei calde de consum, în (m^2/pers).

Tabel 5.7. Suprafața necesară a captatoarelor solare pentru prepararea apei calde de consum

Procent de asigurare a.c.c. cu energie solară 60% (primăvară-vară-toamnă)		Procent de asigurare a.c.c. cu energie solară 40-50% (vară-sezonul cald)	
Colectoare plane	Colectoare cu tuburi vidate și cu tuburi termice	Colectoare plane	Colectoare cu tuburi vidate și cu tuburi termice
1,2....1,5 m^2/pers	0,8....1 m^2/pers	1....1,2 m^2/pers	0,6....0,8 m^2/pers

Dat fiind faptul că suprafețele ce rezultă din Tabelul 5.7. au ca scop asigurarea sarcinii termice calculate, se poate determina sarcina unitară (W/m^2) a captatoarelor pentru prepararea apei calde de consum (Tabelul 5.8).

Tabel 5.8. Sarcina unitară (W/m^2) a captatoarelor pentru prepararea apei calde de consum

Procent de asigurare a.c.c. cu energie solară 60% (primăvară-vară-toamnă)		Procent de asigurare a.c.c. cu energie solară 40-50% (vară-sezonul cald)	
Colectoare plane	Colectoare cu tuburi vidate și cu tuburi termice	Colectoare plane	Colectoare cu tuburi vidate și cu tuburi termice
208...166 W/m^2 colector	312...250 W/m^2 colector	250.....208 W/m^2 colector	416...312 W/m^2 colector

5.1.8. Calculul de dimensionare a boilerelor pentru prepararea apei calde

Acest calcul este necesar în vederea determinării volumului boilerelor care trebuie să acopere în principiu necesarul zilnic de apă caldă. Se redau în Tabelul 5.9 consumurile de apă caldă, pe diferite grade de confort, în funcție de temperatura de livrare a apei calde și în funcție de tipul de consumator.

Volumul boilerului V_{boiler} se calculează cu relația:

$$V_{boiler} = \frac{N_p \cdot n_{acm} \cdot (t_{acm} - t_{ar})}{(t_b - t_{ar})} \quad (5.11)$$

Unde:

- N_p este numărul de persoane;
- n_{acm} - norma de consum de apă caldă de consum cu valoarea sa zilnică (litri);
- t_{acm} - temperatura apei calde de consum (K);
- t_b - temperatura apei din boiler (K);
- t_{ar} - temperatura apei reci, la intrarea în boiler (K).

Este de regulă necesar ca volumul boilerului să se supradimensioneze cu un factor de supradimensionare $f_{sd}=2$ în ipoteza acoperirii sarcinii termice de preparare a apei calde și în zile consecutive cu insolații diferite (o zi însorită, urmată de o zi fără radiație solară importantă). Astfel, pentru exemplul anterior volumul boilerului necesar ar fi de:

$$V_{finalboiler} = f_{sd} \frac{N_p \cdot n_{acm} \cdot (t_{acm} - t_{ar})}{(t_b - t_{ar})} = 2 \frac{2 \cdot 70 \cdot (45 - 10)}{(60 - 10)} = 196 \text{ litri}$$

Tabel 5.9. Consumurile de apă caldă, pe diferite grade de confort, în funcție de temperatura de livrare a apei calde și în funcție de tipul de consumator.

Consumuri de apă caldă menajeră în locuințe

Temperatura	Tipul de consum		
	Confort redus [l/pers/zi]	Confort normal [l/pers/zi]	Confort sporit [l/pers/zi]
60°C	10...20	20...40	40...70
45°C	15...30	30...60	60...100

Consumuri de apă caldă menajeră în unități hoteliere, pensiuni și cămine

Temperatura	Tipul de cameră			
	cu baie și duș [l/pers/zi]	cu baie [l/pers/zi]	cu duș [l/pers/zi]	pensiuni, cămine [l/pers/zi]
60°C	115...175	90...135	50...90	25...50
45°C	170...260	135...200	75...135	40...75

5.1.9. Instalații solare pentru încălzirea apei din piscine

Cu un succes deosebit, instalațiile solare pot servi pentru încălzirea apei din piscine. Incertitudinea privind condițiile meteo și dorința de înțeles de altfel a unor utilizatori care vor să se bucure de binefacerile unei ape calde de piscină, fac ca aceasta să poată fi utilizabilă și primăvara și toamna fără a se resimți senzația de disconfort a apei reci din aceste anotimpuri. Este evident că încălzirea apei din piscină în aceste sezoane cu surse tradiționale (gaz, electricitate, combustibil lichid) devine o metodă costisitoare. Privind obiectiv această metodă, trebuie spus că este necesar a se avea în vedere următoarele aspecte:

- reducerea pierderilor termice (inclusiv de masă-adică a apei din piscină),
- investiția în echipamentul instalației solare,
- eventuala sursă auxiliară necesară a completa sarcina de vârf față de ce se poate valoriza ca energie solară.

De cele mai multe ori, temperatura cerută de către utilizator nu depășește 26°C. De aceea se recomandă o vitrare simplă (un singur rând de geamuri).

Sarcina termică necesară pentru încălzirea apei din piscine, necesită un calcul complex, care să țină seama de temperatura apei din piscină și de o serie de pierderi de căldură, între care o importanță deosebită este reprezentată de următoarele pierderi: evaporarea apei, transferul termic prin convecție de la suprafața apei la mediul ambiant, stropirea cu apă în afara piscinei, reîmprospătarea apei etc.

Cu toate acestea, producătorii captatorilor solari, dimensionează sistemul solar de încălzire a apei din piscine, pe baza unui algoritm de calcul aproximativ, mult simplificat, considerând doar, că toate tipurile de pierderi de căldură care se manifestă în condiții reale în piscine, duc la răcirea apei, iar această răcire trebuie compensată de sistemul de încălzire.

În vederea determinării sarcinii termice unitare a colectoarelor solari pentru încălzirea piscinelor, se va considera algoritmul simplificat de dimensionare, pentru a se putea valorifica recomandările producătorilor privind utilizarea diferitelor tipuri de colectori solari.

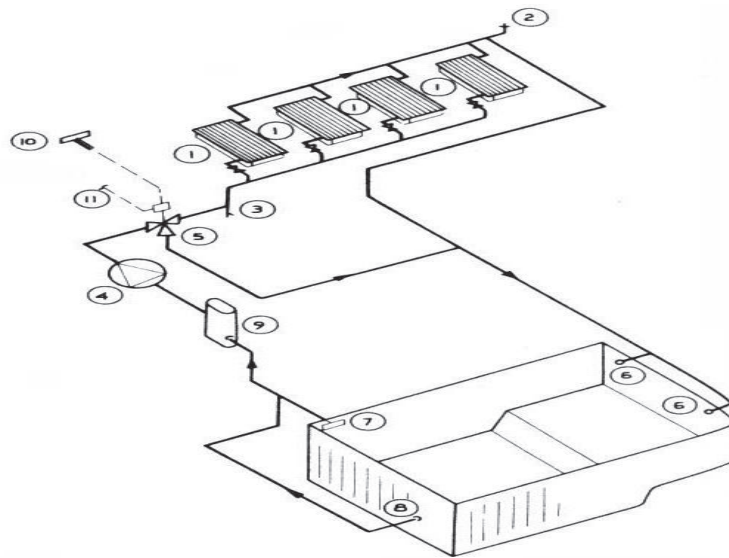


Figura 5.22. Instalație solară de încălzire a piscinelor

1-captator solar; 2-robinet de aerisire; 3- robinet de golire; 4-pompă de circulație; 5-robinet cu trei căi; 6-cale de acces a apei în piscină; 7-grilă de filtrare; 8-robinet de golire a piscinei; 9-filtru; 10-senzor de temperatură; 11-alimentare cu energie electrică.

Sarcina termică necesară pentru încălzirea apei din piscine Q_p , se poate calcula cu relația:

$$Q_p = \frac{M \cdot c \cdot \Delta t}{3600 \cdot T} \quad (5.12)$$

Unde:

- M este cantitatea de apă din piscină (kg);
- c- căldura specifică a apei (kJ/kgK);
- Δt - variația temperaturii apei din piscină în 24h, datorată diverselor pierderi de căldură (K); T- durata perioadei de încălzire a apei calde considerate, având o importanță deosebită pentru valoarea sarcinii termice (h).

Cantitatea de apă din piscine poate fi calculată cu relația:

$$M = \rho \cdot V = \rho \cdot H \cdot S \quad (5.13)$$

Unde:

- M este cantitatea de apă din piscină (kg);
- ρ - densitatea apei la temperatura medie (kg/m³);
- H- adâncimea piscinei (m);
- S- suprafața piscinei (m²).

Exemplu: Pentru încălzirea apei dintr-o piscină cu o suprafață de 60m^2 , având o adâncime de 2m, considerând că temperatura apei scade cu 1°C într-o zi și că durata de încălzire a apei este de $T=8\text{h}$, sarcina termică necesară pentru încălzirea apei este de :

$$Q_p = \frac{M \cdot c \cdot \Delta t}{3600 \cdot T} = \frac{1000 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 4,186 \cdot 1}{3600 \cdot 8} = 17,44\text{kW}$$

În vederea reducerii pierderilor de căldură și scăderea drastică a temperaturii apei piscinei se recomandă acoperirea suprafețelor piscinelor pe perioadele de neutilizare și noaptea precum și îngroparea acestora.

Orientativ, se redau în Tabelul 5.10 valori ale suprafețelor necesare ale captatoarelor solare pentru încălzirea apei din piscine.

Tabel 5.10. Suprafața necesară a captatoarelor solare pentru încălzirea apei din piscine

Tip piscină	Perioada de încălzire cu energie solară aprilie - septembrie		Perioada de încălzire cu energie solară iunie - iulie
	Colectori plani	Col. cu tuburi vidate și cu tuburi termice	Toate tipurile de colectori
Piscină închisă			
cu acoperire	$0,4 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,3 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,25 \text{ m}^2/\text{m}^2$
fara acoperire	$0,5 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,4 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,3 \text{ m}^2/\text{m}^2$
Piscină în aer liber			
cu acoperire	$0,7 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,5 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,4 \text{ m}^2/\text{m}^2$
fara acoperire	$0,9 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,7 \text{ m}^2/\text{m}^2$	$0,5 \text{ m}^2/\text{m}^2$

5.2 Sisteme de răcire care utilizează energia solară

Posibilități de utilizare a energiei solare pentru răcirea clădirilor

Răcirea este importantă pentru condiționarea spațiilor din majoritatea clădirilor în perioadele calde, precum și în clădirile terțiare (birouri, spații comerciale, hoteluri, restaurante, etc) cu sarcini interne de răcire ridicate în perioadele reci. Creșterea sarcinii termice de răcire în clădirile moderne, caracterizate de o inerție termică scăzută, ca și cererea sporită de electricitate, conduc la apariția unor vârfuri de sarcină în timpul zilei. Acestea cauzează probleme privind alimentarea cu energie în anumite țări, în care cerere de energie pentru condiționarea aerului se suprapune cu cererea maximă de energie în industrie și în gospodării. Inerția instalațiilor energetice conduce la un consum ridicat de cărbune, petrol, gaz natural și energie nucleară, în vederea aprovizionării cu electricitate de către companiile producătoare de energie. Pentru a reduce variațiile cererii de energie în timpul zilei, o contribuție importantă în reducerea consumului de energie poate fi adusă de folosirea energiei solare în procesele de răcire.

Energia solară poate fi utilizată pentru răcirea clădirilor prin:

- mașini frigorifice cu absorbție, la care sursa primară de energie o constituie apă încălzită în panouri solare;
- sistemul de climatizare prin dezumidificare cu substanțe desicante în ciclu deschis, denumit uzual „*Dessicant Cooling*”.

Răcirea cu substanțe desicante se poate face prin:

- turnuri de răcire cu substanțe desicante lichide;
- turnuri de răcire cu substanțe solide;
- recuperatoare de căldură de tip paturi orizontale rotative;
- recuperatoare de căldură de tip paturi verticale multiple;
- recuperatoare rotative cu substanțe desicante.

În momentul de față utilizarea recuperatoarelor rotative cu substanțe desicante este folosită cel mai des și pentru această tehnologie au fost realizate diverse tipuri de agregate de tratare.

5.2.1. Răcirea clădirilor cu sisteme ce folosesc substanțe desicante în ciclu deschis de tip „Dessicant Cooling”

Sistemul de tip ”dessicant cooling” combină dezumidificarea prin absorbție, recuperarea căldurii, vaporizarea și încălzirea, pentru obținerea unui proces de răcire care poate oferi consumuri energetice mai mici decât cele necesare unui sistem convențional de condiționare a aerului.

Un sistem de climatizare de tip dessicant cooling, prezentat în Figura 5.23, folosește în principal un recuperator de căldură de tip rotativ, regenerativ, cu substanțe desicante (silicagel, silicat de titan, clorură de litiu etc), numit în literatură *roata desicantă*.

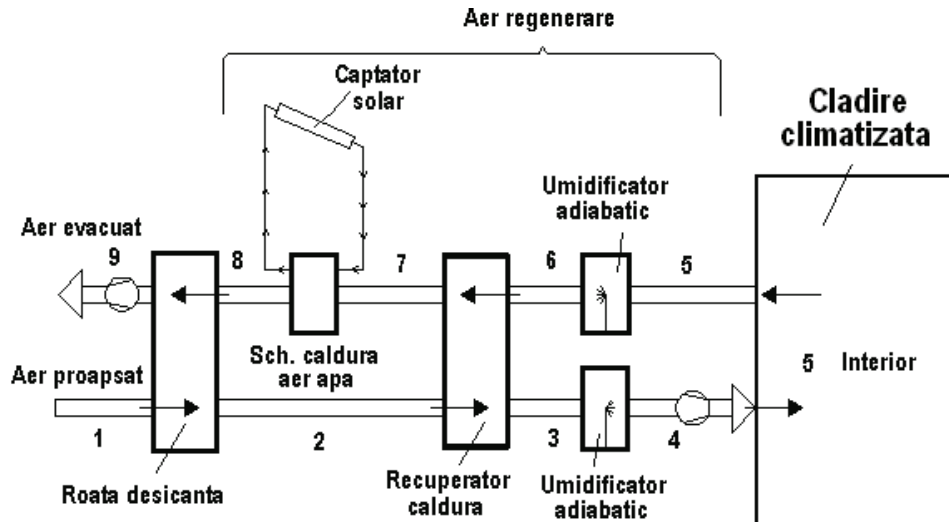


Figura 5.23. Sistem de climatizare de tip dessicant cooling

Acest recuperator de căldură este format dintr-o roată cilindrică de lungime L , care are o structură de tip fagure prezentată în Figura 5.24. pe care este depusă substanța desicantă. Roata desicantă este împărțită în două zone, o zonă de tratare, în care pătrunde aerul proaspăt și o zonă de regenerare.

Aerul proaspăt trece prin spațiile libere ale zonei de tratare a roții desicante, cedează vaporii de apă, se usucă și se încălzește datorită faptului că prin condensare vaporii de apă cedează căldura latentă de condensare aerului (procesul 1-2).

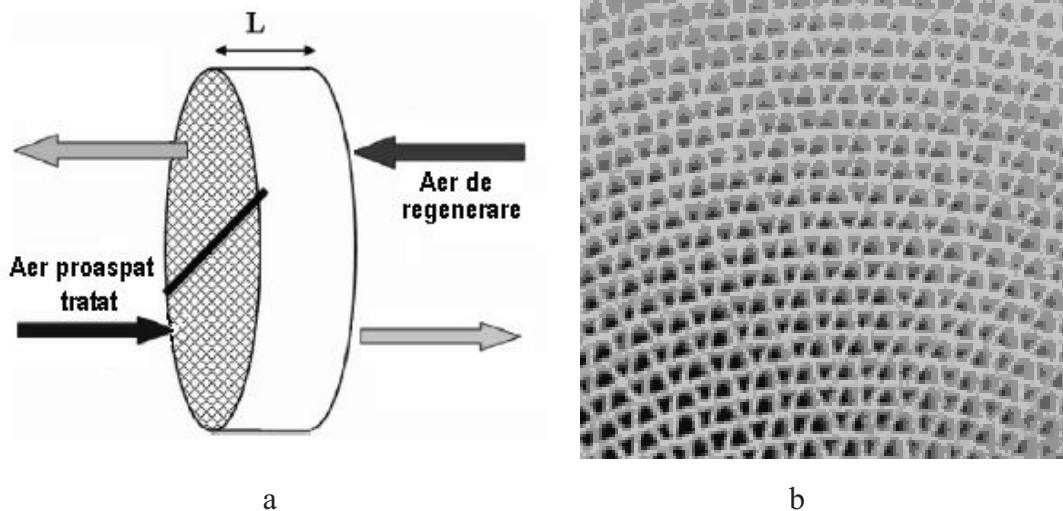


Figura 5.24. Roata desicantă

a - forma constructivă, b - detaliul structurii de tip fagure

Aerul astfel uscat și încălzit este răcit într-un recuperator de căldură de tip rotativ (procesul 2-3) apoi răcit și umidificat într-o cameră de pulverizare adiabatică, unde are loc un proces de răcire evaporativă (procesul 3-4) după care este introdus în încăpere.

Aerul evacuat din încăpere este utilizat pentru regenerarea soluției desicante astfel: aerul interior este umidificat într-o cameră de umidificare adiabatică; (procesul 4-5) după care se încălzește preluând căldura de la aerul tratat, prin recuperatorul rotativ; (procesul 6-7), este reîncălzit într-un schimbător de căldură care utilizează apă caldă de temperatură redusă de la panouri solare sau în lipsa radiației solare de la un cazan în condensatie (procesul 7-8) și intră în roata desicantă unde regenerează soluția desicantă, eliminând vaporii de apă preluați de aceasta de la aerul tratat (procesul 8-9). Procesul de tratare este prezentat în Figura 5.25.

Căldura de regenerare utilizată în procesul 7- 8 se poate prelua din surse clasice precum centralele termice, poate fi produsă local cu ajutorul gazului natural în baterii de încălzire cu gaze de ardere sau poate fi preluată de la un panou solar.

Procesul de tratare a aerului cu substanțe desicante prezentat, utilizează agent termic încălzit produs cu ajutorul unor surse regenerabile sau a unor echipamente de încălzire în condensatie, eliminând utilizarea frigului care este mult mai scump. Pe de altă parte, eliminarea frigului conduce la protecția mediului prin eliminarea agenților frigorifici, dar și prin reducerea consumului de energie.

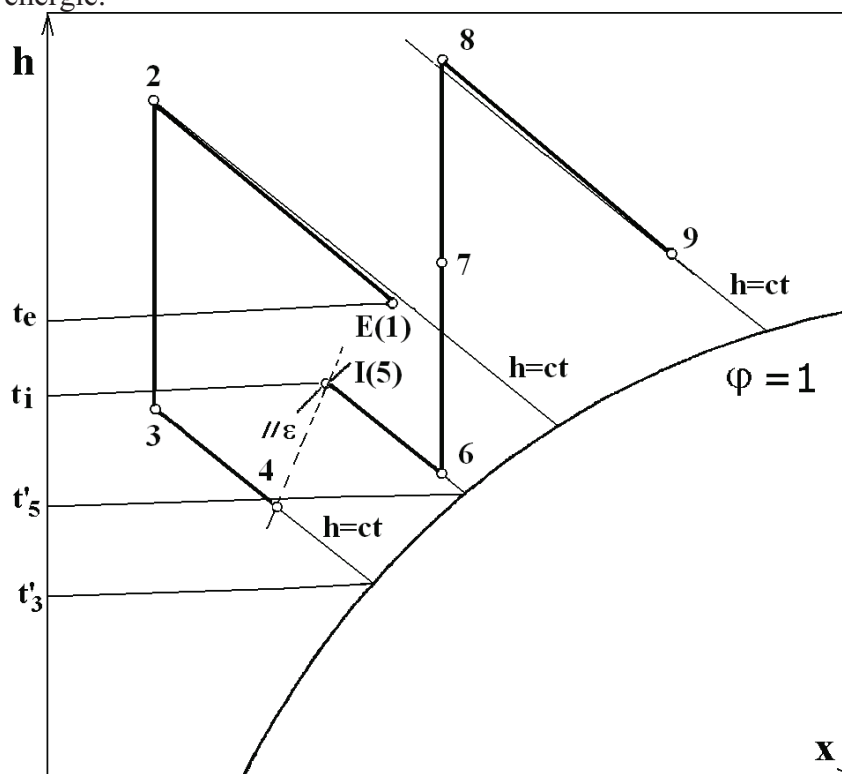


Figura 5.25. Procesul de tratare al aerului în sistemul Dessicant Cooling

5.2.2. Cuplarea sistemului de climatizare „Dessicant Cooling” cu panouri solare

Panourile solare introduc în sistemul *Dessicant Cooling* adaosul de căldură pentru regenerarea soluției desicante. Pentru cerințele unei dezumidificări puternice în zonele cu conținutul de vaporii de apă a aerului exterior mai mare de 15 g/kg, este necesar un echipament suplimentar pentru dezumidificare. Se poate utiliza în acest caz sistemul prezentat în Figura 5.26, care are a doua roată desicantă și un al doilea recuperator de căldură rotativ, care măresc dezumidificarea aerului și implicit capacitatea de răcire. În acest caz apar două sisteme de panouri solare care introduc căldură de regenerare în cele două sisteme cu roți desicante. În ambele cazuri, panourile solare sunt amplasate pe circuitul aerului de regenerare și vehiculează apă caldă în circuitul schimbătorului de căldură ce introduce căldura suplimentară pentru regenerare.

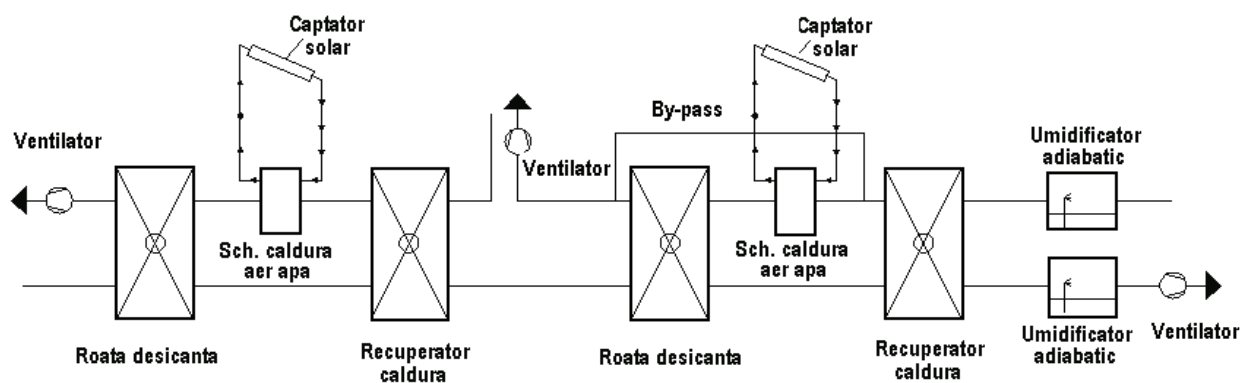


Figura 5.26. Sistem de climatizare de tip desiccant cooling cu două roți desicante

Fluxul termic produs cu ajutorul energiei solare se poate utiliza și pentru reîncălzirea aerului exterior. Astfel, dacă se dorește un control mai sigur al temperaturii de refulare a aerului către spațiul climatizat se folosește un sistem mai simplu care utilizează în locul umidificatoarelor adiabatic, pentru răcire, un sistem frigorific, este prezentat în Figura 5.27.

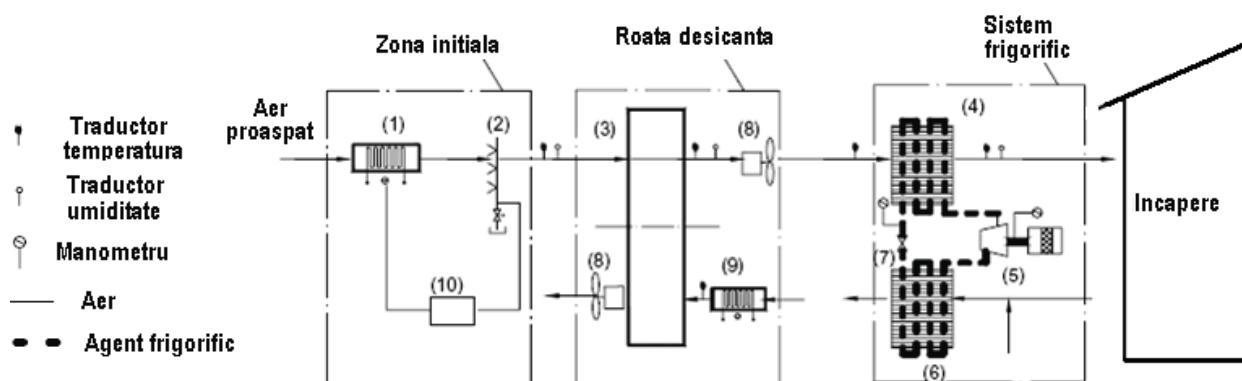


Figura 5.27. Sistem de climatizare de tip desiccant Cooling, combinat cu un sistem frigorific
1-baterie încălzire, 2-umidificator electric, 3-roată desicantă, 4-evaporatorul instalației frigorifice, 5- compresor, 6 condensator, 7- ventil laminar, 8- ventilator, 9- baterie de încălzire de regenerare electrică, 10- automatizare

Sistemul de răcire cu agregat frigorific îmbunătățește controlul temperaturii de refulare în încăperea, iar combinarea agregatului frigorific cu o roată desicantă face ca consumul global de energie pentru climatizarea încăperii să scadă. Condensatorul agregatului frigorific va fi folosit pentru încălzirea parțială a aerului de regenerare, și face inutilă introducerea unui recuperator de căldură rotativ ca în celelalte situații. Umidificatorul electric cu abur poate mări conținutul de vaporii inițial pentru ca să se realizeze un control al umidității finale a aerului refulat.

În acest caz fluxul termic produs cu ajutorul energiei solare se poate utiliza atât la bateria de încălzire, 9, de pe circuitul aerului de regenerare, cât și la bateria de încălzire de pe aerul proaspăt, 1.

Pentru a reduce sarcina termică pentru regenerarea desicantului s-a realizat o schemă cu by-pass. O parte a debitului de aer aspirat din încăperea ocolește bateria de încălzire reducând sarcina termică a acesteia (Figura 5.28.). Și în acest caz fluxul termic pentru regenerarea soluției desicante din procesul 7-8, poate fi preluat de la panourile solare.

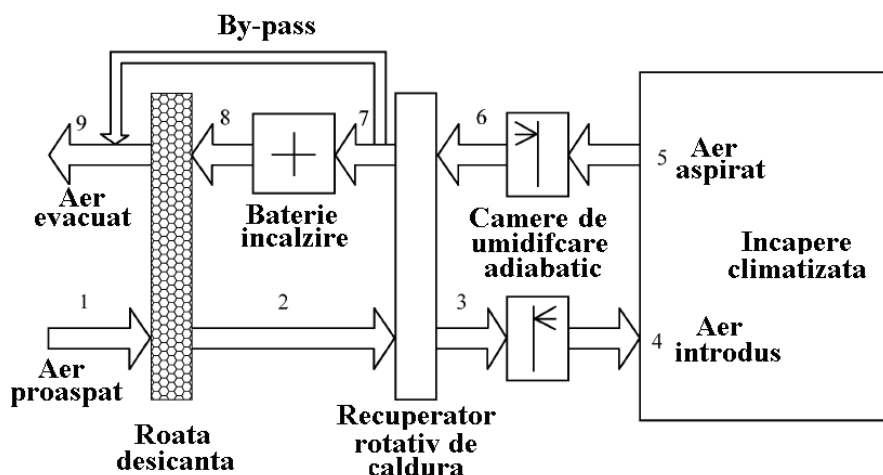


Figura 5.28. Sistem dessicant Cooling cu by-pass

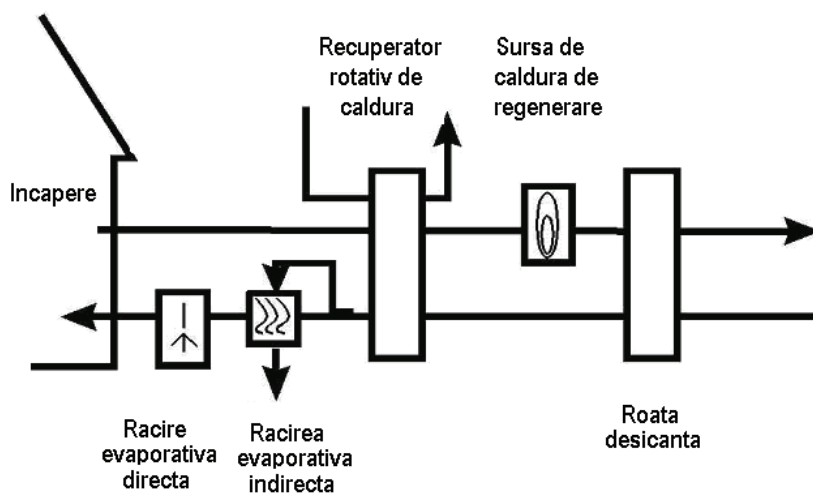


Figura 5.29. Sistem dessicant Cooling cu răcire în două trepte

Pentru o răcire mai puternică a aerului tratat se poate utiliza un sistem *dessicant Cooling*, cu răcire în două trepte, o treaptă de răcire evaporativă indirectă și una de răcire evaporativă directă. (Figura 5.29.)

5.2.3. Calculul parametrilor de stare ai aerului umed

Pentru determinarea parametrilor aerului umed se vor utiliza toate legile gazelor perfecte, ținând cont de procesul de tratare al aerului indicat în Figura 5.28. sau procese de tratare adaptate sistemului de climatizare *Dessicant cooling* ales. Pentru a determina parametrii aerului umed este necesar să se cunoască:

- parametrii aerului interior (temperatură și umiditate relativă);
- debitul de aer proaspăt necesar;
- parametrii aerului exterior pe timpul anului (temperatură și umiditate relativă);
- sarcina de umiditate a încăperilor climatizate;
- raportul dintre sarcina de răcire sensibilă și latentă;
- caracteristicile recuperatorului rotativ și a roții desicante

Pentru determinarea manuală a parametrilor aerului umed se vor considera procesele de umidificare și dezumidificare 1-2, 3-4, 5-6, și 8-9 ca fiind adiabatic.

În cazul în care se vor utiliza programe de selecție ale firmelor producătoare parametrii vor fi determinați de program funcție de caracteristicile echipamentului folosit.

Unul din principalii parametri care descriu performanța întregului sistem este coeficientul de performanță COP. Pentru calcularea COP-ului se folosesc diferențele de entalpii în locul diferențelor de temperatură pentru a arăta influența dezumidificării. Pentru a calcula entalpiile necesare pentru determinarea COP-ului trebuie evaluate stările aerului de-a lungul sistemului. Aceste stări nu pot fi calculate decât prin cunoașterea performanțelor echipamentelor componente.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{racire}}{\dot{Q}_{regenerare}} = \frac{\dot{m}_a(h_5 - h_4)}{\dot{m}_a(h_8 - h_7)} \quad (5.14)$$

unde $\dot{Q}_{racire}$ este debitul de căldură evacuat din interiorul clădirii în care s-a produs răcirea aerului, $\dot{Q}_{regenerare}$ este debitul de căldură furnizat aerului (folosit pentru regenerarea absorbantului din dezumidificator), $\dot{m}_a$ este masa de aer și h este entalpia aerului umed. Considerând egale masele de aer de pe circuitul de proces, respectiv de regenerare a aerului, eficiența recuperatorului de căldură rotativ poate fi exprimată astfel :

$$\varepsilon_{RR} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_6} \quad (5.15)$$

Unde:

- t este temperatura aerului .

Eficiența roții desicante poate fi exprimată într-un mod asemănător :

$$\varepsilon_{D,1} = \frac{t_2 - t_1}{t_8 - t_1} \quad (5.16)$$

O alta relație pentru exprimarea eficienței dezumidificatorului se bazează pe performanța dezumidificării, ținând cont de căldura pentru regenerare :

$$\varepsilon_{D,2} = \frac{(\xi_1 - \xi_2)h_{fv}}{h_8 - h_7} \quad (5.17)$$

Unde:

- numărătorul reprezintă căldura latentă, iar numitorul căldura pentru regenerare;

- h_{fv} este entalpia vaporilor de apă. O a treia și poate cea mai bună relație pentru exprimarea eficienței dezumidificatorului a fost data de Van den Bulck :

$$\varepsilon_{D,3} = \frac{\zeta_1 - \zeta_2}{\zeta_1 - \zeta_{2,ideal}} \quad (5.18)$$

Unde:

- $\zeta_{2,ideal}$ este umiditatea specifică la ieșirea din dezumidificator în cazul ideal. Valoarea sa poate fi considerată zero întrucât în cazul ideal dezumidificatorul ar usca complet aerul.

Relațiile pentru exprimarea eficienței umidificatoarelor adiabactice utilizate pentru răcirea evaporativă sunt următoarele:

$$\varepsilon_{U1} = \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_3'} \quad (5.19)$$

$$\varepsilon_{U2} = \frac{t_5 - t_6}{t_5 - t_5'} \quad (5.20)$$

Unde:

- t'_3 , t'_5 , reprezintă temperatura aerului măsurată cu termometrul umed.

De asemenea, se poate determina cantitatea de umiditate preluată de aer în umidificatoarele de pe circuitul de proces, respectiv circuitul de regenerare.

$$\dot{m}_{x1} = \dot{m}_a (x_4 - x_3) \quad (5.21)$$

$$\dot{m}_{x2} = \dot{m}_a (x_6 - x_5) \quad (5.22)$$

Unde:

- $\dot{m}_{x1}$ este debitul de umiditate preluat de aer în umidificatorul de pe circuitul de proces;
- $\dot{m}_{x2}$ este debitul de umiditate preluat de aer în umidificatorul de pe circuitul de regenerare (retur). Acest lucru arată că este extrem de folositoare instalarea unui sistem de tip "Dessicant Cooling" lucrând doar pentru dezumidificarea prin absorbție, care este mult mai puțin consumatoare de energie decât dezumidificarea în sisteme obișnuite de condiționare a aerului, deoarece în cazul sistemelor obișnuite de climatizare aerul trebuie să fie răcit la o temperatură mai mică decât temperatura punctului de rouă și acest lucru necesită un consum semnificativ de energie.

Potențialul de dezumidificare al materialelor absorbante

Sistemele de climatizare care utilizează substanțe desicante pot utiliza substanțe solide sau lichide pentru dezumidificare. Sunt utilizate: silicagelul; alumina activată; silicat de titan, clorură de litiu sau diverși polimeri sintetici. Capacitatea de dezumidificare a substanțelor desicante depinde de: tipul substanței desicante; de umiditatea relativă a aerului tratat la intrarea în dezumidificator; de timpul de staționare a aerului în dezumidificator și de temperatura de regenerare a substanței.

Cantitatea de apă ce poate fi reținută de un kg de substanță desicantă poate ajunge până la 0,7 - 0,8 kg, funcție de substanța folosită și de raportul P/Ps, la o temperatură de 25°C . În Figurile 5.30, 5.31 sunt redată izotermele de absorbție ale silicagelului și a unor substanțe compozite, 13x, DH-5 și DH 7.

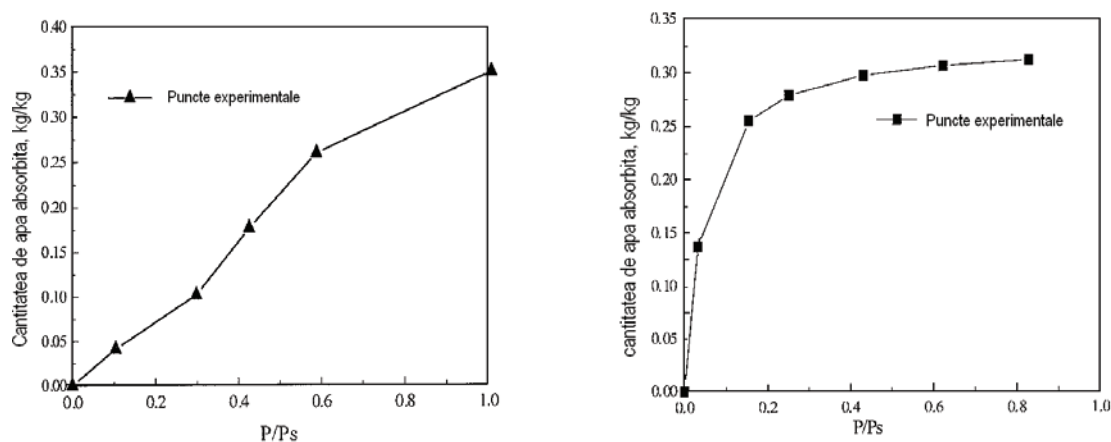


Figura 5.30. Izotermele de absorbție

a-silicagel; b- substanța compozită 13x

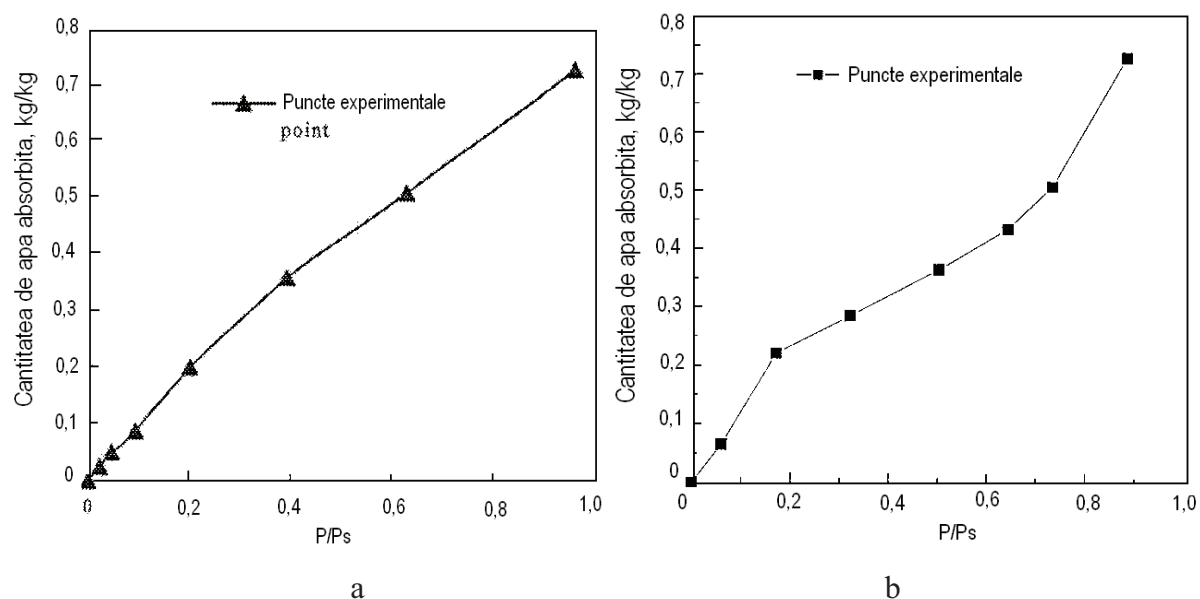


Figura 5.31. Izotermele de adsorbție

a. substanța compozită DH-5; b- substanța compozită DH-7

Se constată că absorbția vaporilor de apă depinde foarte mult de substanța desicantă și de umiditatea relativă la o temperatură dată. Astfel la substanțele compozite DHJ- și DH-7, capacitatea de adsorbție este aproape dublă față de silicagel sau substanța compozită 13x.

Asemenea substanțe de tip polimer sintetic pot fi fabricate în formă specială și pot fi atât materialul desicant cât și suportul acestuia, au temperaturi de regenerare sub 80°C și își mențin pe termen lung și pentru mii de cicluri, sorbție-desorbție capacitatea de reținere apei.

La o funcționare îndelungată se produce o degradare a substanțelor desicante și o reducere a capacității de adsorbție și implicit coeficientul de performanță al instalației de climatizare. Această degradare se produce în cazul în care aerul tratat conține o concentrație mare de praf.

S-au observat reduceri ale capacității de adsorbție cu până la 50% dacă conținutul de praf ajunge la 5% din aerul tratat. Praful cu diametrul particulelor de (10 .. 20) μm nu influențează sensibil capacitatea de adsorbție a substanțelor desicante.

În cazul fumului de țigară, se poate reduce între (10..35)% capacitatea de adsorbție a silicagelului în cele mai grele condiții de funcționare. Dacă condițiile de funcționare sunt normale, cercetătorii consideră că influența fumului de țigară asupra capacității de adsorbție va fi neglijabilă și coeficientul de performanță al instalației de climatizare nu va avea de suferit.

În Figura 5.32. este redată estimarea reducerii capacității de adsorbție a diverselor substanțe la funcționarea în mediu puternic poluat cu fum de țigară timp de 10 ani.

În practica instalațiilor de ventilație și climatizare alegerea substanțelor desicante nu este la latitudinea inginerului de instalații, el fiind obligat să preia un anumit tip de recuperator de căldură, de regulă rotativ, cu substanța desicantă folosită de producătorul acestui recuperator.

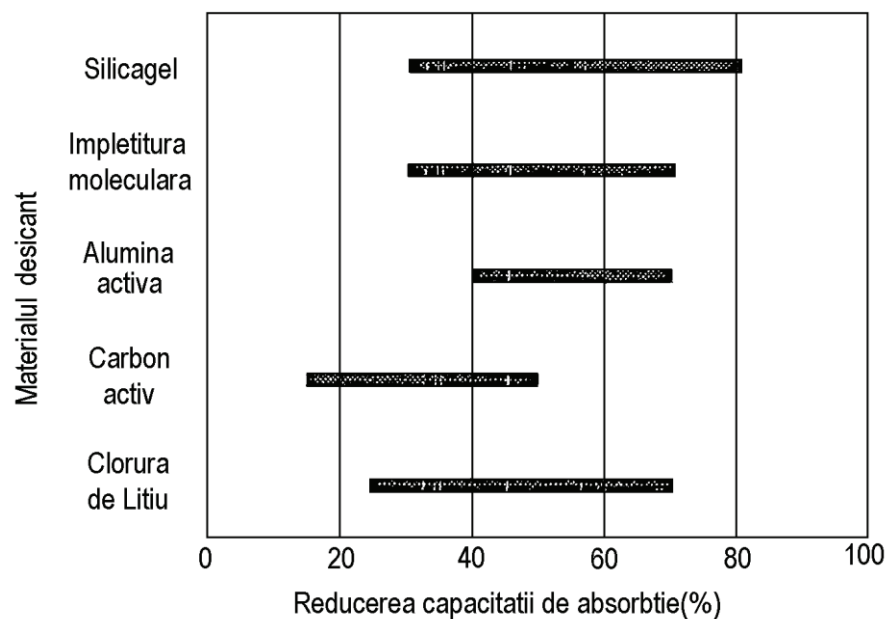


Figura 5.32. Reducerea capacității de absorbție a apei după o perioadă de 10 ani, la funcționarea în mediu puternic poluat cu fum de țigară

Tehnologia de umidificare

În cadrul sistemului de climatizare de tip *Desiccant Cooling*, se utilizează camere de umidificare în sistem deschis de tip adiabatic (răcire evaporativă directă), sau camere de răcire cu evaporare indirectă care produc un proces de răcire la $x=ct$.

Camerele cu evaporare directă pot fi camere de umidificare cu pulverizare sau camere de umidificare cu corpuri de umplură.

În cazul camerelor cu pulverizare, apa este pulverizată cu presiune mare, (2,5 ... 3,5) bar, prin duze cu diametrul orificiului de pulverizare de (1,5 ... 2,5) mm. Duzele de pulverizare sunt amplasate uniform în secțiunea transversală a camerei, pe unul sau mai multe registre de pulverizare.

În procesul de umidificare, apa pulverizată se evaporă, aerul se răcește datorită faptului că se utilizează căldură pentru evaporarea apei, dar vaporii formați rămân în aerul tratat astfel că procesul este adiabatic.

În cazul camerelor cu umplură, aerul ce urmează a fi umidificat trece printr-un material de umplură, cu o suprafață mare de contact, material ce este umectat continuu. Trecerea aerului se realizează cu viteză mică și aerul încălzește apă adsorbită pe suprafața materialului de umplură evaporând o anumită cantitate de apă și răcind aerul tratat.

În Figura 5.33. este redată o cameră de umidificare cu umplură .

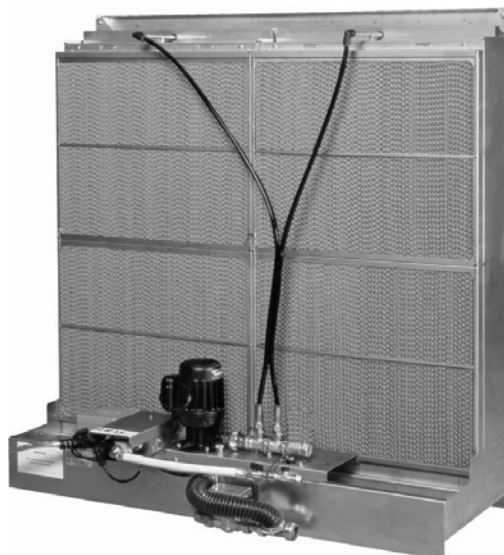


Figura 5.33. Exemplu de cameră de umidificare cu umplutură

Ca și în cazul precedent, și în acest caz procesul este adiabatic deoarece vaporii de apă formați rămân, împreună cu căldura latentă de vaporizare, în aerul tratat.

Eficiența camerelor de umidificare cu pulverizare depinde de numărul de registre de pulverizare, de presiunea și diametrul duzei de pulverizare, iar a celor cu corpuri de umplutură depinde de forma și lungimea corpului de umplutură. Eficiența pe care trebuie să o aibă aceste camere este dată de relațiile 5.19-5.20, iar cantitatea de apă necesară umidificării de relațiile 5.21-5.22.

Temperatura teoretică, minimă, ce poate obține într-un asemenea proces de răcire evaporativă directă, este egală cu temperatura după termometrul umed a aerului care intră în proces. Eficiența maximă ce o poate furniza o cameră de umidificare este furnizată de producător și este cuprinsă între 75% și 95% și ea trebuie să fie cel puțin egală cu cea necesară.

În cazul camerelor de răcire evaporativă indirectă, aerul tratat circulă printre țevile unui schimbător de căldură, iar prin țevi, care sunt continuu umectate la interior, circulă aer exterior. Acest aer evaporă apa din țevi, răcind țevile și implicit aerul tratat. Sistemul de răcire evaporativă este prezentat în Figura 5.34. procesul de răcire care are loc este un proces la $x = ct$ și temperatura minimă ce se poate obține este egală cu temperatura după termometrul umed a aerului care intră în proces. Eficiența sistemului este mult redusă datorită schimbătorului de căldură și poate ajunge la 54 %.

Pentru o răcire mai intensă se utilizează răcirea în două trepte, prima treaptă o răcire evaporativă indirectă, procesul 1-2 și a doua treaptă o răcire evaporativă directă, procesul 2-3, (Figura 5.35.).

În acest caz, temperatura minimă ce se poate obține este temperatura după termometrul umed a punctului 2, t'_2 , care este mai mică decât temperatura după termometrul umed a punctului 1, t'_1 , care s-ar putea obține în cazul unui proces de răcire prin evaporare directă (1-4) sau cu evaporare indirectă(1-2)

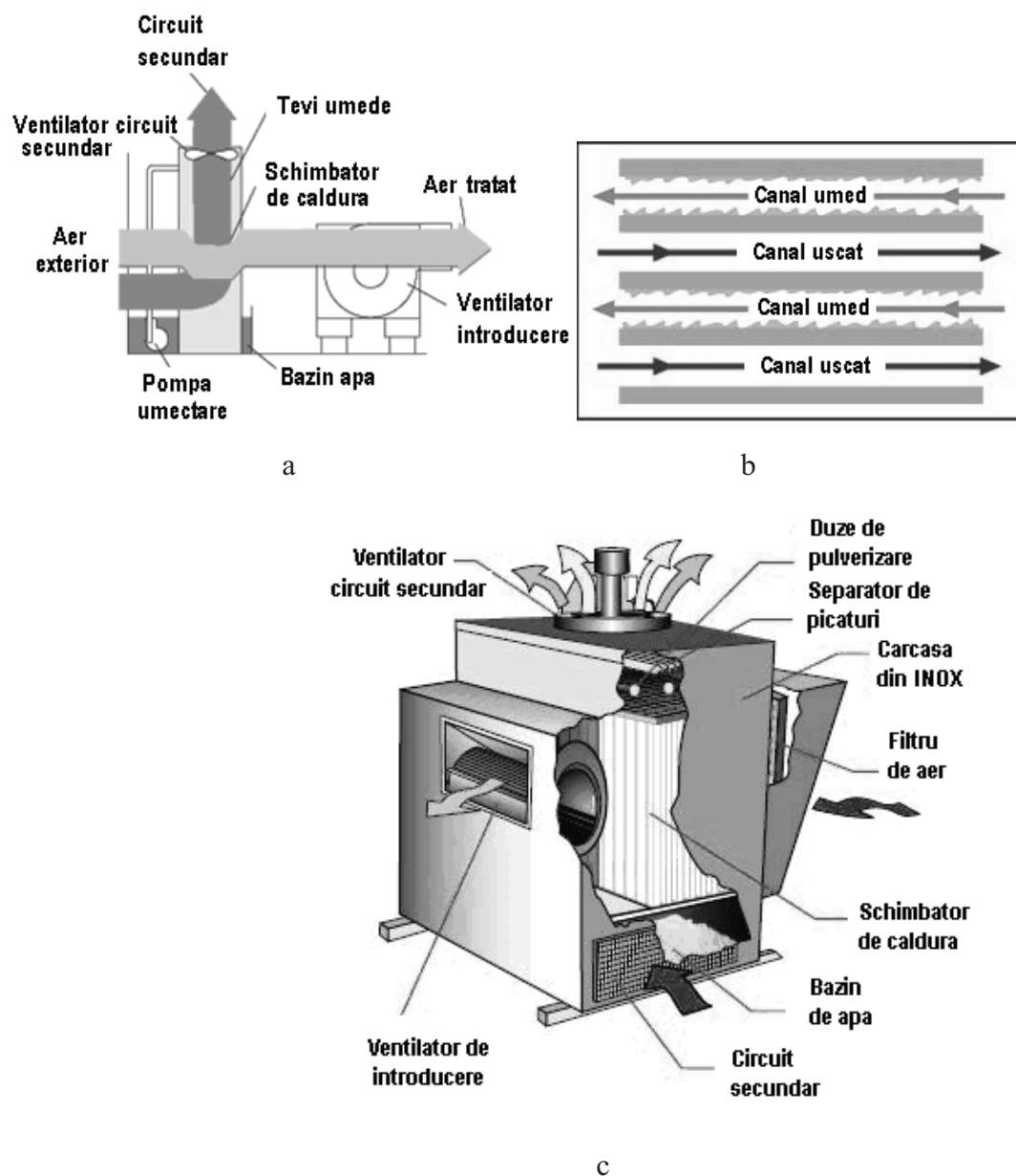


Figura 5.34. Sistem de răcire prin evaporare indirectă.
a,b- scheme, c- sistem complet

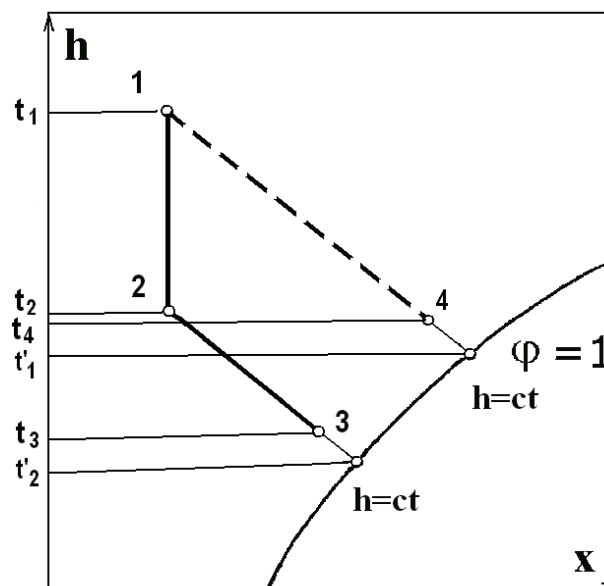


Figura 5.35. Răcire în două trepte

5.2.4. Recomandări privind utilizarea sistemelor de răcire care utilizează energia solară

Sistemul de climatizare de tip *Desicant Cooling* are efecte deosebite asupra:

- confortului ocupanților;
- economiei de energie;
- reducerii emisiilor poluante de la sursele de energie;
- calității aerului interior;
- controlului umidității interioare.

Pentru a putea dimensiona un sistem de climatizare de tip *Desicant Cooling* este nevoie să se cunoască:

- bilanțul termic și de umiditate al încăperii;
- raportul între căldură latentă și căldură sensibilă a încăperii;
- prezența surselor de energie (electricitatea, gaz natural, abur sau solară);
- structura surselor de energie;
- configurația sistemului de climatizare existent;
- existența spațiului pentru montajul sistemului desicant cooling.

Sistemul desicant cooling trebuie luat în considerare atunci când:

- există degajări mari de umiditate;
- raportul între căldură latentă și căldură sensibilă a încăperii este $\geq 30\%$;
- este nevoie de un debit de aer proaspăt mare;
- încăperea are un grad mare de ocupare;
- este nevoie de prevenirea coroziunii;
- există risc de înmulțirea bacteriilor;
- există risc de apariție a mușcăiului și a ciupercilor;
- este nevoie de creșterea gradului de ocupare al clădirii.

Astfel sistemul se poate utiliza în: spitale; clădiri de locuit; școli; restaurante; săli de conferință; clădiri de birouri; muzee.

Pentru realizarea unui sistem sunt necesare a se parcurge următoarele etape:

- definirea scopului proiectului;
- stabilirea nivelului de variație a parametrilor aerului interior;
- calcularea sarcinii termice și de umiditate a încăperilor;
- determinarea dimensiunilor echipamentului;
- selectarea sistemului de automatizare și control;
- evaluarea costurilor.

Pentru menținerea în stare de funcțiune și obținerea unor rezultate corespunzătoare pe perioada exploatării sistemului, proiectantul va realiza un proiect care să asigure o întreținere ușoară și va asigura spațiile de intervenție impuse de producător, în jurul echipamentului, fără a compromite performanța sistemului, siguranța în exploatare și accesul la echipament. El va introduce în proiect un *Manual de întreținere*. În manual se vor indica clar funcțiile fiecărui element important al sistemului și indica perioadele de intervenție pentru întreținere, pentru fiecare element al sistemului care necesită întreținere. Manualul va conține desenele și schemele funcționale necesare ale sistemului, precum și specificațiile tehnice ale echipamentului. Se va specifica obligația contractorului și producătorului echipamentului vor furniza perioade de instruire a personalului de întreținere și se va specifica numărul și durata perioadelor de instruire referitoare operațiile de întreținere ale unui sistem de tip Desicant Cooling. Aceste perioade de instruire pot lipsi dacă întreținerea echipamentului se face pe bază de contract de către o firmă specializată.

Pentru un sistem de tip desicant cooling elementele principale care necesită operații de întreținere sunt:

- filtrele (necesită verificări sau intervenții la 2-3 luni);
- rulmenții ventilatoarelor (necesită verificări sau intervenții la 2-3 luni);
- curelele de transmisie ale ventilatoarelor, roții desicante și a recuperatorului rotativ de căldură (necesită verificări sau intervenții la 2-3 luni);
- bazinele camerelor de umidificare (necesită verificări sau intervenții la 6 luni);
- racordurile electrice (necesită verificări sau intervenții la 2-3 luni);
- reductoarele de turație (necesită verificări sau intervenții la 6 luni).

Proiectantul va impune, funcție de indicațiile producătorului echipamentului sau a elementelor componente, operațiile de întreținere precum și perioadele la care trebuie să se efectueze acestea.

5.2.5. Sisteme de răcire cu mașini termice reversibile, cu absorbție, acționate solar

Mașinile termice cu absorbție, acționate solar, se utilizează din ce în ce mai mult la climatizarea spațiilor. Energia termică de acționare a acestor mașini termice cu absorbție se obține prin încălzirea unui agent termic în circuitul de panouri solare. Acest agent termic este apoi introdus în generatorul de vapori al chiller-ului cu absorbție, iar în circuitul vaporizatorului rezultă apă răcită, care este utilizată pentru climatizarea aerului sau pentru preluarea căldurii de la un agent secundar într-un schimbător de căldură.

Datorită utilizării energiei solare, impactul asupra mediului al acestui tip de mașini termice cu absorbție este foarte scăzut.

În urma studiului efectuat în cadrul proiectului european SOLAIR, a rezultat faptul - începând cu anul 2004 - că a început să se dezvolte în mod semnificativ piața de mașini frigorifice cu absorbție. Se estimează că, în prezent, numărul instalațiilor solare cu absorbție de dimensiuni mici este cuprins între 400 și 500.

Dintre clădirile ce utilizează sisteme cu absorbție, în prezent, cele mai multe sunt clădirile comerciale, urmate de clădirile de birouri și cele rezidențiale.

Din Figura 5.37, unde se prezintă o evoluție în timp a instalării acestor tipuri de mașini frigorifice, în funcție de puterea frigorifică, se poate observa o creștere importantă a instalării mașinilor de puteri mici destinate climatizării spațiilor.

Cel mai întâlnit cuplu de substanțe în instalațiile cu absorbție este bromura de litiu- apă. Ideea de utilizare a cuplului amoniac-apă în instalații pentru climatizare este relativ nouă, aceasta soluție fiind utilizată până acum, în special pentru instalații de racire industrială, cu scopul obținerii de temperaturi inferioare valorii de 0°C.

Proiectul european *MEDISCO - MEDiterranean food and agro- Industry applications of Solar Cooling technologies*) a demonstrat viabilitatea utilizării mașinilor cu absorbție cu soluție hidroamoniacală, acționate de energie solară, în procese de răcire din industria agroalimentară.

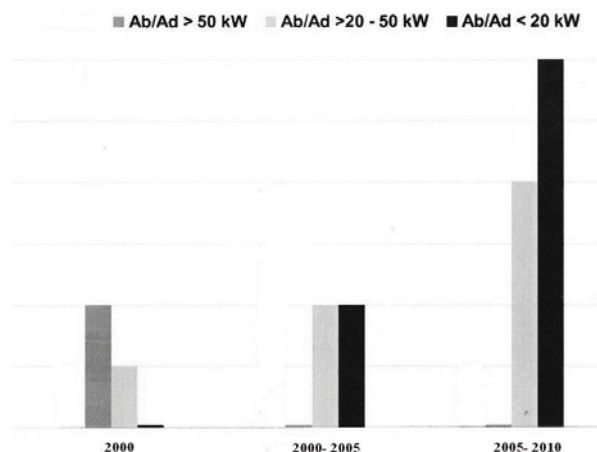


Figura 5.37. Evoluția recentă a instalării mașinilor solare cu absorbție

În anul 2009 s-a încheiat proiectul „*Solar Cooling by Absorption in Tertiary Sector*”. Scopul proiectului, care a și fost atins, a fost demonstrarea potențialului energiei solare, pentru a acoperi parțial necesarul de frig și de căldură pentru clădiri din sectorul terțiar. S-a utilizat un chiller în două trepte de absorbție, cu bromură de litiu- apă, iar captatorii solari folosiți au fost de tip parabolic.

Dintre mașinile termice cu absorbție disponibile pe piață se poate observa că numărul producătorilor de mașini termice cu absorbție cu BrLi- Apă este mult mai mare decât al celor care produc mașini termice cu absorbție cu amoniac. În Figura 5.38 se prezintă gama de mașini termice cu absorbție întâlnite pe piață, în funcție de producător și de puterea frigorifică, iar în Figura 5.39 se prezintă mașinile termice cu absorbție realizate de diverși producători.

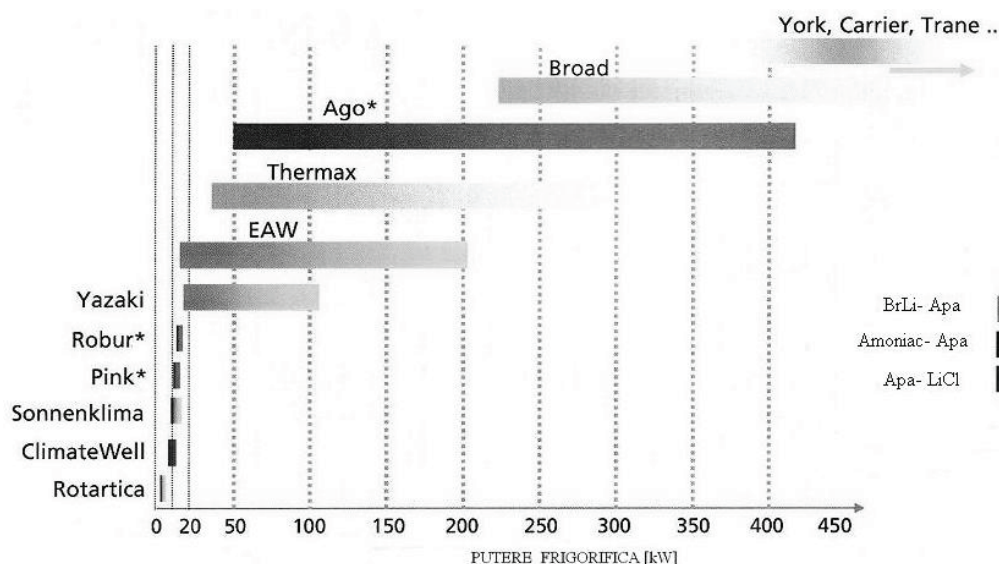


Figura 5.38. Mașini termice cu absorbție în funcție de agenți frigorifici, putere termică și producător



Figura 5.39. Mașini cu absorbție cu soluție amoniac-apă- firme Pink, ABB și soluție apă-bromură de litiu- firme Phönix, Rotartica.

În Figura 5.40 se prezintă schema clasică de implementare a mașinilor frigorifice cu absorbție pentru climatizarea spațiilor cu ajutorul energiei solare.

Primul pas, atunci când se dorește implementarea unui sistem de climatizare a unei clădiri, este evaluarea necesarului de răcire. În funcție de acest necesar se va determina puterea mașinii frigorifice, și se vor alege mașinile frigorifice potrivite.

Mașinile cu absorbție utilizate în scopul climatizării spațiilor au *generatorul de vapori* alimentat cu apă fierbinte provenită dintr-un *rezervor de acumulare*. Apa din rezervor este încălzită bivalent, atât de un *circuit cu panouri solare* cât și de un circuit secundar de încălzire care este reprezentat de un *cazan* alimentat cu combustibil lichid sau gazos.

Suprafața ocupată de captatorii solari se determină în funcție de intensitatea radiației solare din zona unde este montată instalația și de parametrii de lucru ai mașinii frigorifice cu absorbție.

Schimbul de căldură între apa din rezervor și amestecul din circuitul solar- cel mai des apă cu etilenglicol- se realizează într-un schimbător de căldură cu plăci.

Apa rece produsă în *vaporizatoarele* instalațiilor cu absorbție este trimisă în unitățile de climatizare de la diferitele niveluri ale clădirii.

Apa de răcire a *condensatoarelor* circulă într-un sistem cu turn de răcire. Datorită pierderilor mari de agent prin evaporare este necesară o legătură pentru completarea periodică a apei de răcire.

Pentru cazurile în care presiunea crește prea mult, în cadrul instalației se prevede un *vas de expansiune închis*.

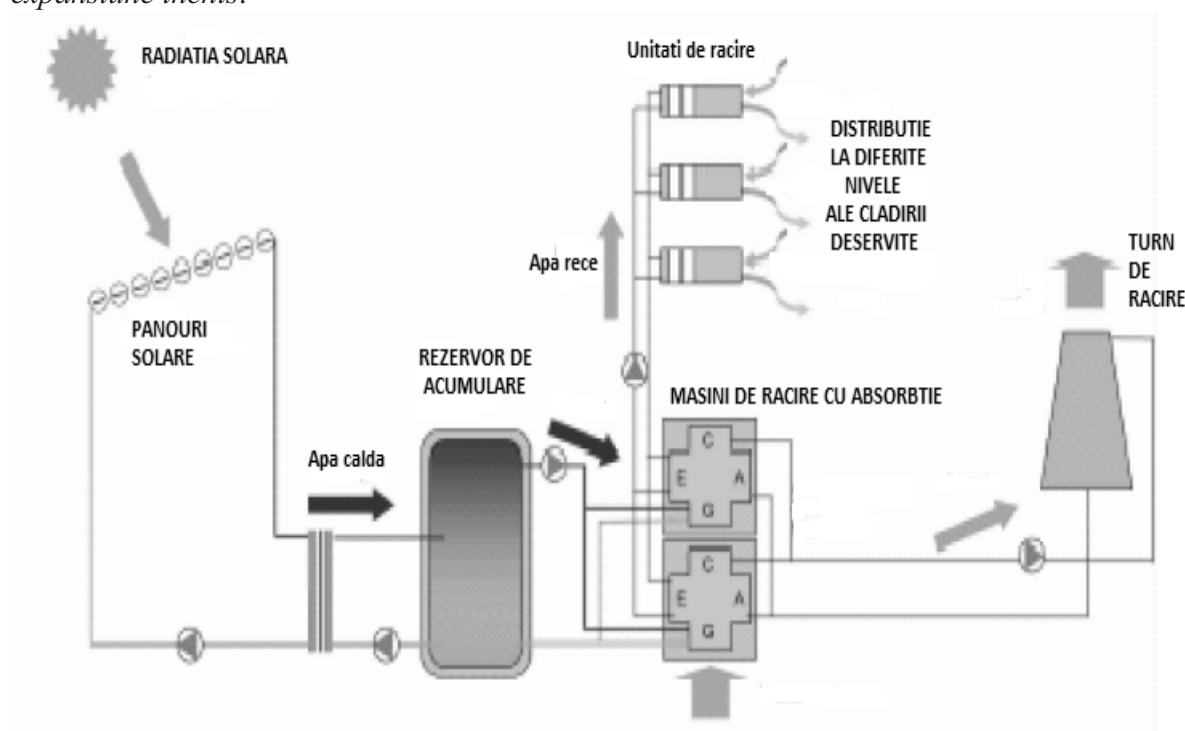


Figura 5.40. Schema de principiu a unei instalații de climatizare utilizând mașini frigorifice cu absorbție acționate cu ajutorul energiei solare

Atunci când nivelul de temperatură al agentului termic din captatoarele solare scade sub 40°C sau este în exces este posibilă acumularea energiei solare în sol.

Un sistem de climatizare cu sursă geotermală este echilibrat atunci când necesarul de căldură și cel de răcire sunt aproximativ aceleași. În România acest lucru se întâmplă în zonele de câmpie. Pentru zonele deluroase și de munte necesarul de încălzire este mai mare decât cel de răcire. Acest lucru duce la dimensionarea schimbătorului de căldură cu pământul după sarcina de iarnă, rezultând un schimbător de căldură supradimensionat. În cursul sezonului de încălzire va extrage mai multă căldură din pământ decât va ceda în cursul sezonului de răcire. Un sistem termic pentru acumularea energiei solare în sol ajută la echilibrarea întregului sistem HVAC cu sursă geotermală. Schimbătorul de căldură se va dimensiona după sarcina de răcire, iar diferența dintre sarcina de încălzire și cea de răcire va fi suplinită cu ajutorul energiei solare.

Sistemul termic analizat reprezintă, în esență, un *cuplaj dintre un sistem solar (captatoare + boiler bivalent) și un sistem geotermal*. Cuplajul se realizează la nivelul unui *schimbător de căldură cu plăci*. Schema sistemului analizat este prezentată în Figura 5.41.

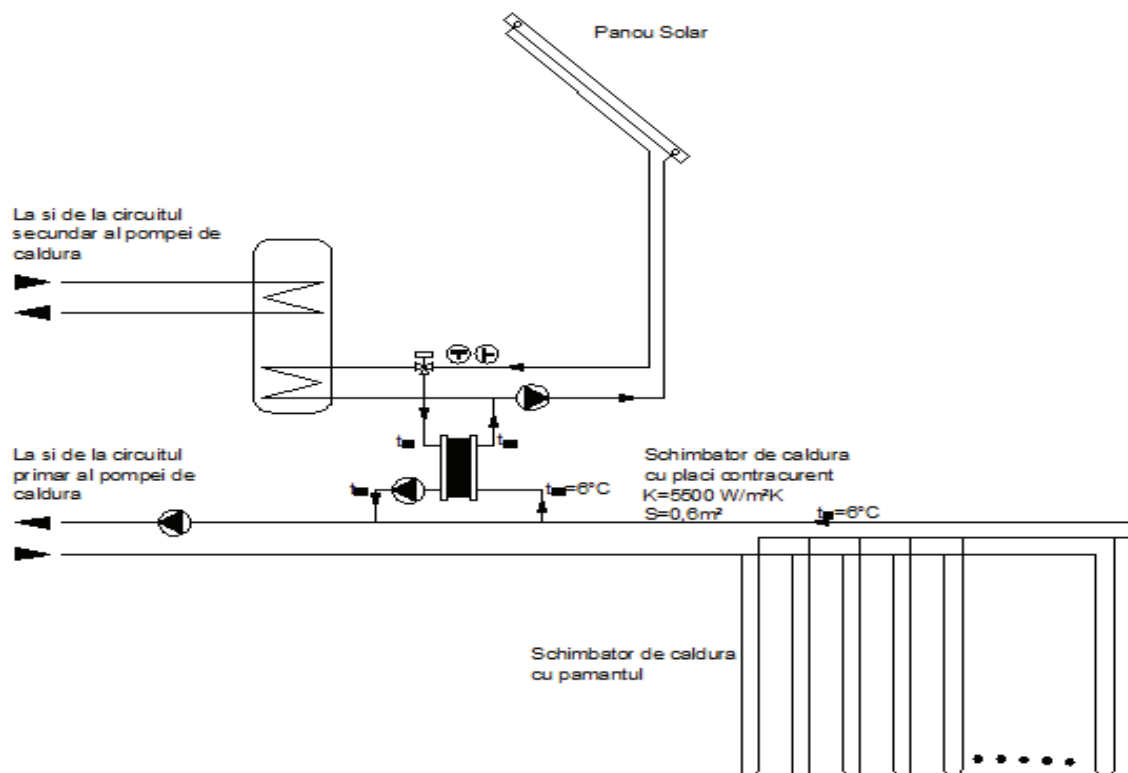


Figura 5.41. Sistem pentru acumularea energiei solare în sol

În urma studiilor efectuate a rezultat faptul că din energia termică produsă de captatorii solari aproximativ jumătate o reprezintă energia termică de foarte joasă entalpie sau energia termică excedentară scopului de preparare al apei calde de consum (pe timpul verii). Acest procent este foarte ridicat și el afectează în mod negativ performanța energetică a captatoarelor solare folosite actualmente numai în scopul de încălzire și preparare al apei calde de consum.

Într-o aplicație HVAC de cuplare energetică a două surse regenerabile de energie, una solară, iar cealaltă geotermală, performanța energetică a sursei termice solare crește.

În ceea ce privește sursa geotermală aportul termic adus de sursa solară, acesta reprezintă (10-15)% din energia extrasă din pământ pe timpul sezonului rece al anului. Acest lucru permite menținerea unui coeficient de performanță sezonier ridicat al pompelor de caldură având ca sursă pământul.

Avantajele mai sus enumerate cresc interesul acordat actualmente aplicațiilor de tip “geo-solar”.

6. Soluții complexe pentru diferite destinații de clădiri, cu diferite utilități

6.1 Exemple de scheme tip de sisteme de încălzire utilizând surse regenerabile

6.1.1. Schema cu schimbător de căldură între bucla colectoare și bucla de încălzire

Această schema poate utiliza ca și sistem de distribuție al căldurii pentru încălzire, fie un sistem clasic cu radiatoare, fie încălzirea prin radiație de pardoseală de temperatură scăzută, fiind conectat printr-un schimbător de căldură la bucla colectoare de energie solară. Nu există elemente intermediare. Există un singur rezervor de acumulare pentru apa caldă de consum. Funcția schimbătorului de căldură legat în serie cu sursa de vârf pentru procesul de încălzire a incintei este acela de a preîncălzi apa caldă din instalația de încălzire, folosind în acest sens potențialul energetic furnizat de panourile solare și pentru încălzire. Atunci când energia furnizată de panourile solare nu este suficientă pentru realizarea temperaturii cerute de instalația de încălzire, intervine sursa de vârf. Vana de reglare cu două căi se deschide atunci când temperatura apei din rezervorul de acumulare pentru apa caldă de consum, scade sub temperatura impusă de norme. Este o schema care poate fi utilizată când cerințele de temperatură în sistemul de încălzire sunt mai mari și atunci când se dorește separarea hidraulică a circuitului de încălzire de cel solar (sau spre exemplu nu se dorește utilizarea antigelului în întreaga instalație de încălzire).

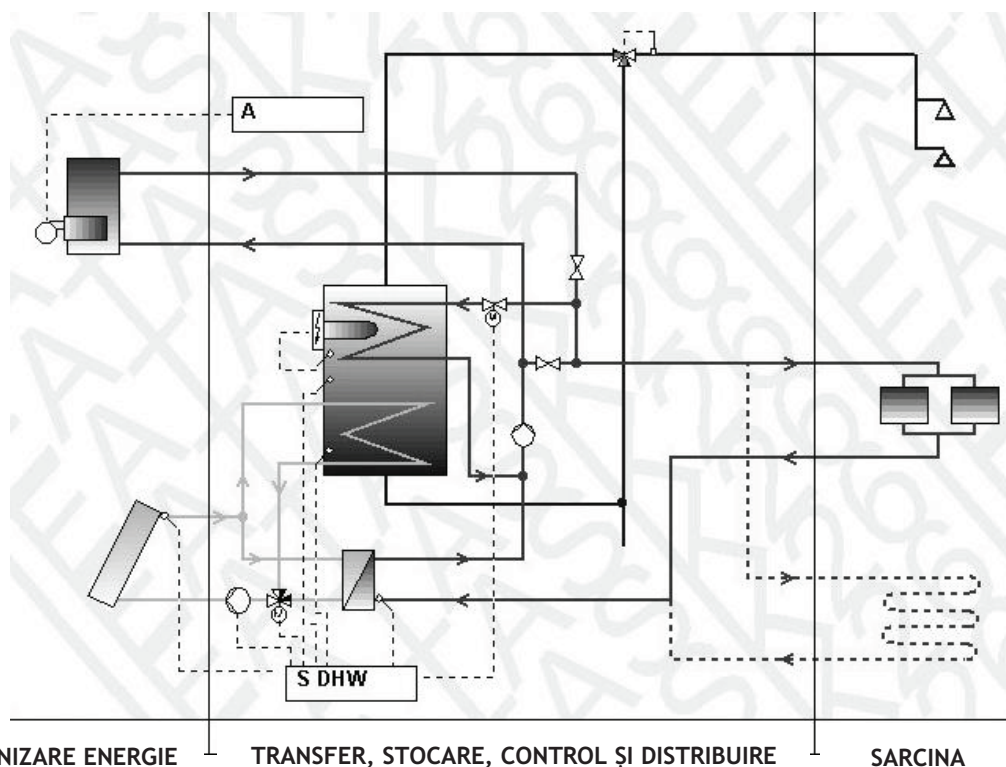


Figura 6.1. Schema cu schimbător de căldură între bucla colectoare și bucla de încălzire

6.1.2 Schema de încălzire prin radiație de pardoseală utilizând panourile solare ca sursă auxiliară

Această schemă integrează sistemele auxiliare de încălzire în sistemul solar. Apa caldă pentru încălzire este furnizată direct de sistemul de panouri solare. Sursa de vârf (cazanul) furnizează apa caldă fie în serpentina rezervorului de acumulare pentru apa caldă de consum, fie sistemului de încălzire prin pardoseală. Comutarea între cele două procese se face prin intermediul vanei cu trei căi, aferentă circuitului de încălzire. Schema se utilizează cu preponderență atunci când

temperaturile exterioare din sezonul de încălzire sunt relativ ridicate, astfel încât panourile solare pot acoperi în mare parte necesarul de căldură.

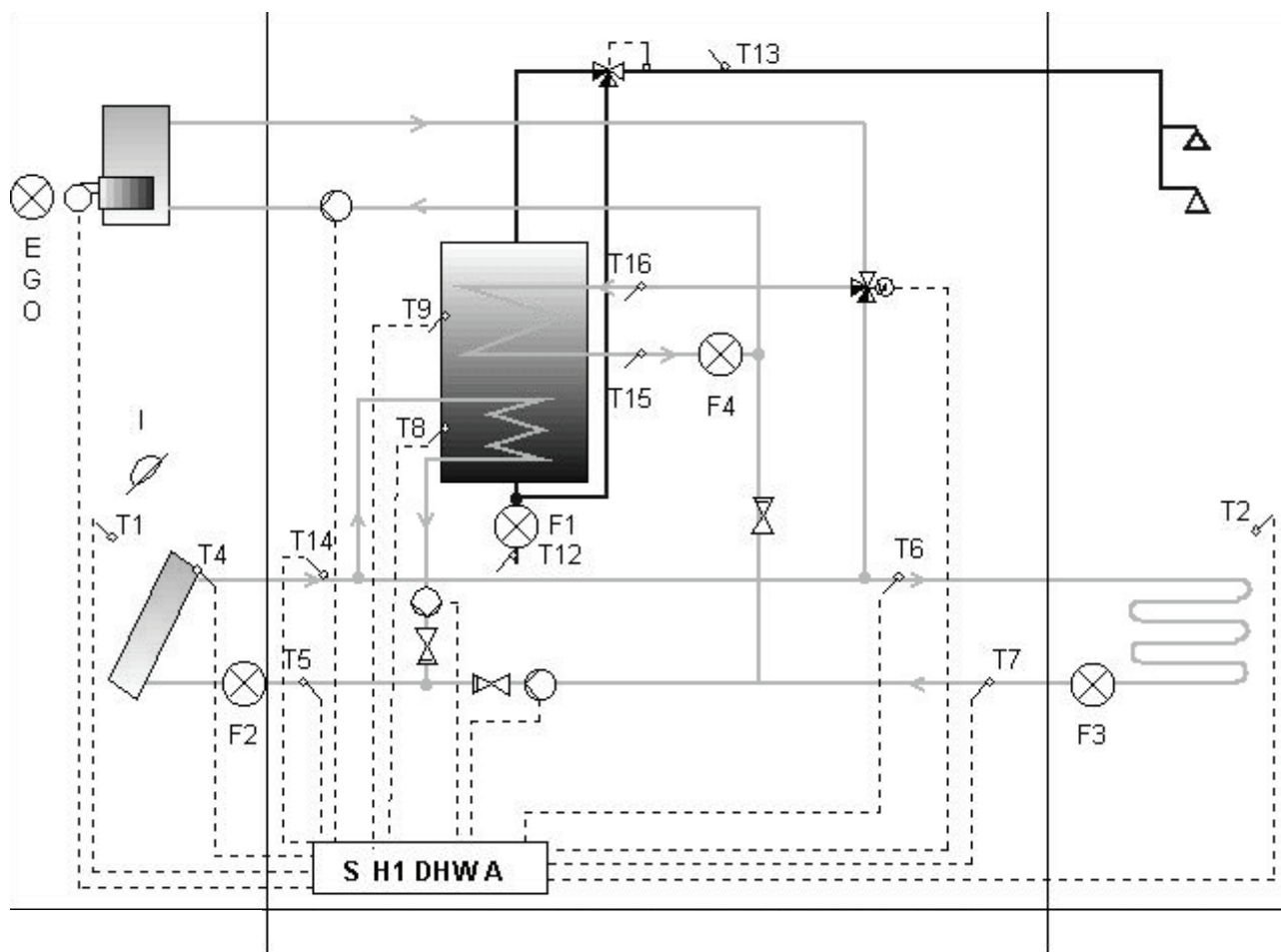


Figura 6.2. Schema de încălzire prin radiație de pardoseală utilizând panourile solare ca sursă auxiliară

6.1.3. Schema cu rezervor de acumulare pentru încălzire cu două schimbătoare de căldură pentru apa caldă de consum

Acest sistem are două schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum, dintre care un schimbător de căldură auxiliar, tip arzător cu ulei sau gaz.

În rezervorul de acumulare se stochează apa pentru încălzirea incintei, iar apa caldă de consum este produsă cu ajutorul schimbătorului de căldură. Apa din rezervorul de acumulare, utilizată pentru încălzirea incintei preia căldura de la panourile solare și când este nevoie, de la arzătorul cu care este dotat acest rezervor. Avantajul schemei este acela că se pot folosi simultan două surse de căldură: panourile solare și arzătorul, și de asemenea pot fi satisfăcute simultan cele două procese: de preparare apă caldă de consum și de încălzire, cu condiția ca cerința sistemului de încălzire să nu aibă variații mari. În acest sens temperatura apei din rezervor nu scade sub 65°C pentru a se putea prepara apa caldă de consum la temperatura impusa de norme. Pentru respectarea graficului de reglare pentru încălzire se prevăd vanele cu trei căi între conductele de ducere și cele de întoarcere.

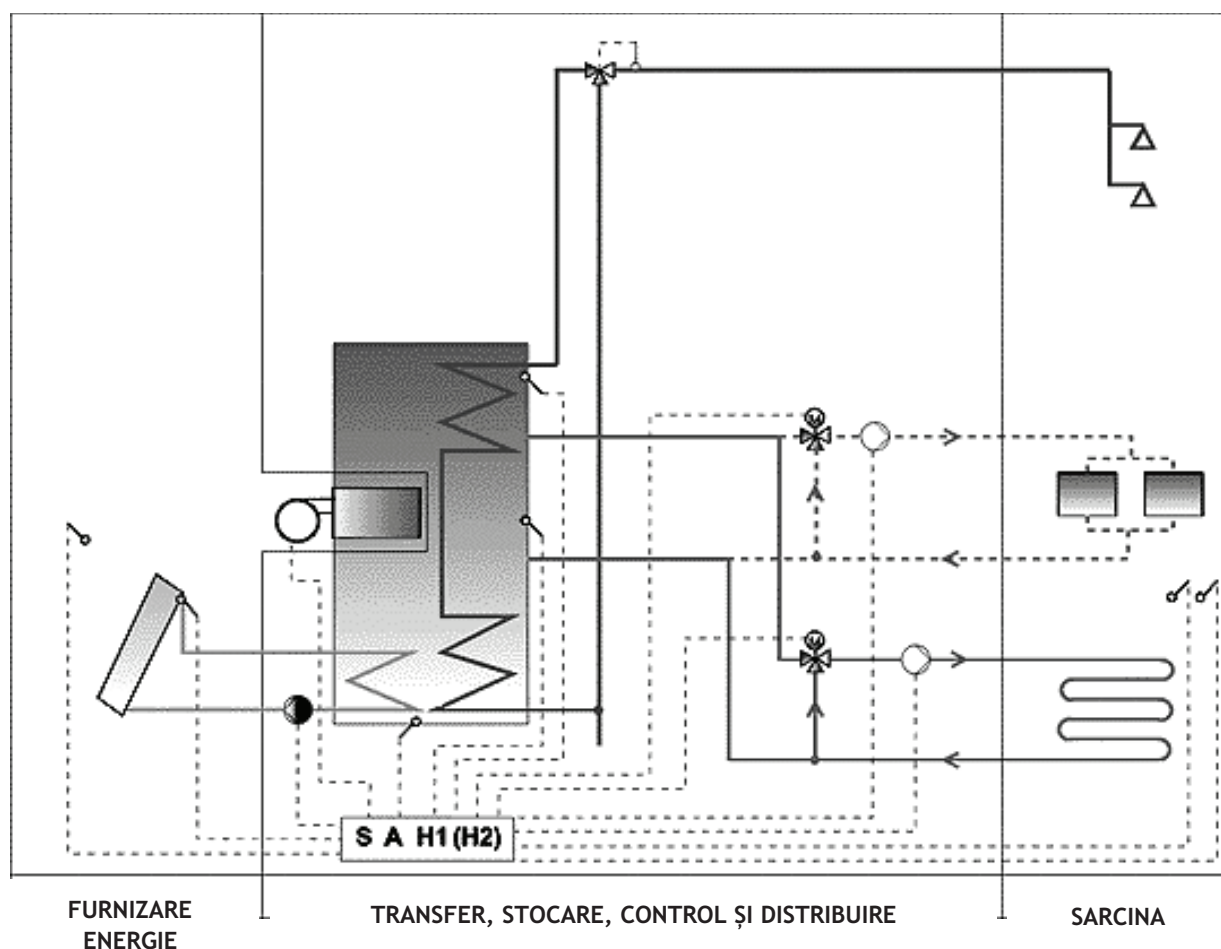


Figura 6.3. Schema cu rezervor de acumulare pentru încălzire și cu două schimbătoare de căldură pentru apă caldă de consum

6.1.4. Schema cu rezervor pentru apă caldă de consum inclus în rezervorul de încălzire

Această schemă folosește un rezervor subțire și înalt din oțel inoxidabil inclus în interiorul rezervorului pentru încălzire (sistemul cunoscut sub denumirea „tank in tank”). Apa caldă de consum din interiorul rezervorului din oțel inoxidabil este încălzită de apa din jurul său, utilizată pentru încălzirea incintei. Se poate consuma apă caldă cu debit ridicat având temperatură constantă, dar având ca limită volumul redus al rezervorului. Mărimea rezervorului pentru apă caldă de consum se dimensionează conform cu temperatura minimă dorită a apei calde, de rata și profilul de consum. După un consum mare de apă rezervorul are nevoie de cca. 30-60 minute pentru a-și reveni la parametri inițiali. Panourile solare preîncălzesc apa pentru încălzire din rezervorul exterior, cazanul furnizând direct diferența de căldură necesară pentru încălzire sau preparare apă caldă. Ca și în schema precedentă apa pentru încălzire, din rezervorul exterior trebuie să aibă o temperatură de minim 65°C pentru a putea satisface procesul de preparare apă caldă de consum. Pentru cazul în care sistemul de încălzire solicită temperaturi mai scăzute în conformitate cu graficul propriu de reglare se prevede o vană cu trei căi aferentă sistemului de încălzire.

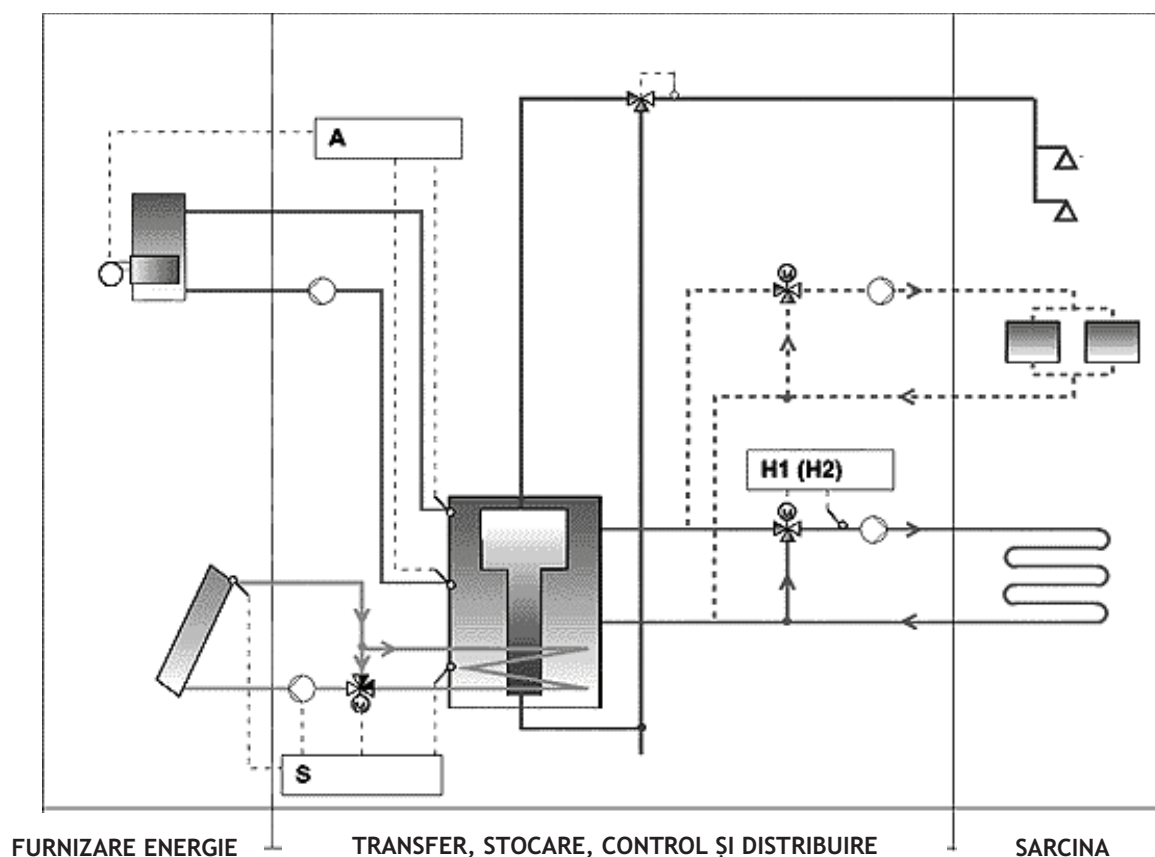


Figura 6.4. Sistemul cu rezervor pentru apa caldă de consum inclus în rezervorul de încălzire

6.2 Sistemele de distribuție a căldurii din clădirile care utilizează pompe de căldură

Cu sursele regenerabile pot fi asociate trei mari tipuri de sisteme de distribuție a căldurii:

- Sisteme de încălzire/răcire prin radiație de pardoseală(planșeu). Este soluția cea mai bine adaptabilă la pompele de căldură care permite obținerea unor sisteme globale cu coeficienți de performanță ridicați, deci importante economii energetice. Această soluție prezintă în plus avantajul oferirii unui grad de confort ridicat în perioada de iarnă, permite răcirea în perioada de vară, dar nu și dezumidificarea.
- Ventiloconvectoare. Utilizând ventiloconvectoarele întreaga clădire poate fi încălzită sau răcită, soluția fiind optimă din punct de vedere al confortului asigurat în perioada de vară. Ca și economii energetice comparativ cu sistemul radiant acestea sunt mai reduse.
- Sisteme mixte: pardoseală radiantă + ventiloconvectoare. Un sistem mixt este un sistem de încălzire sau încălzire/răcire în care fluidul caloportor, preparat de pompa de căldură este trimis pe de-o parte către pardoseala radiantă într-o zonă și pe de altă parte ventiloconvectoarelor dispuse fie perimetral, fie în plafon într-o altă zonă a clădirii.

De reținut că, în scopul obținerii unui coeficient de performanță maxim, trebuie ales sistemul de încălzire care poate asigura temperatura interioară solicitată cu un regim de temperatură al apei de intrare cel mai scăzut posibil. Această condiție apare din funcționarea pompelor de căldură care în condițiile unor temperaturi exterioare foarte scăzute furnizează fluid caloportor pentru sistemul de încălzire de parametrii scăzuți.

Sistem de încălzire prin radiație de pardoseală

Încălzirea prin radiație de joasă temperatură se caracterizează în principal prin faptul că suprafața încălzitoare reprezentată în cazul nostru de întreaga pardoseală a încăperii încălzite, cedează căldură prin radiație mai mult de 50%, restul fiind emisă prin convecție liberă.

În esență, o astfel de instalație constă în înglobarea unei serpentine, prin care circulă apă caldă, într-o șapă de beton turnată peste un strat izolator așezat pe placa de beton.

Sistemele de încălzire prin pardoseală acoperă fără probleme necesarul specific de căldură al clădirilor noi, iar acolo unde acest lucru nu este posibil, sistemul este completat cu încălzire clasică cu corpuri de încălzire dispuse perimetral sau cu ventiloconvectoare.

Avantajele sistemului de încălzire prin radiație din pardoseală în principal se pot sintetiza astfel:

- asigură un grad de confort mai ridicat, întrucât temperatura suprafețelor de construcții ce delimitează încăperea este mai ridicată și mai uniformă, iar temperatura aerului interior este mai scăzută cu (1...3)°C.
- realizează în încăperi un gradient de temperatură mai scăzut (cca. 0,2grd/m)
- oferă un nivel ridicat al confortului termic
- se reduce viteza de circulație a aerului în încăperea și, ca urmare, rezultă o calitate a aerului interior mult mai bună față de alte forme de încălzire, deoarece se evită împrăștierea prafului
- se folosește agent termic de joasă temperatură provenit din surse cu potențial scăzut: recuperări de căldură deșeu, energie solară, pompe de căldură
- compatibilitate perfectă cu echipamentele termice în condensatie, ale căror randamente sunt cu cel puțin 15% superioare celor clasice
- diminuarea pierderilor prin conductele de transport al agentului termic de joasă temperatură, reducerea pierderilor prin convecție pe suprafețele vitrate
- reducerea pierderilor prin diminuarea temperaturii aerului interior

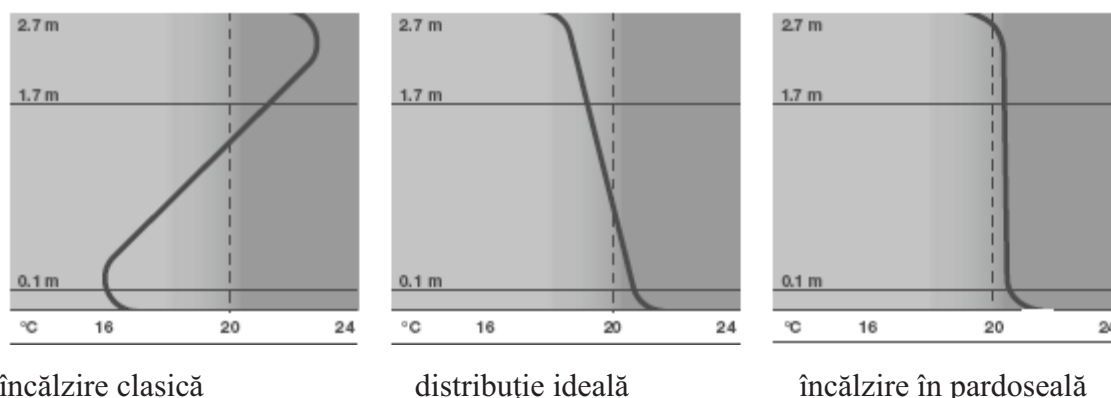


Figura 6.5. Stratificarea termică pe verticala unei încăperi în funcție de sistemul de încălzire

Temperatura suprafețelor încălzitoare relativ scăzută impune utilizarea unor suprafețe încălzitoare mari ceea ce implică utilizarea suprafețelor delimitatoare ale încăperii: pardoseală, plafon, pereți. Încălzirea prin plafon se recomandă acolo unde sunt necesare condiții igienice deosebite și impune o temperatură medie a suprafeței încălzitoare de maxim 50°C. Încălzirea prin pardoseală impune o temperatură medie a suprafeței limitată fiziologic la 28-30°C. Este cea mai uzuală.

Încălzirea cu panouri montate în pereți este cea mai permisivă din punct de vedere a temperaturilor suprafeței încălzitoare, aceasta putând ajunge până la 85 – 90°C. Fiind o instalație experimentală, pentru încălzirea laboratorului am gândit utilizarea tuturor celor trei tipuri de elemente radiante: pardoseală, plafon și pereți.

Elemente de proiectare. Pozarea sistemelor de încălzire prin radiație de pardoseală.

Pentru realizarea proiectului, proiectantul are nevoie de informații clare cu privire la tipul proiectului și dotările solicitate. Proiectantul mai are nevoie și de planurile și specificațiile tehnice ale construcției pentru a putea realiza un proiect bine adaptat la caracteristicile clădirii și pentru a se evita clarificările ulterioare.

Necesarul real de căldură Q_r joacă un rol decisiv în pozarea sistemului de încălzire prin pardoseală. Acesta rezultă din necesarul de căldură nominal Q_n minus pierderile de căldură prin pardoseală Q_p .

$$Q_r = Q_n - Q_p$$

■ Necesarul specific de căldură

Acesta indică necesarul real de căldură pe unitate de suprafață (m^2) în funcție de capacitatea de transfer termic a finisajului.

$$q_r = \frac{Q_r}{A_p}$$

Unde:

- q_r = necesarul specific de căldură în W/m^2 ;

- A_p = suprafața pardoselei în m^2

■ Temperatura suprafeței

Din motive fiziologice nu trebuie depășite următoarele temperaturi maxime la suprafața pardoselii:

Zona de lucru: $\theta_{\max} = 29^\circ C$

Zona de margine: $\theta_{p \max} = 35^\circ C$

Baie: $\theta_{p \max} = 33^\circ C$

Aceste limite îngăduiesc și capacitatea de transfer termic a sistemului de încălzire prin pardoseală. Emisia de căldură se stabilește în funcție de temperatura medie a suprafeței.

■ Variația de temperatură

Capacitatea de încălzire este influențată și de poziția (amplasamentul) țevii de încălzire. Rezistența la transfer termic se modifică în funcție de dispunerea țevii. Astfel temperatura pardoselii în zona de deasupra țevii este mai mare decât temperatura dintre țevi, creându-se o variație de temperatură. Această variație depinde de pasul de montaj (distanța intertubulară) și trebuie să fie cât mai redusă. Variația de temperatură (W) este: $\theta_{F \max} - \theta_{F \min}$.

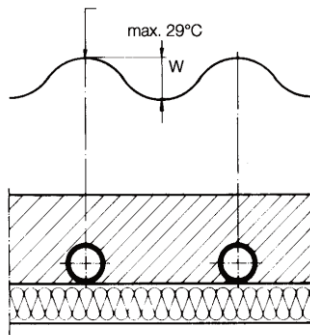


Figura 6.6. Variația de temperatură la suprafața pardoselii în cazul încălzirii prin pardoseală

■ Temperatura medie a agentului termic θ_H

Temperatura medie a agentului termic se calculează în funcție de pasul de montaj, pentru a asigura acoperirea necesarului de căldură. Temperatura medie a agentului termic se calculează după următoarea formulă:

$$\theta_m = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1 - \theta_i}{\theta_2 - \theta_i}} + \theta_i$$

■ Emisia de căldură a suprafeței pardoselii

Fluxul de căldură emis de suprafața pardoselii depinde de coeficientului global de transfer termic α (W/m^2K) care este relativ constant, situându-se în jurul valorii de $11 W/m^2K$.

Fluxul de căldură specific (q_p) al pardoselii se calculează după cum urmează:

$$q_p = \alpha \cdot \theta_u$$

unde:

$$\theta_u = \theta_p - \theta_i$$

- α = coeficient global de transfer de căldură în $\text{W/m}^2\text{K}$;

- θ_p = temperatura la suprafața pardoselei în $^{\circ}\text{C}$;

- θ_i = temperatura încăperii în $^{\circ}\text{C}$;

- θ_u = supratemperatura în K.

- q_p = fluxul de căldură specific al pardoselei în W/m^2

■ **Diferența de temperatură $\Delta\theta$**

Diferența de temperatură $\Delta\theta$ dintre tur și retur se stabilește la $\sigma \leq 5\text{K}$ pentru încăperea cea mai defavorizată. În celelalte încăperi încălzite la aceeași temperatură având aceeași

densitate termică pentru încălzire de $\frac{\sigma}{\Delta\theta_m} < 0,5$
se va folosi următoarea formulă de calcul :

$$\frac{\sigma}{2} = \Delta\sigma_1 - \Delta\theta_u$$

Unde:

- $\Delta\theta_u$ reprezintă supratemperatura agentului termic la o anumită densitate termică. Această temperatură se calculează cu ajutorul diagramei de sarcini.

■ **Temperatura agentului termic pe conducta de ducere**

Temperatura agentului termic $\Delta\theta_1$ se stabilește în încăperea cea mai defavorizată termic. Astfel se calculează și temperatura pe conducta de ducere pentru întreaga instalație de încălzire prin pardoseală.

$$\text{La } \frac{\sigma}{\Delta\theta_m} \leq 0,5 \quad \text{temperatura pe conducta de ducere va fi max } \Delta\theta_1 \leq \Delta\theta_{m,1} + \frac{\sigma}{2}$$

$$\text{La } \frac{\sigma}{\Delta\theta_m} > 0,5 \quad \text{temperatura pe conducta de ducere va fi}$$

$$\Delta\theta_l = \Delta\theta_{ml} + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12 \cdot \Delta\theta_{ml}}$$

7. Elemente de calcul economic privind implementarea soluțiilor - EXEMPLU - Instalații solare-termice

Prețurile sistemelor solare cu captatoare plane, pentru locuințe individuale, care includ rezervorul de acumulare, manopera și instalația, depind de calitatea produselor și de spațiul unde acestea sunt instalate (pe acoperiș înclinat, terasă, având diferite modalități de prindere, dar și diferite lungimi de conducte). Termenul de „cost de energie solară disponibilă” poate fi utilizată pentru estimarea prețului unui kWh de energie termică solară. Acest cost reprezintă raportul dintre (a) costul total al investiției raportate la durata de viață a instalației solare, la care se adaugă și costul din exploatare și, (b) producția anuală de căldură a sistemului solar (cost calculat cu relația următoare).

$$C_{ensol} = \frac{\frac{C_i}{n} + C_e}{Q_{col}} \quad [\text{€/kWh}] \quad (7.1)$$

unde: C_{ensol} este costul energiei solare [€/kWh]; C_i - cost investiție [€]; n - durata de viață a instalației solare; C_e - cost exploatare [€]; Q_{col} - producția anuală de căldură a instalației solare.

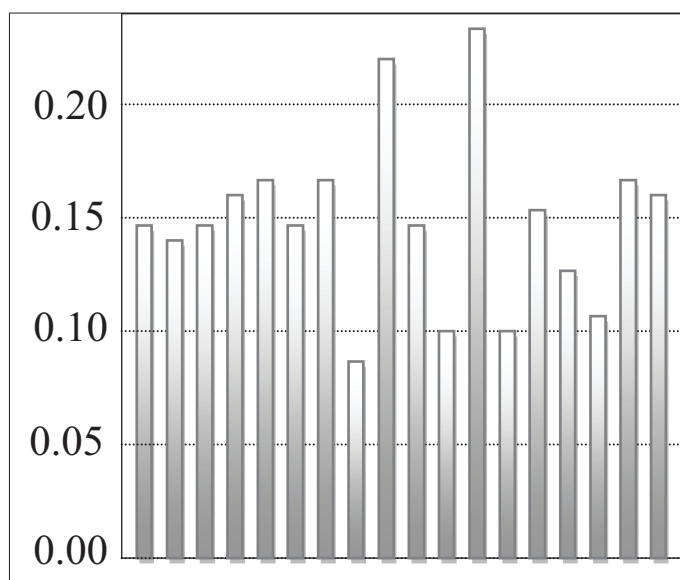


Figura 7.1. Costul energiei solare în €/kWh, rezultat din programe de cercetare, pentru mai multe instalații studiate

Costurile energiei solare rezultate din analiza unor diverse studii, sunt prezentate în Figura alăturată. Se poate observa că prețul mediu al energiei solare se află în jurul valorii de 0,15 €/kWh, cost calculat conform relației prezentate anterior, adică ținând cont de investiție, durata de viața a instalației, cost de exploatare și de producția de energie solară.

În Figura 7.2 este prezentată, spre exemplificare, repartitia costurilor de investiție inclusiv TVA, pentru diferite componente ale instalațiilor solare combinate.

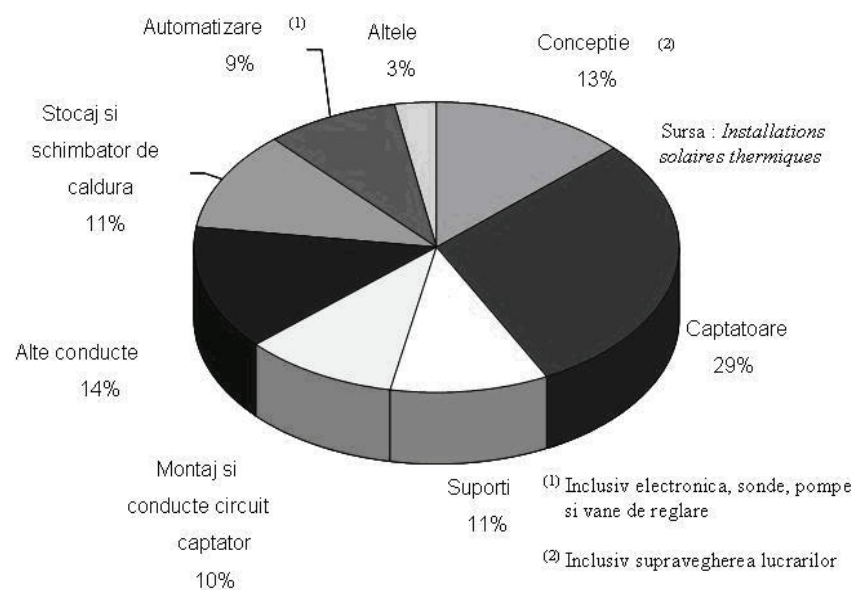
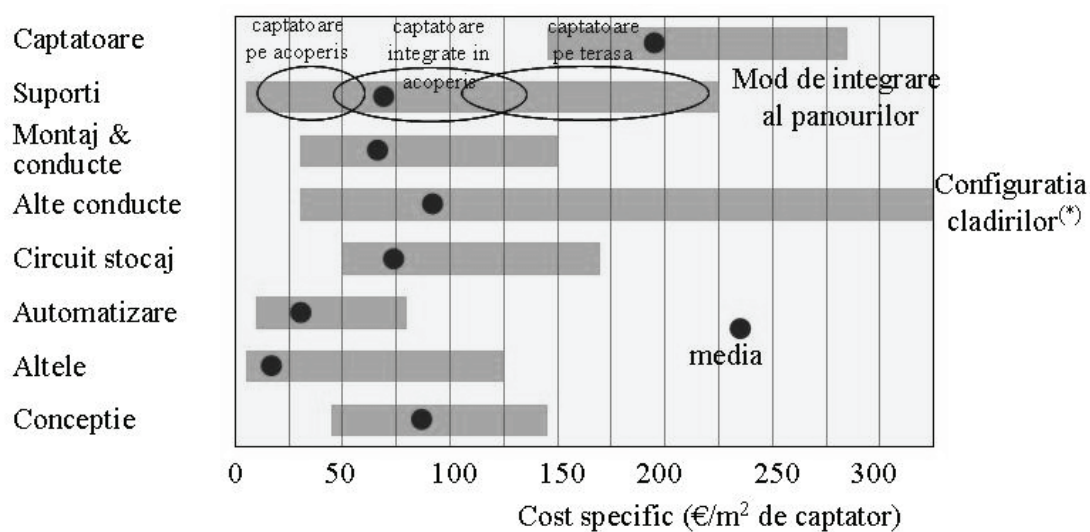


Figura 7.2. Repartiția costurilor specifice medii a unei instalații (automatizarea include partea electronică, sonde, pompe si vane de reglare)



(*) lungimea conductelor intre acoperis si subsol nu este proportionala cu marimea sistemului

Figura 7.3. Distribuția costurilor pentru sisteme solare combinate de mari dimensiuni

8. BIBLIOGRAFIE

- [1] Directiva 2010/31/UE privind performanța energetică a clădirilor (reformare);
- [2] Directiva 2009/28/EC privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile, de modificare și ulterior de abrogare a Directivelor 2001/77/CE și 2003/30/CE;
- [3] Decizia comisiei nr. 742/2007/EC: 9 Nov. 2007 privind stabilirea criteriilor de acordare a etichetei ecologice europene pentru pompe de caldura;
- [4] C107-2005 - Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de constructie ale cladirilor - aprobat prin Ordinul MTCT nr. 2055/2005 - MO partea I, nr. 1124/13 Dec. 2005, cu modificările și completările ulterioare.