

Dr. conf. univ. V. CARTOFEANU



credo

Creation of third cycle studies - Doctoral Programme
in Renewable Energy and Environmental Technology



Pompe de căldură - tehnologii și aplicații

INTRODUCERE

1 POMPA DE CĂLDURĂ - SURSĂ EFICIENTĂ DE ÎNCĂLZIRE	4
1.1 Utilizarea pompelor de căldură pe plan mondial	
1.2 Scurt istoric a pompelor de căldură	
1.4 Importanța utilizării surselor de energie regenerabile	
1.3 Domenii și condiții de utilizare a pompelor termice	
2. BAZELE TEORETICE A POMPELOR DE CĂLDURĂ	15
2.1 Noțiuni teoretice	
2.2 Ciclul ideal al pompei termice cu vapori	
2.3 Schema și ciclul teoretic al pompei termice cu vapori	
2.4 Eficienta pompelor de căldură	
2.5 Regimul de funcționare a pompei de căldură	
2.6 Ecartul de temperaturi	
3. POMPE DE CĂLDURĂ, TIPURI, SCHEME CONCEPTUALE, OBIECTE DE IMPLEMENTARE ȘI ANALIZA LOR	28
3.1 Analiza pompelor de căldură cu surse de căldură subterane	
3.1.1 Pompe de căldură cu colectoare subterane orizontale	
3.1.2 Pompe de căldură cu colectoare subterane verticale	
3.1.3 Pompa de căldură ce utilizează în calitate de sursă apa subterană	
3.2 Exemplu de utilizare a pompei de căldură cu colectoare subterane în sectorul comercial	
3.3 Caracteristici comune pentru pompe de căldură cu colectoare subterane verticale și orizontale	
4 CARACTERISTICA SURSELOR DE CĂLDURĂ	40
4.1 Aerul exterior ca sursă de căldură	
4.2 Solul ca sursă de căldură	

4.2.1 Temperatura și caracteristicile solului în Republica Moldova

4.3 Apa subterană ca sursă de căldură

4.4 Aerul cald evacuat din încăpere ca sursă de căldură

4.5 Apa de lac sau de mare ca sursă de căldură

5. FIABILITATEA POMPELOR DE CĂLDURĂ 52

6 EFICIENȚA UTILIZĂRII POMPELOR DE CĂLDURĂ 54

6.1 Comparația cheltuielilor la încălzirea a unei case cu diferite surse de încălzire

6.2 Compararea eficacității încălzirii cu PC (aer-aer) și o centrală termică individual

6.3 Analiză comparativă a consumurilor și costurilor în dependență de instalația utilizată

6.4 Analiza comparative a cheltuielilor în dependență de clasa de eficiență energetic a clădirii

6.5 Calculul investițiilor și cheltuielilor anuale totale la încălzirea/condiționarea unei case de locuit din s. Grătiești mun. Chișinău

BIBLIOGRAFIE

INTRODUCERE

Dintre diferite forme de energie utilizate în etapa actuală de dezvoltare a tehnicii, energiei termice îi revine ponderea cea mai mare în balanța energetică a unei țări. În prezent se depun eforturi susținute pe linia găsirii căilor optime de utilizare a energiei termice în scopul economisirii resurselor energetice primare de combustibil.

Este cunoscut faptul că sporirea eficienței energetice și economice a proceselor industriale se realizează în mare măsură prin reintroducerea în circuitul energetic al resurselor energetice secundare care apar și se dezvoltă odată cu aceste procese.

În general aceste resurse apar sub formă de căldură fizică a unor agenți tehnologici care, atunci când nu este valorificată, este evacuată în mediul ambiant prin instalații de răcire sau odată cu însuși agentul purtător.

Complexul energetic constituie baza economiei naționale și este destinat producerii, conversiei, transportului și distribuției energiei electrice, termice și a resurselor energetice primare.

Republica Moldova este lipsită, practic de resurse energetice naturale proprii, importând 95,5% din ele, la prețuri mondiale, cheltuind anual circa 50% din venitul său național. Astfel în condițiile unei înalte independențe de importul de energie și resurse energetice naturale eficientizarea producerii, conversiei, transportului și utilizării energiei, în prezent este o problemă actuală pentru sectorul energetic al Republicii Moldova.

Astfel, Republica Moldova este o țară ce depinde totalmente de resursele energetice din exterior (95,5%), resursele proprii energetice în balanța energetică a RM constituie 4,5% și toate provin din resurse regenerabile de energie. În realitate, această cotă este ceva mai mare, deoarece nu s-a luat în considerație energia solară care tradițional se utilizează pentru deshidratarea produselor agricole (tutunului, fructelor, plantelor medicinale, etc.). Altfel spus, RM nu are resurse energetice fosile, absolut toate resursele de proveniență fosilă sunt importate. Această realitate incontestabilă ar trebui să plaseze RM printre primele state candidate la utilizarea masivă a SRE. Una din cauzele principale ce stopează acest proces este lipsa unui Program național care ar integra și direcționa resursele științifice, tehnice, tehnologice, umane și financiare în realizarea scopului final – includerea în circuitul economic a SRE. Printr-un Program de Cercetare – Dezvoltare în domeniul valorificării SRE se poate debloca procesul de implementare a SRE și astfel, asigura creșterea siguranței în alimentarea cu energie și limitarea importului de resurse energetice în condițiile dezvoltării economice accelerate.

Pentru Republica Moldova, care plătește o treime din Produsul Intern Brut pentru importul resurselor energetice, economisirea energiei constituie o problemă primordială.

1. POMPA DE CĂLDURĂ - SURSĂ EFICIENTĂ DE ÎNCĂLZIRE

1.1 Utilizarea pompelor de căldură pe plan mondial

Pompa de căldură reprezintă o modalitate inteligentă de a transfera căldura preluată de la sursa de potențial redus (sursă rece) prin intermediul unui consum de lucru mecanic în compresor (sau din contul căldurii de alt potențial) spre sursa de temperatură înaltă pentru a încălzi, de exemplu, apa sau locuințele. Această sursă de căldură poate exista în apă, pământ, aer, apa de răcire a compresoarelor și alte.

În loc să folosească arderea combustibililor convenționali, pompa de căldură utilizează o metodă cu totul diferită: captează căldura deja disponibilă.

Tocmai aceasta este metoda „inteligentă”: această căldură, stocată în mediul înconjurător, se află în stare liberă, regenerabilă, inepuizabilă și nepoluantă.

Evident, mărirea potențialului al acestei călduri cu ajutorul pompei termice, presupune un consum de energie sub diferite forme: mecanică, electrică, termică, solară, etc.

Numărul și varietatea pompelor de căldură utilizate în prezent pe plan mondial se află într-o continuă creștere, având în vedere și contextul actualelor preocupări de conservare a surselor energetice clasice. Criza energetică din anul 1973 a dat un impuls puternic implementării pompelor de căldură (PC), mai întâi în țările Europei de Vest și America de Nord, apoi și în alte țări ale lumii. Recent în SUA se produc cca. 1 mil. de PC, în Japonia – cca. 3 mil. În China anual se vând cca. 15 mil. instalații pe an. Vânzările anuale de PC în Europa sunt de cca. 3 milrd. EURO. În figura 1.1 sunt prezentate vânzările de PC în unele țări din Europa în anul 2008. Ele variază între cca. 20 mii în Austria și Elveția până la peste 128 mii în Suedia și aproape 160 mii în Franța.

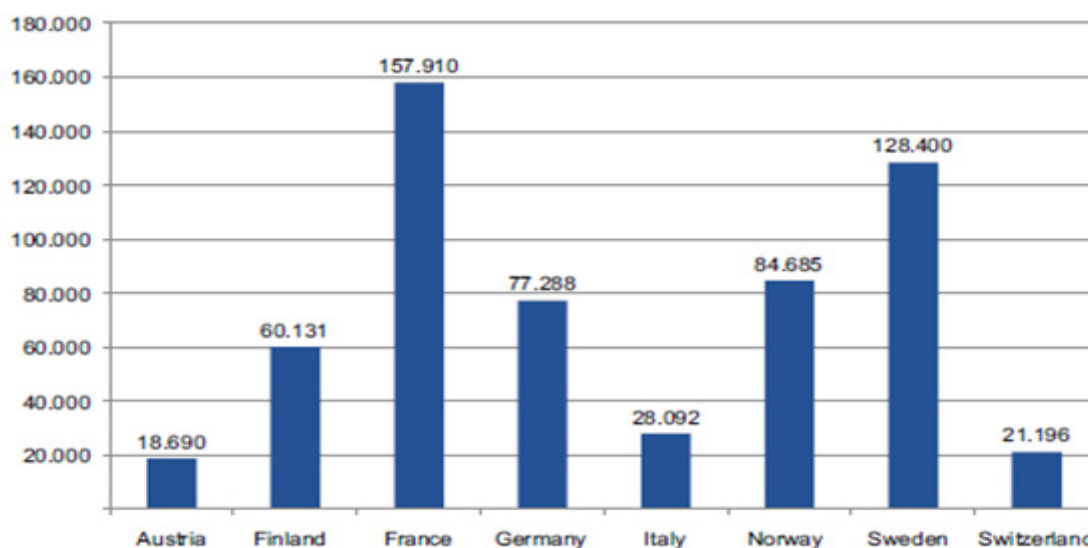


Figura 1.1. Vânzările de pompe de căldură în unele țări din Europa în anul 2008.

În figura 1.2 sunt prezentate vânzările de PC la 10 mii de locuitori în aceleași țări . Cele mai mari vânzări se observă în țările scandinave. În Suedia peste 50 % din încălziri se efectuează cu pompele de căldură. O atenție deosebită atrage Norvegia, țară cu cele mai mari rezerve de gaz natural pe continentul european. Ea ocupă al treilea loc în Europa după numărul total de PC vândute și primul după cantitatea vândută la 10 000 de locuitori.

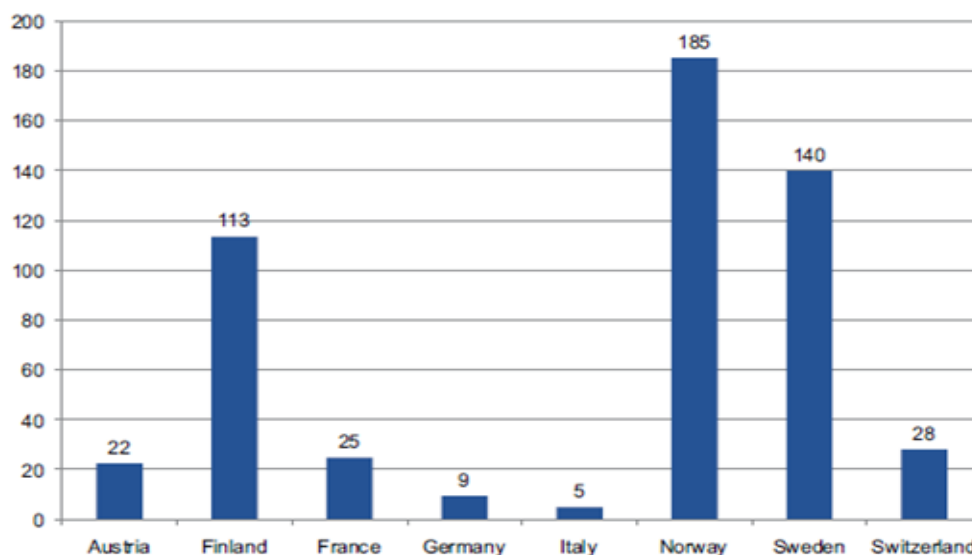


Figura 1.2. Vânzările de pompe de căldură la 10 000 mii locuitori în anul 2008.

În sistemele de alimentare cu căldură a clădirilor rezidențiale și terțiare ca sursă de c.p.r. se utilizează aerul atmosferic, aerul evacuat de sistemele de ventilare (exhaust air), solul și apele freatice (GSHP), de suprafață și din sistemele de apă potabilă (tap water). Structura tipurilor de pompe de căldură după sursa de c.p.r. pe piața europeană este prezentată în figura 1.3.

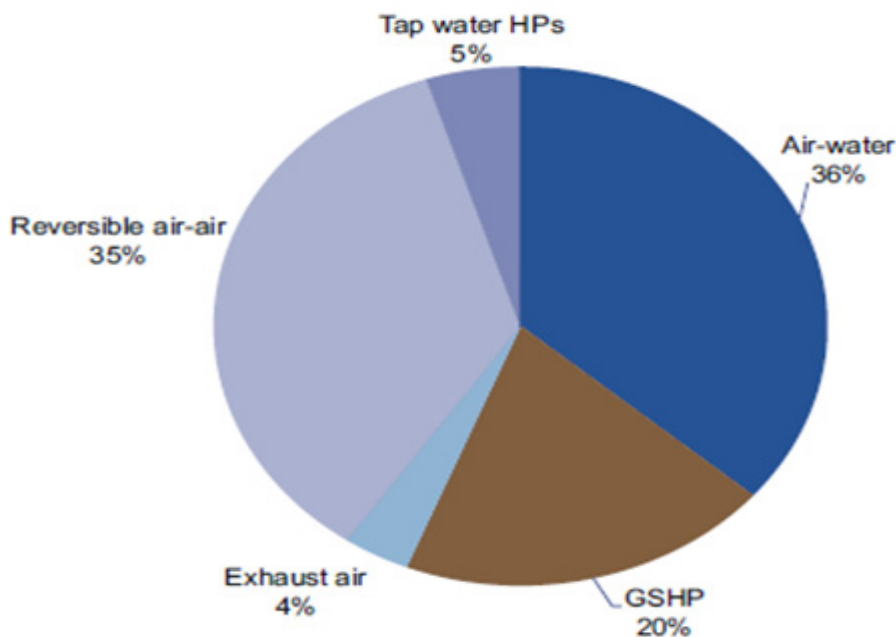


Figura 1.3. Structura tipurilor de PC pe piața europeană în anul 2008.

Trei sferturi din acestea utilizează în calitate de sursă aerul. 35 % din PC aer-aer sunt reversibile, utilizându-se pe timp de vară pentru condiționare. 20 % din pompe utilizează căldura geotermală a solului.

Temperaturile tipice pentru sistemele de aprovizionare cu agenți caloportori și frigoportori a consumatorilor sunt prezentate în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1 Temperaturile tipice pentru diverse sisteme de alimentare cu căldură și frig.

Sisteme de distribuție		Limite de temperatură, °C
Sisteme cu aer	Încălzire cu aer	30 -50
	Încălzire prin pardoseala	30 - 45
Sisteme cu apă	Cu radiatoare (fan-coiluri)	45 - 50
	Sisteme centralizate de încălzire și ACM	70 - 100
	Încălzire prin pardoseală	30 - 35
Sisteme de răcire	Aer rece	10 - 15
	Apă rece	5 - 15
	Sisteme centralizate de apă rece	5 - 8

Temperaturi mai mari de 50 °C se întâlnesc numai în sisteme centralizate mari. Aceste sisteme de obicei au o sursă suplimentară de căldură care se folosește pentru supraîncălzirea apei după pompa de căldură, de oarece funcționarea ultimei cu sursele de c.p.r. indicate mai sus nu-i eficientă la temperaturi mai mari de 50 – 60 °C. De menționat, că în practica mondială o răspândire tot mai largă capătă PC de putere mică. După cum se vede din figura 1.4 , în Suedia timp de 10 ani (din 1996 până în 2006) raportul între producția PC mici și celor mari s-a schimbat de la 1/10 la 3,5/1, producția PC mici a crescut de 10 ori pe când a celor mari s-a redus. Această tendință se lămurește atât prin răspândirea caselor individuale cât și prin particularitățile surselor de c.p.r. – cele mai accesibile pretutindeni sunt sursele de intensitate mică: aerul și solul.

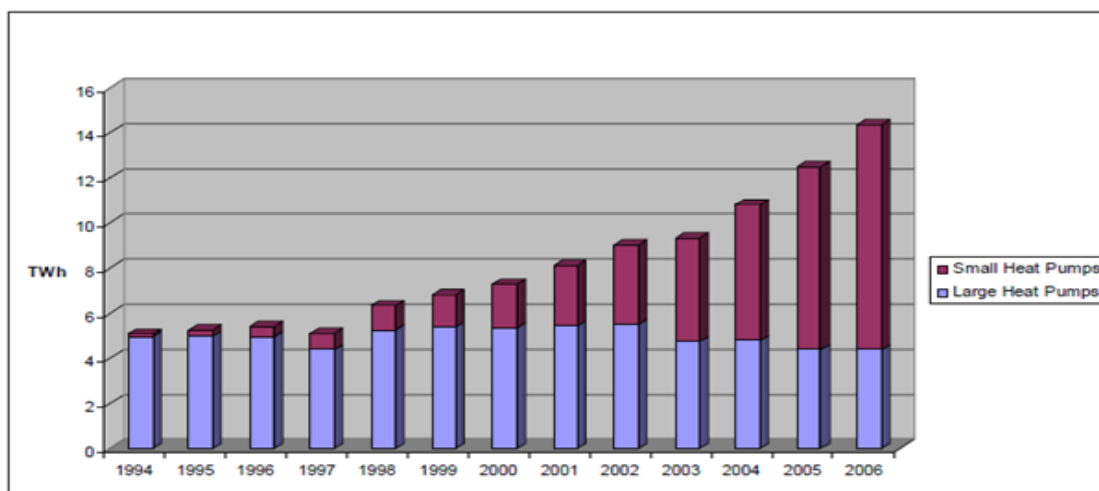


Figura 1.4 Căldura obținută prin intermediul pompelor de căldură în Suedia.

Instalațiile cu pompe de căldură constituie una din soluțiile pentru lărgirea sferei de valorificare a resurselor de căldură de potențial termic scăzut în procesele de alimentare cu căldură.

Avantajele pompei de căldură constă în trei „plusuri”:

- „+” *eficiență*;
- „+” *prietenosă față de mediul înconjurător*;
- „+” *responsabilă față de mediul înconjurător*;

Eficientă:

Când un sistem convențional de căldură folosește o unitate de energie, pompa de căldură folosește doar 0,3, ceea ce permite o încălzire accesibilă din punct de vedere financiar.

Prietenosă față de mediul înconjurător: o sursă de energie curată și regenerabilă.

Având în vedere că pompa de căldură consumă mai puțină energie, se reduce astfel poluarea care rezulta din folosirea combustibililor convenționali. Combustibilii convenționali sunt cauza emisiilor poluante cum ar fi dioxidul de carbon, oxizii de nitrogen și dioxidul de sulf. Comparate cu alte surse, care direct sau indirect influențează la micșorarea formării substanțelor toxice – (CO₂, figura. 1.5) și de asemenea are loc economisirea energiei primare ceea ce putem spune că căldura obținută asigură „prelucrarea dublă” a energiei.

Oxizii de nitrogen și dioxidul de sulf sunt în mod special neplăcuți - aceia sunt cauza apariției ploilor acide și a anumitor probleme de respirație. Aceste gaze sunt monitorizate cu mare atenție de autoritățile europene.

Pentru obținerea aceluiași rezultat, încălzirea unei case pe baza unei pompei de căldură poate reduce poluarea cu oxizi de nitrogen cu 70 % în comparație cu un cazan pe bază de combustibili convenționali. În cazul dioxidului de sulf, reducerea poluării cu această substanță se poate face până la 30 %. Dioxidul de carbon este un gaz și mai „important” și constituie subiectul celui de-al treilea „+”.

Responsabilă față de mediul înconjurător: o metoda eficientă de a combate efectul de seră. Dioxidul de carbon este unul dintre gazele responsabile pentru „efectul de seră”. Este un lucru deja bine știut în ziua de azi și anume că efect de seră în creștere modifică clima planetei noastre.

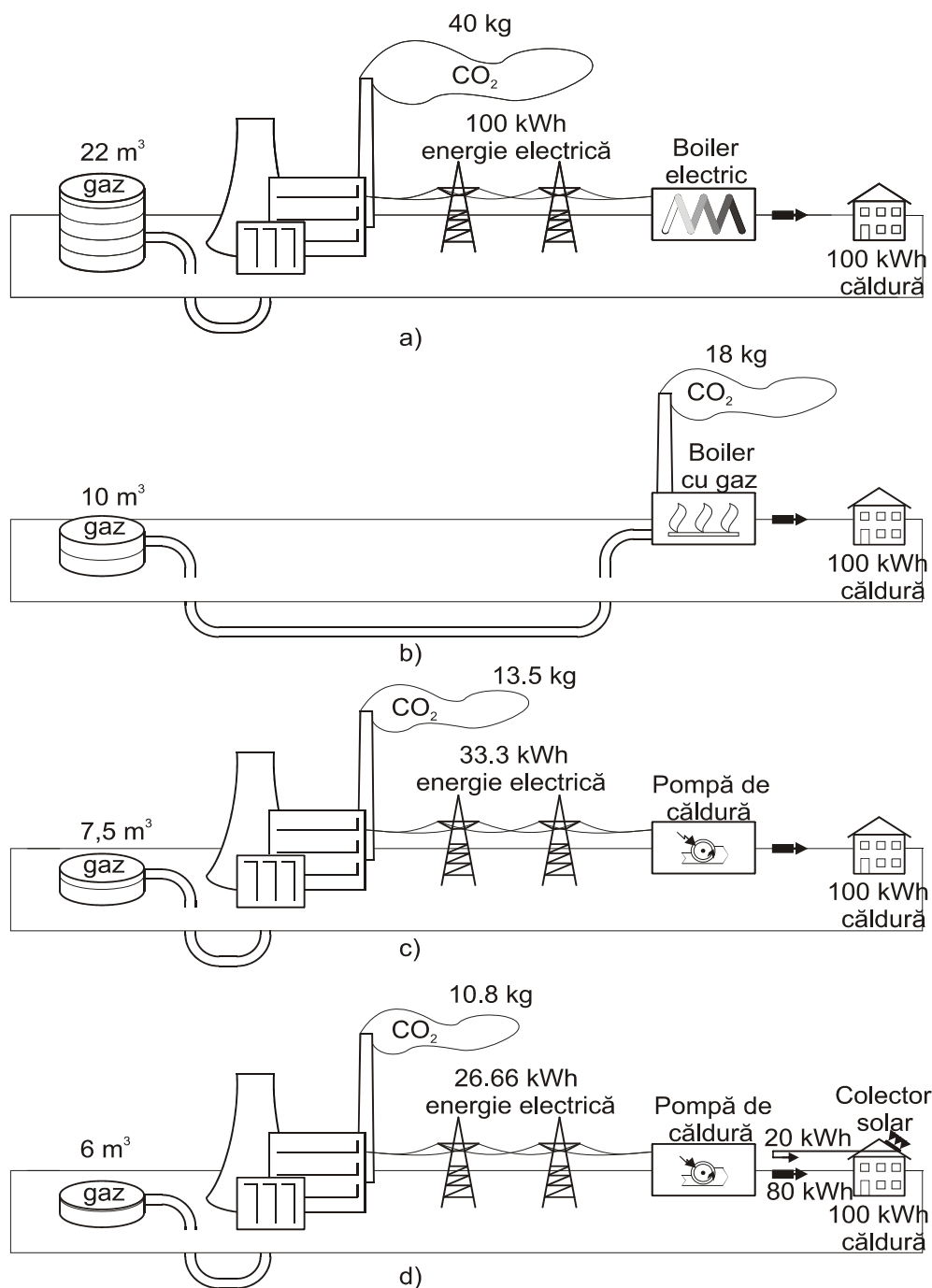


Figura 1.5 Emisia de bioxid de carbon la încălzirea unei case de locuit (100 kWh)
prin diferite metode:

*a – boiler electric; b – boiler cu gaze; c – pompă de căldură;
d – pompă de căldură și energie solară.*

Conferința Internațională de la Kyoto a declanșat alarma și a fixat obiective privind reducerea gazelor implicate pentru diferite țări. Pompa de căldură face pe deplin parte din politica de combatere a efectului de seră - ba și mai mult, este un aliat de nădejde în această luptă.

De exemplu: în Franța, unde 1 kWh de căldură produs cu gaze rezultă în echivalentul a 370 g. de dioxid de carbon, același 1 kWh de căldură produs cu ajutorul unei pompe de căldură produce doar 60 g. de dioxid de carbon, adică de 6 ori mai puțin.

Tehnologia bazată pe pompa de căldură, fiind considerată a fi o sursă de energie regenerabilă, își croiește drum și câștigă teren în întreaga lume.

În Uniunea Europeană, pompa de căldură ar putea contribui la onorarea unor angajamente privind furnizarea a 12 % din consumul intern de energie din surse regenerabile.

În SUA, pompa de căldură este din ce în ce mai frecvent utilizată, iar fabricarea acesteia este susținută de Agenția de Protecție a Mediului înconjurător. În SUA anual se fabrică aproximativ 1 milion de pompe termice geotermale. La încălzirea clădirilor noi construite se utilizează numai pompe termice cu sursă de căldură geotermală. Această lege a fost adoptată de Legislația Federală a SUA. Acelaș lucru are loc și în Canada unde Ministerul Resurselor Naturale își oferă tot sprijinul în acest sens.

În Elveția, pompa de căldură acoperă deja 40 % din noua piață de desfacere având ca obiectiv atingerea unui nivel de 50 % până în 2010. Datorita sprijinului venit din partea Biroului Federal de Energie, pompa de căldura reprezintă subiectul unor campanii stimulative în continuă creștere în lupta împotriva efectului de seră și a folosirii energiei regenerativ.

În Germania, piața pompelor de căldură a crescut cu 23 % între 1997 și 1998 și statul face dotație la instalarea pompelor termice în mărime de 400 euro pentru fiecare 1 kW instalat.

Suedia, deja echipată cu pompe de căldură, a reușit să țină pieptul și are ca obiectiv dublarea numărului de pompe de căldură instalate până în 2010 (300.000 de pompe de căldură în 1998, 620.000 până în 2010).

În Stockholm 12 % din încălzirea totală a orașului se efectuează cu ajutorul pompelor de căldură geotermale, cu o putere totală de 320 MW și utilizează ca sursă de căldură apa mării Baltice cu temperatura de + 8 °C.

În lume, conform pronosticului Comitetului Energetic Mondial, către anul 2020 partea pompelor termice geotermale pentru încălzire va constitui 75 %.

1.2 Scurt istoric a pompelor de caldura

În anul 1834 a fost construită prima pompă de caldura de catre Jacob Perkins cu agent termic Diethylether. In 1852 Lord Kelvin descoperă că un frigider poate fi folosit și pentru încălzit. Mai târziu, în 1855 s-a realizat o pompă de caldura după un proiect al lui Peter Ritter von Rittinger amplasată în salina Ebensee, Austria, folosind principiul frigiderului. În 1876 Carl von Linde, datorită utilizării amoniacului ca agent frigorific, permite adevărata dezvoltare a instalațiilor frigorifice prin comprimare mecanică de vapori.

După primul război mondial a început apogeul frigiderelor de uz casnic în special în Statele Unite. În 1929 Criza mondială a afectat dezvoltarea, dar fiind o instalație rentabilă s-au produs multe frigidere.. După cel de-al doilea război mondial, în 1945 s-a pus în funcțiune prima pompă de caldură cu sursa sol în Statele Unite ale Americii. Aplicațiile ciclului Carnot în gama largă a început în secolul 20 în special la frigidere și la aplicații în care se solicită răcire. Aplicațiile bazate pe partea de încălzire au început de câteva decenii. Primele aplicații au apărut în SUA unde s-a găsit necesitatea încălzirii iarna și răcirii vara. Cu ocazia crizei de energie din 1974 aplicațiile au atras atenția europenilor și asiaticilor. Au început cercetări în Germania, țările Scandinave, Franța și Japonia în domeniu. Cu ocazia stabilizării prețului țițeiului, interesul a scăzut, și datorită prețului de cost destul de ridicat al instalației. Spre finele anilor 80 în special datorită problemelor de mediu, legate de emansiunile de CO₂ din nou a crescut interesul pentru pompele de caldură. Datorită acestui interes crescut, au apărut pompe cu fiabilitate mai ridicată, compresoare mai silențioase și randamente mult superioare. Pompele de caldură au apărut și în aplicații casnice ca instalații rentabile pentru răcire și încălzire.

1.3 Domenii și condiții de utilizare a pompelor termice

Pompele termice moderne de căldură, oferă posibilități tehnice efective pentru economisirea de energie și reducerea emisiilor de CO₂. În cazul reducerii necesarului de căldură prin izolație termică îmbunătățită, pompa termică de căldură reprezintă o bună alternativă. Adaptarea corectă a sursei de căldură și a sistemului de distribuție de căldură la regimul de funcționare al pompelor de căldură, conduce la funcționarea sigură și economică a instalațiilor de încălzire cu pompe de căldură. Pompa de căldură oferă premisele tehnice necesare pentru încălzire și preparare de apă caldă menajeră.

Pompele termice cu vaporii sunt utilizate în numeroase domenii pentru alimentarea celor mai diferiți consumatori de căldură. Se desprind câteva categorii mai importante atât prin numărul mare de instalații realizate cât și prin ponderea mai ridicată a acestora în balanța energetică:

- pompe termice folosite pentru încălzirea și condiționarea aerului în clădiri; aceste pompe utilizează ca sursă de căldură aerul atmosferic fiind recomandabile pentru regiunile cu climat temperat;

- pompe termice folosite ca instalații frigorifice și pentru alimentarea cu căldură; aceste pompe sunt utilizate respectiv pentru răcire în timpul verii și încălzire în sezonul rece; ele s-au răspândit mai mult decât cele care sunt utilizate pentru producerea simultană a frigului și căldurii;

- pompe termice utilizate ca termocompresoare; aceste pompe sunt utilizate în domeniul instalațiilor de distilare, rectificare, congelare, uscare etc.;

- pompe termice utilizate în industria alimentară ca termocompresoare precum și în scopuri de condiționare a aerului sau tratare a acestuia în cazul întreprinderilor de produse zaharoase, respectiv, cel al antrepozitelor frigorifice de carne;

- pompe termice destinate industriei energetice: în acest caz ele sunt folosite pentru încălzirea camerelor de comandă sursa de căldură fiind, spre exemplu, apa de răcire a condensatoarelor sau căldura evacuată de la generatoarele și transformatoarele electrice;

- pompe termice utilizate, pentru recuperarea căldurii din resursele energetice secundare: în acest scop pompa termică este folosită ca termocompresor; se remarcă valorificarea prin pompe termice a căldurii evacuate prin condensatoarele instalațiilor frigorifice sau a energiei apelor geotermale;

- pompe termice folosite în agricultură: există pompe termice care sunt utilizate simultan pentru răcirea laptelui și prepararea apei calde.

Limita de la care soluția de utilizare a pompei termice începe să devină rentabilă, în comparație cu alte soluții, poate fi stabilită printr-o analiză termoeconomică detaliată. Această analiză trebuie să ia în considerare costul combustibilului, cheltuielile de investiții și condițiile de producere a energiei electrice în centralele termoelectrice.

În general se constată că soluția cu pompă termică cu vaporii devine rentabilă în cazul instalațiilor cu compresoare antrenate de motoare electrice dacă valoarea coeficientului real de performanță este de cel puțin 4.

Factorii care favorizează alegerea soluției de pompă termică față de alte tipuri de instalații de încălzire sunt următorii:

- existența unei surse bogate de căldură cu potențial coborât precum apele geotermale, resurse energetice secundare etc.;

- asigurarea unui consum de căldură cât mai constant și mai important care, în cazul instalațiilor cu turbocompresor este de cel puțin 175...230 kW;

- limitarea diferențelor de temperatură între temperatura impusă de consumatorul de căldură și cea a sursei de căldură la $50 \div 80$ °C;

- asigurarea unei durate de exploatare a pompei termice cât mai mari;

- posibilitatea de a dispune de energie mecanică, respectiv electrică ieftină necesară pompei termice;

- posibilitatea de a folosi instalații simple și ieftine precum ar fi cele cu absorbție care utilizează resurse energetice secundare sau energia solară.

În majoritatea cazurilor, sistemul de încălzire cu pompă termică nu se proiectează astfel ca pompa termică să asigure o productivitate de încălzire maximală la o temperatură minimă a aerului din exterior (așa numitul calcul monovalent), pentru că o așa pompă va avea dimensiuni de gabarit foarte mari și va fi din punct de vedere economic nerentabilă. De aceea mai optim este așa numitul calcul bivalent, când pompa termică se proiectează astfel ca să asigure productivitatea de încălzire la o anumită temperatură minimă a aerului exterior, de exemplu – 5°C, iar la o temperatură mai scăzută pompa termică să fie „ajutată” de altă sursă de căldură, ca de exemplu de un cazan electric. Deoarece perioada temperaturilor scăzute când este nevoie de asigurat o putere de încălzire mai mare decât ceea ce asigură pompa termică este relativ mică, consumul de energie de cealaltă sursă de căldură este de aproximativ 10%. Astfel putem economisi aproximativ 50 – 65 % din energia electrică, necesară pentru încălzire, în calculul bivalent pompa termică este proiectată ca să asigure 50 – 75 % din căldura de calcul.

Cea mai favorabilă soluție este când pompa de căldură poate fi combinată cu sistemul de recuperare a căldurii sau integrată în sisteme în care pot fi utilizate ambele părți ale pompei de căldură, în așa fel satisfăcând atât cererea de încălzire cât și ce-a de răcire. Cîteva exemple:

- într-un supermarket în general sunt necesare instalații frigorifice extensive pentru încăperile de depozitare și sălile de prezentări. O parte considerabilă din necesarul de încălzire a obiectului respectiv poate fi obținută prin utilizarea căldurii condensatorului din aceste instalații.

- în hotele și restaurante căldura condensatorului poate fi recuperată de la dispozitivele frigorifice pentru încălzirea (pre-încălzirea) apei menajere. Există exemple de conversie a instalațiilor vechi (în care răcirea condensatorului se efectua de către apa din sistemul de alimentare municipal), care oferă condiții economice extrem de favorabile pentru ca în urma conversiei respective să se recupereze căldura condensatorului. Există și exemple de perioade de recuperare de mai puțin de un an dat fiind faptul că se crează posibilitatea de a reduce cheltuielile de apă și cele pentru energia de încălzire.

- patinoarele refrigerate artificial oferă posibilități interesante pentru recuperarea căldurii condensatorului. Aceasta poate fi folosită pentru încălzirea apei fierbinți din băi și încălzirea vestiarelor și altor încăperi, încălzirea bazinului de înot este o destinație ideală pentru funcționarea pompelor de căldură precum și pentru recuperarea căldurii condensatorului din instalațiile frigorifice sau cele de condiționare a aerului.

- la o fermă de producere a laptelui întotdeauna există echipament pentru depozitarea laptelui în condiții de refrigerare. Căldura condensatorului din instalațiile frigorifice respective poate fi utilizată pentru încălzirea apei în scopuri sanitare și, de asemenea, pentru încălzirea clădirilor adiacente. (De asemenea există multe posibilități pentru utilizarea aerului de eșapare în staulele animalelor, ca o sursă excelentă de căldură pentru pompele de căldură).

- la întreprinderile industriale mari de depozitare la rece sunt posibilități enorme pentru recuperarea căldurii condensatorului pentru încălzirea apei menajere precum și a clădirilor. De asemenea există numeroase procese industriale în care în mod natural se utilizează principiile de funcționare a pompei de căldură. Se construiesc tot mai multe sisteme de răcire centralizată, și furnizarea apei reci pentru rețeaua de răcire centralizată combinată cu pompa de căldură ce funcționează în sistemul de încălzire centralizată. (se utilizează în câteva locuri, de exemplu în rețeaua or. Stockholm).

1.4 Importanța utilizării surselor de energie regenerabile

Sursele fosile posedă proprietăți foarte folositoare care le-au făcut foarte populare în ultimul secol. Din nefericire, sursele fosile nu sunt regenerabile. Mai mult decât atât, acestea sunt responsabile de emisiile de CO₂ din atmosferă, care sunt dăunătoare unui climat ecologic.

Utilizarea în continuare a surselor de energie fosile ar produce o creștere a emisiilor de CO₂ care este prezentată în figura 1.6.

În anul 2000, ponderea surselor regenerabile în producția totală de energie primară pe plan mondial era de 13,8%. Din analiza ratelor de dezvoltare din ultimele trei decenii se observă că energia produsă din surse regenerabile a înregistrat o creștere anuală de 2%.

Prin schimbul natural dintre atmosferă, biosferă și oceane pot fi absorbite circa 11 miliarde de tone de CO₂ din atmosferă (sau 3 miliarde de tone echivalent carbon), ceea ce reprezintă circa jumătate din emisiile actuale ale omenirii. Aceasta a condus la o creștere permanentă a concentrației de CO₂ din atmosferă de la 280 de ppm înainte de dezvoltarea industrială la 360 de ppm în prezent.

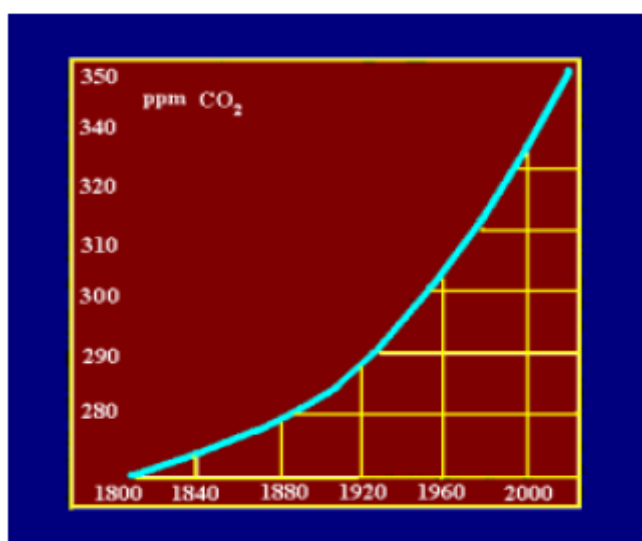


Figura 1.6 Creșterea emisiilor de CO₂ generate prin arderea surselor fosile de energie.

Estimînd că la sfîrșitul acestui secol populația globului va atinge circa 10 miliarde de locuitori, în condițiile unor drepturi de emisie uniforme pentru întreaga populație, pentru a nu depăși concentrația de CO₂ de 450 de ppm în atmosferă, ar fi necesar ca emisiile pe cap de locuitor să se limiteze la 0,3 tone C/locuitor, ceea ce pentru țările dezvoltate reprezintă o reducere de 10 ori a actualelor emisii a gazelor cu efect de seră.

Proгноza consumului de energie primară realizată de Consiliul Mondial al Energiei pentru anul 2050, în ipoteza unei creșteri economice de 3% pe an, fără o modificare a tendințelor actuale de descreștere a intensității energetice și de asimilare a resurselor energetice regenerabile, evidențiază un consum de circa 25Gt de emisii poluante, din care 15Gt de emisii poluante provin din combustibilii fosili. Pentru a se păstra o concentrație de CO₂ de 450 ppm, ceea ce reprezintă circa 6 Gt carbon, cantitatea maximă de combustibili fosili utilizabile nu trebuie să depășească 7Gt de emisii poluante, rezultînd un deficit de 18Gt de emisii poluante care ar trebui acoperit din surse nucleare și surse regenerabile.

Pentru atingerea acestui obiectiv ambițios, propus de țările Uniunii Europene, de a reduce de patru ori emisiile la orizontului anului 2050, se estimează o puternică „decarbonizare” a sistemului energetic, prin apelarea atît la energia nucleară, dar mai ales la sursele regenerabile de energie.

Ținînd seama de timpul de implementare a unor noi tehnologii și de înlocuire a instalațiilor existente, este necesar să se accelereze ritmul de dezvoltare a noilor tehnologii curate și a celor care presupun consumuri energetice reduse. În același timp este necesară o profundă evoluție a stilului de viață și o orientare către o dezvoltare durabilă.

Este evident că pe termen mediu sursele regenerabile de energie nu pot fi privite ca alternativă totală la sursele convenționale, dar este cert că, în măsura potențialului local, datorită avantajelor pe care le au (resurse locale abundente, ecologice, ieftine, independente de importuri), aceste trebuie utilizate în complementaritate cu combustibilii fosili și energia nucleară.

2. BAZELE TEORETICE A POMPELOR DE CĂLDURĂ

2.1 Noțiuni teoretice

Realizarea proceselor frigorifice presupune parcurgerea de către agentul de lucru a unor transformări, procese sau evoluții de stare, în timpul cărora energia internă a acestuia se modifică, consecință a schimburilor de energie, sub formă de căldură și lucru mecanic, cu sursele de căldură, în rândul cărora un loc important îl ocupă mediul ambiant.

Mediul ambiant se caracterizează în primul rând prin independența parametrilor săi de funcționare a mașinii frigorifice (sistemului). Aceasta înseamnă că mediul ambiant trebuie să fie față de mașina frigorifică (sistem) atât de mare, încât orice acțiune a mașinii frigorifice (sistemului) să provoace transformări (schimbări) foarte mici.

Exemplu de astfel de mediu ambiant poate fi aerul atmosferic, rezervoarele imense de energie constituie de apă, aer și pământ, spațiul cosmic căruia preluarea sau cedarea de energie, în orice cantitate, nu îi modifică starea termodinamică (temperatura, presiunea etc.).

Condiția a doua constă în echilibrul termodinamic al tuturor componentelor mediului ambiant. Această condiție strict vorbind este imposibil de realizat fiindcă în mediul ambiant există variații de temperatură și presiune. Dar pentru rezolvarea majorității problemelor termodinamice aceste variații se pot neglija.

Agentul de lucru al mașinii frigorifice săvârșește ciclul inversat datorită energiei mecanice sau a alte forme de energie. Sunt trei variante ale ciclurilor inversate: de răcire, de pompă termică și combinat.

Mașina frigorifică funcționează pe baza ciclului de răcire și constă în scăderea și

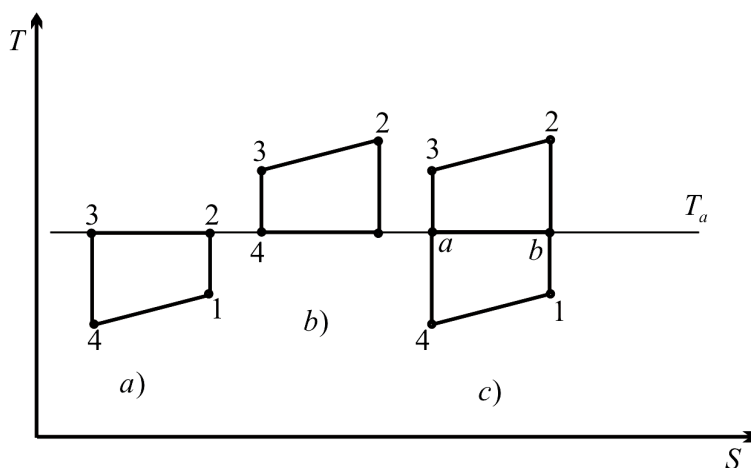


Figura 2.1 Cicluri inversate în diagrama $T-S$:
 a – ciclul de răcire; b - ciclul de pompă termică;
 c - ciclul combinat.

menținerea temperaturii unui corp sau sistem de corpuri sub temperatura mediului înconjurător, căldura de la sursa cu temperatura joasă T_{stj} fiind transmisă acestui mediu ambiant. Acest ciclu inversat este prezentat în fig. 2.1.

În procesul $4-1$ de la sursa cu temperatura joasă se transmite agentului de lucru căldura q_0 , în timpul procesului $1-2$

agentul de lucru se comprimă izentropic, în timpul procesului $2-3$ mediului ambiant i se

transmite căldura q .

Conform principiului al II al termodinamicii tehnice mediului ambiant i se transmite mai multă căldură decât se evacuează de la sursa cu temperatură joasă cu mări-mea lucrului mecanic specific al ciclului:

$$q - q_0 = l. \quad (2.1)$$

Lucrul mecanic specific care trebuie să fie consumat pentru realizarea ciclului inversat este egal cu:

$$l = l_c - l_d. \quad (2.2)$$

Eficacitatea termodinamică a ciclului de răcire se caracterizează cu ajutorul eficienței frigorifice ε :

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q}. \quad (2.3)$$

Dacă căldura se transmite de la mediul ambiant la sursa cu temperatura mai înaltă, atunci mașina frigorifică funcționează pe baza ciclului pompei termice. În acest caz mașina frigorifică se utilizează pentru scopuri de termoficare. Acest mod de alimentare cu căldură uneori este numit încălzire dinamică. Ciclul de pompă termică este arătat în fig. 2.1, b. În timpul procesului $4 - 1$ căldura se transmite de la mediul ambiant la agentul de lucru. În procesul de comprimare (procesul $1 - 2$) entalpia și temperatura agentului de lucru se mărește, iar în procesul $2 - 3$ agentul frigorific transmite căldura q , apei sau aerului, care se utilizează pentru încălzirea locuințelor sau pentru alte scopuri tehnologice. Procesul $3 - 4$ prezintă destinderea izentropică a agentului de lucru cu producerea lucrului mecanic specific l_d .

Eficacitatea termodinamică a ciclului de pompă termică se determină cu ajutorul coeficientului de încălzire μ

$$\mu = \frac{q}{l}. \quad (2.4)$$

Între eficiența frigorifică și coeficientul de încălzire există următoarea legătura:

$$\mu = \frac{q}{l} = \frac{q_0 + l}{l}. \quad (2.5)$$

Ciclul combinat este un așa ciclu în care căldura se transmite de la sursa cu temperatură joasă la sursa cu temperatură înaltă. Acest ciclu este reprezentat în fig. 2.1, c, unde $4 - 1$ este procesul de transmitere a căldurii q_0 de la sursa cu temperatură joasă la agentul de lucru; $1 - 2$ - procesul de comprimare a agentului de lucru; $2 - 3$ - evacuarea căldurii q de la agentul de

lucru la sursa cu temperatură înaltă; 3 – 4 - procesul de destindere a agentului de lucru cu producerea lucrului mecanic tehnic specific l_d .

Cu ajutorul ciclului combinat se poate obține în același timp și frig, și căldură. Din această cauză el se caracterizează atât de eficiența frigorifică ε , cât și de coeficientul de încălzire μ :

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_r}; \mu = \frac{q}{l_t}, \quad (2.6)$$

unde l_r și l_t - reprezintă lucrul mecanic tehnic specific a ciclurilor 1 – b – a – 4 și b – 2 – 3 – a respectiv.

Examinând condițiile transmiterii căldurii de la corpul rece la corpul cald, R. Clausius a formulat legea a doua a termodinamicii astfel: "Căldura nu poate trece de la corpul rece la corpul cald de la sine fără compensări". În această formulare se subliniază necesitatea de consum a unui lucru pentru transmiterea căldurii de la corpul rece la corpul cald (de la sursa cu temperatură joasă la mediul ambiant sau la sursa cu temperatură înaltă), deci, pentru realizarea ciclului inversat închis trebuie să dispunem ca minimum de două surse - de temperatură joasă și de cea cu temperatură înaltă (mediul ambiant) și cum s-a spus cheltuire de lucru (sau căldură).

Astfel principiul al II al termodinamicii tehnice este pus la baza funcționării mașinilor frigorifice. Noțiunea de reversibilitate a proceselor are o importanță fundamentală atât în fizică, cât și în teoria mașinilor frigorifice, și modul în care se cunoaște, se evaluează și se reduce ireversibilitatea într-un proces, este o expresie a competenței unei analize termodinamice.

Procesul se numește reversibil dacă după încheierea lui corpurile care au participat pot fi aduse în stare inițială și în legătură cu aceasta nicăieri nu vor avea loc nici un fel de transformări suplimentare.

Procesele reversibile conduc la maximum de lucru mecanic produs de o mașină, deci la randamentul maxim. De asemenea o mașină de lucru, de exemplu un compresor, consumă un minim de lucru mecanic dacă lucrează după un ciclu reversibil.

Procesele care nu satisfac aceste condiții se numesc ireversibile. Trebuie de remarcat faptul că procesele reale de lucru ale mașinilor frigorifice sunt procese ireversibile care se desfășoară în condiții de neechilibru ca urmare a existenței unor diferențe finite de temperatură, presiune, concentrație precum și a prezenței frecărilor mecanice și gazodinamice. În aceste condiții, procesele de lucru ale mașinilor frigorifice pot fi clasificate în patru categorii:

- procese ideale, reversibile, atât pe plan intern cât și pe cel extern (cazul politropiei reversibile);
- procese ireversibile pe plan intern și reversibile pe plan extern (cazul laminării

adiabate):

- procese reversibile pe plan intern și ireversibile pe plan extern (cazul politropiei cu schimb de căldură la diferență finită variabilă de temperatură cu o singură sursă de căldură);
- procese ireversibile pe plan intern și extern (cazul deplasării unui agent însoțită de schimb de căldură la diferență finită de temperatură și pierderi de presiune).

Existența unor cauze care determină desfășurarea ireversibilă a proceselor determină, în final, gradul de perfecțiune a ciclului real de funcționare a unei mașini frigorifice, pentru precizarea căruia este necesară compararea acestui ciclu cu cel ideal, reversibil, al mașinii frigorifice.

Deci, deosebirea dintre ciclul ideal al unei mașini frigorifice și cel real este o consecință a influențelor exercitate de ireversibilitatea internă și externă a proceselor reale de lucru. Cu cât gradul de ireversibilitate este mai accentuat, cu atât economicitatea mașinii este mai redusă. Rezultă deci că în practică este necesară reducerea la minimum a pierderilor cauzate de ireversibilitate. Din acest punct de vedere se deosebesc două categorii de pierderi și anume:

- pierderile proprii ale proceselor determinate de însăși natura proceselor, așa cum este, spre exemplu, cazul laminării;
- pierderile tehnice ale proceselor sunt pierderi care pot fi reduse la limită, și teoretic, chiar anulate; în acest sens pierderea cauzată de ireversibilitatea transferului de căldură într-un schimbător de căldură poate fi micșorată prin reducerea diferenței medii de temperatură, consecință a măririi suprafeței de schimb de căldură.

Ținând seama că nici pierderile proprii și nici cele tehnice nu pot fi excluse din practica mașinilor frigorifice rezultă că este necesară într-o primă etapă, optimizarea termodinamică a ciclurilor de funcționare, ceea ce presupune minimizarea sumei pierderilor cauzate de ireversibilitate.

2.2 Ciclul ideal al pompei termice cu vapori

Ca și în cazul IFV ciclul de referință al pompei termice cu comprimare de vapori este ciclul Carnot inversat reprezentat în diagrama T – s, și arătată în figura 2.2. Procesele funcționale sunt cele cunoscute și anume: 1 – 2 - comprimare izentropică de la p_0 la p_c și $T_0 = T_a$ la $T_c > T_a$; 2 - 3 condensare izobar-izotermă la p_c și T_c însoțită de cedarea căldurii q_c către agentul încălzit; 3 - 4 destinderea izentropică de la T_c, p_c la T_0, p_0 ; 4 - 1 vaporizare izobar-izotermă la p_0 și T_0 în care căldura q_0 este preluată de la mediul ambiant.

Schimbările energetice ale agentului caloric cu exteriorul se determină cu expresiile:

$$|l_c| = i_2 - i_1; l_d = i_3 - i_4; |q_c| = i_2 - i_3 = T_c(s_2 - s_1) = \text{aria } a23b;$$

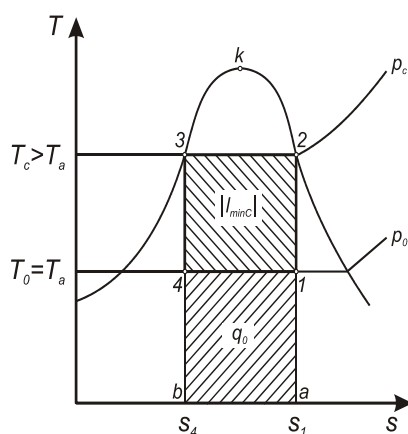


Figura 2.2 Reprezentarea, în diagrama T – s a ciclului de referință, Carnot inversat, al pompei termice cu vapori.

$$q_0 = i_1 - i_4 = T_a(s_1 - s_4) = \text{aria } b41a. \quad (2.7)$$

Lucrul mecanic consumat pentru realizarea ciclului este precizat de următoarele relații:

$$|l_{min C}| = |l_c| - l_d = |q_c| - q_0 = (T_c - T_a)(s_2 - s_3) = \text{aria } 12341. \quad (9.2)$$

Coeficientul de pompare a căldurii (eficiența calorică sau coeficientul de performanță) al ciclului Carnot inversat este definit ca raport între căldura furnizată agentului încălzit și lucrul mecanic consumat de ciclu:

$$\mu_C = \frac{|q_c|}{|l_{min C}|} = \frac{T_c}{T_c - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_c}} \quad (9.3)$$

Întrucât $T_c > T_a$ rezultă că $\mu_C > 1$ astfel că $|q_c| = \mu_C \cdot |l_{min C}| = q_0 + |l_{min C}| > |l_{min C}|$; se observă deci că ciclul Carnot furnizează agentului încălzit o căldură de μ_C mai mare decât consumul de lucru mecanic.

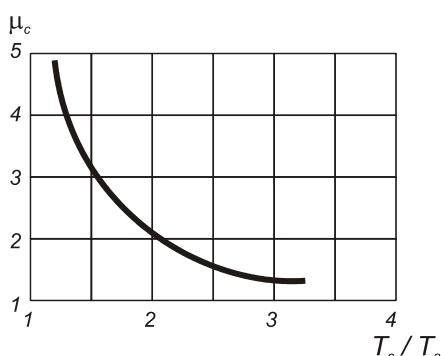


Figura 2.3 Reprezentarea grafică a funcției $\mu_c = \mu(T_c/T_a)$.

Reprezentarea grafică a funcției $\mu_C = \mu\left(\frac{T_c}{T_a}\right)$ este

arătată în figura 2.3. Se constată că reducerea lui T_a și mărirea lui T_c determină micșorarea coeficientului de performanță al ciclului de referință, Carnot inversat, al pompei termice.

Între eficiențele μ_C și ε_C se poate stabili relația de legătură:

$$\mu_C = \frac{|q_c|}{|l_{min C}|} = \frac{|q_c| - q_0 + q_0}{|l_{min C}|} = 1 + \frac{q_0}{|l_{min C}|} = 1 + \varepsilon_C \quad (2.8)$$

2.3 Schema și ciclul teoretic al pompei termice

Pentru transpunerea tehnică a ciclului Carnot inversat, al pompei termice cu vapori, se procedează în același mod ca și în cazul instalației frigorifice cu vapori adică:

- procesul de comprimare este deplasat din domeniul vaporilor saturați umezi în cel al vaporilor supraîncălziți;
- procesul de destindere este înlocuit printr-o laminare.

Din punct de vedere funcțional (fig. 2.4) se remarcă următoarele: vaporii, cu starea 1, sunt aspirați de către compresor la presiunea p_0 și temperatura T_0 de vaporizare inferioară

temperaturii mediului ambiant T_a cu diferența de temperatură ΔT_0 necesară transferului de căldură între mediul ambiant (apă de lac, freatică, aer etc.) și agent în procesul de vaporizare. În timpul comprimării 1 – 2 presiunea și temperatura vaporilor cresc până la p_c și T_2 . Din acest moment, vaporii sunt supuși unui proces izobar 2 – 2' – 3 – 3' de răcire-condensare-subrăcire în grupul condensator-subrăcitor în timpul căruia agentul cedează căldură spațiului încălzit sau agentului purtător de căldură (apă, aer). Temperatura de condensare T_c este superioară temperaturii T_i a apei sau aerului încălzit cu diferența ΔT_c necesară transferului de căldură. Cu starea 3' agentul lichid este laminat în ventilul de reglaj, proces 3 – 4 în care presiunea scade de la p_c la p_0 iar temperatura de la T_3 la T_0 . Preluarea căldurii de la mediul ambiant (apă, aer) are loc în timpul vaporizării izobar-izoterme 4 – 1 care se desfășoară în vaporizatorul pompei termice.

Ipotezele simplificatoare care permit definirea ciclului descris sunt următoarele:

- comprimarea 1 – 2 a vaporilor în compresor este considerată ca fiind un proces adiabat ireversibil în timpul căruia entropia crește cu $\Delta S_{irc} = s_2 - s_1$;
- destinderea 3 – 4 a agentului în ventilul de laminare este un proces adiabat ireversibil în care entalpia rămâne constantă iar entropia crește cu $\Delta S_{irl} = s_4 - s_3$.

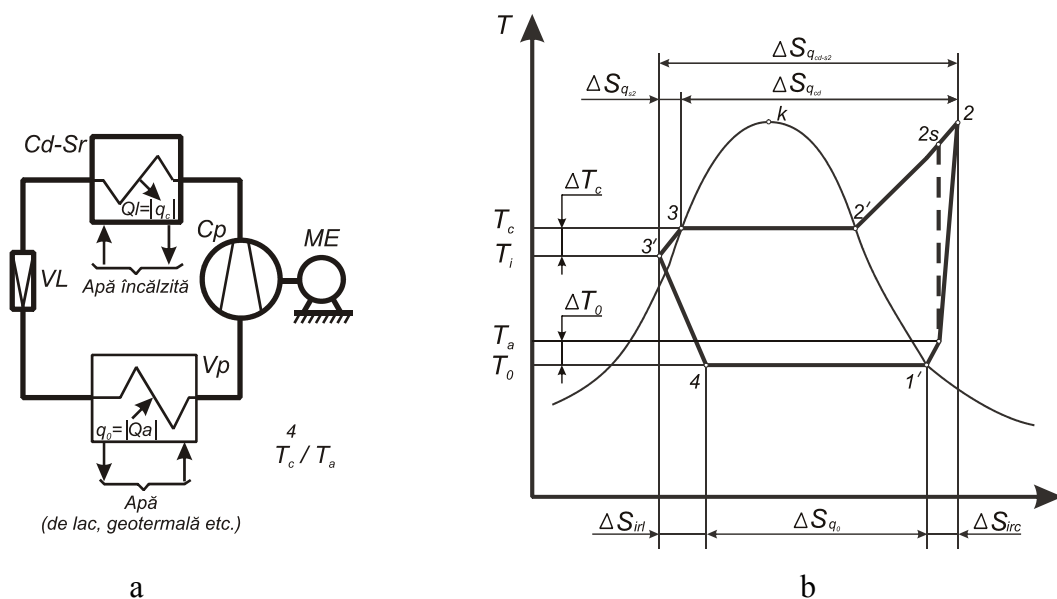


Figura 2.4 Schema (a) și ciclul de calcul al pompei termice cu vaporii (b).

Relațiile de calcul pentru mărimile caracteristice ale ciclului se stabilesc considerând că acesta este parcurs de unitatea de debit (1 kg/s):

- lucrul mecanic de comprimare care este și lucrul mecanic al ciclului:

$$|l_c| = |l| = h_2 - h_1; \left[\frac{kJ}{kg} = \frac{kW}{kg/s} \right] \quad (2.9)$$

- căldura cedată în procesul izobar de răcire-condensare-subrăcire:

$$|q_c| = h_2 - h_{3'} = \text{aria } b22'33'c, \quad (2.10)$$

- căldura preluată în procesul izobar de vaporizare:

$$q_0 = h_1 - h_4 = h_2 - h_{3'} = \text{aria } d41a. \quad (2.11)$$

Pentru determinarea parametrilor la finele comprimării se ține seama de expresia randamentului intern al comprimării care reprezintă raportul dintre consumul de lucru mecanic în procesul izentropic $1 - 2_s$ și cel al procesului adiabat ireversibil $1 - 2$:

$$\eta_c = \frac{|l_{c3}|}{|l_c|} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.12)$$

de unde, rezolvând în raport cu h_2 :

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c}$$

Eficiența calorică a ciclului este precizată de relația:

$$\mu = \frac{q_c}{|l|} = \frac{h_2 - h_{3'}}{h_2 - h_1}. \quad (2.13)$$

Între eficiențele μ și ε_f se poate stabili o relație de legătură observând că:

$$\mu = \frac{|q_c|}{|l|} = \frac{|q_c| - q_0 + q_0}{|l|} = 1 + \frac{q_0}{|l|} = 1 + \varepsilon_f \quad (2.14)$$

2.4 Eficienta pompelor de căldură

Efectul util al pompelor de căldură, se realizează în condensator, prin cedare de căldură sursei calde.

Conform principiului doi al termodinamicii, căldura nu poate să treacă de la sine, de la o temperatură mai scăzută (sursa rece) la una mai înaltă (sursa caldă), fără un consum de energie (mecanică sau de altă natură) din exterior.

Energia consumată din exterior, pentru funcționarea instalației, este o putere mecanică sau termică, a fost notată cu P și se măsoară în [kW]. Dacă se efectuează un bilanț energetic se observă că suma dintre energiile introduse în sistem, adică sarcina termică a vaporizatorului \dot{Q}_0 și puterea P , este egală cu energia evacuată din sistem și anume sarcina termică a condensatorului \dot{Q}_c . Eficacitatea funcționării pompei de căldură se apreciază cu coeficientul de performanță COP, care reprezintă raportul căldurii obținute în condensator către energia consumată de compresor:

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{P} = 1 + \frac{\dot{Q}_0}{P}, \quad (2.15)$$

unde: Q_c este cantitatea de căldură cedată de condensator, în kW;

Q_0 - cantitatea de căldură extrasă de către vaporizator de la sursa de c.p.r., în kW;

P – puterea consumată de compresor, în kW.

Determinarea eficienței unei pompe de caldura cu comprimare mecanica actionata electric se face in felul urmatoar:

$$COP = \frac{T_c + \Delta t_c}{T_c + \Delta t_c - (T_r - \Delta t_r)} \cdot \eta_{real} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e + \eta_m \cdot \eta_e \cdot (1 - \eta_i) \quad (2.16)$$

unde:

$$\eta_{real} = 1,666 - 0,004(T_r - \Delta t_r) - 0,00625(T_c + \Delta t_c)$$

$$\eta_i = \left(0,425 + \frac{0,493Q_{PC}}{1,16Q_{PC} + 0,06} \right) \left(3,23 - 1,835 \frac{T_c + \Delta t_c}{T_r - \Delta t_r} \right)$$

$$\eta_m = 0,85 + \frac{0,158Q_{PC}}{1,16Q_{PC} + 0,1513 \frac{T_c + \Delta t_c}{(T_c + \Delta t_c) - (T_r - \Delta t_r)}}$$

$$\eta_e = 0,85 + \frac{0,139Q_{PC}}{1,335Q_{PC} + 0,0904 \frac{T_c + \Delta t}{(T_c + \Delta t_c) - (T_r - \Delta t_r)}}$$

în care:

- T_c și T_r sunt temperaturile absolute (K) ale sursei calde si reci;
- Δt_c și Δt_r (K) – diferentele de temperatura dintre temperatura de condensare si temperatura sursei calde, respectiv, dintre temperatura sursei reci si temperatura de vaporizare;
- η_{real} – randamentul ciclului frigorific real fata de un ciclu Carnot diferential;
- η_i , η_m – randamentul intern si randamentul mecanic al compresorului;
- η_e – randamentul global al motorului electric;
- Q_{PC} – puterea termic a a pompei de caldura (kW).

În figura 2.5 se observă că deoarece *agentul frigorific are în orice punct al vaporizatorului temperatura mai mică decât temperatura sursei reci*, atunci $t_0 < t_r$. Analog se observă că deoarece *agentul frigorific are în orice punct al condensatorului temperatura mai mare decât temperatura sursei calde*, atunci $t_k > t_c$. Pentru că temperaturile surselor de căldură sunt în relația evidentă $t_c > t_r$, rezultă clar că *temperatura de condensare este mai mare decât temperatura de vaporizare* ($t_k > t_0$), deci este evident că și $p_k > p_0$. Reducerea consumului de combustibil la producerea unei și aceeași cantități de energie termică de către o PC care consumă energie electrică produsă de o Centrală Termoelectrică cu randamentul 0,35 în comparație cu o Centrală Termică cu randamentul 0,9 se obține , începând cu valoarea $COP = 2,57$. În figura 2.6

sunt prezentate valorile COP pentru pompe de căldură cu diferite surse de căldură cu potențial redus. Valorile COP, după cum se vede din grafic, întrec esențial această mărime.

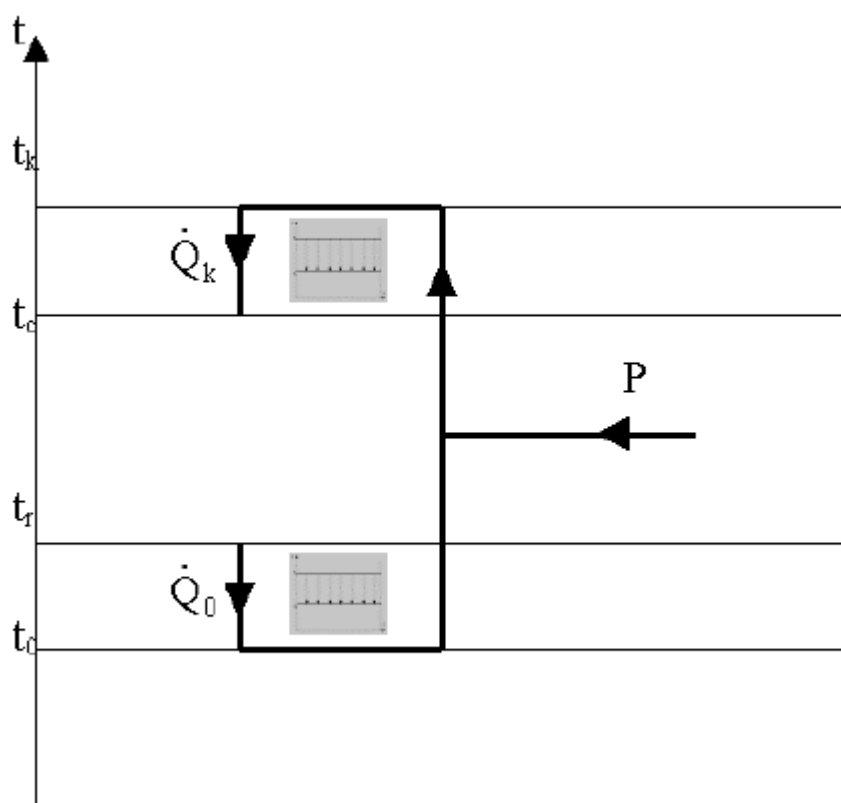


Figura 2.5 Schema fluxurilor energetice din instalațiile frigorifice și pompele de căldură.

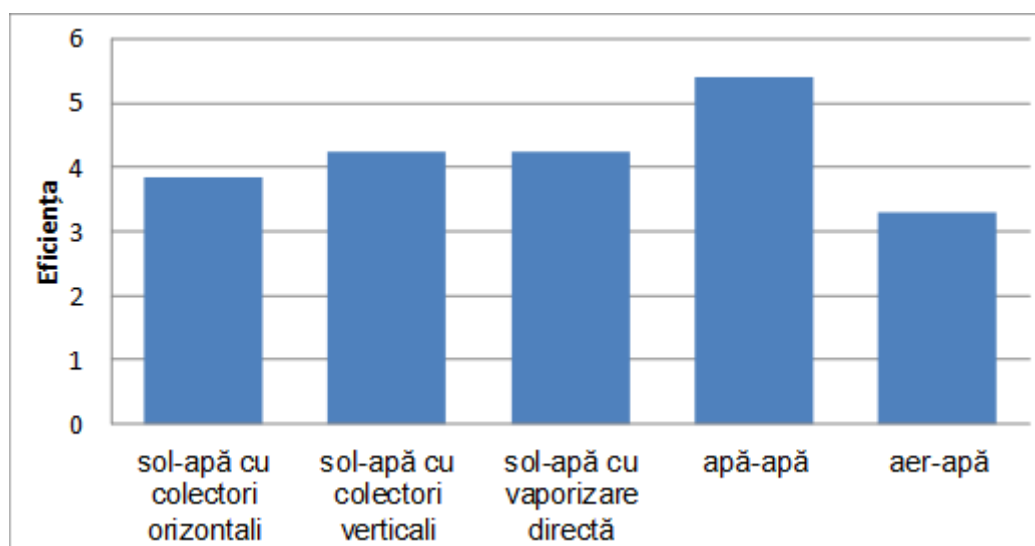


Figura 2.6. Valorile medii ale COP pentru diferite PC cu agent R407C.

Valoarea COP depinde în mare măsură de diferența de temperatură dintre sursa de c.p.r. și consumator. În figura 2.7 este prezentată influența diferenței de temperatură între sursă și consumator asupra performanței PC sol-aer. Cum se vede din grafic, chiar și la o diferență de 50

K (la temperatura solului de 10 °C apa se va încălzi la 60 °C) COP este cu mult superior celui minim eficient (2,57).

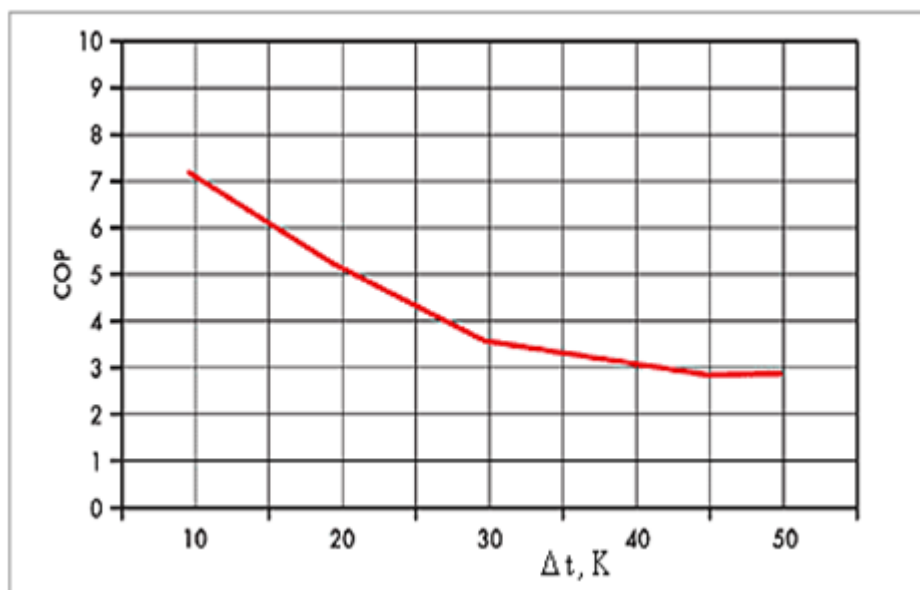


Figura 2.7 Influența diferenței de temperatură între sursă și consumator asupra performanței PC sol-aer.

2.5 Regimul de funcționare a pompei de căldură

Pompele de căldură pot funcționa fără ajutorul altor surse de căldură, tehnologia actuală permițând acest lucru fără probleme pentru anumite pompe de căldură. Bineînțeles există situații în care se dorește sau se impune și funcționarea împreună sau alternativ cu alte surse.

Pe scurt sunt posibile următoarele regimuri de funcționare:

- monovalent (pompa de căldură singura sursă de încălzire - folosind ca purtător energetic energia electrică);
- bivalent - paralel (se folosește o pompă de căldură simultan cu o altă sursă de căldură) În cazul că sursa ce funcționează în paralel cu pompa de căldură folosește energia electrică, atunci vorbim despre un sistem bivalent - paralel monoenergetic;
- bivalent - alternativ (în această situație funcționează sau pompa de căldură sau cealaltă sursă de încălzire);
- bivalent - partial - paralel;

Schematic prezentăm aceste regimuri de functionare în figura 2.8:

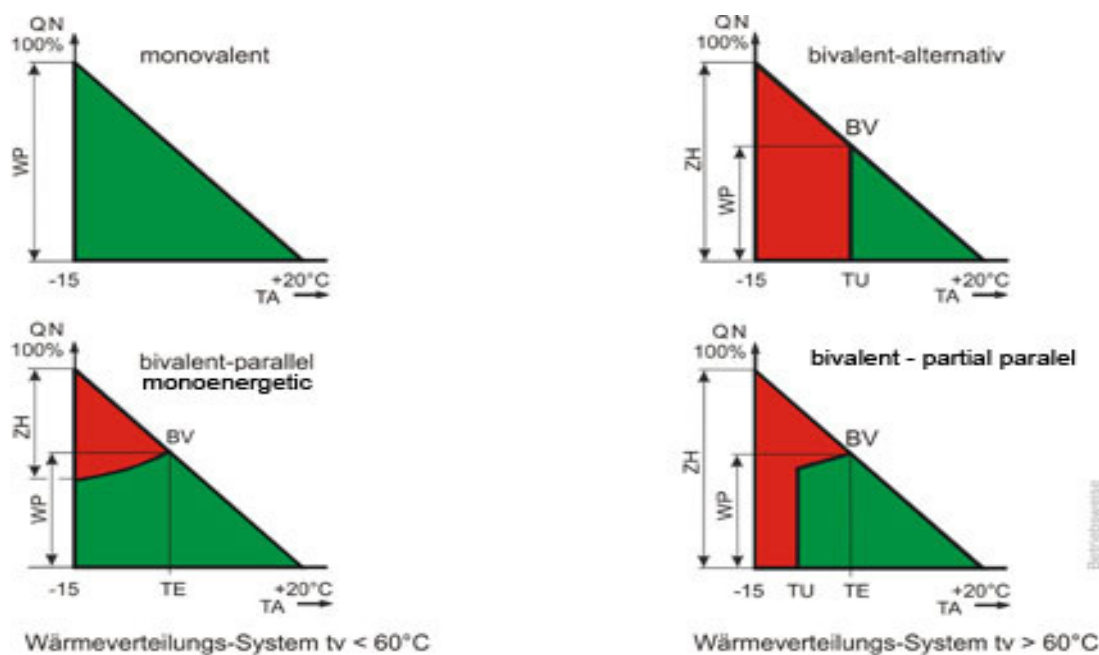


Figura 2.8 Regimurile de funcționare a PDC.

Regimul de funcționare contează foarte mult la dimensionarea pompei de căldură. Pompa de căldură supradimensionată pe lângă faptul că mărește costurile de investiții duce la o funcționare defectuoasă a pompei ajungându-se la porniri și opriri mai dese și implicit la uzura prematură a echipamentului. Pompa de căldură subdimensionată duce la mărirea timpului de funcționare cu aceleași efecte de uzură a componentelor.

2.6 Ecartul de temperaturi

Coeficientul de performanță real (COP) depinde de ecartul de temperatură dintre sursa rece și agentul termic. În concluzie dacă dorim o eficiență maximă, atunci diferența între sursa rece (apă, aer, sol) și agentul termic trebuie să fie cât mai mică. Pentru realizarea acestui deziderat se vor folosi sisteme de distribuție a căldurii cu temperaturi coborâte (30-40 ° C) și anume: încălzire în pardoseală, în pereți, ventiloconvectoare. Folosirea sistemelor clasice este posibilă dar cu prețul scăderii drastice a COP-ului.

Este obligatoriu și esențial că în momentul când se prezintă COP-ul unei PDC să se precizeze temperatura sursei reci și temperatura agentului termic.

Este o mare inducere în eroare din partea unor producători sau furnizori de PDC, să prezinte posibilo beneficiari în specificațiile tehnice valoarea COP-ului fără a preciza ecartul

de temperatură (diferența dintre temperatura sursei reci și a celei calde)!

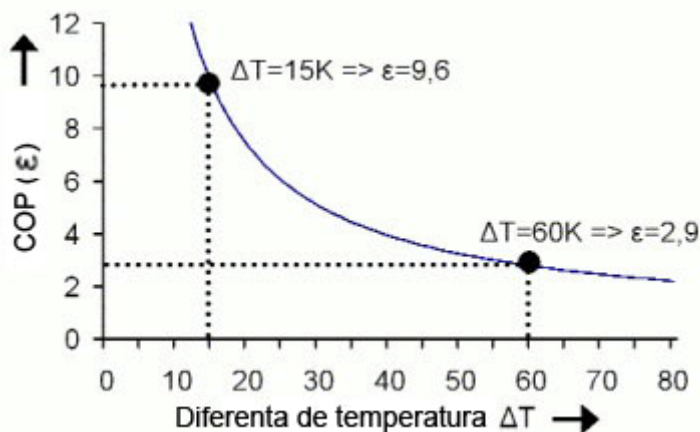


Figura 2.9 Graficul dependenței COP-ului de ecartul de temperatură.

Putem conchide, pe baza celor prezentate mai sus că eficiența unei pompe de căldură crește o data cu scăderea diferenței de temperatură între sursa rece și agentul termic.

Dacă se calculează raportul puterea termică produsă / puterea cedată de sursa rece + puterea electrică absorbită de compresor se va constata că acest raport corespunde cu coeficientul de performanță real descris anterior.

În momentul când spunem ca o pompă de căldură are $COP = 3,5$ (precizînd și ecartul de temperatură) spunem de fapt că respectiva pompa de căldură produce cu 1kW putere electrică 3,5 kW putere termică. Putem spune chiar- că acesta ar fi "randamentul" pompei de căldură - dar faptul ca este supraunitar nu va da bine și de aceea este numit coeficient de performanță. Valoarea COP- lui este o valoare momentană (întodeauna supraunitară). Pentru a putea stabili un COP cît mai apropiat de realitate se ia în calcul o perioadă mai lungă (de ex. un an) și se stabilește un COP anual, care este evident diferit de cel momentan (de obicei la calcularea lui se ține cont de toate consumurile auxiliare, cum ar fi pompele de extracție, recirculare, etc). Producătorii și furnizorii profesioniști de pompe de căldură indică acest COP în specificațiile tehnice precizînd automat și ecartul de temperatură.

Coeficientul de performanță al pompei de căldură pentru regimul de răcire (climatizare de vara) este denumit și EER - eficiența energetică de răcire. În acest regim pompa de căldură urmează Ciclu Carnot normal, pompa de căldură "transformandu-se" într-un veritabil frigider. Întîmplător prescurtările "COP" (coefficient of performance) și "EER"(energetic efficiency of refrigeration) corespund cu prescurtările folosite în limba engleză și va fi foarte ușor să recunoaștem acești coeficienți în literatura de specialitate sau specificații tehnice.

Valoarea EER are o importanță deosebită la dimensionarea PDC reversibile deoarece necesarul de răcire este mai mare decât necesarul de încălzire și în această situație puterea compresorului va fi dată de necesarul de răcire.

În momentul de față pompa de căldură foarte performante au un COP cuprins în general între 3.5-5.5 și în mod excepțional depășesc aceste valori (bineînțeles la ecarturile minime de temperatură). Un exemplu în acest sens sunt anumite pompe de căldură care folosesc schema de micșorare a turației motorului electric ce antrenează compresorul.

3. POMPE DE CĂLDURĂ, TIPURI, SCHEME CONCEPTUALE, OBIECTE DE IMPLEMENTARE ȘI ANALIZA LOR

În funcție de domeniul de utilizare a pompelor de caldura se pot clasifica în:

- Pompe de caldura utilizate pentru incalzirea și condiționarea aerului în clădiri. Aceste pompe de caldura utilizeaza aerul atmosferic ca sursa de caldura, fiind recomandabile în regiunile cu climat temperat.
- Pompe de caldura folosite ca instalatii frigorifice si pentru alimentarea cu caldura. Aceste pompe de caldura sunt utilizate succesiv pentru racire în timpul verii si pentru încălzire în timpul iernii.
- Pompe de caldura folosite ca termocompresoare. Acestea sunt utilizate în domeniul instalatiilor de distilare, rectificare, congelare, uscare, etc.
- Pompe de caldura utilizate în industria alimentara ca termocompresoare precum si în scopuri de conditionare a aerului sau tratare a acestuia în cazul întreprinderilor de produse zaharoase, respectiv cel al antrepozitelor frigorifice de carne.
- Pompe de caldura destinate industriei energetice. In acest caz, ele sunt folosite pentru încălzirea camerelor de comanda, sursa de caldura fiind, spre exemplu, apa de racire a condensatoarelor sau caldura evacuata de la generatoarele si transformatoarele electrice.
- Pompe de caldura utilizate pentru recuperarea caldurii din resursele energetice secundare. Se recomanda valorificarea prin intermediul pompelor de caldura a caldurii evacuate prin condensatoarele instalatiilor frigorifice sau a energiei apelor geotermale.
- Pompe de caldura folosite în industria de prelucrare a laptelui – acestea sunt utilizate simultan pentru racirea laptelui si prepararea apei calde.

În funcție de modul de realizare al ciclului de functionare, precum si de forma energiei de antrenare exista urmatoarele tipuri de pompe de caldura:

- Pompe de caldura cu comprimare mecanica de vapori sau gaze, prevazute cu compresoare cu piston, turbocompresoare, compresoare elicoidale antrenate de motoare electrice sau termice. In cazul acestei pompe de caldura este posibila atingerea unor temperaturi ridicate cu ajutorul sistemelor in mai multe trepte, dar acestea sunt complexe si necesita investitii mari. Problema cheie consta în gasirea unor fluide capabile sa condenseze la temperaturi peste 120°C. Utilizarea amestecurilor non-azeotrope poate contribui la solutionarea problemei si permite chiar atingerea unei eficiente ridicate.
- Pompe de caldura cu comprimare cinetica, prevazute cu compresoare cu jet (ejectoare) si care utilizeaza energia cinetica a unui jet de abur. Datorita randamentului foarte scazut al ejectoarelor si al consumului ridicat de abur de antrenare acest tip de pompe de caldura este din ce în ce mai putin utilizat.

- Pompe de caldura cu comprimare termochimica sau cu absorbtie care consuma energie termica, electrica sau solara. Ele prezinta avantajul de a utiliza caldura recuperabila cu un pret scazut si nu prezinta parti mobile in miscare.
- Pompe de caldura cu compresie-resorbtie – se afla inca in stare experimentală dar sunt foarte promitatoare deoarece combina avantajele sistemelor cu compresie cu cele ale sistemelor cu absorbtie. Aceste pompe sunt capabile sa atinga temperaturi ridicate de până la 180 °C si valori ridicate ale eficientei. Agentii termici de lucru pot fi solutii binare inofensive.
- Pompe de caldura termoelectrice bazate pe efectul Peltier si care consuma energie electrica.

Dupa puterea instalata pompele de caldura pot fi:

- instalatii mici: folosite pentru prepararea apei calde sunt realizate in combinatie cu frigiderele avand o putere de pana la 1 KW.
- instalatii mijlocii: destinate în principal pentru climatizare si incalzire pe intreaga durata a anului in locuinte relativ mici si birouri. Puterea necesara actionarii este cuprinsa intre 2 până la 20 KW iar puterea termica poate ajunge pana la 100 KW.
- instalatii mari: pentru conditionare si alimentare cu caldura. Aceste instalatii sunt cuplate de regula cu instalatii de ventilare, de multe ori având si sarcina frigorifica servind la racirea unor spatii de depozitare sau servind patinoare artificiale. Puterea de actionare este cuprinsa intre cativa zeci si sute de KW iar puterea termica depaseste in general 1000 KW.
- instalatii foarte mari: folosite in industria chimica, farmaceutica pentru instalatii de vaporizare, concentrare, distilare. Puterea termica depaseste cateva mii de KW si din aceasta cauza sunt actionate numai de compresoare.

3.1 Analiza pompelor de căldură cu surse de căldură subterane

În cele ce urmează se va efectua o analiză a pompelor de căldură cu surse de căldură subterane, în special a pompelor de căldură cuplate subteran (fig. 3.1, a - c). Din această categorie mai fac parte pompele de căldură cu apă subterană (fig. 3.1, d și e) și cu apă din bazine acvatice (fig. 3.1, f și g). Trăsătura distinctivă a pompei de căldură cuplată subteran (PCCS) constă în aceea că ea este unită la un circuit închis, constituit dintr-o rețea de țevi, care este amplasată la adâncime. Cea mai utilizată metodă de cuplare la pământ este de a amplasa țevile din masă plastică (unite prin fuziune termică) în poziție verticală sau orizontală. Prin interiorul țevelor circulă apă sau soluție salină, căldura fiind extrasă sau cedată pământului. Pompa de căldură propriu – zisă este situată în interiorul clădirii și este conectată la circuitul de apă prin intermediul pompei de circulație.

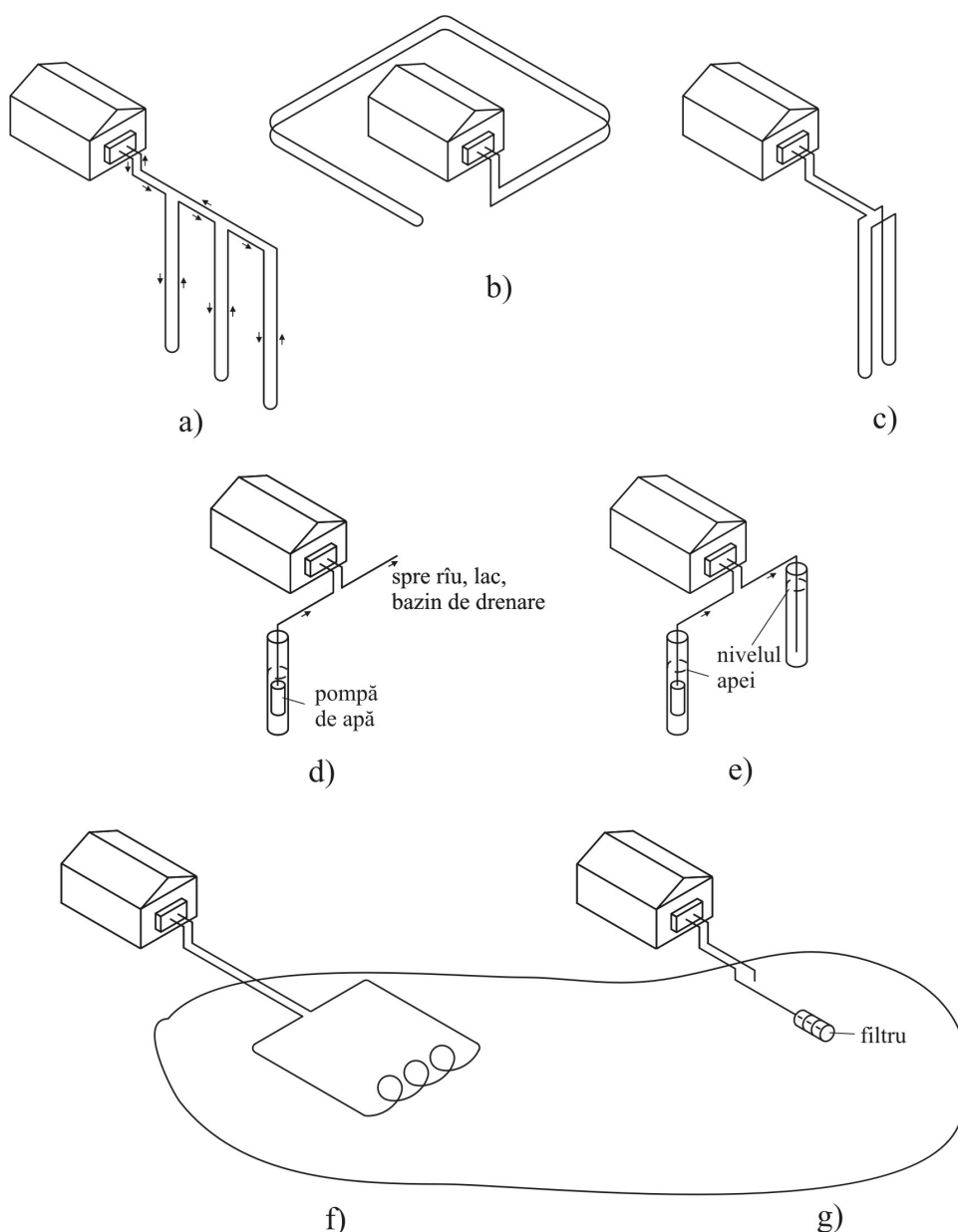


Figura 3.1 Tipuri de pompe de căldură cu surse subterane de căldură:

a – cu colectoare verticale, b – cu colectoare orizontale, c – cu expansiune directă, d – cu o sondă, e – cu două sonde, f și g – cu apă din lac, respectiv circuit închis și circuit deschis.

Aceste sisteme sînt indirecte, deoarece căldura este transmisă prin intermediul unui fluid secundar, care poate fi apă sau saramură. Transferul de căldură spre sau de la colectoarele subterane are loc datorită diferenței de temperaturi dintre pămînt și fluidul ce circulă prin colector. Factorii ce influențează transferul de căldură (în afară de diferența de temperaturi) sînt proprietățile termice ale pămîntului, primare fiind conductivitatea termică și capacitatea termică a solului. Asupra acestor proprietăți influențează atît tipul rocii sau a solului, cît și conținutul de umiditate a terenului. Conductivitatea termică rămîne constantă la o valoare anumită a conținutului de umiditate, numită conținut critic de umiditate (CCU). Totuși, pînă la CCU

conductivitatea termică scade rapid și poate duce la o degradare serioasă a performanțelor schimbătorului de căldură subteran. Aceste probleme sînt evitate de obicei în cazurile cînd nivelul apelor subterane este destul de ridicat și sarcina termică este moderată. Viteza mișcării apelor subterane de asemenea are un impact semnificativ asupra transferului de căldură, deoarece căldura este transferată și prin convecție spre curenții mobili de apă.

Sistemele directe (vezi fig. 3.1 c) se utilizează mult mai rar. Particularitățile lor constau în lipsa schimbătorului de căldură subteran și a fluidului intermediar, țevile subterane fiind umplute cu agent frigorific. În acest caz se observă o oarecare majorare a eficienței față de pompele de căldură cu fluid secundar, dar în același timp se necesită cantități mari de agent frigorific costisitor.

Pompele de căldură cu colectoare subterane au mai multe avantaje față de cele ce utilizează în calitate de sursă de căldură aerul:

- 1) consum de energie mai redus cu circa 33%;
- 2) sursa de energie este mai stabilă decît aerul;
- 3) nu se necesită căldură suplimentară atunci cînd temperatura exterioară este înaltă sau joasă;
- 4) consum redus de agent frigorific;
- 5) design simplu și cheltuieli mici de întreținere.

Dezavantajul de bază îl constituie costul capital inițial mai înalt, cu 33 % mai mare decît a sistemelor convenționale aer – aer/apă. Aceasta se datorează în principal eforturilor costisitoare de amplasare a schimbătoarelor de căldură subterane în pămînt. Totuși, odată instalate, costul anual de – a lungul funcționării sistemului este mult mai redus, ceea ce implică economii nete. Economia se datorează coeficientului de performanță (CP) fiind destul de ridicat, estimat la 3 sau în unele cazuri chiar și mai mult de 4, pe cînd în cazul sistemelor convenționale aer – aer/apă CP fiind aproximativ 2.

Pompele de căldură cu colectoare subterane se utilizează acolo unde nu este posibilă realizarea sistemelor cu apă subterană (insuficiență de apă subterană, calitatea joasă a ei, lucrări costisitoare de săpare și escavare).

3.1.1 Pompe de căldură cu colectoare subterane orizontale

Exemple de aceste pompe de căldură sînt prezentate în fig. 3.2 și 3.3. Instalarea circuitului orizontal necesită o suprafață relativ mare, și de aceea sînt proprii mai mult localităților rurale. O problemă caracteristică pentru aceste sisteme prezintă influența radiației solare. Radiația solară afectează pămîntul pînă la o adîncime de 10 m, cauzînd variația temperaturii solului, care rămîne în urmă după timp. Influența radiației solare scade odată cu

majorarea adâncimii solului. Totuși, temperatura este mult mai stabilă decât în cazul sistemelor ce utilizează în calitate de sursă aerul. Oscilațiile temperaturii solului sînt influențate și de umiditatea solului.

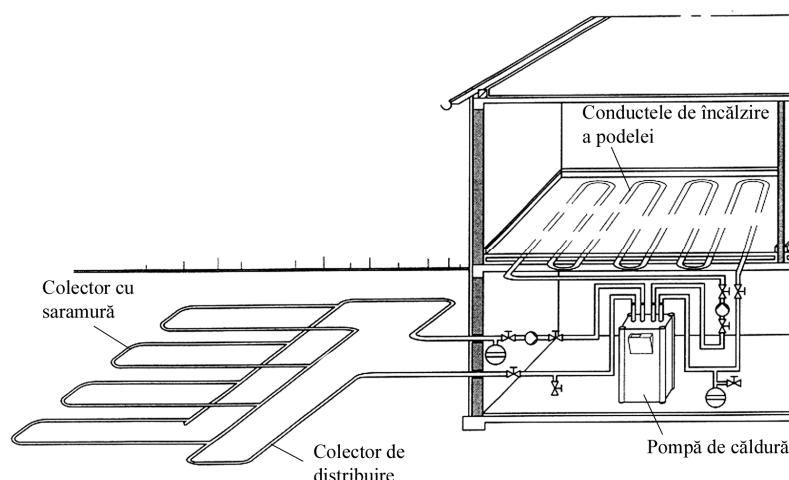


Figura 3.2 Pompa de căldură cu colectoare subterane orizontale.

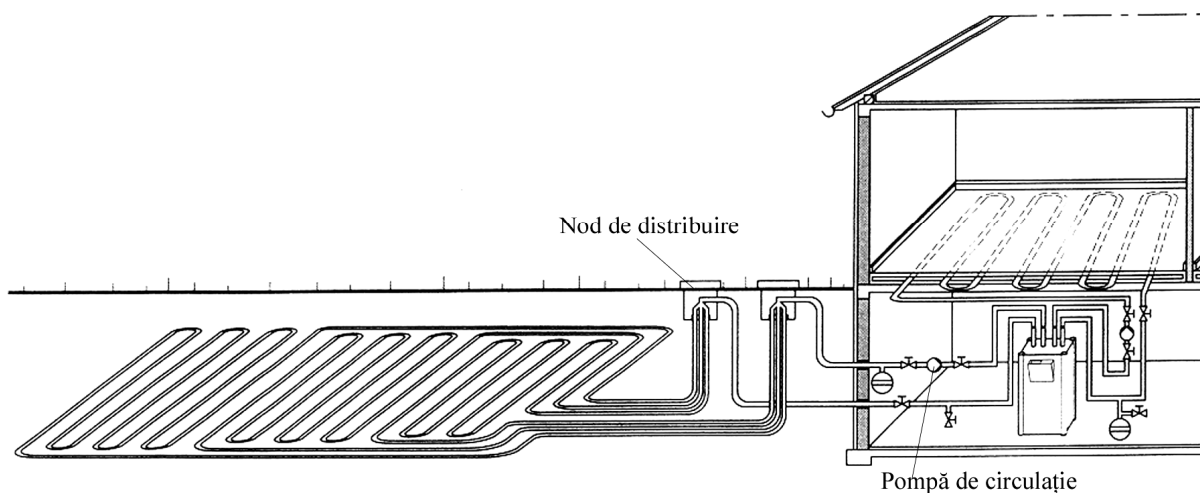


Figura 3.3 Pompa de căldură cu colectoare subterane cu noduri de distribuție.

Cele mai frecvent utilizate configurații de conducte sînt prezentate în fig. 3.4. Mai multe conducte (până la 6), sînt amplasate în șanțuri una lângă alta sau una peste alta. În America de Nord șanțurile au o adâncime de 1.2...2.1 m, în dependență de numărul de conducte în șanț. În Europa de Vest și în Scandinavia adâncimea șanțului poate fi de 1 m sau mai puțin. Lățimea șanțurilor poate fi de la 150 mm până la 600 mm, și chiar 2 m cu scopul excluderii oricărei interferențe termice între conducte. Distanța minimală între conducte trebuie să fie de 0.3 m, orizontal sau vertical.

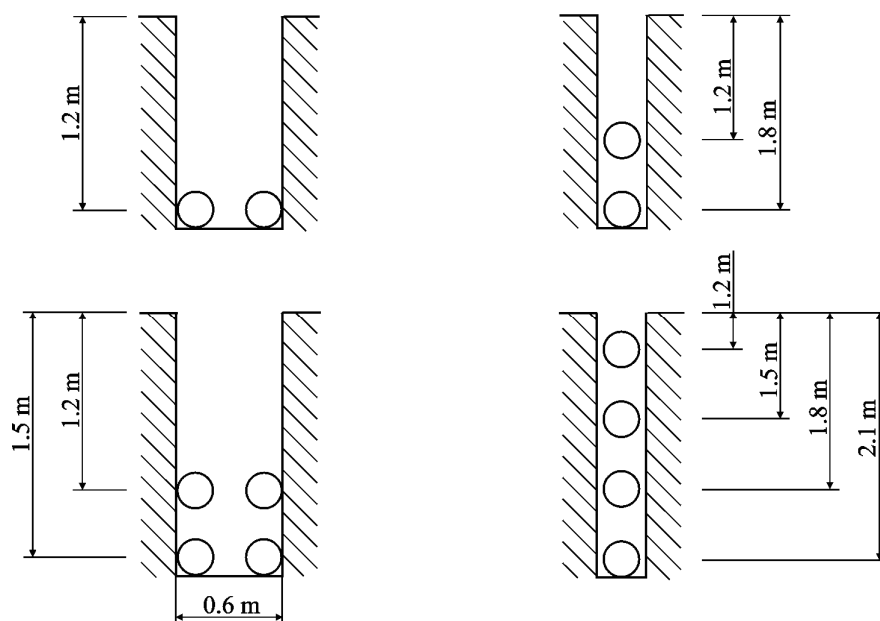


Figura 3.4 Configurații de circuite tipice ale schimbătoarelor de căldură subterane.

Lungimea fiecărui inel a unui circuit nu trebuie să depășească 100 m, altfel pierderile de presiune vor fi considerabile și se va necesita o putere excesivă a pompei de circulație.

3.1.2 Pompe de căldură cu colectoare subterane verticale

Exemplu de aceste pompe este prezentat în fig. 3.5. Amplasarea verticală a colectoarelor subterane constituie alegerea optimă atunci când există restricții asupra suprafeței terenului, iar costurile de sondare sînt rezonabile. În general minele au un diametru de 100 ... 150 mm și o adâncime de 15 ... 150 m, în dependență de proprietățile solului și capacitatea sistemului. Dacă între minele adiacente nu există spațiu suficient, atunci se poate observa o degradare a performanțelor schimbătorului de căldură subteran, distanța optimă fiind de 5 m. Dimensiunile schimbătorului de căldură vertical, inclusiv numărul de mine, design-ul amplasării etc. de obicei sînt determinate de o analiză profundă a necesităților de căldură și frig (mai ales în cazul aplicațiilor comerciale și industriale). Cele mai utilizate moduri de amplasare a colectoarelor verticale sînt prezentate în fig. 3.6.

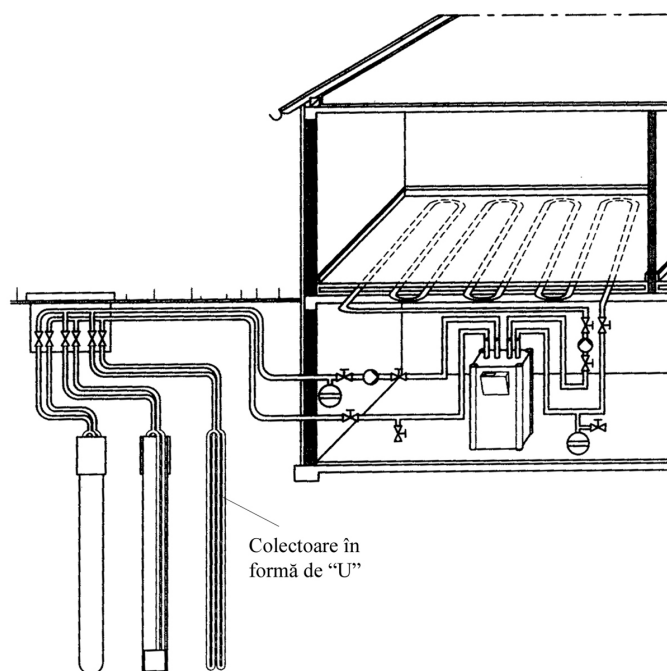


Figura 3.5 Pompă de căldură cu colectoare subterane verticale.

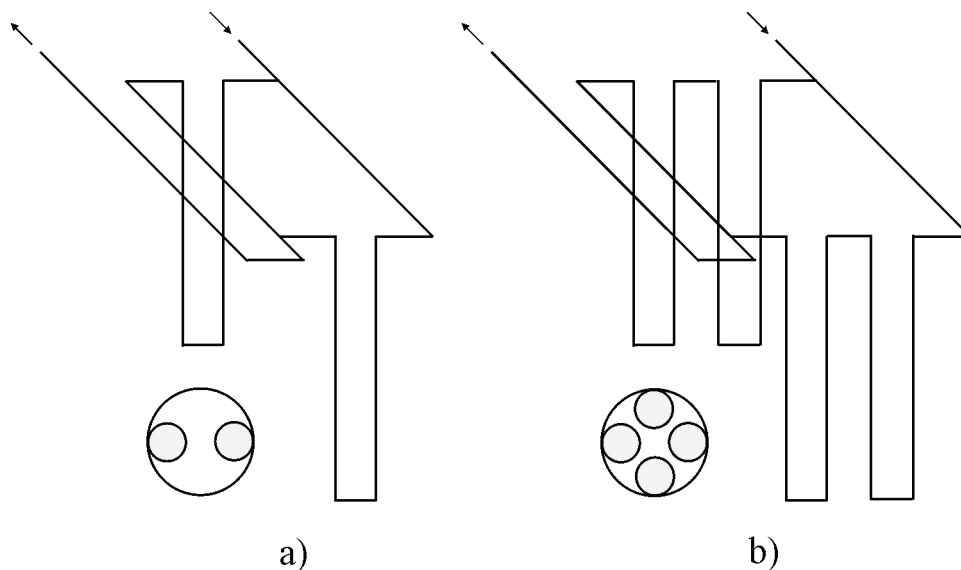


Figura 3.6 Configurații tipice a schimbătoarelor de căldură verticale:

a – colector vertical în formă de „U”, b – colector vertical dublu în formă de „U”.

3.1.3 Pompa de căldură ce utilizează în calitate de sursă apa subterană

Acest tip de pompă de căldură a fost prezentat în fig. 3.1, d și e, dar se necesită o explicare mai detaliată (fig. 3.7). Dacă în urma investigațiilor asupra terenului se determină că apele subterane sînt în cantitate suficientă, atunci ele pot fi folosite direct, fără utilizarea schimbătorului de căldură subteran, ceea ce influențează pozitiv asupra performanțelor pompei de căldură.

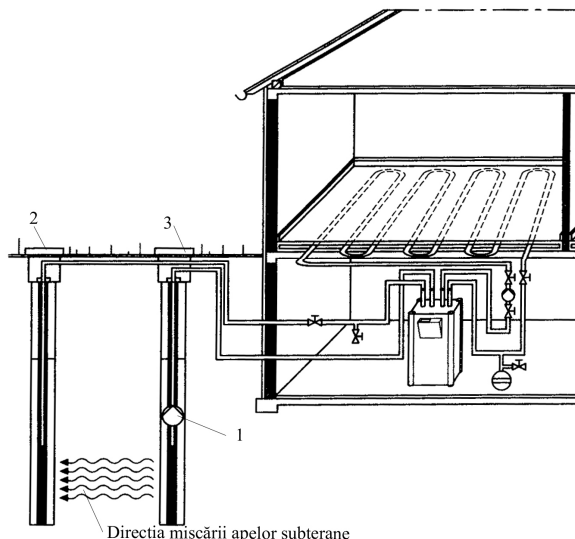


Figura 3.7 Pompă de căldură ce utilizează apa subterană în calitate de sursă:

1 – pompă de apă, 2 – sondă de livrare a apei, 3 – sondă de evacuare a apei.

Apa poate fi întoarsă pe mai multe căi: prin aceeași sondă prin linia de întoarcere, poate fi injectată într-o sondă suplimentară, sau acumulată cu scop de irigare. În cazurile când apa este întoarsă prin aceeași sondă se necesită un diametru minimal al sondei de 0,152 m, pentru a amplasa linia de întoarcere. În general, pentru casele de locuit este suficient un debit de 0,586 kg/s, și pentru a raționaliza cheltuielile de pompare a apelor subterane nu se recomandă extragerea lor de la adâncimi mai mari de 15 m. Însă pentru aplicațiile comerciale sau industriale se justifică și adâncimi mai considerabile. Extragerea și întoarcerea apei trebuie să fie executată în direcția mișcării apelor subterane, pentru a exclude fenomenul de „by – pass” al curentului de apă. Distanța minimală între sonde trebuie să fie de 5 m.

Față de pompele de căldură examinate mai sus există unele avantaje, ce constau în cheltuieli minime pentru obținerea apei subterane, diferențe mai mari între fluidul secundar și agentul frigorific, excluderea schimbătorului de căldură subteran, dar apar cerințe sporite pentru lucrările de săpare, calitatea apelor subterane, minimizarea contactului apelor subterane cu aerul etc.

3.2 Exemplu de utilizare a pompei de căldură cu colectoare subterane în sectorul comercial

Un interes deosebit prezintă pompa de căldură cu utilizarea acumulării sezoniere a frigului. Schema principală de funcționare este prezentată în fig. 3.8.

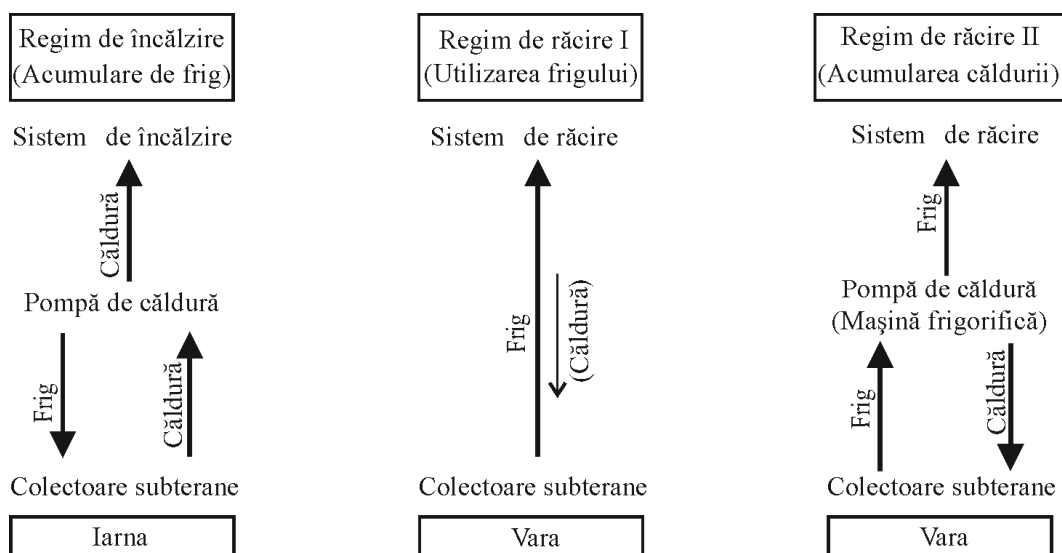


Figura 3.8 Principiul de acumulare sezonieră a frigului în pământ prin intermediul pompei de căldură.

În regim de încălzire pământul (apa subterană) este răcit, pe când căldura este transmisă utilizatorilor de căldură. La sfârșitul sezonului de încălzire se acumulează destul frig pentru funcționarea sistemului de răcire (regimul I) cu apă subterană rece din sonda de injectare sau cu schimbătorul de căldură subteran. Pentru necesitățile în frig în momentele de vârf poate fi utilizată un sistem suplimentar ce folosește pompa de căldură în regim de mașină frigorifică (regimul II). Dacă pompa de căldură funcționează în regim de răcire II mai mult de câteva ore, atunci temperatura solului poate deveni prea ridicată pentru utilizarea regimului de răcire I, deci sistemul va trebui să funcționeze doar în regim de mașină frigorifică, acumulând căldura în pământ înainte de începutul sezonului următor de încălzire. Varianta optimală este funcționarea sistemului doar în regim de încălzire și în regim de răcire I. În fig. 3.9 este prezentată schema unei pompe de căldură utilizată pentru satisfacerea necesităților în căldură și în frig a unei clădiri comerciale situate în or. Linden, Germania. Datele tehnice ale instalației sînt prezentate în tabelul 3.1.

Este evident că eficiența acumulării sezoniere depinde semnificativ de caracteristicile termice și sezoniere ale necesității în căldură/frig. Acumularea frigului este mai eficientă pentru sistemele de răcire ce operează cu temperaturi relativ înalte (mai mari de 15°C) decât cu temperaturi convenționale (6...8°C). În acest caz se reduc pierderile termice, crește sarcina termică disponibilă pe timp de iarnă și se reduce influența factorilor climaterici asupra performanțelor pompei de căldură.

Tabelul 3.1 Datele tehnice ale instalației din or. Linden, Germania.

Caracteristica	Unitatea	Valoarea
Numărul de colectoare		5
Lungimea unui colector	m	40
Numărul de pompe de căldură	bucăți	1
Capacitatea totală de încălzire	kW	15
Temperatura de încălzire	° C	40/30
Necesitatea în căldură	kW	14
Temperatura de răcire	° C	14/18
Necesitatea în frig	kW	11
Cantitatea anuală de căldură acumulată	MWh	19
Cantitatea anuală de frig acumulat	MWh	11

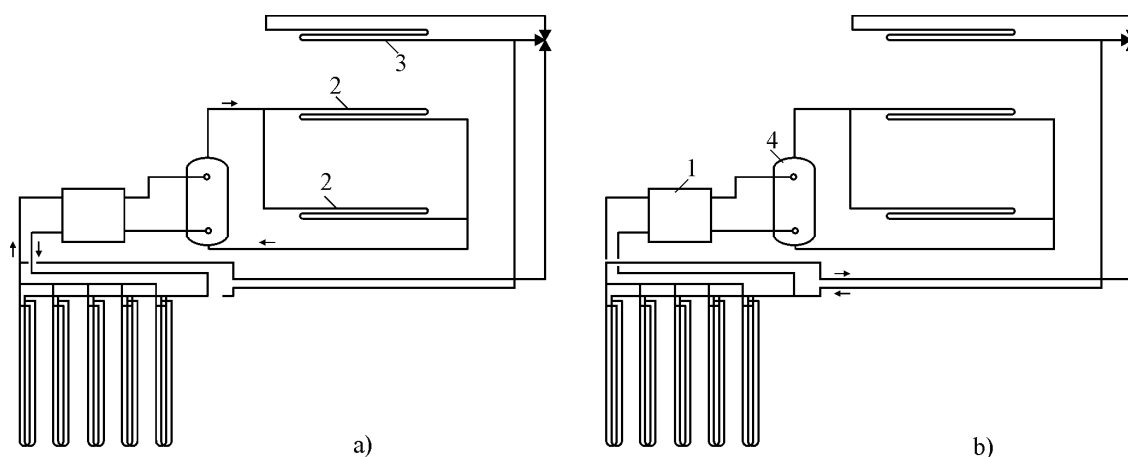


Figura 3.9 Funcționarea pompei de căldură instalată în Linden, Germania:

a – în regim de iarnă; b – în regim de vară; 1 – pompă de căldură, 2 – circuit de încălzire, 3 – circuit de răcire; 4 – rezervor – acumulator de apă caldă.

3.3 Caracteristici comune pentru pompe de căldură cu colectoare subterane verticale și orizontale

Circuitele de țevi utilizate în ambele cazuri (amplasare verticală sau orizontală) pot fi conectate în serie sau în paralel. Însă în majoritatea sistemelor se utilizează circuite unite în paralel, conectate la noduri de distribuție sau întoarcere. Această amplasare permite reducerea consumului de energie pentru pomparea soluției saline și a consumului de material. Lungimile conductelor în fiecare circuit trebuie să fie astfel încât să se asigure aceeași curgere în fiecare inel. Unele sisteme sînt dotate cu dispozitive de control a curgerii în inele.

De durată de funcționare, costul de întreținere, consumul de energie al pompei de circulație, costurile capitale și în general performanțele pompei de căldură în mare măsură depind materialele selectate pentru confecționarea conductelor a schimbătorului de căldură subteran. De aceea este foarte importantă alegerea corectă a dimensiunilor și materialelor colectoarelor, de obicei fiind folosită polietilena. Densitatea polietilenei trebuie să corespundă standardelor industriale, iar diametrul țevelor poate varia între 20...40 mm. Polietilena este flexibilă și joncțiunea țevelor poate fi ușor obținută prin fuziune termică, obținându-se un circuit sigur cu un grad foarte înalt de etanșeitate care nu necesită întreținere.

Instalarea colectoarelor subterane necesită măsuri de precauție avansate, și un moment foarte important din care reprezintă asigurarea unui transfer de căldură maxim posibil între pământ și colectoare. Săparea șanțurilor pentru colectoarele orizontale poate fi executată prin intermediul excavatoarelor și buldozerelor. Se recomandă ca între țevi și pământ să fie un strat de nisip de 15 cm., procesul de îngropare a țevelor fiind însoțit de o umidificare și presare a pământului. La instalarea schimbătoarelor de căldură subterane verticale executarea sondelor (fântânilor) și varietatea metodelor și echipamentului de sfredelire trebuie să fie astfel alese ca să ținăcont de condițiile geologice și adâncimea cerută. După amplasarea schimbătorului de căldură în formă de „U” în mine, este necesară îngroparea lor să fie făcută luând măsuri înalte de precauție. În cazul adâncimilor nu prea mari este admisă acoperirea prin excavarea pământului, dar pentru adâncimi considerabile (mai mari de 50 m) materialul de acoperire trebuie să fie pompat spre fundul minei pentru a umplea golul între suprafața minei și secțiunea colectoarelor. Materialele de acoperire pot fi pe bază de ciment sau beton, iar alegerea lor depinde de așa factori ca condițiile de lucru și proprietățile acestor materiale.

Pentru sistemele indirecte fluidul de circulație poate fi apa sau o soluție salină. În Europa de Nord și zonele mai reci ale Americii de Nord se utilizează saramura. Se recomandă ca punctul de înghețare a soluției să fie minimum cu 5°C sub temperatura de intrare sau ieșire a soluției din schimbătorul de căldură. Alți factori importanți la alegerea fluidului secundar reprezintă compatibilitatea materialelor, caracteristicile termice, influența asupra mediului ambiant, costul și disponibilitatea lor. Nu există vre-o substanță care ar satisface toate cerințele de mai sus. Cel mai frecvent se utilizează clorura de calciu (sau clorura de sodiu) sau soluția alcoolică (de glicol).

Soluțiile saline în general sînt netoxice, au un preț redus și posedă caracteristici bune de transfer de căldură. Totuși, ele sînt foarte corosive în raport cu multe metale în prezența aerului și de aceea se recomandă introducerea aditivilor anticorrosivi pentru a reduce oxidarea materialelor din care este confecționată pompa de căldură. Soluțiile de glicol sînt necorosive, au caracteristici moderate de transfer de căldură, dar sînt relativ scumpe. În afară de aceasta la

temperaturi joase (sub -10°C) considerabil crește viscozitatea lor, ceea ce majorează cheltuielile energetice de pompare și reduce eficiența pompei de căldură.

Alcoolii (de exemplu metanolul) sînt relativ non – corozivi, au un preț rezonabil și posedă caracteristici bune de transfer de căldură. Neajunsurile lor sunt legate de un grad înalt de toxicitate și inflamabilitate.

4. CARACTERISTICA SURSELOR DE CĂLDURĂ

Pompele de căldură pot fi clasificate în dependență de sursa de căldură pe care o folosește. Trebuie de menționat că nu există o sursă de căldură unică ideală cu o aplicație generală.

Sursele standard sunt:

- surse fără depozitarea sezonieră: aerul ambiant;
- surse cu capacitate de depozitare sezonieră: apa lacurilor, mărilor, oceanelor, apa subterană, solul, pietre;
- căldura reziduală: aer rezidual; apa de canalizare, apa reziduală industrială.

Tipul sursei de căldură are o influență puternică asupra caracteristicilor de capacitate ale pompei de căldură. Acest fapt este reprezentat calitativ în fig. 4.1., în care de asemenea este indicată și cererea de căldură. La temperaturi mai mari de circa 12 °C se presupune că încălzirea apei menajere este unica cerere de căldură. Este de menționat faptul că aerul ambiant utilizat ca sursă de căldură prezintă cea mai pronunțată variație a capacității sistemului pompei de căldură - cu o capacitate foarte joasă în zilele reci. Aceasta rezultă în faptul că din punct de vedere tehnic este virtual imposibilă dimensionarea sistemului pentru o sarcină deplină, deoarece un asemenea sistem va avea o supra-capacitate enormă pentru majoritatea condițiilor anotimpului - nu și dacă va fi utilizat un sistem performant de control al capacității. La alte surse de căldură variația temperaturii a surselor de căldură nu este așa de mare ca cea a aerului ambiant. Acest fenomen se ia în considerație la proiectarea sistemului cât asupra și cerințelor suplimentare de căldură.

Pentru sisteme relativ mici – case pentru o singură familie – deseori nu este economic justificată din punct de vedere al echipamentului disponibil curent instalarea unei surse suplimentare separate (noi) bivalente, cum este boilerul. Dacă instalația deja conține un boiler vechi, soluția ideală este ca acesta să fie păstrat și utilizat permanent și suplimentar la pompa de căldură. Totuși, în cazul surselor de căldură de capacitate sezonieră de depozitare, instalarea unui boiler nou deseori înseamnă o investiție mai mare decât mărirea dimensiunii pompei de căldură.

Aerul ambiant este disponibil pretutindeni și este o sursă de căldură cu potențial enorm pentru aplicații practice. Dezavantajul de bază al climei nordice în comparație cu alte surse de depozitare sezonieră este acela că capacitatea pompei de căldură este cea mai joasă chiar atunci când este mai frig afară - când cererea este maximă, vezi fig. 4.1. Când în calitate de sursă de

căldură este utilizat aerul ambiant, în majoritatea cazurilor se recomandă oprirea pompei de căldură pentru temperaturi mai joase de la -10 până la -15 °C.

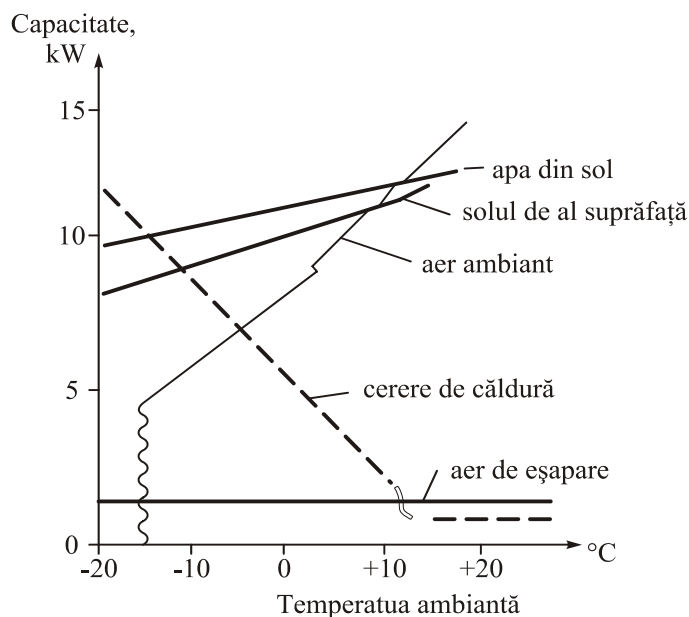


Figura 4.1 Caracteristicile de capacitate ale pompelor de căldură cu diferite surse de căldură.

4.1 Aerul exterior ca sursă de căldură

Limita de asemenea depinde de condiția capătului cald al pompei de căldură. O ridicare mare a temperaturii va cauza o variație înaltă a presiunii la compresor, ceea ce conduce la o capacitate și un coeficient de încălzire de valori reduse.

Cu aerul ambiant utilizat ca sursă de căldură în clima nordică, este necesar de combinat pompa de căldură cu o sursă suplimentară de căldură, ceea ce va satisface cererea totală în cea mai rece zi. Luând în considerație faptul că sarcina maximă a rețelei electrice are loc când temperatura aerului exterior este foarte joasă, este - cel puțin în principiu - benefică instalarea sistemului bivalent.

În practică se utilizează diferite scheme ale sistemului pompei de căldură cu aer ambiant:

a) pompa de căldură este amplasată în exterior (de exemplu în centrala termică) și conectată cu schimbătorul de căldură amplasat în exterior prin intermediul unui sistem indirect;

b) pompa de căldură „split – sistem”, la care instalația (compresorul, vaporizatorul) este amplasată în exterior, iar în încăpere – numai condensatorul și sistemul de distribuție a căldurii;

c) pompa de căldură, la care toate părțile componente sunt amplasate în interior, iar aerul ambiant este direcționat spre și de la instalație prin conducte;

d) pompa de căldură, la care toate părțile componente sunt amplasate în exterior și care este legată de sistemul de încălzire printr-o linie conectoare bine izolată prin care circulă apa caldă.

Niciuna din soluțiile sistemelor prezentate nu este ideală:

Cazul a) are dezavantajul sistemului indirect. Aici este necesar amplasarea unui schimbător suplimentar de căldură și acesta la rândul său introduce o diferență suplimentară de temperatură ceea ce se cere o pompă pentru circulația secundară a fluidului rece. Avantajul este, totuși, acela că conexiunea dintre instalația din interior și schimbătorul de căldură din exterior este simplă și pentru facilitarea instalării pot fi utilizate conducte convenționale de lichide.

Cazul b) split-sistemul evită dezavantajul sistemului indirect, însă ca unul singur nu are avantaje. Pentru instalarea liniilor frigorifice (în mod normal) este nevoie de serviciile unui instalator de o calificare înaltă. Lucrul dat necesită un profesionalism pentru a evita penetrarea umedității în sistem, de asemenea sistemul frigorific trebuie asamblat etanș pentru a reduce complet scurgerile agentului frigorific, asigurând prin aceasta o funcționare durabilă a sistemului. (Totuși, există soluții privind linii frigorifice pre-asamblate cu conexiuni speciale, care sunt ușor de instalat - însă este importantă asigurarea integrității instalării).

Cazul c) deseori creează probleme cu canalele de aer spre și de la instalația pompei de căldură amplasată în interior. Pentru a evita zgomotul excesiv a unui ventilator, se recomandă o viteză a aerului nu mai mare de 3 - 4 m/s. Canale de aer relativ mari vor fi necesare pentru transportarea debitelor volumice mari de aer, menținând o variație rezonabil de mică a temperaturii acestuia. De asemenea canalele trebuie bine izolate și corect instalate pentru a evita condensarea vaporilor din aerul din interior pe pereții reci ai canalelor. Respectiv, canalele pot fi atât costisitoare cât și ocupa mult spațiu în interior.

Cazul d) cu circuitul cald spre pompa de căldură din exterior are dezavantajul potențial al pierderilor relativ mari de căldură pe parcursul anului întreg de funcționare. De aceea izolarea să fie foarte bună și să existe mijloace pentru a evita înghețarea în timpul perioadelor de repaus și a temperaturilor joase din exterior. Toate acestea pot fi rezolvate printr-o proiectare grijulie – în cazul rezolvării incorecte pe neașteptate poate crește sarcina termică a casei, mai ales la sisteme mici. Un alt dezavantaj al acestui sistem este posibilitatea de a funcționa în zilele reci de iarnă.

Pentru clădiri de mulți locuitori sau grupuri de case, dezavantajele acestui tip de sistem devin mai mici.

4.2 Solul ca sursă de căldură

Căldura ce se conține în stratul de pământ de obicei nu se folosește direct. Ea este transmisă prin intermediul unui agent termic ce circulă printr-un schimbător de căldură special (colectoare) iar cu ajutorul agenților de căldură este transmisă în vaporizatorul pompei termice, în calitate de agent de căldură în care se ia un lichid ecologic curat ce nu îngheață, iar circulația acestui agent este asigurată de o pompă de circulație. Lichidul ce circulă se răcește în vaporizatorul pompei termice iar în schimbătorul de căldură iarăși se încălzește.

Căldura se acumulează în schimbătorul de căldură fabricat din tuburi din masă plastică. Schimbătorul de căldură poate fi instalat:

- în pământ la o adâncime de 150 m (se recomandă pentru puteri mai înalte);
- în colectoare plane sau de tranșee (instalate la o adâncime de 1,5 - 2 m pentru puteri mai mici).

La descrierea acestor pompe deseori se menționează, că avantajul lor constă în aceea că ele utilizează căldura solului, care la o anumită adâncime (fig. 4.2.) de la suprafață are o temperatură mai mare (10 °C) decât temperatura aerului exterior, mai ales în timpul rece al anului.

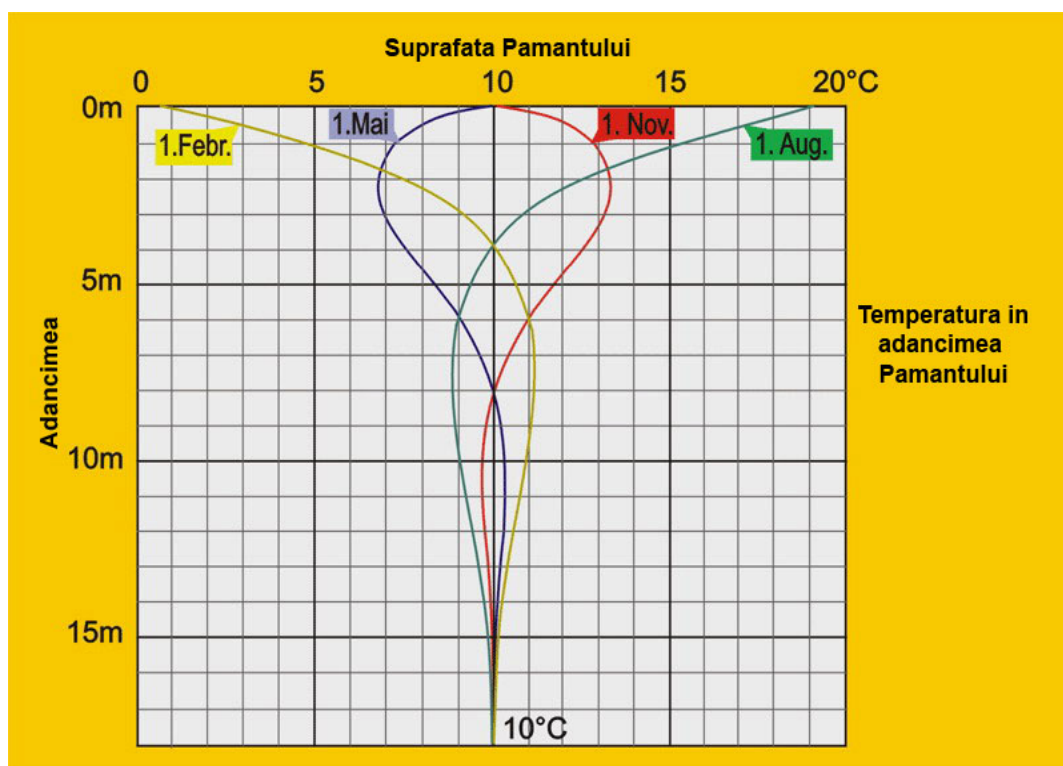


Figura 4.2 Modificarea temperaturii solului pe parcursul anului.

4.2.1 Temperatura și caracteristicile solului în Republica Moldova

În sol se acumulează o cantitate considerabilă a energiei solare, prin urmare, solul poate fi utilizat în calitate de sursă de căldură cu potențial redus.

Solurile în Republica Moldova, în majoritatea lor până la adâncimea de 70 cm sunt constituite din cernoziom, iar mai adânc: la nord – argilă, iar în centru și sud - argilă nisipoasă.

Temperatura solului variază sub influența factorilor exteriori (radiația solară și temperatura aerului ambiant) până la adâncimea de 15...20 m, mai adânc rămânând constantă și egală cu 10 °C. Variația temperaturii solului în zona Chișinăului în perioada sezonului de încălzire: lunile limită (început și sfârșit a sezonului)- octombrie și aprilie și luna cu temperaturile minime – ianuarie este prezentată în figura 4.2 . După cum se vede din grafic, schimbări mai esențiale se observă la adâncimi de până la 5 m, după care variația temperaturii nu înțrece 3 °C. Temperaturi negative se observă la adâncimi de până la 20 cm.

În tabelul 4.1 sunt prezentate datele referitor la variația în timpul anului a temperaturii solului pentru orașul Chișinău. Valoarea medie anuală a temperaturii variază de la 10 °C în zona de nord până la 13 °C în partea de sud.

Tabelul 4.1 Temperatura medie lunară a solului pentru orașul Chișinău în °C.

h,m	ian	febr.	mart	apr.	mai	iunie	iul.	aug.	sept.	oct.	nov.	dec.	med
0	-4,0	-3,0	3,0	12,0	20,0	25,0	28,0	26,0	18,0	10,0	4,0	-1,0	12,0
0,2	0,4	0,0	2,4	10,2	17,4	22,3	24,9	24,8	19,0	11,9	5,9	1,8	11,8
0,4	1,2	0,6	2,4	9,4	16,1	21,0	23,7	24,1	19,3	13,7	6,9	2,7	11,7
0,6	2,1	1,3	2,6	8,7	15,0	19,8	22,8	23,3	19,4	13,4	7,9	3,7	11,7
0,8	3,0	2,0	2,9	8,2	14,2	18,8	21,7	22,5	19,4	14,1	9,0	4,7	11,7
1,2	4,6	3,4	3,6	7,3	12,4	16,7	19,7	21,0	19,1	14,9	10,6	6,6	11,6
1,6	6,2	4,8	4,6	7,0	11,3	15,1	18,0	19,6	18,7	15,6	12,0	8,4	11,8
2,4	8,5	7,1	6,3	7,0	9,7	12,7	15,3	17,0	17,2	15,6	13,3	10,5	11,7
3,2	10,4	9,1	8,1	8,0	9,4	11,3	13,4	15,0	15,7	15,3	13,9	12,1	11,8

Temperatura la suprafața solului în lunile de iarnă, sub cuvertura de zăpadă este de -1...-5 °C. La adâncimea de 20 cm temperaturi negativă se observă numai în zona Bălțului. În lipsă de zăpadă și la temperaturile aerului sub -15...-20 °C temperaturile negative se pot coborî și sub 0,5 m. Dacă în toate zonele temperatura la suprafață variază în timpul anului cu peste 30 °C, la adâncimi de peste 3 m, ea se schimbă cu 5...8 °C. Atît maximul cît și minimul temperaturilor la adâncime rămîn în urmă de suprafață cu 2...3 luni.

În figura 4.3 este prezentată, pentru zona Chișinăului, variația în timpul anului a temperaturii solului la adâncimea de 1,6 m și a aerului atmosferic. Pentru temperaturii aerului sunt prezentate valoarea standardizată conform măsurătorilor de 100 ani și media pe ultimii 15 ani, care în lunile de iarnă a crescut cu 1,0...2,0 °C. După cum se vede din grafic, în lunile de iarnă temperatura solului este cu cca. 10 °C mai mare decît cea a aerului. Date referitor la schimbarea în ultimii ani a temperaturii solului nu avem, dar la adâncimi de peste 1 m ele nu pot fi esențiale.

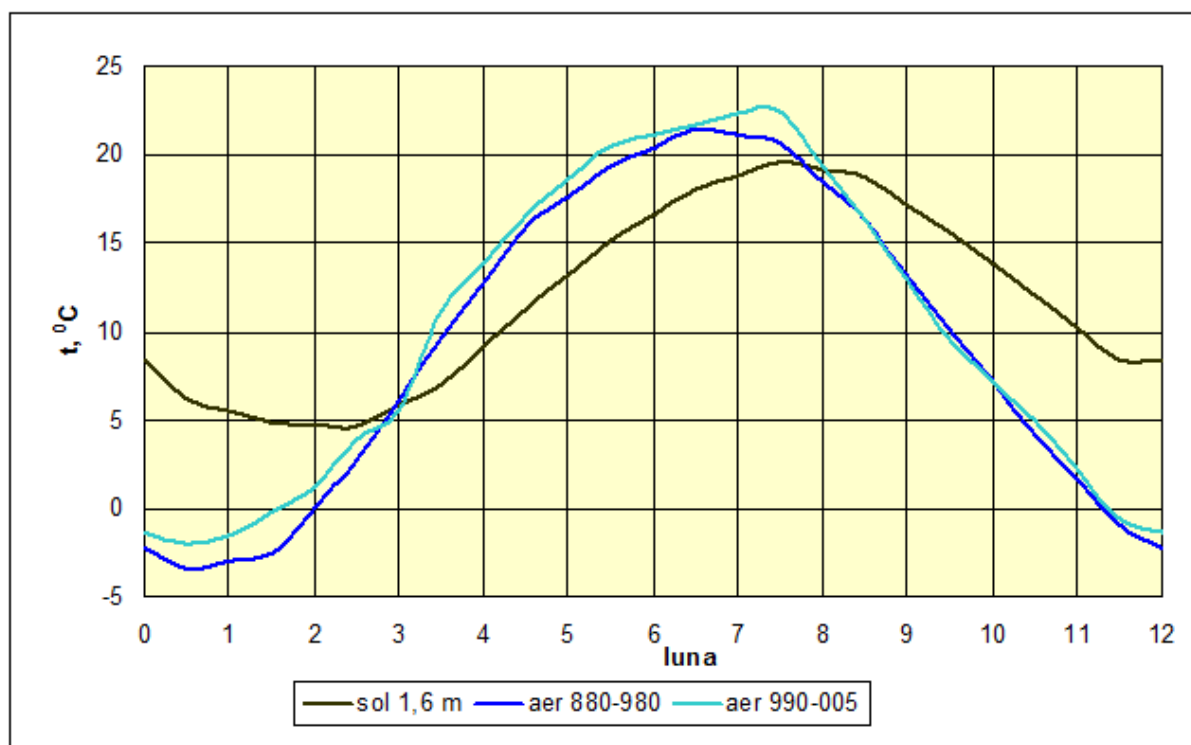


Figura 4.3 Variația în timpul anului a temperaturii aerului și a solului în zona Chișinăului.

Intensitatea transferului de căldură în sol, care se caracterizează cu proprietățile termofizice: densitate, conductivitate și capacitate termică, depinde de tipul solului și umiditatea lui. Valorile acestor proprietăți, după mai multe surse, sunt prezentate în tabelele 4.2 și 4.3.

Tabelul 4.2 Proprietățile termofizice ale solului.

Sursa	Umiditate	Densitate, kg/m ³	Conductivitate, W/(m.K)	Capacitate termică, kJ/(kg.K)
[9]	uscat	1500	0,139	-
	umed	1700	0,66	2,01
[10]	uscat	-	0,55	-
	umed	-	1,1	-
	foarte umed	-	2,3	-
[11]	0,3 %	1310	0,28	0,84
	8,6 %	1460	0,73	0,96
	16,6 %	1840	1,42	1,15
	42,0 %	1960	1,49	1,15
[12]	uscat	1600	0,9...1,8	0,67...1,30
	umed	2000	1,8...2,3	1,2...1,8
[13]	uscat	900	0,23	0,88...1,84
	umed	1450...2040	0,58...1,28	

Tabelul 4.3 Proprietățile termofizice ale solului la adâncimea de 1,5m și temperatura $t_{sol}=5^{\circ}C$.

Umiditate	Aspectul solului	Umiditate absolută, w %	Densitate, ρ_{sol} [kg/m ³]	Conductivitate λ_{sol} , [W/(m.K)]	
					mediu
Sol puțin umed	Argilos și argilo - nisipos	1	1600	0,87	1,2
		5	2000	1,74	
	Nisipos	1	1600	1,11	
		5	2000	2,03	
	Stâncos	1	2000	2,03	
		5	2400	2,33	
Sol umed	Argilos și argilo - nisipos	10	1600	1,74	1,8
		20	2000	2,56	
	Nisipos	5	1600	1,92	
		15	2000	3,20	
	Stâncos	3	1600	2,73	
		8	2000	3,48	
Sol saturat cu apă	Argilos și argilo - nisipos	11,5	1600	1,86	2,3
		23,8	2000	2,67	
	Nisipos	11,5	1600	2,44	
		23,8	2000	3,37	
	Stâncos	3,3	2000	3,37	
		11,5	2400	5,11	

În rezultatul analizei datelor din tabele, pentru solurile argiloase și argilo-nisipoase din Moldova, avînd în vedere că pe timp de iarnă ele sunt de obicei umede, considerăm aplicabile următoarele valori ale proprietăților termofizice:

$$\text{densitate}_{sol} = 1700 \text{ kg/m}^3;$$

$$\text{conductivitate} - C_{sol} = 1,8 \text{ W/(m.K)};$$

$$\text{capacitate termică} - c = 1,2 \text{ kJ/(kg.K)}.$$

Căldura geotermală, care se transmite din straturile inferioare spre suprafață este neînsemnată, media pe suprafața pămîntului constituind $0,05 \text{ W/m}^2$, și nu poate fi considerată ca sursă de căldură. Căldura care poate fi utilizată reprezintă energia solară incidentă și acumulată în sol. Ea depinde de condițiile climaterice (intensitatea radiației solare și temperatura aerului) și de proprietățile termofizice ale solului.

Colectoarele orizontale se instalează în sol la o adâncime de cca 1,5 m. Conductele din polietilenă pentru presiune înaltă PEHD se amplasează la distanță de 0,5...0,7 m. În se relatează că valoarea intensitatea fluxului extras de pe o suprafață de teren variază între 6 și 30 W/m^2 . În valoarea acestei mărimi este indicată între 6 și 45 W/m^2 . În figura 5.5 este prezentată variația ei în timpul sezonului de încălzire pentru diferite adâncimi de amplasare a colectoarelor.

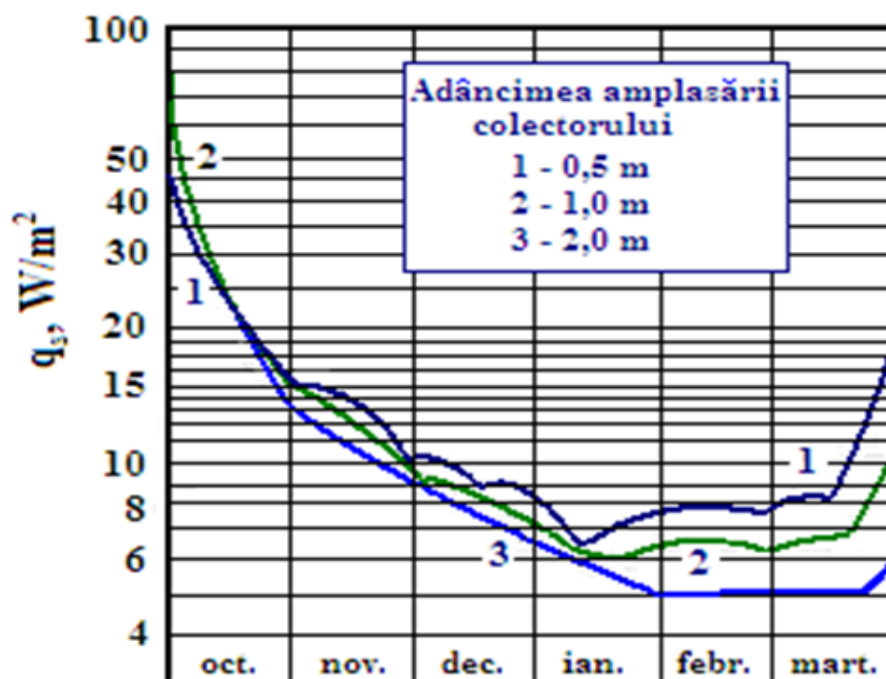


Figura 4.4 Variația intensității fluxului de căldură extras în timpul sezonului de încălzire.

Valoarea mai mică a fluxului la adâncimi mai mari confirmă influența mare a condițiilor exterioare asupra căldurii extrase. În valorile intensității fluxului extras este indicată între 10 și 35 W/m² de teren:

- sol nisipos uscat - $q_s = 10...15 \text{ W/m}^2$,
- sol nisipos umed - $q_s = 15...20 \text{ W/m}^2$,
- sol argilos uscat - $q_s = 20...25 \text{ W/m}^2$,
- sol argilos umed - $q_s = 25...30 \text{ W/m}^2$,
- sol cu apă fratică - $q_s = 30...35 \text{ W/m}^2$.

În condițiile Republicii Moldova, prin urmare, valoarea accesibilă a intensității fluxului extras, care poate fi utilizată în calculele de dimensionare, va fi de 20 W/m².

4.3 Apa subterană ca sursă de căldură

Apa subterană - dacă este disponibilă în cantități suficiente - este o sursă de căldură ce poate oferi condiții de operare foarte favorabile pentru pompa de căldură. Valoarea temperaturii apei subterane este aproape de temperatura medie anuală, similară cu temperatura solului.

Într-o instalație cu pompă de căldură apa subterană poate fi pompată din fântină direct în vaporizatorul pompei de căldură.

Problema majoră aici rezidă în evitarea posibilității de înghețare a apei în vaporizator: temperatura apei la ieșire poate atinge valoarea de 0 °C. Deoarece modificarea posibilă a temperaturii apei este limitată - deseori de ordinul de 4 - 5 °C – este indicat de utilizat cantități mari de apă, așa cum se arată prin următorul exemplu:

O pompă de căldură (cu eficiența termică de cca 3) de o capacitate a condensatorului de 10 kW va consuma de la sursa de căldură 6,5 kWh de căldură. Prin modificarea temperaturii apei de 4 °C rata fluxului de apă va fi $G = 0,4 \text{ kg/s}$.

Apa subterană reprezintă o sursă excelentă de căldură pentru pompele termice. Însă luând în considerație rata mare a debitului de apă ce trebuie furnizată, adâncimea mare de pompare, proiectarea pompei de căldură trebuie să fie o chestiune de o atenție deosebită, ca să nu afecteze considerabil eficiența calorifică a pompei de căldură.

Pentru a ne asigura contra înghețării în vaporizator trebuie instalat un dispozitiv de securitate, un senzor de flux, care în cazul formării gheții va semnaliza micșorarea debitului de apă. Dacă compresorul pompei de căldură sa va opri la etapa inițială a acestui proces, pompa de apă subterană fiind în funcțiune, gheața se va topi destul de repede. Logica dispozitivului de control al pompei de căldură trebuie să prevadă o perioadă de pauză în timp pentru a evita porniri frecvente ale compresorului pompei de căldură.

Apa ce iese din vaporizator poate fi drenată:

- Spre un receptor adiacent de apă, lac, pârâu, etc. De asemenea este posibil de utilizat pentru aceasta sistemul de scurgere pentru apa de ploaie.

- Spre o fântână de infiltrare, în acest caz există sistemul cu două fântâni. Fântâna de infiltrare nu trebuie amplasată în apropiere nemijlocită de fântâna de prelevare a apei pentru a nu admite intersecția fluxurilor din cele două fântâni, ceea ce poate duce la scăderea temperaturii apei. Amenajarea fântânilor de infiltrare deseori este dificilă. Uneori, fântâna de infiltrare poate să se înfunde peste câțiva ani datorită proceselor de oxidare (care au loc din cauza amestecării cu apa de la suprafața solului). Pentru funcționare fiabilă se recomandă examinarea de către specialiști a calității apei și a amplasării fântânilor.

Uneori poate fi utilizată o combinație care prevede ca o anumită cotă parte (cel mult 50 %) de apă să fie readusă în fântâna de prelevare. Restul se drenează utilizând una din metodele menționate.

4.4 Aerul cald evacuat din încăpere ca sursă de căldură

În clădiri unde evacuarea aerului utilizat la ventilare se ține sub control există posibilitatea excelentă de a folosi acest aer cald ca sursă de căldură. Dacă în clădire există sistemul centralizat de control a evacuării și furnizării de aer, eficiența energetică este și mai mare, care constă în recuperarea căldurii utilizând schimbul de căldură dintre aerul eșapat și aerul intrat. În multe cazuri totuși este mai convenabil (și mai puțin costisitor) de ales soluția utilizării pompei de căldură.

Aerul eșapat, evacuat din bucătărie și băile din casă sau apartament, reprezintă o sursă cu temperatură balansată și cu un debit practic constant pe parcursul întregului an. Dezavantajul constă în aceea că debitul de aer este limitat, și că multe clădiri (mai vechi) nu dispun de canale centralizate de evacuare.

Valoarea debitului de aer eșapat trebuie verificată cu atenție înainte de instalarea pompei de căldură (în mod normal, acest debit este în jur de 100-150 m³/h pentru un apartament sau o casă mică. De regulă, capacitatea termică ce poate fi recuperată folosind acest debit este de ordinul 1 kW. Aceasta înseamnă că pompa termică nu poate acoperi cererea totală de căldură și apă caldă. Totuși, pentru o casă modernă bine izolată pentru o familie, va fi destulă temperatura aerului ambiant de circa + 5 °C. Aceasta înseamnă că pompa de căldură ce utilizează aerul eșapat poate satisface atât procesul de încălzire, cât și poate produce încălzirea apei menajere în timpul unei perioade foarte mari a anului (în timpul verii și câteva luni ale primăverii și toamnei timpurii).

Cînd în exterior este mai rece - toamna tîrzie, iarna sau primăvara timpurie - pompa de căldură trebuie alimentată de o altă sursă de căldură, de exemplu un boiler existent ce funcționează în paralel cu pompa de căldură. Boilerele deseori au pierderi considerabile din cauza staționării, ceea ce înseamnă că eficiența pe parcursul unei sarcini joase, așa cum are loc vara, este foarte nesatisfăcătoare. Unul din avantajele pompei de căldură cu aer eșapat constă în aceea că perioada în care trebuie utilizat boilerul este micșorată aproape în jumătate, în așa fel fiind reduse pierderile din cauza staționării.

4.5 Apa de lac sau de mare ca sursă de căldură

Apa de lac sau de mare pot fi o sursă excelentă pentru funcționarea pompei de căldură - dacă ele sunt disponibile într-un mod simplu și necostisitor. De exemplu, în Suedia apa din mare sau lacuri este utilizată în câteva pompe de căldură foarte mari pentru sistemele de încălzire

centralizată. Drept exemplu poate servi și instalația cu pompa de căldură Ropsten în sistemul de încălzire centralizată din Stockholm, care este constituit din șase pompe de căldură, fiecare avînd capacitate termică de 30 MW, în calitate de sursă de căldură se utilizează apa din lacul Vartan, un golf din Marea Baltică. Apa se pompează în vaporizatorul pompei de căldură prin dispozitivul de aspirație cu două poziții alternative: vara apa este preluată aproape de la suprafață; iarna – se utilizează apa de la o adîncime de cca 17 m, în timpul perioadei celei mai reci ale anului apa de la fundul lacului poate avea temperaturi de circa $+ 3^{\circ}\text{C}$, pentru care sunt dimensionate vaporizatoarele pompei de căldură. Vaporizatoarele sunt amplasate în așa mod ca apa să scalde suprafața exterioară a plăcilor verticale ale vaporizatorului și în așa mod, este evitată formarea gheții iar temperatura apei ce iese din vaporizator (la partea inferioară a plăcilor verticale) este cel puțin mai mare de 0°C .

Apa deseori are cea mai joasă temperatură imediat înaintea formării gheții pe lac, mai ales atunci cînd bîntuie vînturile, și în așa mod apa se amestecă bine și se formează un strat subțire de gheață care împreună cu stratul de zăpadă, asigură o izolație foarte bună, ca temperatura la fundul lacului să fie mai mare decît cea la suprafață.

Așadar apare o problemă pentru utilizarea apei din lac ca sursă de căldură pentru pompele termice în timpul iernii. Temperatura apei, chiar la adîncimi relativ mari, este destul de aproape de temperatura de înghețare, mai ales în iernile „reci”. Acest fapt face dificilă pomparea apei din lacuri sau mări spre vaporizatorul pompei de căldură. Este chiar și mai dificilă utilizarea apei curgătoare dat fiind faptul că în rîuri apa deseori are temperaturi foarte aproape de 0°C .

Pentru a utiliza lacurile, rîurile sau mările în calitate de sursă de căldură, pentru pompele de căldură de dimensiuni medii, se instalează o conductă sau mai multe confecționate din polietilen la fundul lacului. Este important de luat în considerație că gheața se poate forma suprafața exterioară a conductei în perioada ce mai rece a anului, și aceasta va crea o flotare ce poate ridica conducta la suprafață și prin urmare să o deterioreze. Flotarea menționată este evitată, în mod normal prin simpla utilizare a barelor grele ce țin conductele strînse la fundul lacului.

5. FIABILITATEA POMPELOR DE CĂLDURĂ

Pompele de căldură, datorită nivelului înalt de rezistență constructivă, posedă o siguranță sporită și o durată lungă de funcționare. Conform cercetărilor efectuate de ASHRE (Asociația americană a inginerilor în încălzire, refrigerare și condiționare) PC au următoarea durată de funcționare: PC aer – aer - 15 ani, PC apă – aer – 19 ani.

Aceste date sunt confirmate de rezultatele altor cercetări. În figura 5.1 sunt prezentate rezultatele sondajelor efectuate în diferite zone ale SUA pe 4 557 de unități de PC de către 3 organizații separate referitor la starea și durata de viață a instalațiilor.

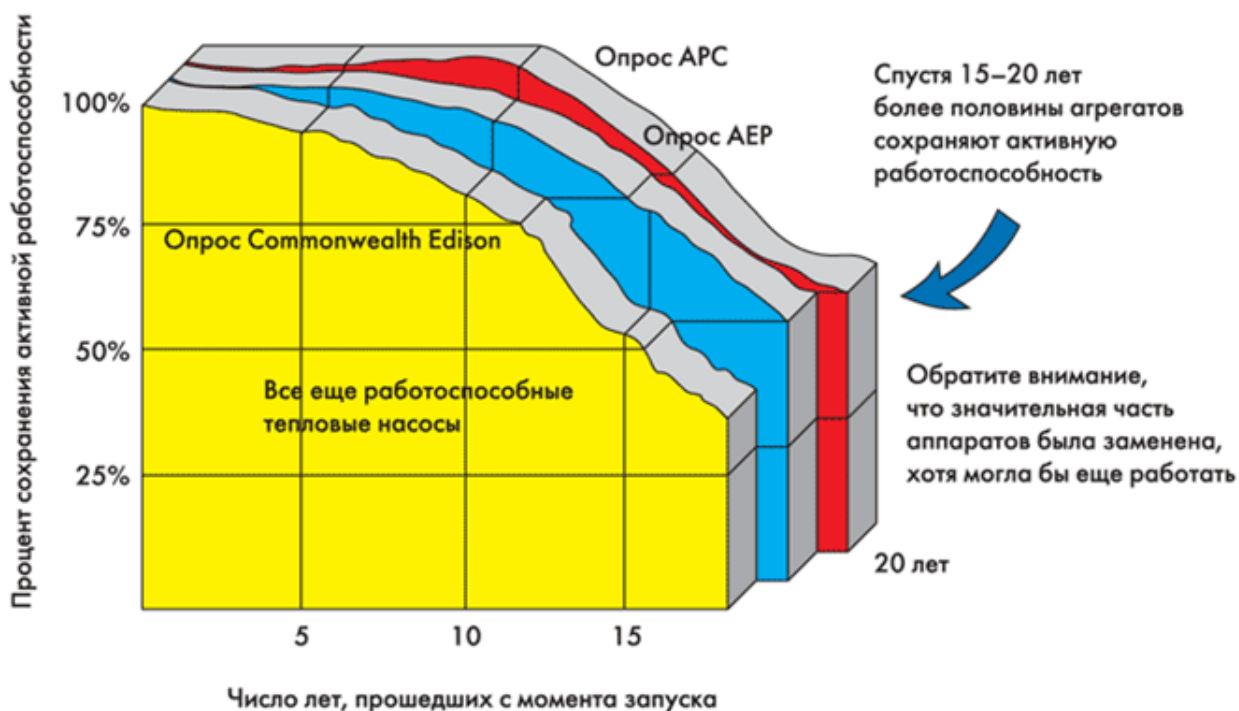


Figura 5.1 Rezultatele sondajelor privind durata de funcționare a PC.

După cum se vede din diagrama prezentată, conform rezultatelor tuturor 3 organizații, după 15 ani de funcționare 60 – 75 % din instalații erau în funcție, iar după 20 de ani – 35 - 50 %. După cum se vede din figura 5.2 aproape jumătate din instalațiile schimbate erau în stare de funcționare.

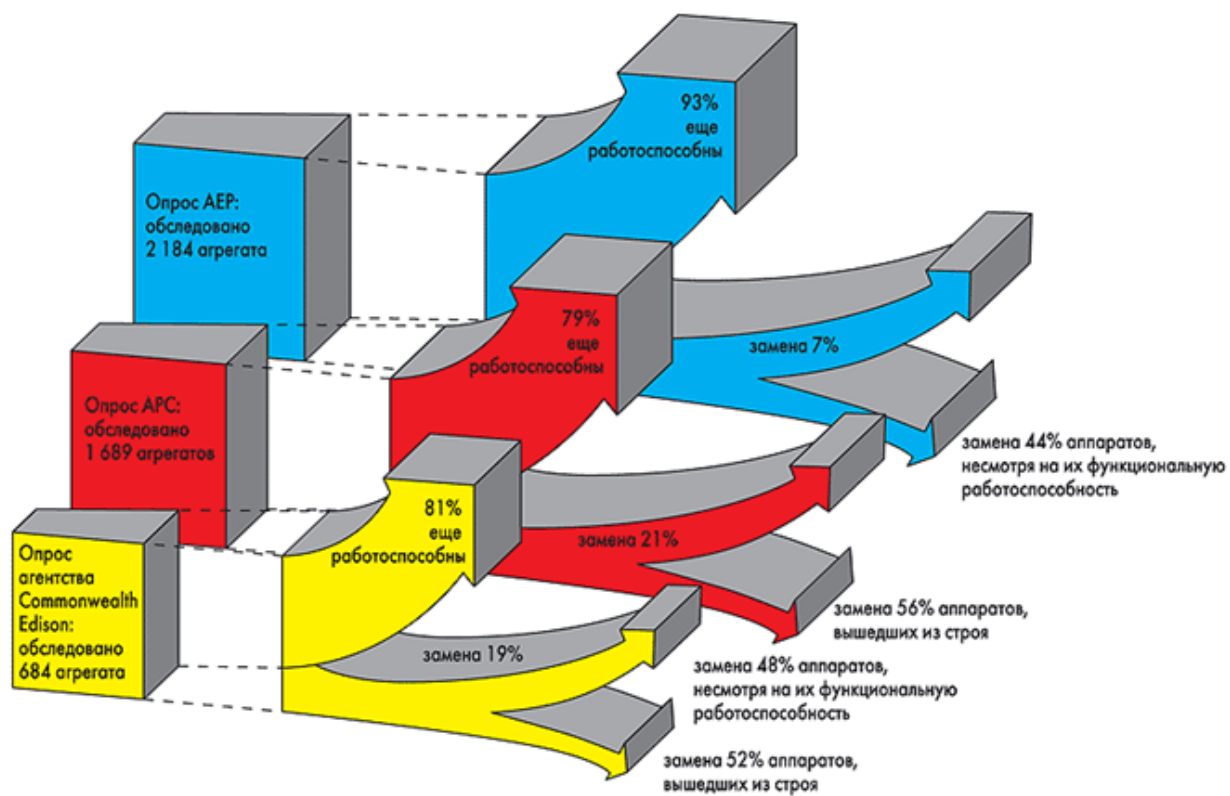


Figura 5.2 Starea instalațiilor de PC la data sondajelor.

6. EFICIENȚA UTILIZĂRII POMPELOR DE CĂLDURĂ

Consumul redus de energie la pompele termice este datorat randamentului sporit, care permite la 1 kW de putere electrică să se obțină 3 – 7 kW de putere termică.

Cît privește sistemele geotermale, ele au cele mai mici costuri de operare existente în climatizarea clădirilor comerciale sau de locuit. Astfel sau obținut costuri mai scăzute cu 70 % față de sistemele electrice de climatizare și cu 50 % față de pompele de căldură cu sursă de aer.

În cazul centralelor utilizatoare de combustibil, costurile se reduc cu 45 %, iar în procesul de răcire al clădirilor, economiile sunt de 90 %.

Coeficientul de performanță al pompelor de căldură geotermale ating valorile de 3,5 – 5,5, ceea ce înseamnă faptul că la fiecare unitate de energie electrică introdusă în sistem se obțin 3,5 – 5,5 unități de energie în clădire, deoarece 2,5 – 4,5 unități de energie provin gratis din pământ.

Pompele termice permit cu un consum redus de energie electrică, nu mai de menținut un regim de confort de temperatură în spațiul locativ, dar și de obținut o cantitate de apă fierbinte.

Termenii de deservire a circuitului instalat în sol a pompelor termice este de 50 – 70 ani, iar a compresorului 15 ani, care poate fi ușor înlocuit după acest termin.

Caracteristicile comparative a cheltuielilor de deservire la încălzirea clădirilor și obținerea apei calde, cît și la procurarea lor luînd în considerație acelaș indice de putere termică (10,8 kW) sunt redate în fig. 6.1 – 6.4.

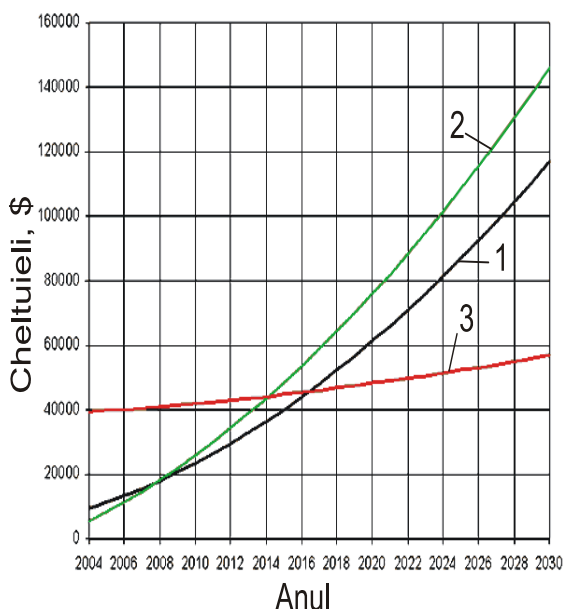


Figura 6.1 Cheltuieli la procurarea și deservirea sistemelor de încălzire

($Q = 10,8 \text{ kW}$).

1 – instalație pe baza de combustibil lichid, 2 – instalație electrică, 3 – pompă de căldură.

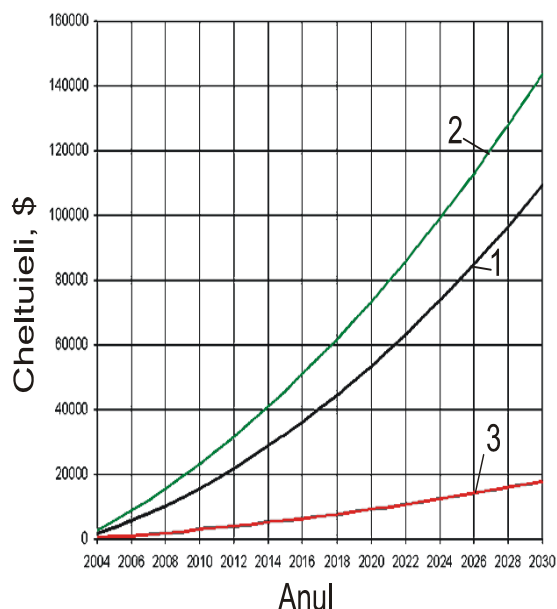


Figura 6.2 Cheltuieli la deservirea sistemelor de încălzire

($Q = 10,8 \text{ kW}$).

1 – instalație pe baza de combustibil lichid, 2 – instalație electrică, 3 – pompă de căldură.

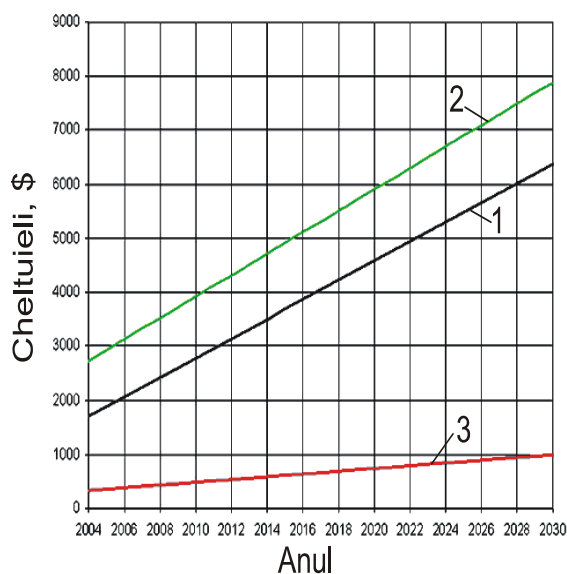


Figura 6.3 Cheltuieli anuale la deservirea sistemelor de încălzire

($Q = 10,8 \text{ kW}$).

1 – instalare pe baza de combustibil lichid, 2 – instalare electrică, 3 – pompă de căldură

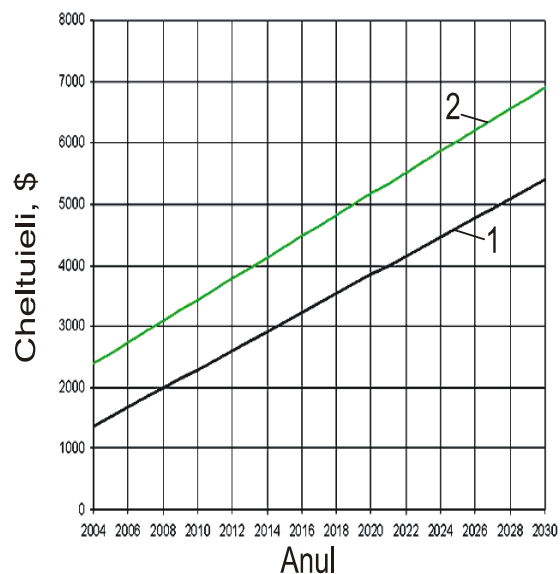


Figura 6.4 Economia anuală la deservirea pompei de căldură față de alte sisteme de încălzire

($Q = 10,8 \text{ kW}$).

1 – instalare pe baza de combustibil lichid, 2 – instalare electrică

Din aceste grafice se poate trage concluzia că pompele termice au o eficacitate mai mare decât sistemele de încălzire care funcționează pe baza de combustibil lichid și cu utilizarea directă a energiei electrice.

Dacă un încălzitor electric sau radiatorul de ulei este folosit pentru a încălzi o cameră, va trebui să utilizăm aceeași capacitate de energie electrică pentru încălzire. Cu toate acestea, utilizând mai puțină cantitate de energie, același nivel de încălzire poate fi furnizat, atunci când utilizați un aparat de aer condiționat functionand pe încălzire (pompă de căldură). Dacă presupunem că avem un aparatul de aer condiționat cu un $COP=3$. Pentru a obține aceeași cantitate de căldură, doar 33% din energia electrică este necesară, deoarece restul de 67% este luată direct din exterior. Aceasta înseamnă o economie de 67%.

6.1 Compararea cheltuielilor la încălzirea a unei case cu diferite surse de încălzire

Se compară următoarele surse de căldură:

1. Pompă de căldură ($COP=5,5$);
2. Centrala cu gaze naturale cu randament 0,9;
3. Centrala cu gaz lichifiat cu randament 0,9;
4. Un sistem de încălzire electric cu randament 1.

Suprafața încăperii este 250 m^2 ($h=3\text{m}$) cu necesarul de căldură $12,5 \text{ kW}$ [17].

1. Pompă de căldură ($\text{COP}=5,5$):

- Puterea termică instalată = $12,5 \text{ kW}$;
- Randament, adică $\text{COP}=5,5$;
- Ore de funcționare/an = 1700ore ;
- Preț a energiei electrice = $1596\text{lei}/1000\text{kWh}$;
- Consum anual de energie electric: $(12,5 \text{ kW}/5,5) \times 1700 \text{ h} = 3863 \text{ kWh/an}$;
- **Costuri anuale:** $3863\text{kWh} \times 1,596\text{lei/kWh} = \mathbf{6165,3\text{lei/an}}$.

2. Centrala cu gaze naturale cu randament $0,9$:

- Putere termică instalată = $12,5 \text{ kW}$;
- Randament = $0,9$;
- Ore de funcționare/an = 1700ore ;
- Prețul la gaz = $4200\text{lei}/1000\text{m}^3$;
- Puterea calorică = $10,42 \text{ kWh/m}^3$;
- Consumul anual de gaz: $12,5\text{kW} \times 1700\text{h} / 10,42 \text{ kWh/m}^3 \times 0,9 = 2266 \text{ m}^3/\text{an}$;
- **Costuri anuale:** $2266\text{m}^3 \times 4,2\text{lei/m}^3 = \mathbf{9517,2\text{lei/an}}$.

3. Centrala cu gaz lichifiat cu randament $0,9$:

- Puterea termică instalată = $12,5 \text{ kW}$;
- Randament = $0,9$;
- Ore de funcționare/an = 1700ore ;
- Preț gaz lichifiat = $13,8 \text{ lei/kg}$;
- Puterea calorică = $12,6\text{kWh/kg}$;
- Consumul anual de gaz lichifiat: $12,5\text{kW} \times 1700\text{h} / 12,6\text{kWh/kg} \times 0,9 = 1874 \text{ kg/an}$;
- **Costuri anuale:** $1874 \text{ kg} \times 13,8\text{lei/kg} = \mathbf{26048\text{lei/an}}$.

4. Un sistem de încălzire electric cu randament 1 :

- Puterea termică instalată = $12,5 \text{ kW}$;
- Randament = 1 ;
- Ore de funcționare/an = 1700ore ;
- Prețul la energia electrică $1596\text{lei}/1000\text{kWh}$;

- Consumul anual de energie electric: $12,5 \text{ kW} \times 1700 \text{ h} = 21250 \text{ kWh/an}$;
- **Costuri anuale:** $21250 \text{ kWh} \times 1,596 \text{ lei/kWh} = \mathbf{33915 \text{ lei/an}}$.

După cum se vede cel mai mic cost este la pompa de căldură, de 1,5 mai mic ca la central cu gaz natural, de 4,22 mai mic ca la central cu gaz lichifiat și de 5,5 mai mic ca la sistemul de încălzire electric.

6.2 Compararea eficacității încălzirii cu PC (aer-aer) și o centrală termică individuală

Pentru Republica Moldova, care importă practic tot combustibilul fosil consumat, pompele de căldură prezintă o perspectivă evidentă. În prezent în republică funcționează câteva mii de split instalații „aer-aer” cu destinație dublă. În tabelul 6.1 sunt prezentate în paralel investițiile și prețurile de cost ale căldurii la o Centrală Termică (CT) individuală și la o instalație de PC pentru un apartament cu suprafața încălzită de 70 m^2 locuit de 4 persoane. Prețurile utilajului s-au luat de pe piața RM, tarifele la gaz și energia electrică – cele existente la 1 ianuarie 2009. Pentru investițiile s-au considerat pentru încălzire și apă caldă menajeră, pentru PC – s-au împărțit între încălzire și condiționare. În tabel sunt prezentate atât prețul de cost cu toate cheltuielile, cât și plata curentă, în timpul sezonului, fără includerea investițiilor, care au fost făcute anterior.

Tabelul 6.1 Investițiile și costurile energiei termice la încălzirea unui apartament cu centrala termică și cu pompa de căldură „aer-aer”.

		CT	PC
Investiții totale, mii lei		7,0	20,5
Preț de cost al căldurii, lei/Gcal	total	617	527

Deși investițiile în PC sunt de 3 ori mai mari, prețul de cost al căldurii este considerabil mai mic, mai ales cel care va fi plătit lunar în timpul sezonului, adică pentru gaz la CT și pentru energia electrică la PC. Prețul de cost a fost calculat pentru PC la temperatura la temperatura medie a sezonului de încălzire pentru Moldova care este de $+0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$. În figura 6.5 este prezentată dependența prețului de cost al căldurii de temperatura aerului exterior.

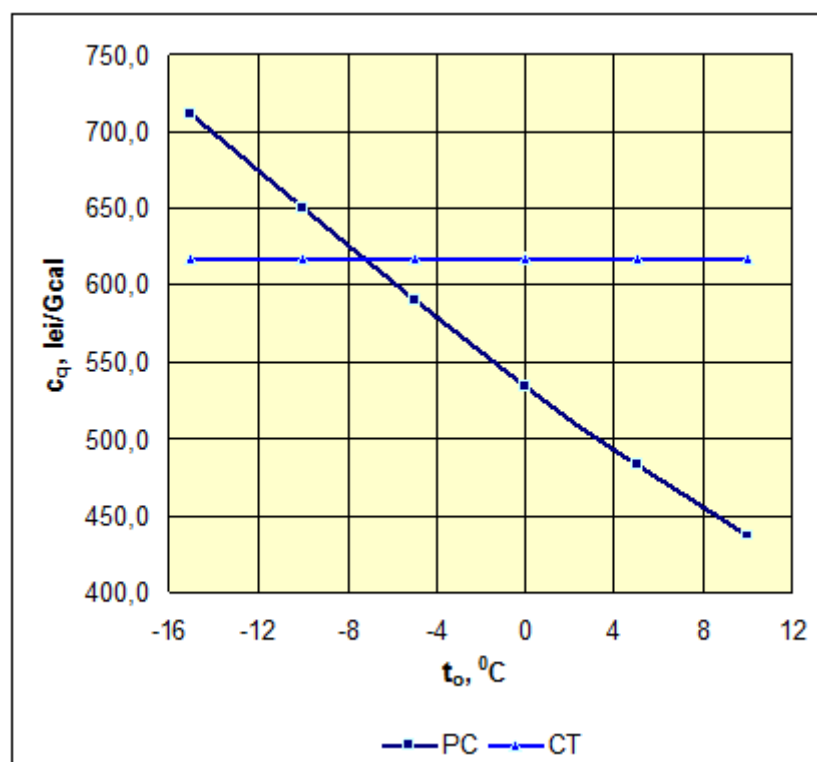


Figura 6.5 Dependenta prețului de cost al căldurii de temperatura aerului exterior.

După cum se vede din grafic, costul căldurii produse de PC este influențat foarte mult de temperatura din exteriorul clădirii: în timpul sezonului ea crește cu reducerea temperaturii de aproape două ori, pe când costul căldurii de la CT practic nu se schimbă. Dar pompele de căldură cedează centralelor termice numai la temperaturi sub -7°C . Acest factor, precum și alții cum ar fi simplitatea și comoditatea servirii, posibilitatea utilizării lor pentru condiționare pe timp de vară, lămuresc răspândirea largă a acestor instalații în ultimul timp și perspectivele lor de mai departe.

6.3 Analiză comparativă a consumurilor și costurilor în dependență de instalația utilizată

Rentabilitatea unei pompe de căldură depinde de diverși parametri cum ar fi:

- coeficientul de performanță al pompei de căldură;
- numărul de ore de funcționare din timpul unui an;
- cheltuieli de investiție;
- costul combustibilului;
- alte cheltuieli suplimentare.

Influența diversilor parametri asupra rentabilității unei pompei de căldură acționată cu electromotor în comparație cu încălzirea electrică pe de o parte și încălzirea cu cazan cu combustibili fosili pe de altă parte este prezentată în figura 6.6. La baza realizării acestei diagrame stau anumite ipoteze referitoare la cheltuielile de investiție și la prețurile pentru combustibili fosili.

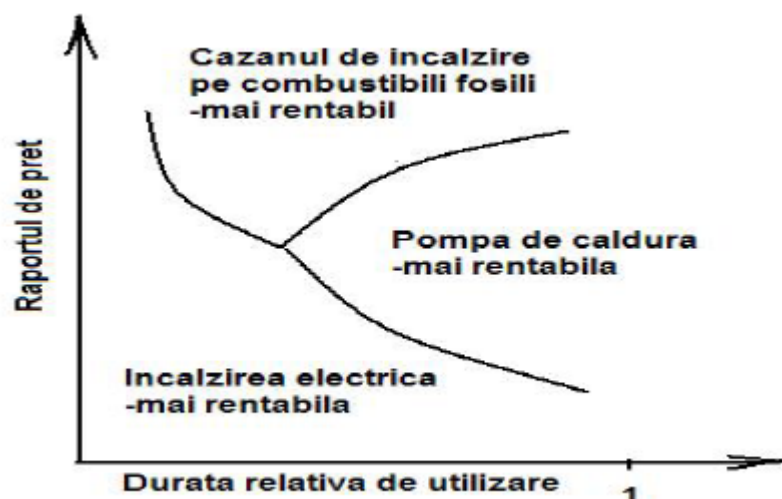


Figura 6.6 Domeniul de rentabilitate pentru diverse sisteme de încălzire.

Diagrama prezintă domeniul de rentabilitate pentru diverse sisteme de încălzire: mărimea din abscisă este durata relativă anuală de utilizare, iar mărimea din ordonată este raportul dintre prețul energiei electrice și cel al energiei provenite din combustibilii fosili. Din figură se observă că, în condițiile unor anumite prețuri pentru energia electrică și pentru combustibilul gazos sau lichid, rentabilitatea unei pompe de căldură crește pe măsură ce durata anuală de funcționare este mai mare. Rentabilitatea poate să crească simțitor atunci când coeficientul de performanță al pompei de căldură crește, ca de exemplu de la 3 la 4 după cum se poate vedea din figura 6.7. Diversele zone din câmpul diagramei se schimbă și la modificarea cheltuielilor de investiții sau ale costurilor energiei.

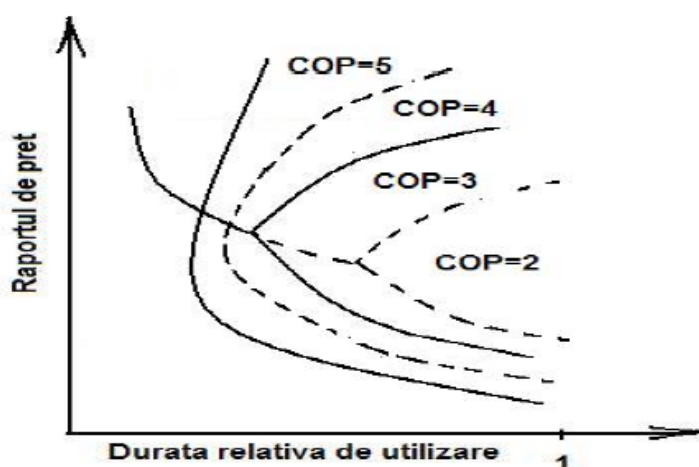


Figura 6.7 Influența coeficientului de performanță al pompei de căldură asupra rentabilității.

Din păcate nu sunt posibile prognoze cu caracter general. Din această cauză, fiecare caz în care se dorește utilizarea unei pompe de căldură trebuie analizat separat, prin compararea cheltuielilor pe care le implică diversele sisteme de încălzire. Aceste cheltuieli pot fi grupate în patru mari categorii, și anume:

- Cheltuieli legate de utilizare – în această categorie intră în primul rând cheltuielile pentru combustibili și energie. Tot aici trebuie însă incluse și cheltuielile pentru energia suplimentară, și pentru materialele necesare în funcționare, cheltuielile pentru transport și depozitarea combustibililor, împreună cu plate dobânzilor aferente.
- Cheltuieli legate de investiții – în această categorie intră cheltuielile propriu-zise de investiție, precum și cele de reparații.
- Cheltuielile legate de întreținere – în această categorie intră în principal cheltuielile pentru întreținere, supraveghere și curățire.
- Alte cheltuieli – în această categorie intră toate cheltuielile suplimentare, ca de exemplu cele pentru asigurări, piverse plăți etc.

Pentru calculul cheltuielilor în scopul încălzirii se prezintă în continuare un procedeu simplificat. Punctul de plecare în stabilirea necesarului de energie îl constituie calculul necesarului de căldură pentru încălzire al clădirii, care depinde în primul rând de izolarea termică a acesteiași de condițiile climatice. Necesarul de căldură se stabilește în conformitate cu normativele în vigoare și reprezintă puterea termică nominală pe care trebuie să o asigure instalația de încălzire.

Se consideră că instalația funcționează în permanență numai în condițiile nominale, deci la puterea maximă- astfel că timpul (fictiv) de funcționare se poate aprecia prin numărul total de ore de funcționare la capacitate nominală. Consumul anual de energie reprezintă cantitatea de energie ce trebuie furnizată unei instalații de încălzire, în decursul unui an cu scopul acoperirii necesarului anual de căldură și se calculează cu relația (6.1).

$$Q_{anual} = Q_{necesar} \cdot \tau \quad (6.1)$$

$$Q_{anual} = 10,5 \cdot 2800 = 29400 \text{ kWh/an}$$

Q_{anual} - reprezinta necesarul de caldura kW;

τ - reprezinta numarul orelor de funcționare.

Consumul anual de energie nu este egal pentru toate sistemele de încălzire. Eficiența cu care este produsă căldura este exprimată prin intermediul randamentului anual pentru cazanele clasice sau prin eficiența termică pentru pompele de căldură.

Consumul anual de energie se calculează cu relațiile (6.2) în cazul cazanelor pe combustibili fosili și cu (6.3) în cazul pompelor de căldură:

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{\eta_{anual}} \quad (6.2)$$

$$B_{anual} = \frac{Q_{anual}}{COP} \quad (6.3)$$

unde:

B_{anual} - Consumul anual de energie;

COP - este eficiența termică a pompei de căldură;

η_{anual} - este randamentul anual mediu al cazanelor, pentru cazane cu combustibili gazeos este 0,81 ... 0.85.

Cheltuielile anuale pentru energie se obțin prin multiplicarea consumului anual de energie cu prețurile corespunzătoare pentru energia electrică respectiv combustibil gazeos.

$$C = B_{anual} \cdot P \text{ [lei]} \quad (6.4)$$

unde:

C - reprezintă cheltuielile anuale pentru energie în lei;

B_{anual} - reprezintă eficiența cu care este produsă căldura în kWh/an;

P - reprezintă prețul unui kW de energie în lei.

Un metru cub de gaz metan are prețul de 6,6 lei și este echivalentul a 9,3 kWh, prin urmare prețul P al unui kWh produs din gaz metan este de 0,7 lei. Prețul P al unui kW/h electric este de 1,48 lei.

Pentru cazane pe combustibil gazeos:

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{anual} = \frac{29400}{0,83} = 35422 \text{ kWh/an} \quad (6.5)$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = 35422 \cdot 0,7 = 24795 \text{ lei} \quad (6.6)$$

Pentru incalzirea electrica cu radiatoare sau aeroterme:

- consumul anual de energie se calculează cu relația următoare:

$$B_{anual} = Q_{anual} = 29400 \text{ kWh/an} \quad (6.7)$$

- cheltuielile anuale pentru energie se calculează cu relația următoare:

$$C = 29400 \cdot 1,48 = 43512 \text{ lei} \quad (6.8)$$

Pentru pompe de caldura: tabelul 6.2.

Tabelul 6.2 Consumul anual de energie și cheltuielile anuale pentru energie.

Tipul pompei de caldura	Aer - Apa		Apa - apa		Sol - Apa colectori		Sol - Apa sonde	
Tipul subracirii	Norm	Avan	Norm	Avan	Norm	Avan	Norm	Avan
COP	2.6	2.73	4.15	4.43	3.83	4.07	4.03	4.31
Consumul anual de energie, kWh/an	11307		7084		7676		7295	
	10769		6636		7223		6821	
Cheltuielile anuale pentru energie, lei	16734		10484		11360		10797	
	15938		9822		10690		10095	

În figura 6.8 este reprezentată variația consumului anual de energie în funcție de instalația utilizată.

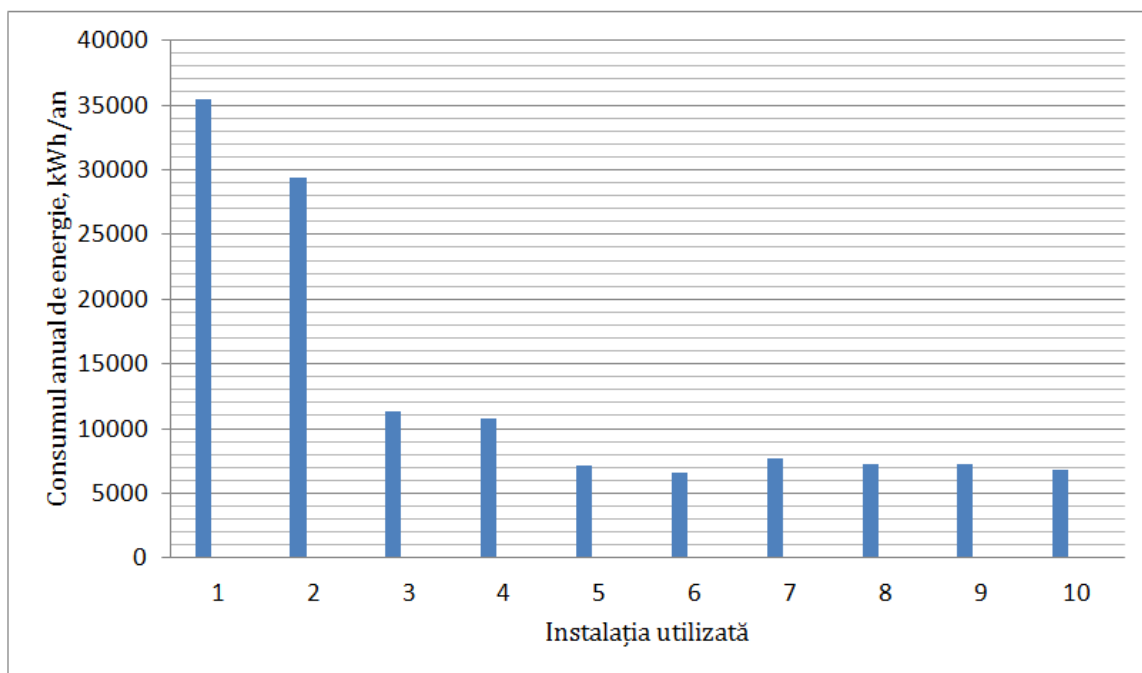


Figura 6.8 Variația consumului anual de energie în funcție de tipul instalației:

1-Cazan pe combustibil gazos, 2-Aeroterme sau radiatoare electrice, 3-Pompa de căldură aer - apă cu subrăcire normal, 4-Pompa de căldură aer - apă cu subrăcire avansată, 5-Pompa de căldură apă - apă cu subrăcire normal, 6-Pompa de căldură apă - apă cu subrăcire avansată, 7-Pompa de căldură sol - apă cu colectori cu subrăcire normal, 8-Pompa de căldură sol - apă cu colectori cu subrăcire avansată, 9-Pompa de căldură sol - apă cu sonde cu subrăcire normal, 10-Pompa de căldură sol - apă cu sonde cu subrăcire avansată.

Din diagramă se observă că cazanul pe combustibil gazos are cel mai mare consum anual de energie. Acest lucru se datorează randamentelor scăzute ale cazanelor, randamente care sunt subunitare. O ușoară scădere a consumului se sesizează în cazul încălzirii electrice.

Cea mai bună soluție din punct de vedere al consumului anual de energie o reprezintă utilizarea pompelor de căldură, caz în care consumul de energie se poate reduce de pînă la cinci ori. Se observă o creștere mai pronunțată în cazul pompei aer-apă a consumului de energie față de celelalte variante de pompe de căldură. Pompa cu consumul de energie cel mai scăzut este pompa de căldură apă-apă, urmată îndeaproape de pompa de căldură sol-apă cu sonde. Se observă de asemenea o scădere a consumului anual de energie în cazul utilizării unei subrăciri avansate decât în cazul unei subrăciri normale. În figura 6.9 sunt prezentate cheltuielile anuale pentru energie în funcție de tipul variantei de încălzire.

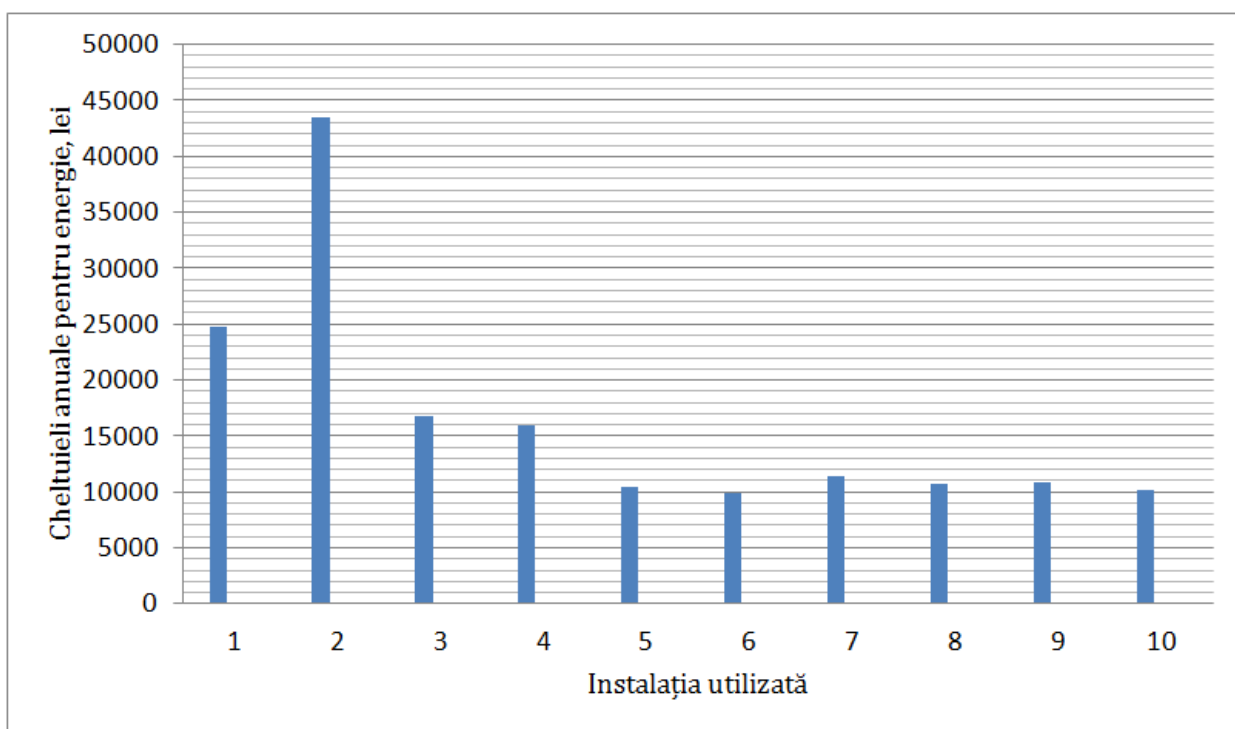


Figura 6.9 Cheltuieli anuale pentru energie în funcție de tipul instalației.

Din diagrama de mai sus se observă că cele mai mari cheltuieli pentru încălzire sunt în cazul încălzirii electrice cu aeroterme sau radiatoare electrice. Aceste cheltuieli mari (de patru ori mai mari decât în cazul pompelor de căldură apă-apă și sol-apă) se datorează prețului mai ridicat a unui kW electric (1,48 lei) față de cel produs din combustibili fosili (0,7 lei în cazul gazului metan). Cheltuieli însemnate se înregistrează și în cazul utilizării pompei de căldură aer-apă datorită eficienței termice scăzute a acesteia.

6.4 Analiza comparativă a cheltuielilor în dependență de clasa de eficiență energetică a clădirii

Legea cu privire la eficiența energetică nr.142 din 2 iulie 2010, creează cadrul juridic necesar aplicării Directivei Europene 2006/32/CE a Parlamentului European și a Consiliului din 5 aprilie 2006 privind eficiența energetică la consumatorii finali și serviciile energetice. Scopul ei este crearea premiselor îmbunătățirii eficienței energetice, inclusiv prin fondarea și susținerea activității structurilor antrenate în elaborarea și în realizarea programelor, planurilor, serviciilor energetice, altor măsuri de eficientizare a consumurilor de energie.

Majoritatea clădirilor vechi din Republica Moldova sunt încadrate în clasele energetice C, D și E având consumuri specifice anuale pentru încălzire, peste 200 kWh/m²/an. În acest context, o măsură inteligentă de economisire a energiei este reducerea consumului anual specific de energie pentru încălzire la sub 100 kWh/m²/an [2].

Clasele de eficiență energetic pentru încălzire conform normelor europene sunt reprezentate în tabelul 6.3.

Tabelul 6.3 Clasele de eficiență energetic.

Clasa	Necesarul specific de căldură pentru încălzire kWh/(m ² anual)
Case passive	pîna la 15
Case cu consum redus de energie	15-40
A	40-80
B	80-121
C	121-166
D	166-217
E	217-277
F	277-347
G	347-433
H	433-544
I	544-700
J	700 și mai mult

În tabelul 6.3 pentru clasele de eficiență, la o casă de 200 m², sunt calculate costurile energiei produse de o pompă termică cu COP=3.5 și la arderea gazului natural cu putere calorică $q = 33,5 \text{ MJ/m}^3$ [18], și randamentul cazanului de 0,9. Prin urmare apare întrebarea *cît costă un kWh de energie termică?*. Pentru pompa termică va fi:

$$C_{PC} = \frac{1,48 \text{ lei} / \text{kWh}}{3,5 \text{ kWh}} = 0,422 \text{ lei}$$

Pentru cazanul cu gaz volumul de gaz ce trebuie ars pentru a produce $1 \text{ kWh} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$ este:

$$V = \frac{3,6 \cdot 10^6}{33,5 \cdot 10^6} = 0,119 \text{ m}^3$$

$$C_{CT} = 0,119 \text{ m}^3 \cdot 6,59426 \text{ lei} / \text{m}^3 = 0,784 \text{ lei}$$

Tabelul 6.4 Costurile energiei produse.

Clasa	Necesarul specific de căldură pentru încălzire, kWh/(m ² anual)	Necesarul specific de căldură, kWh/anual	Costul anual a energiei produsa cu cazanul termic C_{CT} , lei	Costul anual a energiei produsa cu pompa termica C_{PC} , lei	Diferența de costuri, lei
Case passive CPE	pîna la 15	3000	2353	1266	1087
Case cu consum redusde energie CER	15-40	7000	5488	2954	2534
A	40-80	12000	9408	5064	4344
B	80-121	20000	15680	8440	7240
C	121-166	28000	21952	11816	10136
D	166-217	38000	29792	16036	13756
E	217-277	50000	39200	21100	18100
F	277-347	60000	47040	25320	21720
G	347-433	78000	61125	32916	28209
H	433-544	96000	75264	40512	34752
I	544-700	124000	97216	52328	44888
J	700 și mai mult	160000	125440	67520	57920

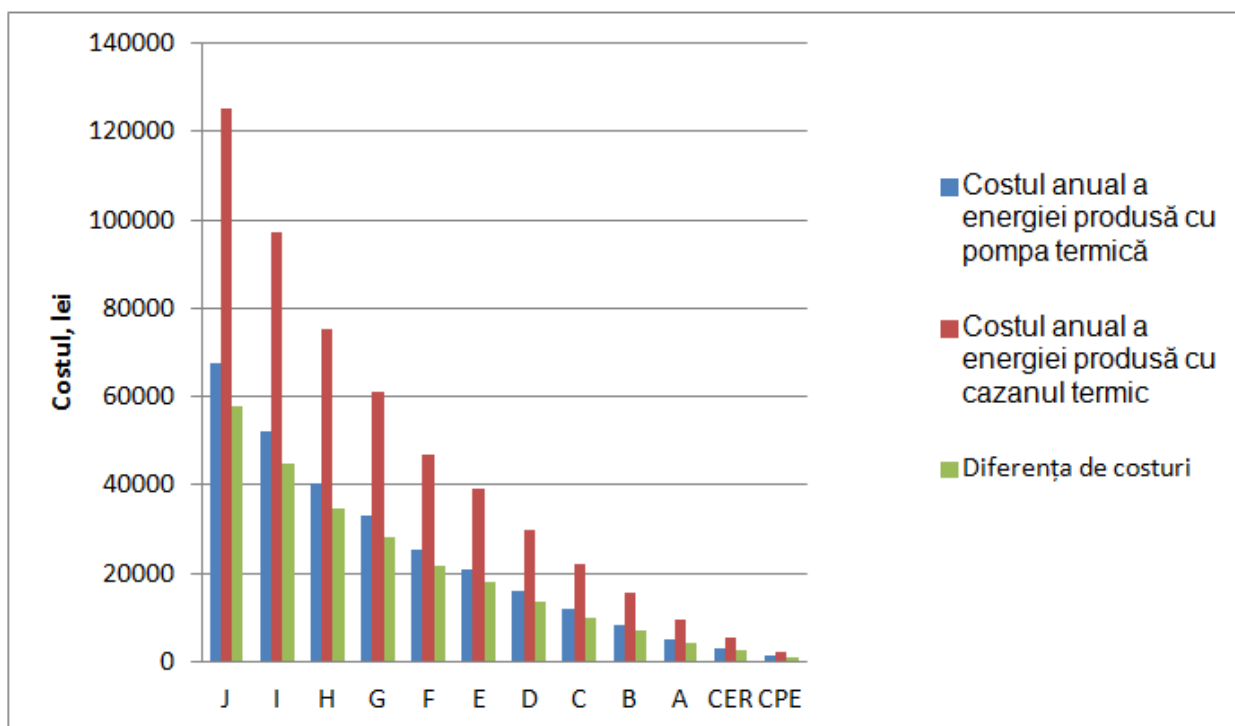


Figura 6.10 Variația costului energiei în dependență de clasa energetică a clădirii.

6.5 Calculul investițiilor și cheltuielilor anuale totale la încălzirea/condiționarea unei case de locuit din s.Grătiești, mun.Chișinău.

Calcululele sau efectuat pentru temperatura exterioară de -16°C , viteza medie a vântului 4,4 m/s și parametrii prezentați în tabelul 6.5.

Tabelul 6.5 Rezistența termică a construcției.

Tipul de construcție	$R_0 \text{ m}^2\text{K/W}$
Perete exterior de grosimea unei cărămizi PoroTherm 38STh, izolație din penopolistirol extrudat 50mm	3,7
Podeaua din beton, izolație din penopolistirol extrudat 100mm	3,58
Podul izolat cu penopolistirol extrudat 100mm	3,85
Acoperișul izolat cu penopolistirol extrudat 120mm	4,14
Podeaua balcoanelor și terasei izolată cu penopolistirol extrudat 100mm	3,52
Ferestrele și ușile de la balcoane de tip Low-E	0,51
Ușa de la intrare	0,44
Ușa din doua secții	0,76

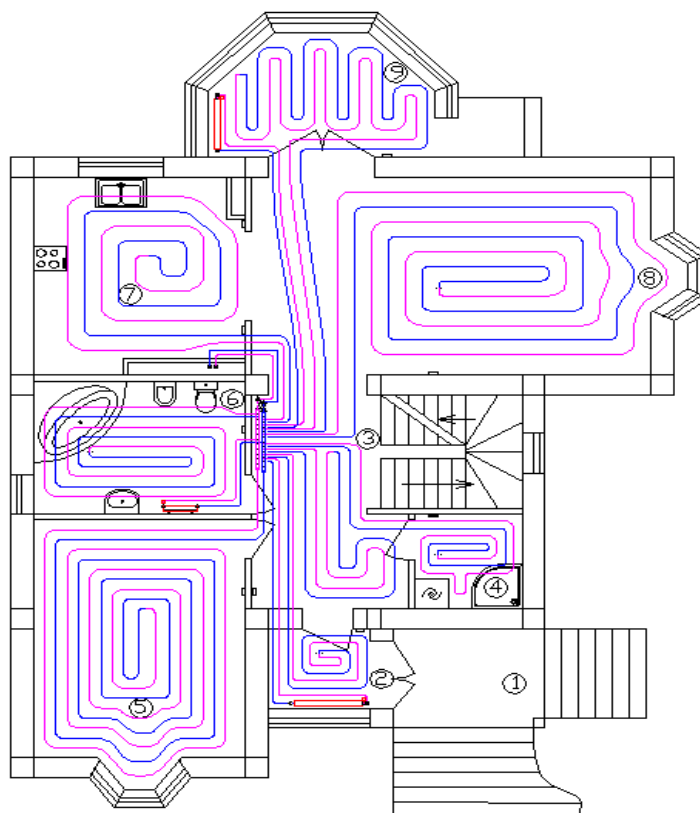


Figura 6.11 Plan parter.

Pierderile de căldură pentru parterul din figura 6.11 sunt prezentate în tabelul 6.6.

Tabelul 6.6 Pierderile de căldură la parter.

Nr.	Denumirea	Suprafața, m ²	T _{int} °C	Pierderi de căldură, W
1	Veranda	5,37	-	-
2	Tambur	3,95	16	790
3	Hol	13,21	18	635
4	Camera	3,64	18	210
5	Cabinet	18	20	990
6	Baie	10,06	25	475
7	Bucataria	15	18	580
8	Cameră de zi	28,22	18	1095
9	Grădina de iarnă	12,07	10	1525
	Total	109,52		6300

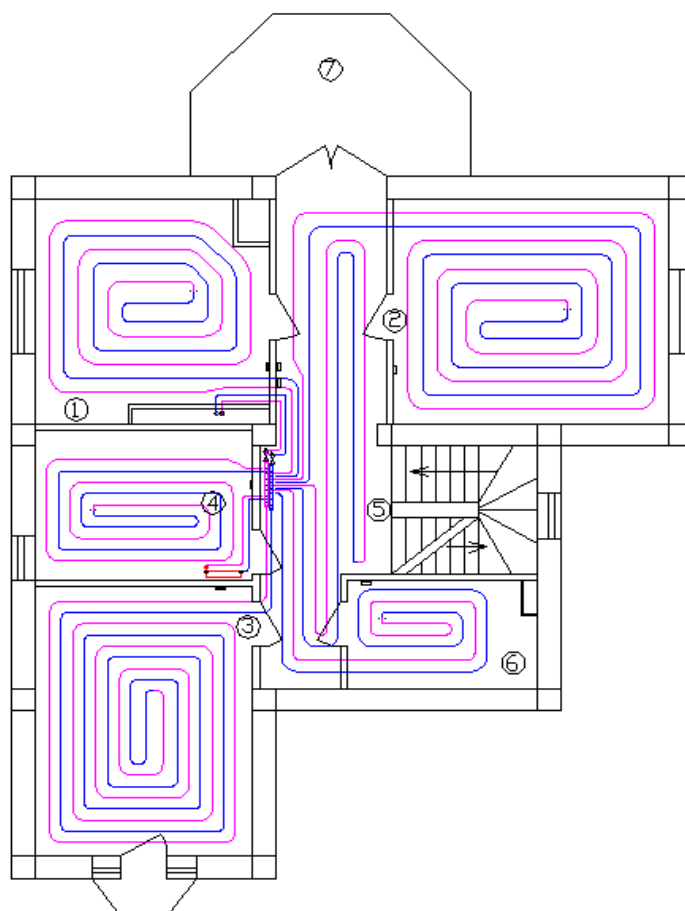


Figura 6.12 Plan etaj.

Pierderile de căldură pentru etajul din figura 6.12 sunt prezentate în tabelul 6.7.

Tabelul 6.7 Pierderile de căldură la etaj.

Nr.	Denumirea	Suprafața, m ²	T _{int} °C	Pierderi de căldură, W
1	Dormitor	16,14	20	725
2	Dormitor	19,02	20	885
3	Dormitor	18,01	20	1000
4	Baie	10,06	25	445
5	Hol	14,17	18	867
6	Dulap	6,27	18	300
7	Terasă	12,07	-	-
	Total	98,63		4220

În total suprafața ce trebuie încălzită este de 196 m², și pierderile de căldură 10520 W, necesarul anual de caldura pentru incalzire este de 150 kWh/an, pierderile de frig 9 kW. Luînd în considerație un coeficient de rezervă și necesitățile de apă caldă menajeră (cu temperature 55 °C) sa selectat pompa de căldură de la firma ALTAL-GRUP modelul GWHP15H cu puterea termică 14,98 kW, puterea electric 3,29 kW și COP 4,55. Pentru ia, în calitate de collector subteran s-au forat 4 sonde de 100m adincime. Încalzirea este în pardosia T₁/T₂=45/35 °C [20].

Tabelul 6.8 Investițiile și cheltuielile pentru diferite instalații.

Pompa de căldură				Cazan pe gaz		Split instalații	
Încălzire		Condiționare		Încălzire		Condiționare	
GWHP15H+montarea	5000	6 ventilo convectoare SABIANA Carisma CRC43+montare	2660	Viessmann Vitopend 100-W, 10-24,8kW, +montare	900	6 split instalații GREE 9000 BTU	1640
Încalzirea în pardosia, 22 euro m ²	4300	țeavă d=32mm 200 m	320	Încalzirea în pardosia, 22 euro m ²	4300	Monta- rea	600
Forarea sondelor+montare, 12 euro metru	4800	Izolație 200 m	380				
Furtunul, 1 euro metru	800	Montare	500				
Polipropilenglicoli, 0,75 euro litru	750						
Total, euro 10850		Total, euro 3860		I_{totale} =5200 euro		I_{totale} =2240 euro	
I_{totale} =14710 euro				Total: 7440 euro			
Costul căldurii, 696lei/Gcal				Costul căldurii, 1018 lei/Gcal			
Cheltuieli anuale totale: 1514 euro				Cheltuieli anuale totale: 1906 euro			

Se efectuează următoarele calcule:

1. Necesarul de căldură pe parcursul sezonului de încălzire:

$$Q_{inc} = Q_N \cdot \tau \cdot \frac{t_{cam} - t_{med}}{t_{cam} - t_{calcul}} \quad (6.9)$$

unde:

Q_N - necesarul de căldură nominal, kw;

τ - durata sezonului de încălzire, ore;

t_{cam} - temperatura din cameră;

t_{med} - temperatura medie de calcul pentru sezonul de iarnă;

t_{calcul} - temperatura de calcul pentru iarnă.

$$Q_{inc} = 10,52 \cdot 3984 \cdot \frac{20 - 0,6}{20 + 16} = 22585 kWh$$

2. Cantitatea de energie electrică consumată:

$$E_1 = \frac{Q_{inc}}{COP} \quad (6.10)$$

$$E_1 = \frac{22585}{3,5} = 6453 kWh$$

3. Costul energiei electrice consumate:

Tariful pentru un kWh este de 1,48 lei.

$$c_1 = 6453 \cdot 1,48 = 9550,2 lei$$

sau 605 euro.

Pompa de căldură pentru condiționare:

1. Necesarul de frig pe parcursul sezonului de condiționare:

$$Q_{cond} = Q_N \cdot \tau \quad (6.11)$$

unde:

Q_N - necesarul de frig nominal, kW;

τ - numărul orelor de funcționare a unui condiționar.

$$Q_{cond} = 9 \cdot 300 = 2700 kWh$$

2. Cantitatea de energie electrică consumată:

$$E_2 = \frac{Q_{cond}}{\varepsilon} \quad (6.12)$$

$$E_2 = \frac{2700}{2,5} = 1080 kWh$$

ε - eficiența frigorifică.

3. Costul energiei electrice consumate:

Tariful pentru un kWh este de 1,48 lei.

$$c_2 = 1080 \cdot 1,48 = 1598,4 lei$$

sau 100 euro.

Costul total de energiei pentru încălzire și condiționar:

$$c_{total} = c_1 + c_2 \quad (6.13)$$

$$c_{total} = 605 + 100 = 705 \text{euro}$$

Cheltuieli anuale totale la exploatarea pompei de căldură:

$$C_{anuale} = I_{anuale} + c_{total} + C_{intretinere} \quad (6.14)$$

I_{anuale} - investiții anuale;

$C_{intretinere}$ - cheltuieli anuale pentru intretinere.

$$I_{anuale} = \frac{I_{totale}}{T} \quad (6.15)$$

I_{totale} - investiții totale;

T - termenul de exploatare, ani.

$$I_{anuale} = \frac{14710}{20} = 735,5 \text{euro} / \text{an}$$

$$C_{intretinere} = I_{anuale} \cdot \frac{10\%}{100\%} = 73,5 \text{euro}$$

$$C_{anuale} = 735,5 + 705 + 73,5 = 1514 \text{euro}$$

Repartizarea investițiilor:

Costul pompei de căldură fără încălzire în pardosia este 6550 euro.

Cantitatea totală de energie produsă pentru încălzire și condiționare:

$$Q_{total} = Q_{inc} + Q_{cond} \quad (6.16)$$

$$Q_{total} = 22585 + 2700 = 25285 \text{kWh}$$

Cota parte a energiei pentru încălzire reprezintă 0,89 din total.

$$I_{tatale}^{inc} = 6550 \cdot 0,89 + 4300 = 10130 \text{euro}$$

$$I_{tatale}^{inc} = 6550 \cdot 0,11 + 3860 = 4580 \text{euro}$$

$$I_{anuale}^{inc} = \frac{10130}{20} = 506 \text{euro} / \text{an}$$

$$I_{anuale}^{cond} = \frac{4580}{20} = 229 \text{euro} / \text{an}$$

$$C_{intretinere}^{inc} = 506 \cdot \frac{10\%}{100\%} = 50,6 \text{euro}$$

$$C_{intretinere}^{cond} = 229 \cdot \frac{10\%}{100\%} = 22,9 \text{euro}$$

Cheltuieli anuale totale pentru încălzire:

$$C_{anuale} = 506 + 605 + 50,6 = 1161 \text{euro}$$

Costul căldurii produsa cu pompa de caldura:

$$c_{inc} = \frac{C_{anuale}}{Q_{inc}} \quad (6.17)$$

$$c_{inc} = \frac{1161}{22585} = 0,051 \text{euro} / \text{kWh} \cdot \frac{3600}{4,2} = 44 \text{euro} / \text{Gcal} \text{ sau } 696 \text{lei} / \text{Gcal}$$

Cheltuieli anuale totale pentru condiționare:

$$C_{anuale} = 229 + 100 + 22,9 = 352 \text{ euro}$$

Costul frigului produs cu pompa de caldura:

$$c_{cond} = \frac{C_{anuale}}{Q_{cond}} \quad (6.18)$$

$$c_{inc} = \frac{352}{2700} = 0,13 \text{ euro} / kWh \cdot \frac{3600}{4,2} = 111 \text{ euro} / Gcal \text{ sau } 1754 \text{ lei} / Gcal$$

Pentru cazanul pe gaz:

Investiții anuale:

$$I_{anuale} = \frac{5200}{10} = 520 \text{ euro}$$

I_{totale} - investiții totale;

T - termenul de exploatare, ani.

Cheltuieli anuale pentru întreținere:

$$C_{intretinere} = 520 \cdot \frac{10\%}{100\%} = 52 \text{ euro}$$

Consumul anual de gaz:

$$B = \frac{Q_{inc} \cdot 3,6}{c \cdot \eta} \quad (6.19)$$

c - putere caloric a gazului 33,5 MJ/m³;

η - randamentul cazanului.

$$B = \frac{22585 \cdot 3,6}{33,5 \cdot 0,9} = 2697 m^3$$

Costul gazului este 1m^3 - 6,6 lei.

$$c_{\text{gaz}} = 2697 \cdot 6,6 = 17800\text{lei} \quad \text{sau } 1126\text{euro}$$

Cheltuieli anuale totale pentru încălzirea cu gaz:

$$C_{\text{anuale}} = 520 + 52 + 1126 = 1698\text{euro}$$

Costul căldurii produse cu cazanul pe gaz:

$$c_{\text{inc}} = \frac{1698}{22585} = 0,075\text{euro} / kWh \cdot \frac{3600}{4,2} = 64,4\text{euro} / Gcal$$

sau 1018 lei/Gcal.

Pentru split instalații:

Investiții anuale:

$$I_{\text{anuale}} = \frac{2240}{20} = 112\text{euro}$$

$$C_{\text{intretinere}} = 112 \cdot \frac{10\%}{100\%} = 11,2\text{euro}$$

Cantitatea de energie electrică consumată:

$$E = \frac{Q_{\text{cond}}}{\varepsilon} \tag{6.20}$$

$$E = \frac{2700}{3} = 900\text{kWh}$$

ε - eficiența frigorifică.

Costul energiei electrice consumate:

Tariful pentru un kWh este de 1,48 lei.

$$c = 900 \cdot 1,48 = 1332 \text{ lei} \text{ sau } 84 \text{ euro}$$

Cheltuieli anuale totale pentru condiționarea cu split sisteme:

$$C_{anuale} = 112 + 11,2 + 84 = 208 \text{ euro}$$

Costul frigului produs:

$$c_{inc} = \frac{208}{2700} = 0,077 \text{ euro} / kWh \cdot \frac{3600}{4,2} = 66 \text{ euro} / Gcal \text{ sau } 1043 \text{ lei/Gcal}$$

Cheltuieli anuale totale la funcționarea a cazanului pe gaz și a split instalațiilor pentru condiționare:

$$C_{anuale} = 1698 + 208 = 1906 \text{ euro}$$

BIBLIOGRAFIE

1. P. Vârlan. **Instalații de încălzire**. Chișinău, Ed. "Tehnica" U.T.M., 1996, p.330.
2. A.Leca, I.Prisecaru. **Proprietăți termofizice și termodinamice. Solide, lichide, gaze**. Vol I. Ed. Tehnică, București, 1994.
3. **Intergovernmental Panel on Climate Change**. Fourth Assessment Report. 2007.
4. <http://www.hladonositeli.ru>
5. www.et.dtu.dk/CoolPack
6. **Tehnica Instalațiilor**. Revista de specialitate.
http://www.tehnicainstalatiiilor.ro/articole/nr_36/nr36_art.asp?artnr=22
7. **Energy Scenario Development Analysis: WEC Policy to 2050**. World Energy Council 2007.
8. D.Ștefănescu, A.Leca, I.prisecaru, L.Luca, A.Badea, M.Marinescu. **Transfer de căldură și masă. Teorie și aplicații**. București, 1983.
9. N. Leonăchescu. **Transferul de căldură între construcții și sol**. Editura tehnică. București – 1989, p.363.
10. Viessman. **Pompe de căldură. Instrucțiuni de proiectare**.
11. El.Neacșu, M.Nagi. **Termotehnica. Tabele, diagrame, formule**. Timișoara, 1992.
12. A. Leca, E.-A. Mladin, M. Stan. **Transfer de căldură și masă. O abordare inginerască**. Editura tehnică. București – 1998, p.783.
13. PORSCHE București Vest 2: **Un exemplu de valorificare complexă a energiei pământului**.
<http://www.geoexchange.ro/resurse/>
14. COM(2006) 848 final. **COMUNICAREA COMISIEI CĂTRE CONSILIU ȘI PARLAMENTUL EUROPEAN. Foaie de parcurs pentru energia regenerabilă. Energiile regenerabile în secolul XXI: construirea unui viitor mai durabil**. Bruxelles, 10.1.2007.
<http://64.233.183.104/search?q=cache:ZhcgjHFS9OQJ:eur-lex.europa.eu/LexUriServ/>
15. IEA Heat Pump Centre, **"Closed Loop Ground – Coupled Heat Pump"**, Informative Fact Sheet, January 2002.

16. Gh. Dumitraşcu, V. Macri, Ov. Virgil Stădolescu, ***“Utilizarea energiei solare”***, Timpul, Iaşi, 1998.
17. B. Sanner, V. G. Chant ***“Seasonal Cold Storage in the Ground Using Heat Pumps”***, IEA Heat Pump Centre Newsletter, vol. 10, Nr.1, March 1992.
18. Antal C., Bendea C., Cohut I., ***Clasificarea pompelor de căldură cu sursă geotermală***. Analele Universităţii din Oradea, Fascicula Colegiului Tehnic, Economic şi de Administraţie, Domeniul Tehnic, Oradea, 2002.
19. Antal C., Bendea C., Gordan M., ***Activităţi necesare pentru promovarea pompelor de căldură din sursă geotermală***. Analele Universităţii din Oradea, Fascicula Colegiului Tehnic, Economic şi de Administraţie, Domeniul Tehnic, Oradea, 2002.
20. Bălan, M., ***Instalaţii frigorifice. Teorie şi programe pentru instruire***. Editura Todesco, Cluj-Napoca, 2000.
21. Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., Curtis, R., Hellstrom, G., ***Geothermal (Ground-Source) Heat Pumps – A World Overview***. available on-line at <http://www.geothermie.de>
22. Eric Granryd, Ingvar Ekroth, Per Lundqvist, Ake Melinder, Bjorn Palm, Peter Rohlin, ***Refrigerating engineering***. Department of Energy Technology, Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm 2005.
23. ***Directiva 2009/28/EC a Parlamentului şi Consiliului European privind promovarea utilizării energiei din surse regenerabile***. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0016:0062:EN:PDF>
24. Bendea C., ***Oportunităţi de utilizare a pompelor de căldură***. Universitatea Oradea, vol. I, Fascicola: Energetică, Oradea, 2000, pag. 254-260.
25. Groff, G., ***Heat Pumps in North America – 2008***. 9th International IEA Heat Pump Conference, 2008, Zürich, Elveţia.
26. Bendea C., Bendea G., ***Ground Source Heat Pumps – The Oradea Experience***. Proceedings of the 14th International Conference „The Knowledge-Based Organization”, Sibiu, 2008, pag.112-119.
27. Felea, I., Bendea, C., Bendea, G., ***Availability Performances of Ground-Coupled Heat Pump Systems***. Proceedings of the 6th WSEAS International Conference on Energy, Environment, Ecosystems and Sustainable

Development (EEESD'10), Timișoara, octombrie 2010 – lucrare acceptată spre publicare (cotată **CNCSIS A**) indexat ISI.

28. **Bendea C.**, ș.a., *Geothermalism și ape termale*. Editura Universității din Oradea, 2003, ISBN 973-613-253-6.
29. **Gavrilescu O.**, (2005), *Utilizarea industrială a energiei geotermale. Puncte termice*. Editura Universității din Oradea, 2005.
30. **Bendea C., Gavrilescu O.**, s.a., (2003), *Geothermalism si ape Geotermale*. Editura Universității din Oradea, 2003.