

### 3.5. REGIMUL TERMIC AL POMPELOR DE CĂLDURĂ

Determinarea condițiilor interne de lucru ale pompelor de căldură, adică determinarea parametrilor termodinamici ai agentului frigorific utilizat în pompele de căldură, reprezintă o problemă foarte importantă, care în mod tradițional este tratată superficial de literatura de specialitate, de altfel destul de săracă în ceea ce privește pompele de căldură.

Este obligatorie cunoașterea exactă a condițiilor de lucru în care va funcționa o pompă de căldură, încă din faza de proiectare a sistemului de încălzire sau de preparare a apei calde menajere, în care va funcționa aceasta, pentru că aceste condiții determină în ultimă instanță parametrii de performanță ai echipamentului, în primul rând eficiența pompei de căldură.

În continuare vor fi prezentate principiile de bază ale calculului regimurilor termice pentru principalele schimbătoare de căldură, în special condensatoare și vaporizatoare, din diferite tipuri de pompe de căldură. Aceste regimuri termice vor evidenția condițiile particulare de lucru ale pompelor de căldură.

#### 3.5.1. Regimul termic al condensatoarelor utilizate la încălzirea aerului

*Procesul de condensare* este reprezentat în figura 3.52, unde se observă că în interiorul țevilor, are loc întâi răcirea vaporilor până la saturație, apoi cantitatea de lichid crește treptat spre ieșirea agentului frigorific din aparat. Ultima porțiune a serpentinei, este integral umplută de lichid.

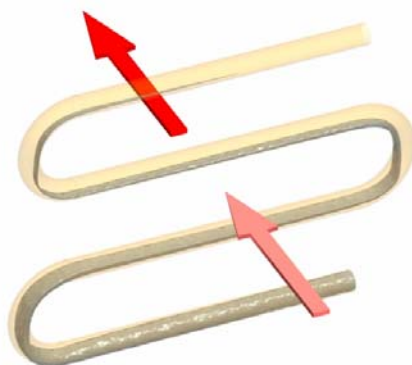
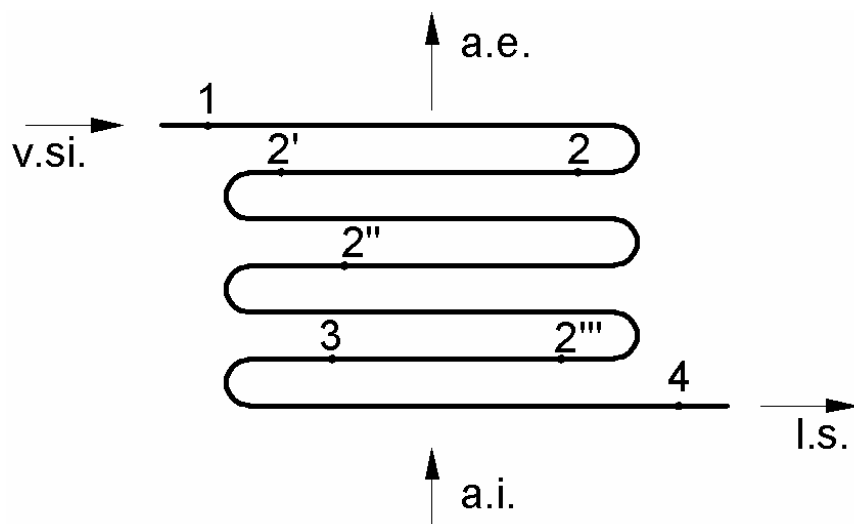


Fig. 3.52. Procesul de condensare

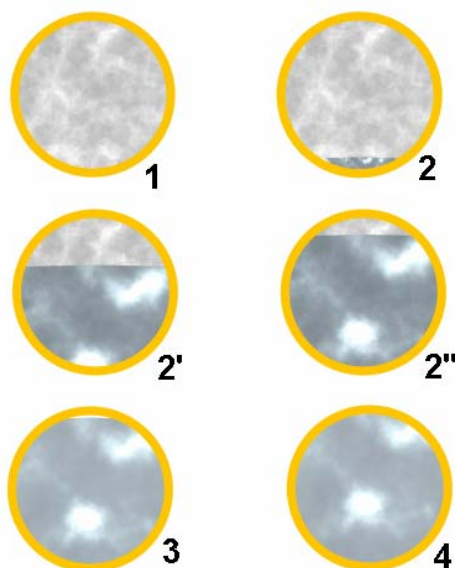
*Schema de principiu a unui condensator care încălzește aerul*, este prezentată în figurile 3.52 și 3.53. Agentul frigorific intră în aparat sub formă de vapori supraîncălziți (refuțați de compresor) (v.si.), și iese din acesta sub formă de lichid subrăcit (l.s.). Aerul la intrarea în condensator (a.i.) este mai rece, iar la ieșirea din acesta (a.e.) devine mai cald, deoarece în aparat preia căldura cedată de agentul frigorific. În pompele de căldură care încălzesc aerul (cel mai adesea aparate de climatizare, care funcționează în regim de încălzire), aerul la intrarea în condensator este reprezentat de aerul din incinta încălzită de pompa de căldură. Aerul este încălzit în condensator pentru a se compensa pierderile de căldură prin pereții incintei și prin sistemul de ventilare, care introduce aer proaspăt și rece în incintă.

*Presiunea agentului frigorific în condensator, este considerată constantă și are valoarea presiunii de condensare  $p_k$ .* Această ipoteză este corectă în condițiile în care se neglijează pierderile de presiune din condensator, datorate curgerii în condiții reale a agentului frigorific.



**Fig. 3.52.** Schema condensatorului pentru încălzirea aerului

*Evoluția procesului de condensare*, în interiorul țevii din care este construită serpentina condensatorului, este prezentată în figura 3.54.



**Fig. 3.54.** Evoluția procesului de condensare în țevi  
 1-vapori supraîncălziți; 2-primele picături de lichid;  
 2', 2''-amestec de lichid și vapori saturați; 3-ultimele bule de vapori; 4-lichid subrăcit

La intrarea în condensator (1), vaporii sunt supraîncălziți. Această stare poate fi considerată cea de refulare a vaporilor din compresor. În contact termic cu aerul rece, temperatura vaporilor se reduce, așa cum se poate observa pe diagrama din figura 3.55, care prezintă variația temperaturii celor doi agenți de lucru, în lungul suprafeței de transfer termic. Procesul de răcire a vaporilor supraîncălziți, până la atingerea stării de saturație 1-2, este numit desupraîncălzire și pentru realizarea acestuia, este necesară o suprafață de schimb de căldură de cca. 10-20% din suprafața totală a condensatorului.

Condensarea propriu-zisă începe în momentul în care vaporii ajung la temperatura de condensare  $t_k$ , iar în țevă apare prima picătură de lichid saturat (2). Din acest moment, cantitatea de lichid din interiorul țevii crește continuu (2', 2''), până când la sfârșitul condensării, ultima bulă de vapori își schimbă și aceasta starea de agregare (3).

Pe toată durata procesului de condensare 2-3, temperatura rămâne constantă, iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat.

Pentru condensarea propriu-zisă, este utilizată aproximativ 60-80% din suprafața totală a condensatorului.

În ultima parte a condensatorului, lichidul obținut, continuă să rămână în contact termic cu aerul rece și astfel condensul va continua să cedeze căldură, ajungând ca la ieșirea din aparat să fie ușor subrăcit. Pentru subrăcire, procesul 3-4, este utilizată cca. 10-20% din suprafața totală a condensatorului.

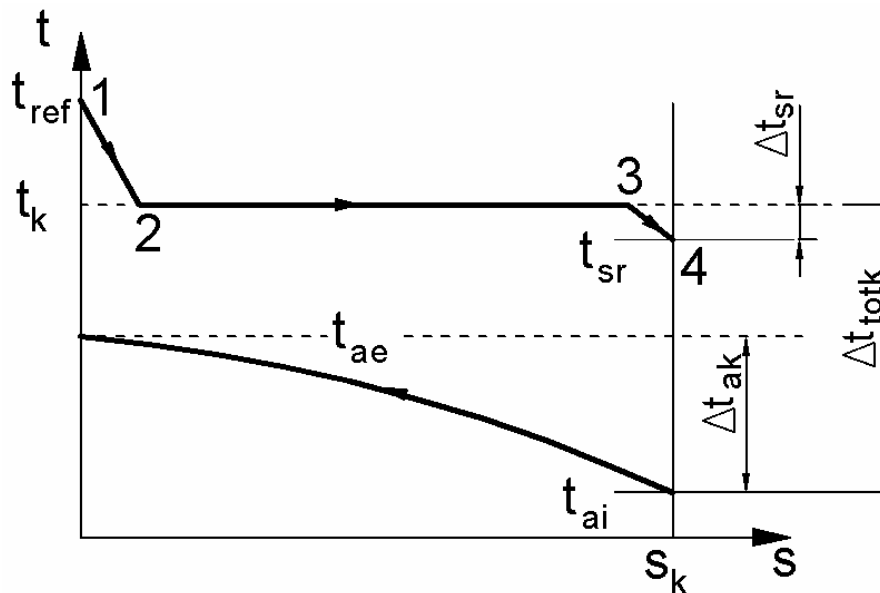


Fig. 3.55. Regimul termic al condensatorului pentru răcirea aerului

La intrarea în condensator, vaporii supraîncălziți (1) au temperatura de refulare  $t_{ref}$ , iar la ieșire, condensul are o temperatură ceva mai redusă decât temperatura de condensare, denumită temperatură de subrăcire  $t_{sr}$ .

**Regimul termic al condensatorului care încălzește aer** este influențat de caracteristicile constructive ale aparatului (materiale, dimensiuni geometrice, starea suprafețelor, etc.), de regimul de curgere (debite, respectiv viteze de curgere), modul de amplasare a ventilatoarelor care asigură circulația aerului, etc.

**Calculul regimului termic al condensatorului care încălzește aer, constă în determinarea tuturor temperaturilor caracteristice.** Un obiectiv important al calculului regimului termic, este determinarea temperaturii de condensare  $t_k$ , care reprezintă unul din parametrii interni de lucru ai instalației.

**Temperatura aerului la intrarea în condensator**  $t_{ai}$ , este cunoscută, reprezentând temperatura dorită a aerului, în incinta în care este amplasat condensatorul.

**Temperatura aerului la ieșirea din condensator** a fost notată, cu  $t_{ae}$ , iar variația temperaturii aerului în condensator, sau gradul de încălzire a aerului, a fost notată cu  $\Delta t_{ak}$ .

$$\Delta t_{ak} = t_{ae} - t_{ai} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Variația temperaturii aerului în condensator,** are în cazul unor construcții uzuale și în condiții de lucru normale, valori în intervalul:

$$\Delta t_{ak} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$$

**Temperatura aerului, la ieșirea din condensator** se poate determina cu relația:

$$t_{ae} = t_{ai} + \Delta t_{ak} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{ae} = t_{ai} + 5 \dots 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Diferența dintre temperatura de condensare și temperatura aerului la ieșirea din aparat,** este pentru construcții uzuale și condiții normale:

$$t_k - t_{ae} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$$

**Diferența totală de temperatură din condensator**, este diferența dintre temperatura de condensare și cea a aerului la intrarea în acesta, iar în condițiile prezentate, se poate constata că valorile normale pentru aceasta sunt:

$$\Delta t_{\text{totk}} = t_k - t_{\text{ai}} = 10 \dots 20^\circ\text{C}$$

**Temperatura de condensare**, se poate determina direct în funcție de temperatura aerului la intrarea în condensator și diferența totală de temperatură în condensator:

$$t_k = t_{\text{ai}} + \Delta t_{\text{totk}} \quad [^\circ\text{C}]$$

$$t_k = t_{\text{ai}} + 10 \dots 20 \quad [^\circ\text{C}]$$

**Presiunea de condensare**  $p_k$ , poate fi determinată ușor, dacă se cunoaște temperatura de condensare, cu ajutorul diagramelor sau tabelelor termodinamice, corespunzătoare agentului de lucru din instalație:

$$t_k \rightarrow p_k$$

**Gradul de subrăcire a condensului**  $\Delta t_{\text{sr}}$ , reprezintă diferența dintre temperatura de condensare și temperatura lichidului la ieșirea din condensator:

$$\Delta t_{\text{sr}} = t_k - t_{\text{sr}} \quad [^\circ\text{C}]$$

Valorile normale ale gradului de subrăcire, se încadrează în intervalul:

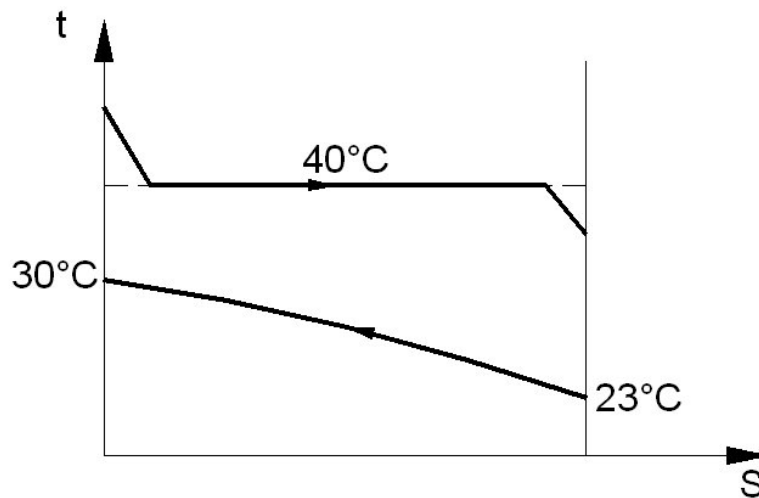
$$\Delta t_{\text{sr}} = 4 \dots 7^\circ\text{C}$$

**Temperatura de subrăcire**, cea la care iese agentul frigorific lichid din condensator, se poate calcula cu relația:

$$t_{\text{sr}} = t_k - \Delta t_{\text{sr}} \quad [^\circ\text{C}]$$

$$t_{\text{sr}} = t_k - 4 \dots 7 \quad [^\circ\text{C}]$$

În figura 3.56 este prezentat un exemplu de regim termic particular, pentru un condensator destinat încălzirii aerului, având o construcție uzuală și condiții de lucru normale.



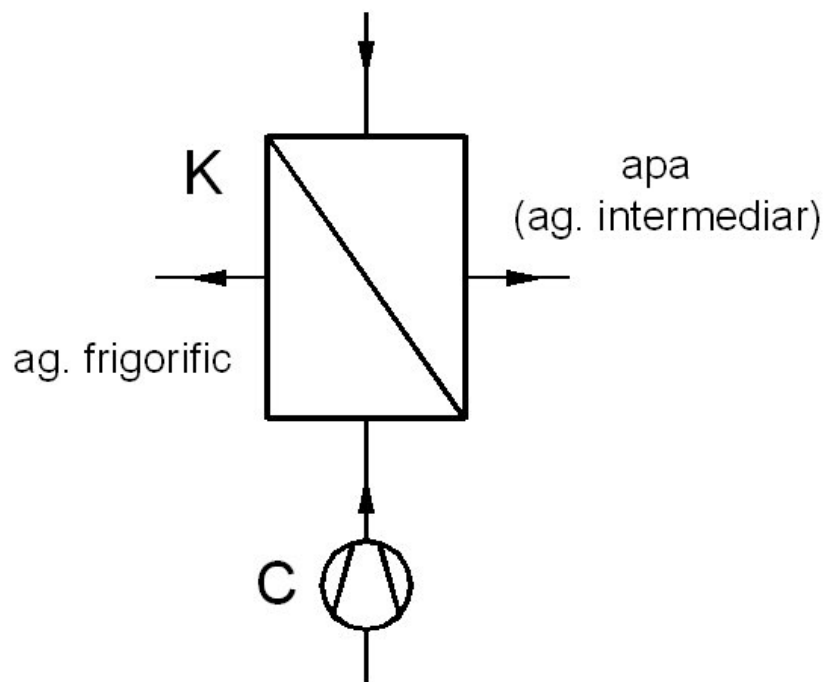
**Fig. 3.56.** Regim termic particular al unui condensator pentru încălzirea aerului

### 3.5.2. Regimul termic al condensatoarelor utilizate la încălzirea apei

Regimul termic de funcționare a condensatoarelor pompelor de căldură, destinate încălzirii apei, este independent de tipul sursei de căldură pe care o utilizează pompa de căldură, dar depinde de tipul aplicațiilor în care sunt utilizate aceste echipamente. Astfel, regimul termic al condensatoarelor pompelor de căldură utilizate pentru încălzire, este diferit de regimul termic al condensatoarelor pompelor de căldură utilizate pentru prepararea apei calde menajere. În continuare vor fi prezentate ambele aplicații uzuale ale pompelor de căldură.

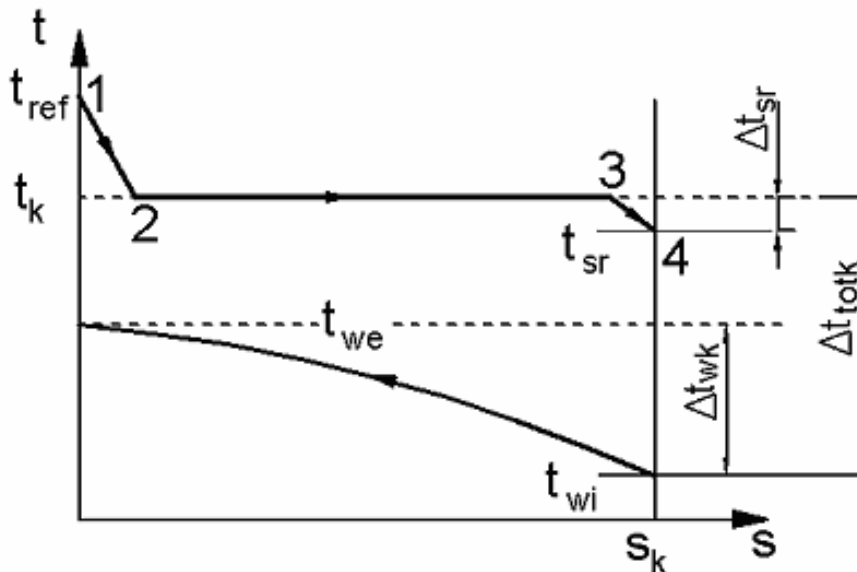
Scopul calculului regimului termic al condensatorului, este determinarea temperaturii de condensare a agentului frigorific. Cunoșcând valoarea temperaturii de condensare, cu ajutorul tabelelor sau diagramelor termodinamice, se poate determina presiunea de condensare, în funcție de natura agentului frigorific. Presiunea de condensare, reprezintă presiunea de refulare a compresorului și influențează valoarea puterii necesare desfășurării procesului de comprimare, deci valoarea consumului de energie electrică al compresorului.

La pompele de căldură actuale, indiferent de tipul sursei de căldură, condensatoarele destinate încălzirii apei, denumite și condensatoare răcite cu apă, sunt din punct de vedere constructiv, schimbătoare de căldură cu plăci, brazate. Condensatorul este montat în instalație, așa cum se observă în figura 3.57. Avantajul acestui tip de schimbătoare de căldură, este că permite funcționarea cu diferențe reduse de temperatură între cei doi agenți de lucru. Unul din cele două circuite ale condensatorului, este utilizat de agentul frigorific refulat din compresor, care intră în aparat cu starea termodinamică de vapori supraîncălziți la temperatura de refulare și condensează, cedând căldură. Al doilea circuit, este utilizat de agentul termic (apă sau agent intermediar de tip antigel), care preia căldura rezultată în urma condensării.



**Fig. 3.57.** Schema de montaj a condensatorului pompei de căldură, utilizat la încălzirea apei:  
C – compresor; K - condensator

În figura 3.58, este prezentat regimul termic al acestor tipuri de condensatoare, în diagrama temperatură – suprafață de transfer termic.



**Fig. 3.58.** Regimul termic al condensatorului pentru încălzirea apei

Vaporii de agent frigorific, intră în condensator cu starea 1, la temperatura de refulare din compresor  $t_{ref}$ . În contact termic cu apa, sau agentul intermediar care preia căldura, temperatura vaporilor supraîncălziți se reduce, așa cum se poate observa pe diagramă. Desupraîncălzirea 1-2 se realizează pe prima porțiune a suprafeței de transfer termic, din punct de vedere al agentului frigorific, reprezentând cca. 10% din suprafața totală a condensatorului.

Condensarea propriu-zisă începe în momentul în care vaporii ajung la temperatura de condensare  $t_k$ , moment în care se formează prima picătură de lichid saturat (2). Din acest moment, cantitatea de agent frigorific lichid formată, crește continuu (2', 2'', 2'''), până când la sfârșitul condensării vaporii își schimbă integral starea de agregare (3).

Pe toată durata procesului de condensare 2-3, temperatura rămâne constantă la valoarea  $t_k$ , iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat.

Pentru condensarea propriu-zisă este utilizată aproximativ 80% din suprafața totală a condensatorului.

Pe ultima porțiune din suprafața de transfer termic a condensatorului, agentul frigorific lichid continuă să se găsească în contact termic cu apa sau agentul intermediar și astfel condensul va continua să cedeze căldură, ajungând ca la ieșirea din aparat să fie ușor subrăcit. Subrăcirea este realizată pe cca. 10% din suprafața totală a condensatorului.

**Regimul termic al condensatorului care încălzește apă** este influențat de caracteristicile constructive ale aparatului (materiale, dimensiuni geometrice, starea suprafețelor, etc.), de regimul de curgere (debite, respectiv viteze de curgere), etc.

**Temperatura apei la intrarea în condensator**  $t_{wi}$ , este determinantă pentru condițiile în care se realizează condensarea și depinde de tipul aplicației în care este utilizată pompa de căldură.

Temperatura apei la ieșirea din condensator a fost notată, cu  $t_{we}$ , iar variația temperaturii aerului în condensator, sau gradul de încălzire a aerului, a fost notată cu  $\Delta t_{wk}$ .

$$\Delta t_{wk} = t_{we} - t_{wi} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Variația temperaturii apei în condensator**, pentru construcții uzuale și condiții de lucru normale, are valori în intervalul:

$$\Delta t_{wk} = 3 \dots 7^{\circ}\text{C}$$

**Temperatura apei, la ieșirea din condensator** se poate determina cu relația:

$$t_{we} = t_{wi} + \Delta t_{wk} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_{we} = t_{wi} + 3 \dots 7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Diferența dintre temperatura de condensare și temperatura apei la ieșirea din aparat**, este pentru construcții uzuale și condiții normale:

$$t_k - t_{we} = 3 \dots 5^{\circ}\text{C}$$

**Diferența totală de temperatură din condensator**, are în condițiile prezentate valori normale situate în intervalul:

$$\Delta t_{\text{totk}} = t_k - t_{wi} = 6 \dots 12^{\circ}\text{C}$$

**Temperatura de condensare** se poate determina direct în funcție de temperatura apei și diferența totală de temperatură din condensator:

$$t_k = t_{wi} + \Delta t_{\text{totk}} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_k = t_{wi} + 6 \dots 12 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

**Presiunea de condensare**  $p_k$ , poate fi determinată în funcție de temperatura de condensare, cu ajutorul diagramelor sau tabelelor termodinamice, corespunzătoare agentului de lucru din instalație:

$$t_k \rightarrow p_k$$

**Gradul de subrăcire a condensului**  $\Delta t_{sr}$ , reprezintă diferența dintre temperatura de condensare și temperatura lichidului la ieșirea din condensator:

$$\Delta t_{sr} = t_k - t_{sr} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Valorile normale ale gradului de subrăcire, se încadrează în intervalul:

$$\Delta t_{sr} = 4 \dots 7^{\circ}\text{C}$$

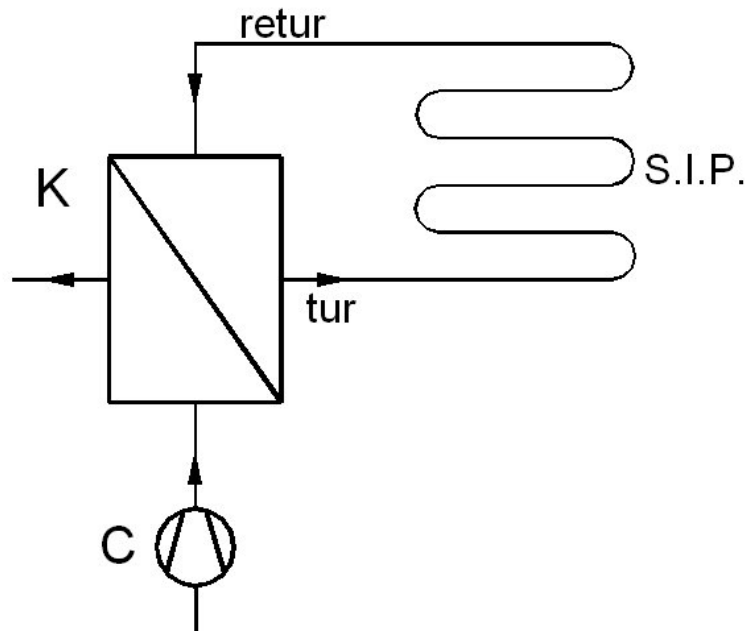
**Temperatura de subrăcire**, cea la care iese agentul frigorific lichid din condensator, se poate calcula cu relația:

$$t_{sr} = t_k - \Delta t_{sr} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$t_{sr} = t_k - 4 \dots 7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

### Condensator utilizat la încălzirea în pardosea

În figura 8 este prezentată schema de montaj a condensatorului unei pompe de căldură, într-un sistem de încălzire prin pardosea.

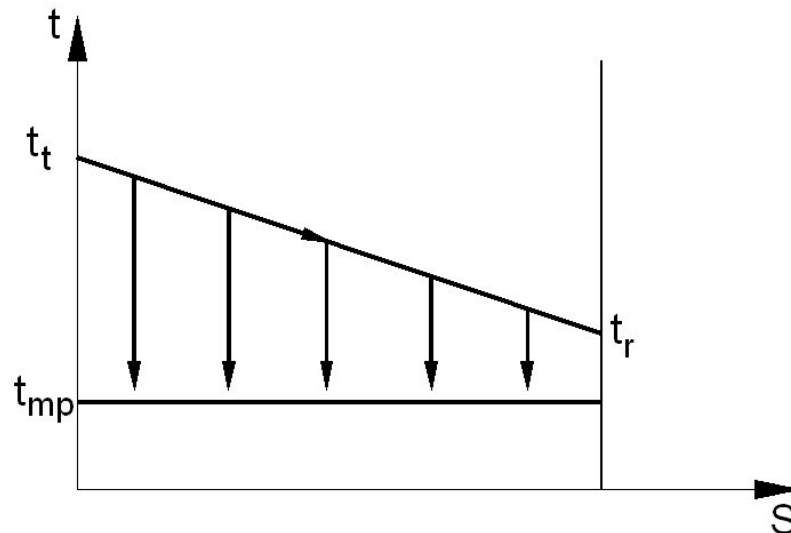


**Fig. 3.59.** Schema de montaj a condensatorului pompei de căldură într-un sistem de încălzire prin pardosea

C – compresor; K – condensator; SIP – sistem de încălzire prin pardosea

În cazul utilizării unui asemenea sistem de încălzire, temperatura pardoselii poate fi considerată relativ constantă. Valoarea acestei temperaturi depinde de tipul materialelor utilizate la finisajul pardoselii (gresie, marmură, parchet, mochetă, etc.). Uzual, valoarea acestei temperaturi se găsește în intervalul 25...29°C. Temperatura agentului termic din serpentinele sistemului de încălzire prin pardosea, este cu câteva grade mai mare decât temperatura pardoselii, pentru a putea să transfere căldură acesteia.

Regimul termic al serpentinele sistemului de încălzire prin pardosea, este prezentat în figura 3.60.



**Fig. 3.60.** Regimul termic al serpentinele sistemului de încălzire prin pardosea  
 $t_{mp}$  – temperatura medie a pardoselii;  $t_t$  – temperatura pe tur;  $t_r$  – temperatura pe retur

**Diferențele de temperatură** dintre temperatura pardoselii și temperatura agentului termic preparat în condensatorul pompei de căldură sunt reduse. Astfel se poate considera:

$$t_r = t_{mp} + (2...3)^\circ\text{C}$$

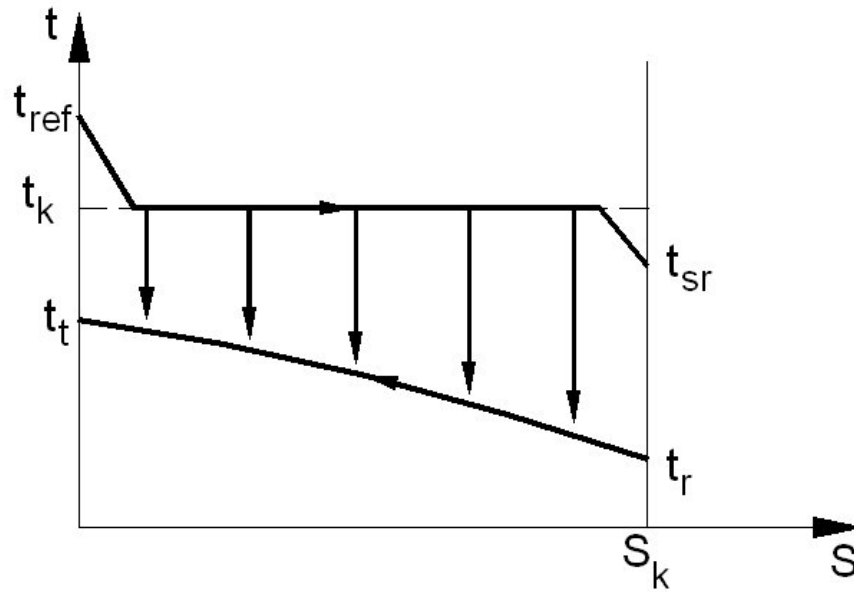
$$t_t = t_{mp} + (5...9)^\circ\text{C}$$

$$t_t - t_r = (3...6)^\circ\text{C}$$

În condensatorul pompei de căldură, agentul termic trebuie să primească în principiu aceeași cantitate de căldură pe care a cedat-o în sistemul de încălzire prin pardosea, sau altfel spus, sarcina termică a condensatorului, trebuie să fie egală cu a serpentinele de încălzire prin pardosea. În orice caz, în condensator, temperatura agentului termic se modifică de la valoarea  $t_r$  la valoarea  $t_t$ . Temperatura agentului frigorific din condensator, trebuie să fie în orice secțiune a acestuia, superioară temperaturii agentului termic.



Regimul termic al condensatorului este prezentat în figura 3.61.



**Fig. 3.61.** Regimul termic al condensatorului

$t_t$  – temperatura pe tur;  $t_r$  – temperatura pe retur;  $t_{ref}$  – temperatura de refulare;  
 $t_k$  – temperatura de condensare;  $t_{sr}$  – temperatura de subrăcire

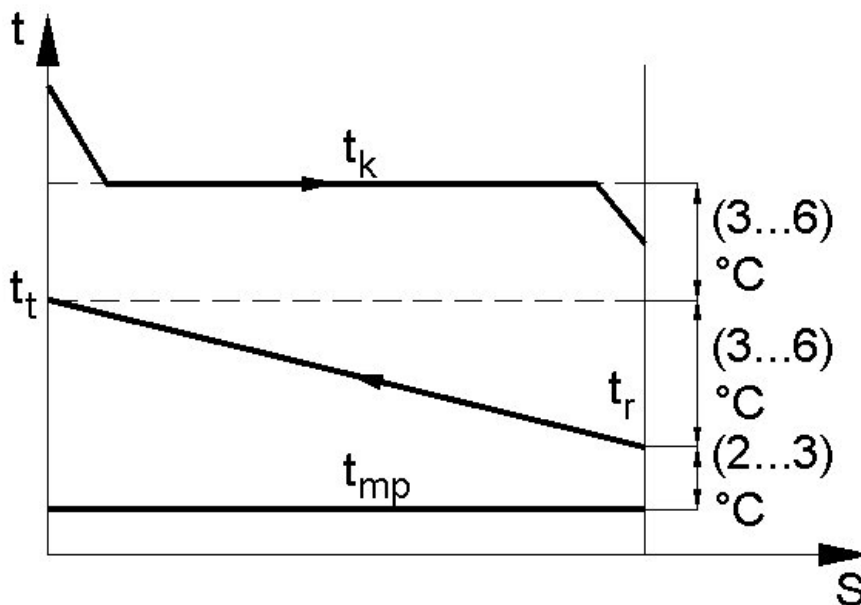
Temperatura de refulare a vaporilor din compresor, depinde de condițiile de funcționare ale compresorului și de natura agentului frigorific din pompa de căldură.

**Temperatura de condensare**, poate fi calculată în funcție de valoarea temperaturii agentului termic pe turul sau pe returul sistemului de încălzire în pardosea.

$$t_k = t_r + (6 \dots 12)^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_t + (3 \dots 6)^\circ\text{C}$$

În figura 3.62, sunt prezentate pe o singură diagramă temperatură – suprafață de transfer termic, regimurile termice pentru serpentinele sistemului de încălzire în pardosea și pentru condensatorul pompei de căldură, cu evidențierea diferențelor de temperatură caracteristice acestor regimuri termice.



**Fig. 3.62.** Regimurile termice pt. serpentinele sistemului de încălzire și pt. condensator

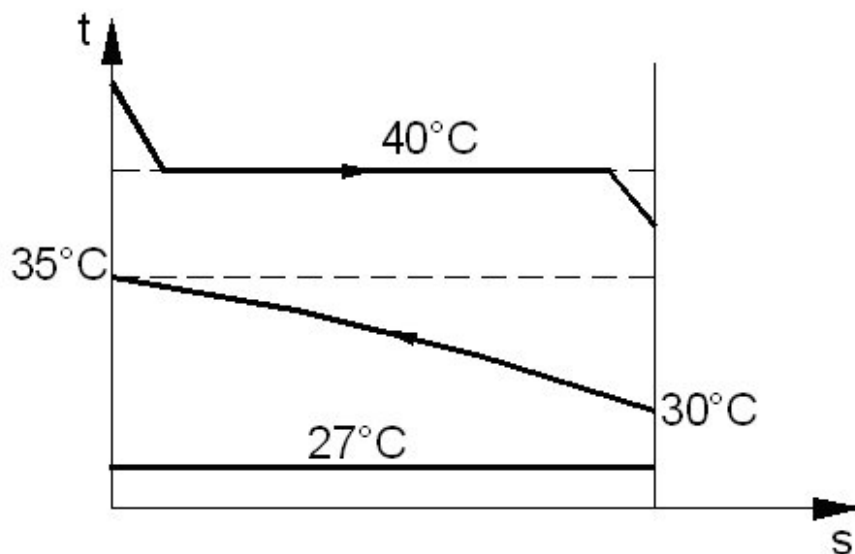
*Temperatura de condensare* poate fi determinată și direct în funcție de temperatura medie a pardoselii:

$$t_k = t_{mp} + (8 \dots 15)^\circ\text{C}$$

Indiferent de metoda prin care este determinată temperatura de condensare, cu ajutorul acesteia, din tabele și diagrame termodinamice poate fi determinată presiunea de condensare:

$$t_k \rightarrow p_k$$

În figura 3.63, este prezentat un regim termic particular pentru serpentinele sistemului de încălzire prin pardosea și pentru condensatorul pompei de căldură.



**Fig. 3.63.** Regimuri termice particulare pt. serpentinele sistemului de încălzire și pt. condensator

**Observație!**

Dacă sistemul de încălzire prin pardosea este înlocuit de un sistem clasic de încălzire, cu ajutorul unor radiatoare termice (calorifere), principiul de calcul pentru regimurile termice și pentru temperatura de condensare rămâne același. Se modifică doar diferențele de temperatură, dar aceste modificări sunt semnificative, iar condițiile de lucru care rezultă pentru pompa de căldură în cazul unui asemenea regim termic sunt mult mai defavorabile decât în cazul sistemelor de încălzire prin pardosea și prin pereți, corespunzând unor consumuri energetice mult mai ridicate, respectiv unei eficiențe a pompei de căldură mult mai scăzute.

Modificarea regimului termic este datorată în primul rând construcției și modului de dimensionare a radiatoarelor termice. Acestea sunt dimensionate pentru a funcționa cu agent termic mult mai cald decât cel furnizat de pompele de căldură. Regimul termic nominal al acestor radiatoare este de 70...90°C pe tur, respectiv 50...70°C pe retur, ceea ce corespunde unei diferențe de temperatură între tur și retur de cca. 20°C, față de 3...6°C în cazul sistemului de încălzire prin pardosea și pereți.

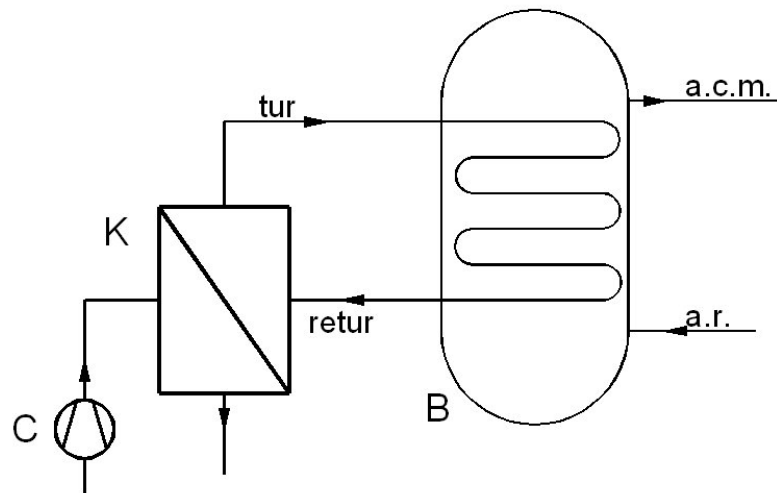
Singura soluție de a modifica regimul termic al radiatoarelor, în sensul reducerii diferenței de temperatură între tur și retur, este de a mări corespunzător suprafața de transfer termic a radiatoarelor. Astfel, pentru o diferență de temperatură între tur și retur de 10°C, trebuie în principiu dublată suprafața de transfer termic, iar pentru o diferență de temperatură între tur și retur de 5°C, această suprafață trebuie mărită de 4 ori. În aceste condiții este greu de imaginat un sistem de încălzire cu radiatoare termice, care să prezinte în fiecare cameră câte 4 radiatoare în loc de unul, sau radiatoare termice cu suprafață de 4 ori mai mare. În plus, trebuie avut în vedere și faptul că radiatoarele termice sunt concepute să transfere căldură atât prin convecție cât și prin radiație, pentru că funcționează la temperaturi ridicate. Dacă se reduce diferența de temperatură la cca. 5°C și simultan se reduce și temperatura agentului termic pe tur, radiatoarele ar funcționa doar prin convecție, ceea ce va reduce valoarea coeficientului global de transfer termic și va determina o nouă mărire a suprafeței de transfer termic a radiatoarelor, inacceptabilă din punct de vedere practic.

**Observație!**

În cazul utilizării condensatorului pompei de căldură, pentru încălzirea apei din piscine, se poate considera că regimul termic al condensatorului va fi aproximativ același cu regimul termic în cazul încălzirii prin pardosea, deoarece temperatura la care trebuie menținută apa din piscinele încălzite, temperatură care determină regimul termic al condensatorului, este foarte apropiată de temperatura medie a pardoselei.

### Condensator utilizat la încălzirea apei calde menajere

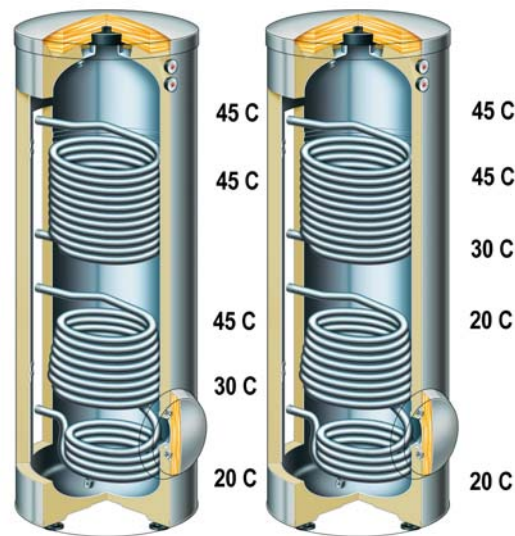
Așa cum s-a arătat și în alte paragrafe, în cazul utilizării surselor regenerabile de energie, apa caldă se prepară în regim de acumulare, nu în regim instant, iar această regulă este valabilă și în cazul pompelor de căldură. În figura 3.64, este prezentată schema de montaj a condensatorului unei pompe de căldură, într-un sistem de preparare a apei calde menajere într-un boiler.



**Fig. 3.64.** Schema de montaj a condensatorului pompei de căldură într-un sistem de preparare a apei calde menajere  
C – compresor; K – condensator; B – boiler pt. apă caldă menajeră;  
a.r. – apă rece; a.c.m. – apă caldă menajeră

În cazul utilizării unui asemenea sistem de preparare a apei calde menajere, trebuie să se țină seama de faptul că în boiler temperatura este variabilă pe înălțimea boilerului. Astfel în partea inferioară apa este mai rece, iar în partea superioară este mai caldă. În consecință, serpentina de încălzire a boilerului trebuie racordată cu partea superioară la tur și cu partea inferioară la returul sistemului de încălzire, care în acest caz este reprezentat de condensatorul pompei de căldură. Variația temperaturii apei în interiorul boilerului, este foarte variabilă, de la câteva zeci de grade (la sfârșitul unei perioade cu consum intens de apă caldă), până la câteva grade (la sfârșitul unei perioade îndelungate de încălzire a apei). Valoarea temperaturii până la care se încălzește apa din boiler, temperatură la care aceasta este livrată utilizatorului, poate fi considerată în cazul utilizării pompelor de căldură, de cca. 45°C. Această valoare poate fi asimilată cu valoarea maximă a temperaturii apei din boiler. Adesea, boilerelor încălzite cu ajutorul pompelor de căldură, sau energiei solare, sunt prevăzute cu două serpentine, pentru a putea să funcționeze în regim bivalent. În acest caz, cele două serpentine sunt racordate la surse diferite de energie termică. În plus, de regulă, boilerelor pentru prepararea apei calde menajere, sunt prevăzute și cu câte o rezistență electrică, pentru a face față în cazul unor consumuri de apă caldă având valori mai ridicate decât în mod normal.

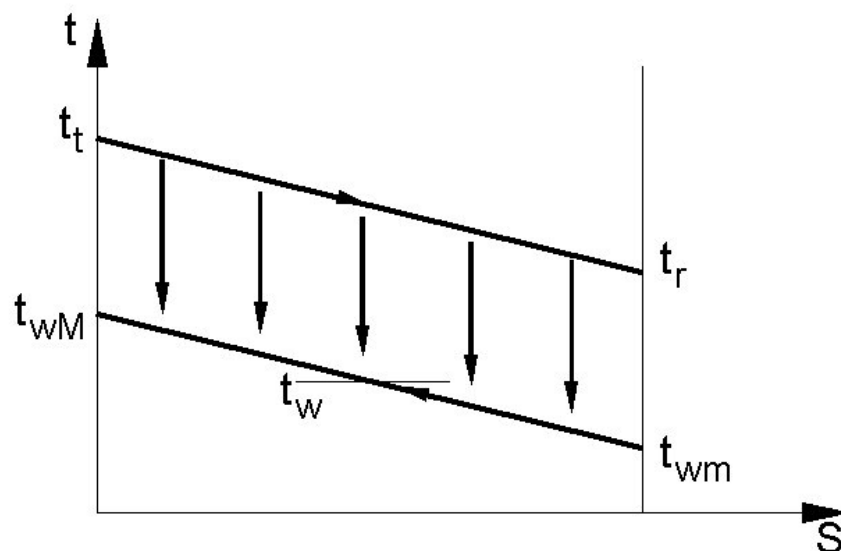
Variația temperaturii apei în interiorul unui boiler este reprezentată în figura 3.65.



**Fig. 3.65.** Variația temperaturii apei în boilere bivalente, în două situații  
 varianta în care funcționează doar serpentina inferioară  
 varianta în care funcționează doar serpentina superioară  
[www.vaillant.com](http://www.vaillant.com)

Temperatura agentului termic furnizat de pompa de căldură, trebuie să fie cu câteva grade mai mare decât temperatura apei din boiler, în zona în care este amplasată serpentina racordată la condensatorul pompei de căldură, pentru a putea să transfere căldură apei. În cazul boilerelor bivalente (cu două serpentine), pompa de căldură este racordată la serpentina inferioară, iar serpentina superioară este racordată la o sursă de căldură care asigură o temperatură mai ridicată agentului termic (de exemplu un sistem de încălzire cu colectori solari, sau un cazan cu funcționare pe biomasă solidă).

Regimul termic al serpentinei boilerului, este prezentat în figura 3.66.



**Fig. 3.66.** Regimul termic al serpentinei boilerului  
 $t_{wm}$  – temperatura minimă a apei din boiler;  $t_{wM}$  – temperatura maximă a apei din boiler;  
 $t_w$  – temperatura medie a apei din boiler;  $t_t$  – temperatura pe tur;  $t_r$  – temperatura pe retur

**Variația temperaturii apei din boiler**, adică diferența dintre temperatura minimă a apei din boiler  $t_{wm}$  și temperatura maximă a apei din boiler  $t_{wM}$  este:

$$t_{wM}-t_{wm}=(4...6)^{\circ}\text{C}...(20...25)^{\circ}\text{C}$$

Valorile mai reduse corespund regimului de funcționare a boilerului, după o perioadă îndelungată de încălzire a apei, în absența consumului, iar valorile mai ridicate, corespund regimului de funcționare a boilerului, după o perioadă îndelungată cu consum intens de apă caldă, caracterizată printr-o cantitate mare de apă rece, proaspăt introdusă în boiler.

**Diferența dintre temperatura pe tur și retur** pentru apa sau agentului termic din interiorul serpentinei este:

$$t_r-t_f=(4...6)^{\circ}\text{C}$$

În condensatorul pompei de căldură, agentul termic trebuie să primească în principiu aceeași cantitate de căldură cu cea pe care a cedat-o în serpentina boilerului, sau altfel spus, sarcina termică a condensatorului, trebuie să fie egală cu cea a serpentinei boilerului. În orice caz, în condensator, temperatura agentului termic se modifică de la valoarea  $t_r$  la valoarea  $t_f$ . Temperatura agentului frigorific din condensator, trebuie să fie în orice secțiune a acestuia, superioară temperaturii agentului termic.

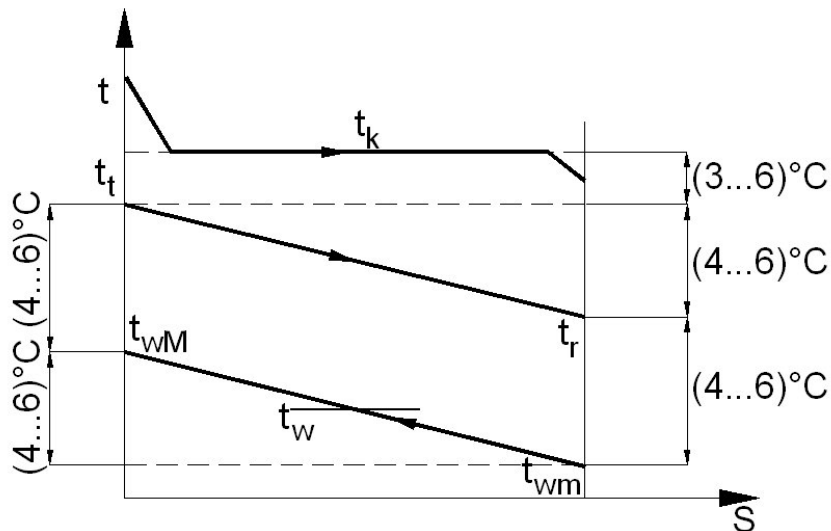
Regimul termic al condensatorului pompei de căldură utilizate pentru încălzirea apei, este din punct de vedere calitativ același cu al condensatorului pompei de căldură utilizate pentru încălzirea prin pardoseală, care este prezentat în figura 10. Notațiile pot fi utilizate și în cazul condensatorului destinat preparării apei calde menajere. Diferă doar valorile efective ale temperaturilor indicate pe figură.

**Temperatura de condensare** poate fi calculată în funcție de valoarea temperaturii agentului termic pe turul sau pe returul sistemului de preparare a apei calde menajere.

$$t_k=t_r+(7...12)^{\circ}\text{C}$$

$$t_k=t_f+(3...6)^{\circ}\text{C}$$

În figura 3.67, sunt prezentate pe o singură diagramă temperatură – suprafață de transfer termic, regimurile termice pentru serpentina boilerului și pentru condensatorul pompei de căldură, cu evidențierea diferențelor de temperatură caracteristice acestor regimuri termice.

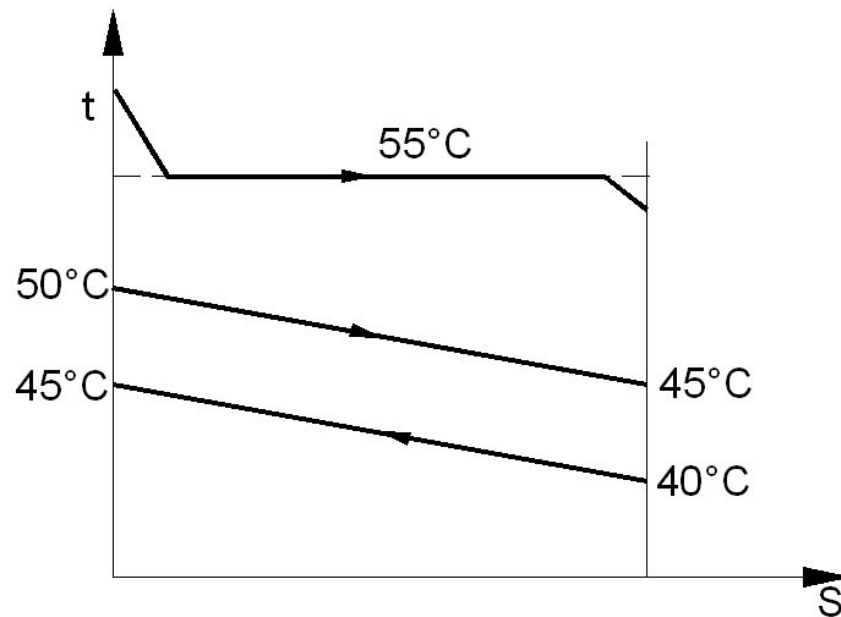


**Fig. 3.67.** Regimurile termice pt. serpentina boilerului și pt. condensator

Indiferent de metoda prin care este determinată temperatura de condensare, cu ajutorul acesteia, din tabele și diagrame termodinamice poate fi determinată presiunea de condensare:

$$t_k \rightarrow p_k$$

În figura 3.68, este prezentat un regim termic particular pentru serpentina boilerului și pentru condensatorul pompei de căldură.



**Fig. 3.68.** Regimuri termice particulare pt. serpentina boilerului și pt. condensator

**Observație!**

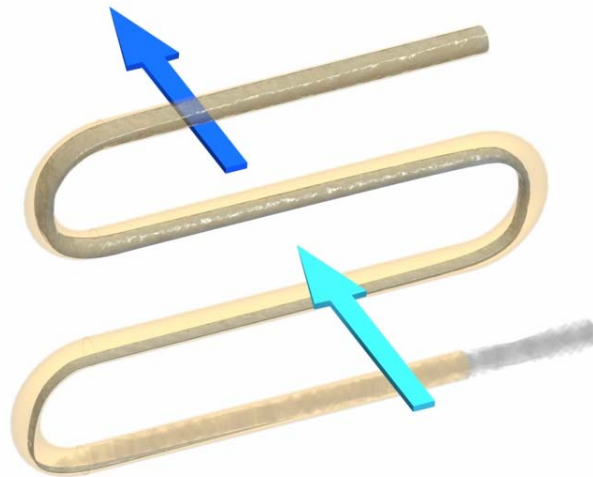
Dacă se efectuează o analiză comparativă între regimurile termice ale condensatoarelor pompelor de căldură utilizate în sistemele de încălzire prin pardosea, respectiv în sistemele pentru prepararea apei calde menajere, se observă că temperatura de condensare este ceva mai ridicată în cazul utilizării pompelor de căldură la prepararea apei calde menajere, ceea ce sugerează că și eficiența termică a acestor pompe de căldură va fi ceva mai scăzută decât a celor utilizate exclusiv pentru încălzire.

### 3.5.3. Regimul termic al vaporizatoarelor pompelor de căldură

Regimul termic de funcționare a vaporizatoarelor pompelor de căldură destinate încălzirii aerului sau apei, depinde de tipul sursei de căldură utilizate de pompa de căldură.

#### *Vaporizator în pompe de căldură aer-aer și aer-apă*

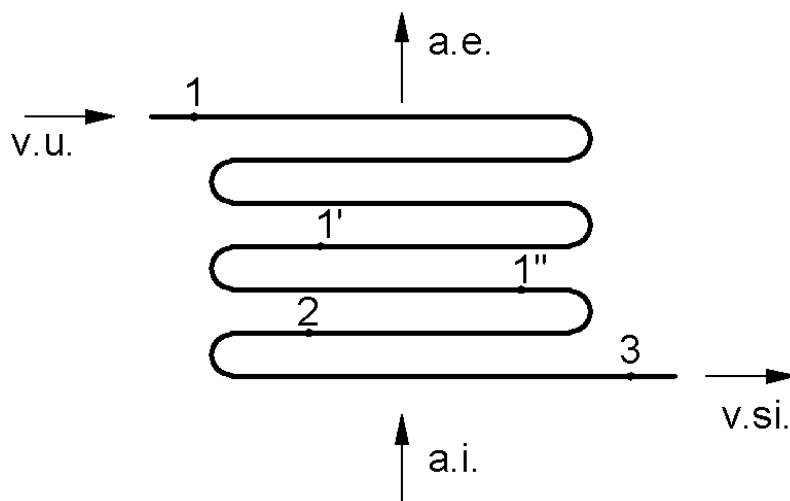
*Procesul de vaporizare* este reprezentat în figura 3.69, unde se observă că în interiorul țevilor, cantitatea de lichid se reduce treptat spre ieșirea agentului frigorific din aparat. Ultima porțiune a serpentinei este integral umplută de vapori.



**Fig. 3.69.** Procesul de vaporizare

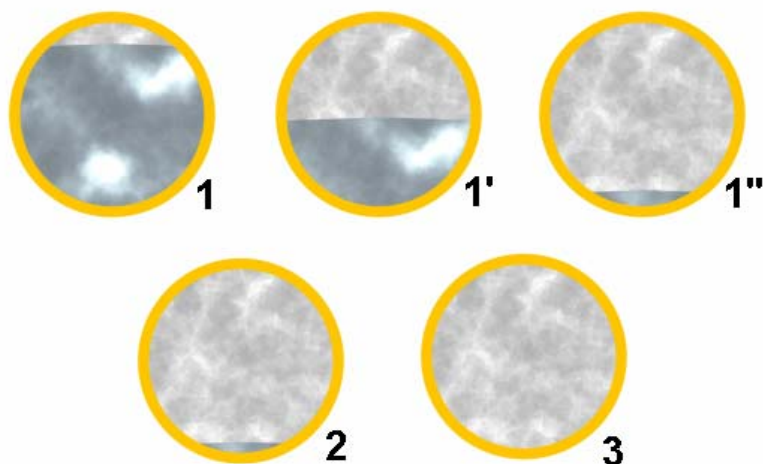
*Schema de principiu a unui vaporizator care preia căldură de la aer*, este prezentată în figura 3.70. Agentul frigorific provenit de la ventilul de laminare, intră în aparat sub formă de vapori umezi (v.u.) (amestec de lichid și vapori saturați) și iese din aparat sub formă de vapori supraîncălziți (v.si.). Aerul la intrarea în vaporizator (a.i.) este cald, iar la ieșirea din acesta (a.e.) devine mai rece, deoarece în vaporizator, aerul cedează căldura preluată de agentul frigorific. De regulă, aerul la intrarea în vaporizator este reprezentat de aerul exterior. *Presiunea agentului frigorific în vaporizator, este considerată constantă și are valoarea presiunii de vaporizare  $p_0$ .* Această ipoteză este corectă în condițiile în care se neglijează pierderile de presiune din vaporizator, datorate curgerii în condiții reale a agentului frigorific.





**Fig. 3.70.** Schema răcitorului răcit cu aer

*Evoluția procesului de vaporizare*, în interiorul țevii din care este construită serpentina vaporizatorului, este prezentată în figura 3.71.



**Fig. 3.71.** Evoluția procesului de vaporizare în țevi

La intrarea în vaporizator (1) titlul vaporilor umezi, este de cca. 15...25%. Această stare poate fi considerată cea de ieșire a agentului frigorific din dispozitivul de laminare.

Ponderea vaporilor în amestecul cu lichidul crește continuu, de la intrarea spre ieșirea agentului frigorific (1', 1''). Astfel cantitatea de lichid din țevă scade continuu, iar cantitatea de vapori crește permanent.

Vaporizarea propriu-zisă se încheie odată cu schimbarea stării de agregare a ultimei picături de lichid (2).

*Pe toată durata procesului de vaporizare 1-2, temperatura rămâne constantă, la valoarea temperaturii de vaporizare  $t_0$ , iar vaporii de agent frigorific sunt saturați și se găsesc în echilibru cu lichidul, care de asemenea este saturat.*

Pentru vaporizarea propriu-zisă este utilizată aproximativ 85-90% din suprafața totală a vaporizatorului.

În ultima parte a suprafeței de transfer termic a vaporizatorului, agentul frigorific aflat în stare de vapori, continuă să rămână în contact cu aerul mai cald și astfel va continua să absoarbă căldură măbindu-și temperatura cu câteva grade și ajungând ca la ieșirea din aparat să fie ușor supraîncălzit (3). Pentru supraîncălzire este utilizată cca. 10-15% din suprafața totală a vaporizatorului.

La intrarea în vaporizator, vaporii umezi de agent frigorific (1) au temperatura de vaporizare  $t_0$ , iar la ieșire (3), vaporii obținuți sunt ușor supraîncălziți, valoarea temperaturii acestora purtând denumirea de temperatură de supraîncălzire  $t_{si}$ .

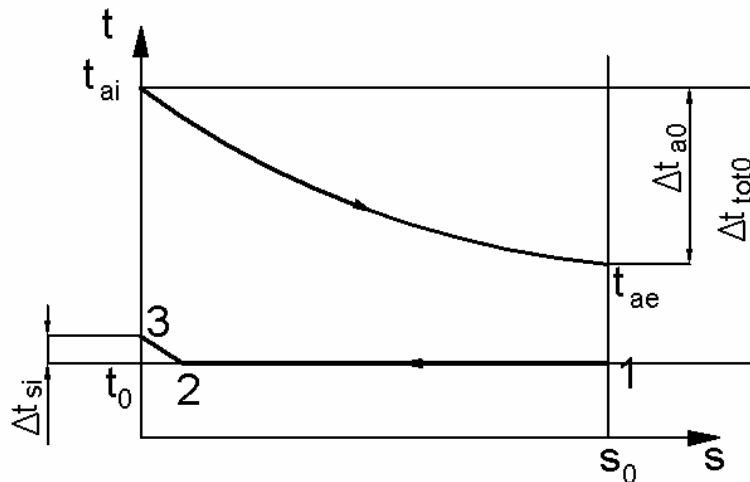


Fig. 3.72. Regimul termic al vaporizatorului răcitor de aer

**Regimul termic al vaporizatorului care preia căldură de la aer**, este determinat de caracteristicile constructive ale aparatului (materiale, dimensiuni geometrice, starea suprafețelor, etc.), de regimul de curgere (debite, respectiv viteze de curgere), modul de amplasare a ventilatoarelor care asigură circulația aerului, etc. și este prezentat în figura 3.72.

**Calculul regimului termic al vaporizatorului constă în determinarea tuturor temperaturilor caracteristice.** Obiectivul principal al calculului regimului termic, este determinarea temperaturii de vaporizare  $t_0$ , care reprezintă unul din parametrii interni de lucru ai instalației.

**Temperatura aerului la intrarea în vaporizator  $t_{ai}$** , este cunoscută, indiferent de tipul aplicației, reprezentând temperatura aerului exterior.

Temperatura aerului la ieșirea din vaporizator a fost notată cu  $t_{ae}$ , iar variația temperaturii aerului în vaporizator, sau gradul de răcire a aerului, a fost notată cu  $\Delta t_{a0}$ .

$$\Delta t_{a0} = t_{ai} - t_{ae} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Variația temperaturii aerului în vaporizator**, are în cazul unor construcții uzuale și condiții de lucru normale valorile:

$$\Delta t_{a0} = 6 \dots 10^\circ\text{C}$$

**Temperatura aerului, la ieșirea din vaporizator** se poate determina cu relația:

$$t_{ae} = t_{ai} - \Delta t_{a0} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{ae} = t_{ai} - 6 \dots 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Diferența dintre temperatura aerului la ieșirea din aparat și temperatura de vaporizare**, este la construcții uzuale și în condiții normale:

$$t_{ae} - t_0 = 6 \dots 10^\circ\text{C}$$

**Diferența totală de temperatură din vaporizator**, este diferența dintre temperatura aerului la intrarea în acesta și temperatura de vaporizare, iar în condițiile prezentate, valoarea normală este:

$$\Delta t_{tot0} = t_{ai} - t_0 = 12 \dots 20^\circ\text{C}$$

**Temperatura de vaporizare**, se poate determina direct în funcție de temperatura aerului la intrare și diferența totală de temperatură în vaporizator:

$$t_0 = t_{ai} - \Delta t_{tot0} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_0 = t_{ai} - 12 \dots 20 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

**Presiunea de vaporizare  $p_0$** , poate fi determinată ușor, dacă se cunoaște temperatura de vaporizare, cu ajutorul diagramelor sau tabelelor termodinamice, corespunzătoare agentului de lucru din instalație:

$$t_0 \rightarrow p_0$$

**Gradul de supraîncălzire a vaporilor**  $\Delta t_{si}$ , reprezintă diferența dintre temperatura vaporilor la ieșirea din vaporizator și temperatura de vaporizare:

$$\Delta t_{si} = t_{si} - t_0 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

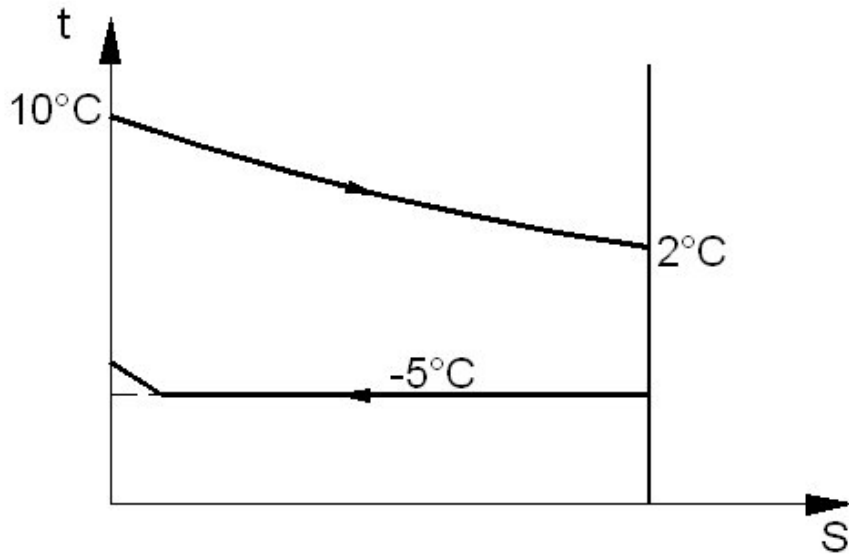
Valorile normale ale gradului de subrăcire, se încadrează în intervalul:

$$\Delta t_{si} = 5 \dots 8^\circ\text{C}$$

**Temperatura de supraîncălzire**, cea la care ies vaporii de agent frigorific din vaporizator, se poate calcula cu relația:

$$t_{si} = t_0 + \Delta t_{si} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

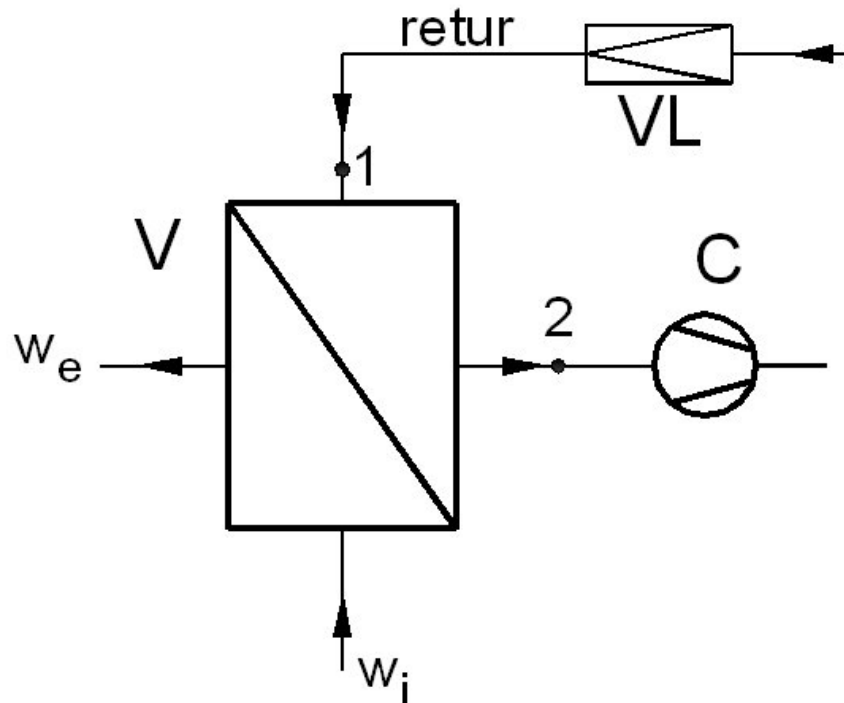
În figura 3.73 este prezentat un exemplu de regim termic particular, pentru un vaporizator de pompă de căldură, care preia căldură de la aer, având o construcție uzuală și condiții de lucru medii.



**Fig. 3.73.** Regim termic particular al unui vaporizator care preia căldură de la aer

### Vaporizator în pompe de căldură apă-apă

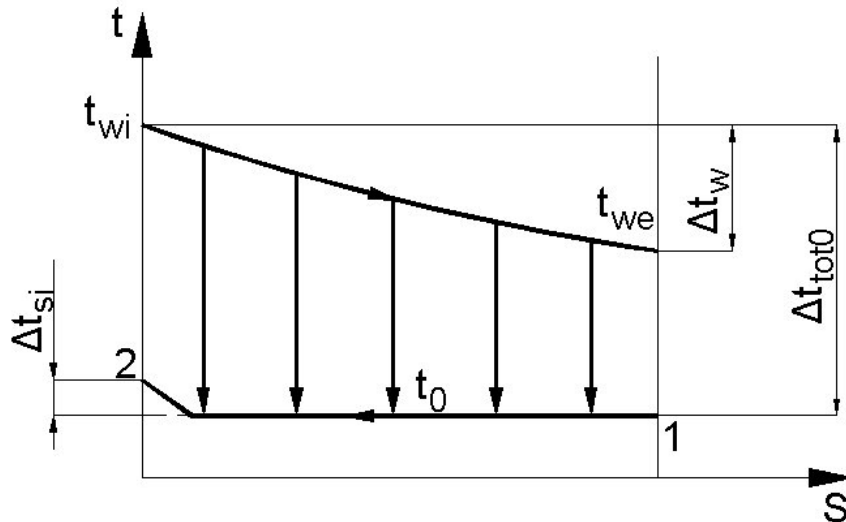
Din punct de vedere constructiv, vaporizatorul acestor pompe de căldură este realizat sub forma unui schimbător de căldură cu plăci brazate, iar schema de montaj în instalație este prezentată în figura 3.74.



**Fig. 3.74.** Schema de montaj a vaporizatorului unei pompe de căldură apă-apă  
V – vaporizator; C – compresor; VL – ventil de laminare  
 $w_i$  – apa la intrarea în vaporizator;  $w_e$  – apa la ieșirea din vaporizator;  
1 – agent frigorific lichid; 2 – agent frigorific sub formă de vapor

După ventilul de laminare, la intrarea în vaporizator, agentul frigorific se găsește în domeniul de vapor umezi, adică reprezintă un amestec de lichid și vapor saturați. Lichidul vaporizează în contact termic cu apa freatică de la care preia căldură, iar la ieșirea din vaporizator se obțin vapor de agent frigorific, ușor subrăciți, având starea 2.

În orice secțiune a vaporizatorului, agentul frigorific are temperatura mai scăzută decât a apei de la care preia căldura, așa cum se observă în figura 3.75, care prezintă regimul termic al vaporizatorului.



**Fig. 3.75.** Regimul termic al vaporizatorului unei pompe de căldură apă-apă

**Temperatura apei la intrarea în vaporizator**, are valoarea  $t_{wi}=10\dots12^{\circ}\text{C}$ , relativ constantă în tot timpul anului.

**Variația temperaturii apei în vaporizator**  $\Delta t_w$  este:

$$\Delta t_w = t_{wi} - t_{we} = (3\dots6)^{\circ}\text{C}$$

**Temperatura apei la ieșirea din vaporizator**  $t_{we}$  se calculează cu relația:

$$t_{we} = t_{wi} - \Delta t_w$$

$$t_{we} = t_{wi} - (3\dots6)^{\circ}\text{C}$$

**Diferența totală de temperatură din vaporizator**  $\Delta t_{tot0}$  este:

$$\Delta t_{tot0} = (6\dots10)^{\circ}\text{C}$$

**Temperatura de vaporizare**  $t_0$  se poate calcula cu relația:

$$t_0 = t_{wi} - \Delta t_{tot0}$$

$$t_0 = t_{wi} - (6\dots10)^{\circ}\text{C}$$

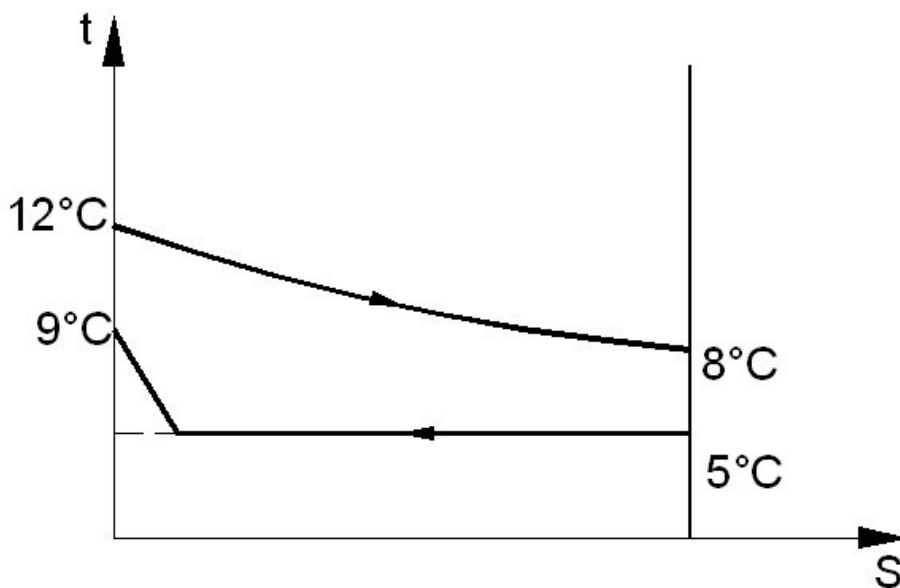
Dacă se cunoaște temperatura de vaporizare, cu ajutorul tabelor sau diagramelor termodinamice, se poate determina presiunea de vaporizare  $p_0$ :

$$t_0 \rightarrow p_0$$

**Gradul de supraîncălzire**  $\Delta t_{si}$  asigurat în vaporizator este:

$$\Delta t_{si} = (4\dots7)^{\circ}\text{C}$$

În figura 3.76 este prezentat un regim termic particular, pentru un vaporizator de pompă de căldură apă-apă.



**Fig. 3.76.** Regim termic particular al unui vaporizator de pompă de căldură apă-apă

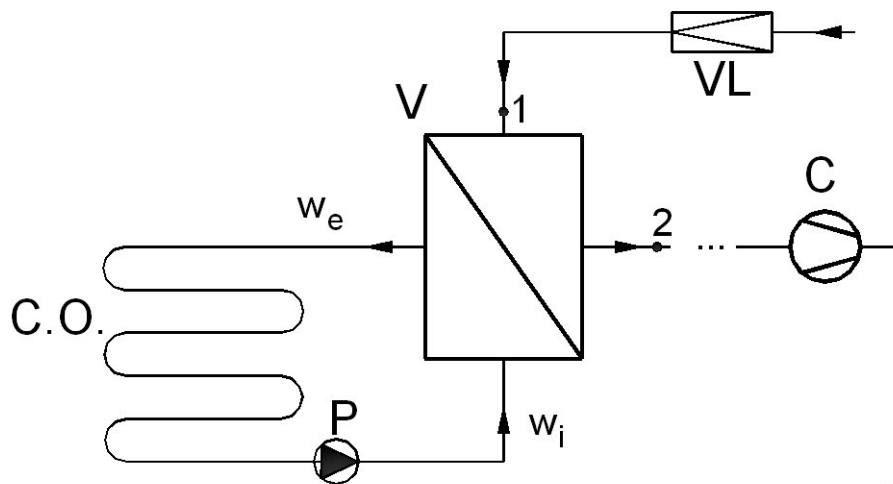
#### *Vaporizator în pompe de căldură sol-apă cu colectori*

În cazul pompelor de căldură sol-apă, există trei situații posibile de funcționare a vaporizatoarelor și anume:

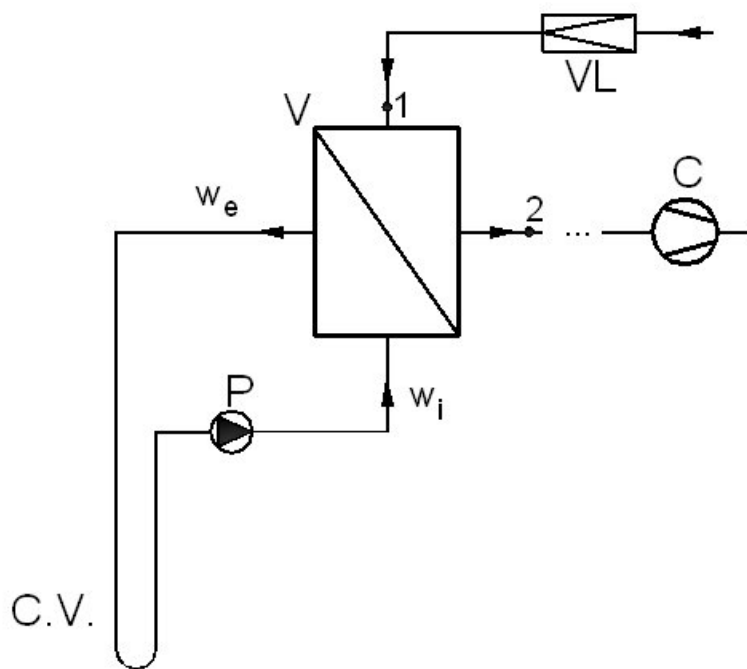
- Pompă de căldură sol-apă cu colectori orizontali;
- Pompă de căldură sol-apă cu colectori verticali;
- Pompă de căldură sol-apă cu vaporizare în sol.

În primele două cazuri, construcția vaporizatorului este realizată sub forma unui schimbător de căldură cu plăci brazate, dar diferă regimul termic de funcționare a vaporizatorului, iar în al treilea caz, vaporizatorul este construit sub formă de serpentine realizate din țevide cupru cauciucate, amplasate direct în sol.

Schema de montaj a vaporizatoarelor pompelor de căldură sol-apă cu colectori orizontali, este prezentată în figura 3.77, iar schema de montaj a vaporizatoarelor pompelor de căldură sol-apă cu colectori verticali, este prezentată în figura 3.78. În ambele variante, agentul de lucru pe circuitul intermediar, este un antigel, pentru a preveni orice posibilitate de înghețare a agentului de lucru pe acest circuit.

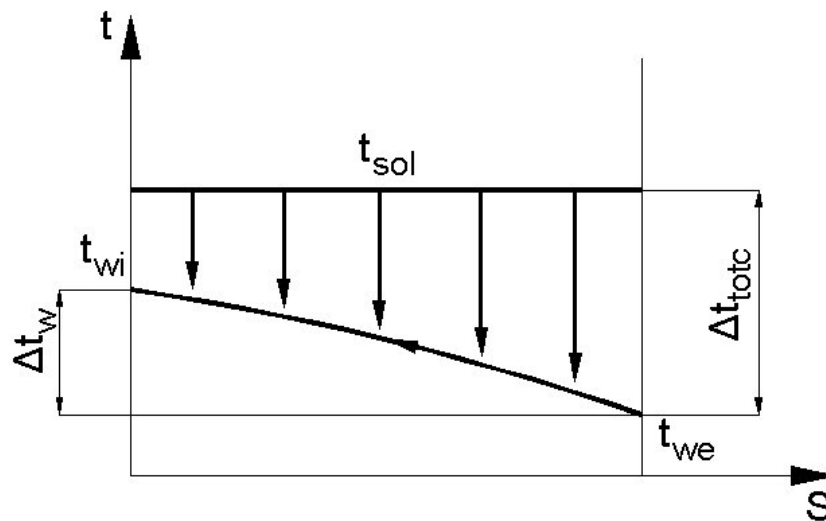


**Fig. 3.77.** Schema de montaj a vaporizatoarelor pompelor de căldură sol-apă cu colectori orizontali



**Fig. 3.78.** Schema de montaj a vaporizatoarelor pompelor de căldură sol-apă cu colectori verticali

Schema regimului termic, pentru cele două tipuri de colectori, este prezentată în figura 3.79. Singurele diferențe constau în valorile absolute ale temperaturilor.



**Fig. 3.79.** Schema regimului termic al colectoarelor de căldură din sol

În cazul colectoarelor orizontale, la adâncimea de cca. 1,5m temperatura solului poate fi considerată  $t_{sol}=5...7^{\circ}\text{C}$ , iar în cazul colectoarelor verticale, la adâncimi de peste 15...20m, temperatura solului poate fi considerată  $t_{sol}=10^{\circ}\text{C}$

**Temperatura agentului intermediar la ieșirea din vaporizator**, respectiv la intrarea în colectori,  $t_{we}$  (indiferent de tipul colectoarelor), se calculează cu relația:

$$t_{we} = t_{sol} - \Delta t_{totc}$$

$$t_{we} = t_{sol} - (8...12)^{\circ}\text{C}$$

**Variația temperaturii agentului intermediar**, în colectori  $\Delta t_w$ , este:

$$\Delta t_w = (3...6)^{\circ}\text{C}$$

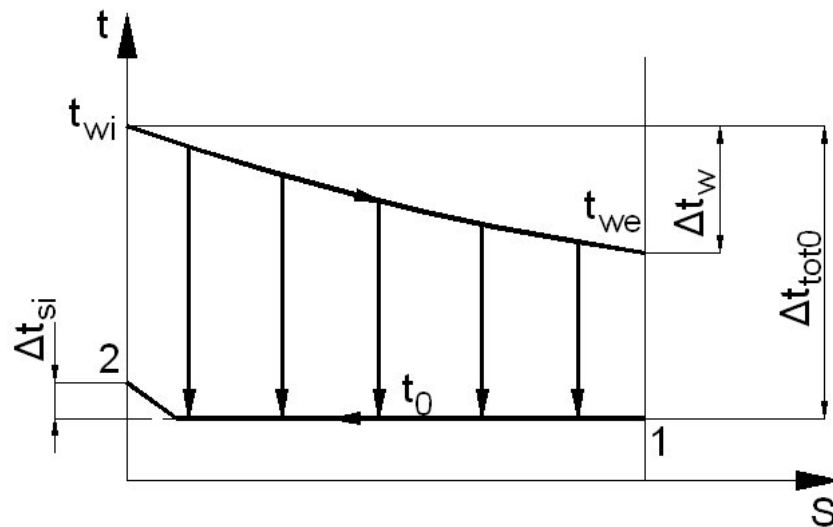
**Temperatura agentului intermediar la intrarea în vaporizator**, respectiv la ieșirea din colectori,  $t_{wi}$  (indiferent de tipul colectoarelor), se calculează cu relația:

$$t_{wi} = t_{we} + \Delta t_w$$

$$t_{wi} = t_{we} + (3...6)^{\circ}\text{C}$$



În figura 3.80 este prezentată schema regimului termic al vaporizatorului pompelor de căldură sol-apă, cu colectori.



**Fig. 3.80.** Schema regimului termic al vaporizatorului pompelor de căldură sol-apă, cu colectori

În vaporizator, agentul intermediar cedează căldura absorbită din sol, cu ajutorul colectoarelor orizontale sau verticale.

*Diferența totală de temperatură pe vaporizator*  $\Delta t_{tot0}$  este:

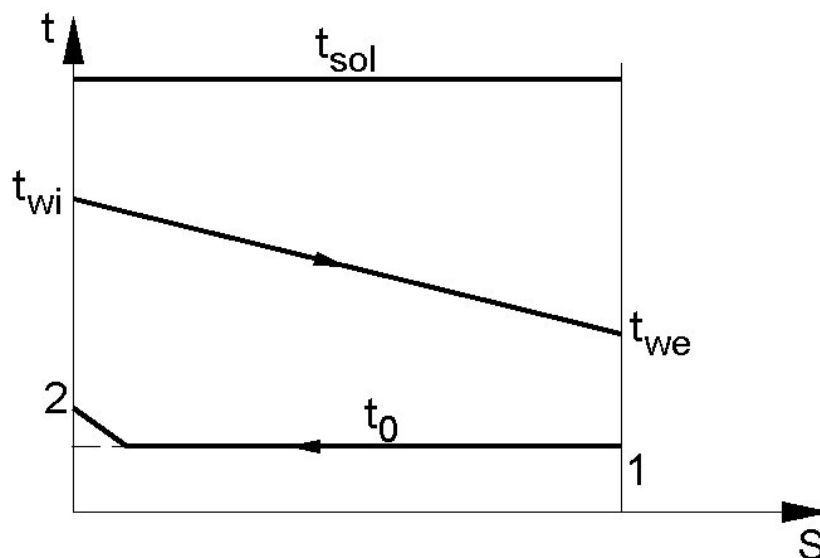
$$\Delta t_{tot0} = (8 \dots 12)^\circ\text{C}$$

*Temperatura de vaporizare*  $t_0$  se calculează cu relația:

$$t_0 = t_{wi} - \Delta t_{tot0}$$

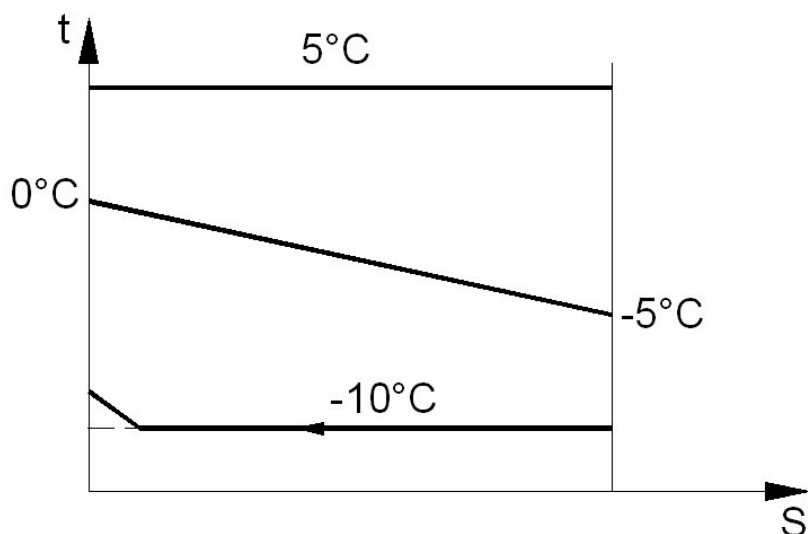
$$t_0 = t_{wi} - (8 \dots 12)^\circ\text{C}$$

În figura 3.81, este prezentată pe o singură diagramă temperatură-suprafață, schema combinată a regimurilor termice din colectori amplasați în sol și din vaporizator.

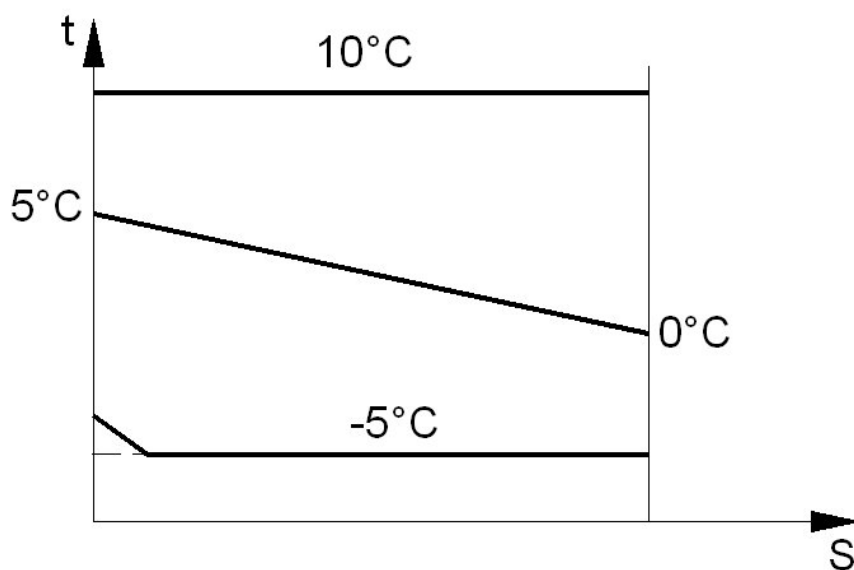


**Fig. 3.81.** Schema combinată a regimurilor termice din colectori și vaporizator

În figurile 3.82 și 3.83 sunt prezentate regimuri termice particulare pentru colectori orizontali respectiv verticali, amplasați în sol și pentru vaporizatoarele aferente.



**Fig. 3.82.** Regimuri termice particulare pt. un colector orizontal și pt. vaporizator



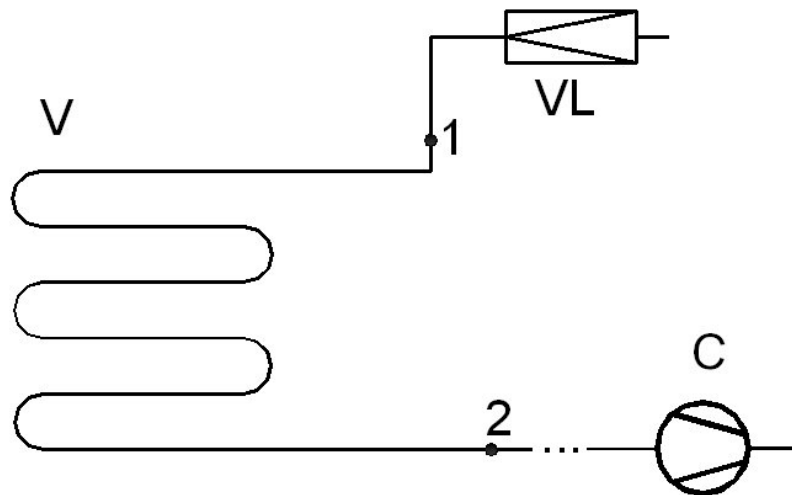
**Fig. 3.83.** Regimuri termice particulare pt. un colector vertical și pt. vaporizator

Se observă că în cazul colectoarelor verticale, toate valorile temperaturilor sunt ceva mai ridicate decât în cazul colectoarelor orizontale, deoarece temperatura solului la adâncime mai mare este superioară temperaturii solului la adâncimi reduse. Din acest motiv, temperatura și presiunea de vaporizare corespunzătoare, vor fi mai ridicate în cazul colectoarelor verticale, ceea ce reprezintă un avantaj.

Un alt avantaj al utilizării colectoarelor verticale, este reprezentat de faptul că în adâncime, temperatura solului poate fi considerată constantă și după ce se extrage căldură o perioadă îndelungată, în timp ce în cazul colectoarelor orizontale, după o perioadă îndelungată de exploatare, la sfârșitul sezonului de încălzire se poate constata o ușoară scădere a temperaturii solului, care însă va crește la loc pe timpul verii, până la începutul următorului sezon de încălzire.

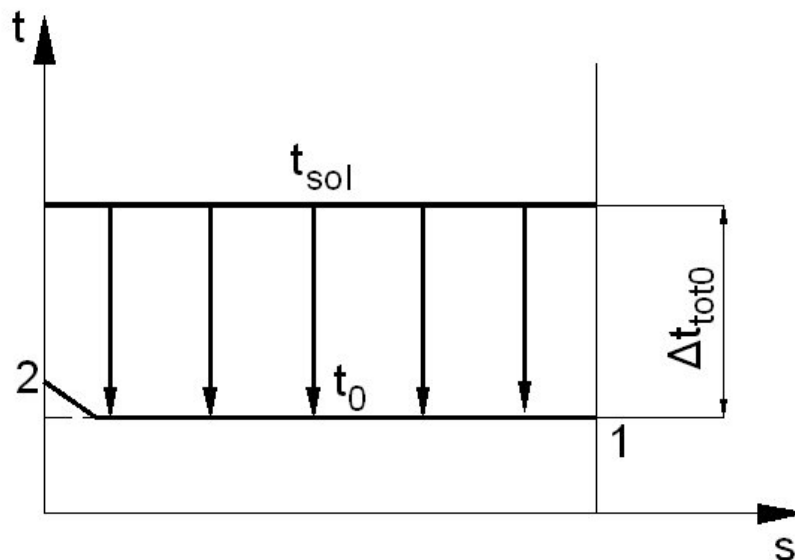
### Vaporizator în pompă de căldură sol-apă cu vaporizare directă

Schema de montaj a vaporizatorului pompelor de căldură cu vaporizare directă în sol, este prezentată în figura 3.84. În cazul acestor pompe de căldură, vaporizatorul este amplasat direct în sol, iar agentul frigorific (cel mai adesea propan - R290), preia căldura direct de la sol, fără a mai fi necesară prezența unui circuit intermediar.



**Fig. 3.84.** Schema de montaj a vaporizatorului pompelor de căldură cu vaporizare directă în sol

Schema regimului termic al vaporizatorului, este prezentată în figura 3.85.



**Fig. 3.85.** Schema regimului termic al colectoarelor de căldură din sol

La adâncimea de montaj a vaporizatorului, de cca. 1,5m temperatura solului poate fi considerată  $t_{sol}=5...7^{\circ}\text{C}$ .

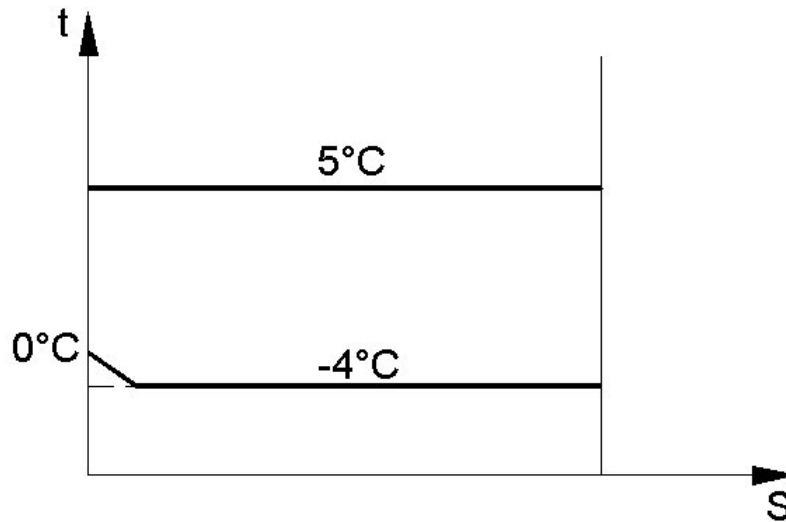
**Diferența totală de temperatură pe vaporizator  $\Delta t_{tot0}$  este:**  
 $\Delta t_{tot0} = (8...12)^{\circ}\text{C}$

**Temperatura de vaporizare**  $t_0$  se calculează cu relația:

$$t_0 = t_{\text{sol}} - \Delta t_{\text{tot0}}$$

$$t_0 = t_{\text{sol}} - (8 \dots 12)^\circ\text{C}$$

În figura 3.86 este prezentat un regim termic particular pentru vaporizatorul amplasat în sol, al unei pompe de căldură.



**Fig. 3.86.** Regim termic particular pt. un vaporizator amplasat în sol

Se observă că în cazul vaporizatorului amplasat direct în sol, din cauza lipsei circuitului cu agent intermediar, temperatura și presiunea de vaporizare corespunzătoare, vor fi mai ridicate decât în cazul utilizării colectoarelor orizontale sau verticale, ceea ce reprezintă un avantaj considerabil, pentru că în cazul acestui regim de funcționare, și consumurile de energie ale pompei de căldură vor fi mai reduse decât în alte situații, iar eficiența pompei de căldură va fi mai ridicată.

Un dezavantaj al amplasării vaporizatorului direct în sol, este reprezentat de faptul că intervențiile tehnice în cazul producerii unor avarii ale vaporizatorului, sunt extrem de dificile și costisitoare.