

UTILIZAREA FRIGULUI ARTIFICIAL

Carmen Ema Panaite

Bogdan Horbaniuc

Facultatea de Mecanică, Iași

CUPRINS

INTRODUCERE	5
Capitolul 1. AERUL UMED. NOȚIUNI GENERALE	6
1.1. Proprietățile fizice ale aerului umed.....	6
1.2. Diagrama Mollier (Diagrama h-x).....	8
1.3. Transformările simple ale aerului umed.....	11
1.4. Determinarea parametrilor de stare cu ajutorul programului CoolPack.....	19
Capitolul 2. TRATAREA COMPLEXĂ A AERULUI ÎN CENTRALA DE CLIMATIZARE	22
2.1. Tratarea complexă a aerului în perioada de iarnă.....	22
2.1.1. Considerații generale.....	22
2.1.2. Scheme de tratare complexă pentru perioada de iarnă.....	23
2.1.3. Sarcina termică și de umiditate pentru perioada de iarnă.....	27
2.2. Tratarea complexă a aerului în perioada de vară.....	27
2.2.1. Considerații generale.....	27
2.2.2. Scheme de tratare complexă pentru perioada de vară.....	28
2.2.3. Sarcina termică și de umiditate pentru perioada de vară.....	31
Capitolul 3. UTILIZAREA FRIGULUI ARTIFICIAL ÎN INDUSTRIA ALIMENTARĂ	32
3.1. Lanțul frigorific.....	32
3.2. Metode de prelucrare prin frig.....	33
3.3. Refrigerarea produselor alimentare	34
3.3.1. Generalități	34
3.3.2. Metode și instalații de refrigerare	34
3.3.3. Refrigerarea cu/în aer.....	35
3.3.4. Refrigerarea cu agenți criogenici.....	43
3.3.5. Refrigerarea cu agenți intermediari.....	44
3.3.6. Refrigerarea prin evaporare în vid.....	47
3.3.7. Refrigerarea în schimbătoare de căldură.....	48
3.4. Congelarea produselor alimentare	52
3.4.1. Generalități	52
3.4.2. Metode de congelare.....	56
3.4.3. Instalații de congelare.....	57

Capitolul 4. DEPOZITE FRIGORIFICE. IZOLAREA SPAȚIILOR RĂCITE	64
4.1. Depozite frigorifice. Construcție.Clasificare.....	64
4.2. Izolații termice.....	66
4.2.1. Calculul grosimii izolației.....	67
4.3. Bariere de vapori.....	71
4.4. Calculul sarcinii frigorifice a depozitului.....	71
4.4.1. Sarcina transmisă.....	72
4.4.2. Sarcina corespunzătoare produselor.....	75
4.4.3. Sarcina internă.....	77
4.4.4. Sarcina de infiltrații.....	78
Capitolul 5. UTILIZAREA FRIGULUI ARTIFICIAL ÎN LUCRĂRILE DE CONSTRUCȚII. ÎNGHEȚAREA SOLULUI	81
5.1. Considerații generale privind înghețarea solului.....	81
5.2. Construcția instalației de înghețare a solului.....	83
5.3. Elemente de proiectare a instalației frigorifice.....	90
5.4. Exemple de instalații pentru consolidarea solului.....	92
Capitolul 6. PATINOARE ARTIFICIALE	96
6.1. Generalități. Elemente constructive.....	96
6.2. Sistemul de răcire a plăcii patinoarului.....	98
BIBLIOGRAFIE	101

INTRODUCERE

Răcirea reprezintă procesul de extragere a energiei termice de la un corp, această energie fiind transferată altui corp. Ca urmare, primul corp (corpul răcit) își micșorează temperatura, în timp ce temperatura celui de-al doilea corp crește. Atât timp cât temperaturile celor două corpuri sunt mai mari decât cea a mediului ambiant, fenomenul are loc spontan. Dacă însă se dorește răcirea și menținerea unui corp la o temperatură inferioară temperaturii mediului ambiant, atunci, conform principiului al doilea al termodinamicii, este necesar să se consume o anumită cantitate de energie astfel încât transferul de căldură să se realizeze în sens invers celui natural, adică de la corpul mai rece către corpul mai cald. Se spune că se obține *frigul artificial*.

Tehnica frigului = ansamblul de procedee, metode, utilaje și instalații implicate în obținerea frigului artificial.

Domeniul de temperaturi acoperit de tehnica frigului:

- 273,15 °C.....-200 °C frigul adânc (criogenia)
- 200 °C.....0 °C frigul industrial
- 5 °C.....20 °C climatizarea aerului

Domeniul frigului artificial este un domeniu cu realizări deosebit de importante într-un interval de timp relativ scurt (exemple: frigiderul, congelatorul, distribuția de produse alimentare către/în marilor orașe, condiționarea aerului).

Utilizarea frigului artificial:

- *industria alimentară* (cel mai mare consumator de frig artificial) – fabrici de bere, de prelucrare a laptelui, a cărnii, procese tehnologice ce necesită temperaturi scăzute;
- *industria chimică* – necesită puteri frigorifice foarte mari, într-o gamă foarte largă de temperaturi, de la cele pozitive (0 °C.....15 °C) ajungând până la temperaturi foarte scăzute, corespunzătoare lichefierii diferitelor gaze (-186 °C pentru oxigen; -196 °C pentru azot);
- *construcții* – înghețarea terenurilor acvifere în vederea realizării diferitelor lucrări (puțuri de mină cu o adâncime > 500 m, galerii pentru liniile de metrou, lucrări portuare...);
- *sport* → patinoare artificiale – pentru formarea și menținerea stratului de gheață;
- *transporturi* (feroviare, maritime, rutiere, aeriene) → transport produse perisabile sau gaze lichefiate;
- *condiționarea aerului* - pentru scopuri tehnologice sau pentru confort (săli de spectacole, restaurante, spitale, locuințe, mijloace de transport);
- *biologie, medicină* – conservarea țesuturilor și organelor umane, anestezie în cazul intervențiilor chirurgicale;
- *electronică* → pentru răcirea componentelor electronice.

Capitolul 1

AERUL UMED. NOȚIUNI GENERALE

Aerul ambiant, care constituie atmosfera Pământului, reprezintă un agent de lucru frecvent utilizat în aplicații termotehnice ca, de exemplu: în calitate de combustibil pentru motoarele termice cu piston și cu turbină sau pentru focarele generatoarelor de abur, în toate aceste cazuri oxigenul din aer servind la arderea combustibilului; ca agent de lucru pentru compresoare și pentru motoare pneumatice; pentru uscarea convectivă a materialelor (lemn, produse vegetale, materiale de construcții); la climatizarea industrială și rezidențială, în scopuri tehnologice sau de confort; pentru refrigerarea și congelarea, în general, conservarea produselor alimentare; la răcirea apei în turnurile de răcire ale termocentralelor.

1.1. Proprietățile fizice ale aerului umed

1.1.1. Compoziția aerului umed

În general, aerul înconjurător este *aer umed* și este un amestec de gaze și vapori de apă, în care ponderea cea mai mare o au azotul și oxigenul. Dacă este lipsit complet de vapori de apă, aerul este denumit *aer uscat*. Compoziția aerului uscat variază neesențial în timp și în spațiu, la suprafața Pământului sau în altitudine. La înălțimi mari, predomină însă gazele ușoare.

De menționat că, de regulă, aerul atmosferic este poluat, adică în el se regăsesc o serie de substanțe chimice în stare gazoasă, rezultate din procese industriale și din natură sau din emisiile de la automobile (CO, SO₂, NH₃), precum și particule solide (praf) de natură minerală, organică, vegetală sau fum (funingine) rezultate din arderea incompletă a combustibililor în instalațiile energetice industriale și în motoarele cu piston. Nocivitatea acestor substanțe asupra mediului ambiant și asupra organismului uman impune eforturi permanente de diminuare a acestora prin perfecționarea proceselor industriale din care provin. În multe din aplicațiile termotehnice, se consideră că aerul uscat se compune numai din azot și oxigen, participațiile masice ale acestora fiind 0,77 și 0,23, iar participațiile volumice, 0,79 și, respectiv, 0,21. Nu în toate situațiile este permisă această simplificare. În probleme de microclimat (controlul purității aerului, diluarea noxelor degajate), în probleme de poluare, pentru unele din procesele de tratare a aerului (filtrare), aerul atmosferic este privit în toată complexitatea lui.

1.1.2. Presiunea aerului umed

Presiunea aerului umed, constând din aer uscat și vapori de apă, se exprimă pe baza legii lui Dalton, adică,

$$p = p_a + p_v \quad [\text{Pa}] \quad (1.1)$$

p_a și p_v fiind presiunea parțială a aerului uscat și, respectiv, presiunea parțială a vaporilor de apă din aerul umed.

În cazul aerului atmosferic, presiunea acestuia este presiunea barometrică, p_B , a cărei valoare la starea fizică normală este de 760 torr (mm Hg) = 1,013 bar (la nivelul mării).

Aerul umed este considerat un amestec de gaze perfecte, vaporii de apă fiind în stare supraîncălzită. De aceea, se pot aplica legile gazului perfect atât pentru amestec, cât și pentru componentele sale (aer uscat și vapori de apă):

$$pV = mRT, \quad \text{pentru amestec;} \quad (1.2)$$

$$p_a V = m_a R_a T \quad (1.3)$$

$$p_v V = m_v R_v T \quad (1.4)$$

Aici, m_a și m_v reprezintă masa de aer uscat și, respectiv, masa de vapori din volumul V ocupat de aerul umed, iar R_a și R_v sunt constantele caracteristice ale aerului uscat, respectiv, ale vaporilor de apă ($R_a = 287 \text{ J / kgK}$ și $R_v = 461,5 \text{ J / kgK}$). Se observă că $V = V_a + V_v$ (volumul amestecului este egal cu suma volumelor parțiale ale componentelor, aer uscat și vapori de apă).

În *aerul umed nesaturat* cu temperatura T , presiunea parțială a vaporilor de apă, p_v , este mai mică decât presiunea de saturație, p_s , corespunzătoare temperaturii T . Deci aerul umed nesaturat mai are capacitatea de a îngloba vapori de apă.

Aerul umed saturat cu temperatura T se caracterizează prin aceea că presiunea parțială a vaporilor de apă, p_v , este egală cu presiunea de saturație, p_s , corespunzătoare temperaturii T .

Deci aerul umed saturat conține o cantitate maximă de vapori.

1.1.3. Temperatura aerului umed

Aerul umed este caracterizat de temperatura termometrului uscat, temperatura termometrului umed și temperatura punctului de rouă.

Temperatura termometrului uscat, t , reprezintă temperatura reală a aerului umed și se măsoară cu un termometru cu lichid (mercur) sau electric (termorezistență), cu o clasă de precizie adecvată, elementul său sensibil (rezervorul de lichid) fiind uscat și protejat împotriva

radiației termice. Prin temperatura aerului umed se înțelege, de fapt, temperatura termometrului uscat.

Temperatura termometrului umed, t' , este temperatura indicată de un termometru similar, cu aceeași clasă de precizie, dar având elementul sensibil înfășurat într-un material textil umezit. Dacă aerul umed este saturat cu vapori de apă, temperaturile indicate de cele două termometre, termometrul uscat și termometrul umed, sunt egale ($t = t'$). Dacă aerul umed este nesaturat, termometrul umed indică o temperatură mai mică decât termometrul uscat ($t' < t$). Cu cât aerul este mai nesaturat, cu atât diferența dintre cele două temperaturi, denumită *diferența psihrometrică*, este mai mare. La limită, dacă aerul este (complet) uscat, diferența psihrometrică este maximă.

Temperatura punctului de rouă, t_r , reprezintă temperatura la care începe condensarea vaporilor de apă din aerul umed, în timpul răcirii lor la presiune constantă. Se observă că pentru aerul umed saturat, aflat la temperatura t , $p_v = p_s$ iar $t_r = t' = t$. Pentru aerul umed nesaturat, caracterizat de $p_v < p_s$, relația între cele trei temperaturi este $t_r < t' < t$.

1.1.4. Umiditatea aerului

Umiditatea aerului se evaluează prin conținutul de umiditate, umiditatea absolută și prin umiditatea relativă.

Conținutul de umiditate a aerului, x , exprimă masa de vapori de apă care revine la un kilogram de aer uscat:

$$x = \frac{m_v}{m_a} \quad [\text{kg vapori/kg aer uscat}] \quad (1.5)$$

În decursul proceselor termodinamice la care poate fi supus aerul umed, masa aerului uscat este singura mărime conservativă și, de aceea, ea a fost aleasă ca mărime de referință pentru exprimarea mărimilor de stare specifice aerului umed. Pentru explicitarea conținutului de umiditate se au în vedere ecuațiile (3) și (4), precum și (1), obținându-se:

$$x = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{p_v}{p_a} = \frac{287}{461,5} \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad [\text{kg vapori/kg aer uscat}] \quad (1.6)$$

Conținutul maxim de umiditate, x_s , corespunde aerului saturat, în care $p_v = p_s$, astfel că expresia de mai sus devine:

$$x_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s} \quad [\text{kg vapori/kg aer uscat}] \quad (1.7)$$

Umiditatea absolută, a , reprezintă masa vaporilor de apă conținuți într-un metru cub de aer umed și se determină cu relația:

$$a = \frac{m_v}{V} \quad [\text{kg vapori/m}^3 \text{ aer umed}] \quad (1.8)$$

Umiditatea relativă, φ , reprezintă raportul dintre masa de vapori de apă existentă în aerul umed, m_v , și masa (maximă) de vapori de apă, m_s , pe care ar putea să o conțină aerul respectiv la starea de saturație corespunzătoare aceluiași valori ale presiunii și temperaturii, adică

$$\varphi = \frac{m_v}{m_s} = \frac{p_v V}{R_v T} \cdot \frac{R_v T}{p_s V} = \frac{p_v}{p_s} = \frac{x}{x_s} \quad (1.9)$$

Umiditatea relativă se exprimă fie prin valori absolute, $\varphi \in [0, 1]$, fie prin valori procentuale, $\varphi \in [0, 100]$ %. Se disting următoarele cazuri particulare: $\varphi = 0$ (sau 0%) pentru aerul uscat; $\varphi = 1$ (sau 100%) pentru aerul umed saturat; $\varphi < 1$ (sau 100%) pentru aerul umed nesaturat.

1.1.5. Căldura specifică (masică) a aerului umed

De regulă, aerul umed este considerat ca agent de lucru în cadrul unor procese izobare, desfășurate la diferențe mici de presiune față de presiunea atmosferică. Ca urmare, se folosește căldura specifică la presiune constantă. Valorile aproximative folosite în calcule pentru căldura specifică a aerului uscat și pentru cea a vaporilor de apă sunt următoarele: $c_{pa} = 1,006$ [kJ / kg K] și $c_{pv} = 1,863$ [kJ / kg K].

Căldura specifică izobară a aerului umed se determină considerându-se un amestec format dintr-un kilogram de aer uscat și x kilograme de vapori de apă:

$$c_p = (1 \cdot c_{pa} + x \cdot c_{pv}) / (1 + x) \quad [\text{kJ/kg aer umedK}] \quad (1.10)$$

Dacă se raportează la un kilogram de aer uscat, căldura specifică a aerului umed este

$$c_p = c_{pa} + x \cdot c_{pv} \quad [\text{kJ/kg aer uscatK}] \quad (1.11)$$

Această expresie se obține și dacă în relația (7.24) se are în vedere că $x \ll 1$. În calculele obișnuite, se folosește relația aproximativă,

$$c_p = 1,006 + x \cdot 1,863 \quad [\text{kJ/kg aer uscatK}] \quad (1.12)$$

1.1.6. Entalpia masică/specifică a aerului umed

Entalpia masică a aerului umed, h , se exprimă fie în [kJ / kg aer uscat], fie în [kJ / (1 + x) kg aer umed]. Starea de referință este starea fizică normală (0°C), entalpiile componentelor aerului umed la o temperatură oarecare t fiind date de relațiile:

$$h_a = c_{p_a} \cdot t \quad [\text{kJ/kg aer uscat}] \quad (1.13)$$

și

$$h_v = r + c_{p_v} \cdot t \quad [\text{kJ/kg vapori}] \quad (1.14)$$

Entalpia masică a amestecului format de un kilogram de aer uscat și x kilograme de vapori de apă este

$$h = \frac{1 \cdot h_a + x \cdot h_v}{1 + x} = \frac{c_{p_a} \cdot t + x \cdot (r + c_{p_v} \cdot t)}{1 + x} \quad [\text{kJ/kg aer umed}] \quad (1.15)$$

Cum conținutul de umiditate este foarte mic ($x \ll 1$), entalpia se calculează cu relația aproximativă:

$$h = c_{p_a} \cdot t + x \cdot (r + c_{p_v} \cdot t) \quad [\text{kJ/kg aer uscat}] \quad (1.16)$$

Căldura latentă de vaporizare a apei, r , la 0°C , este de 2500 kJ / kg .

Cu constantele menționate mai sus, expresia entalpiei masice izobare a aerului umed este determinabilă cu relația următoare:

$$h = c_p \cdot t + r \cdot x = (1,006 + 1,863 \cdot x) \cdot t + 2500 \cdot x \quad (1.17)$$

1.2. Diagrama Mollier (Diagrama $h-x$) pentru aer umed

1.2.1. Principiul de trasare a diagramei $h-x$ pentru aer umed

Analiza proceselor la care este supus aerul umed se efectuează comod prin metode grafice, bazate pe diagrame trasate la o presiune totală constantă, corespunzătoare stării fizice normale (760 torr). O diagramă frecvent utilizată este diagrama $h - x$ (diagrama Mollier). Ea permite urmărirea transformărilor izobare ale aerului umed și este trasată cu ajutorul relației (17), pentru o anumită presiune p .

Pe diagrama Mollier (fig. 1.1) se disting următoarele curbe și drepte caracteristice:

- izentalpele (dreptele $h = \text{const}$), paralele cu dreapta $h = 0$, plasate echidistant și înclinat față de axa Ox , panta fiind, conform (17), $\text{tg } \alpha = 2500$;
- dreptele $x = \text{const}$, verticale și echidistante;
- izotermele (dreptele $t = \text{const}$), neparalele, formând un fascicul divergent și având panta, conform (1.17), $\text{tg } \beta = 1,863 \cdot t$;
- curbele $\varphi = \text{const}$ formând un fascicul divergent;
- curba presiunii parțiale a vaporilor de apă.

Pe lângă dreptele și curbele menționate, în diagrama $h - x$ se mai disting:

- curba limită de saturație, $\varphi = 1$, care împarte diagrama în două zone:
 - zona superioară, corespunzătoare aerului umed nesaturat, cu $\varphi < 1$;
 - zona inferioară, corespunzătoare aerului suprasaturat (zona de ceață);
- intersecțiile izotermelor cu curba limită, $\varphi = 1$, care indică saturarea aerului cu vapori de apă la temperaturile respective.

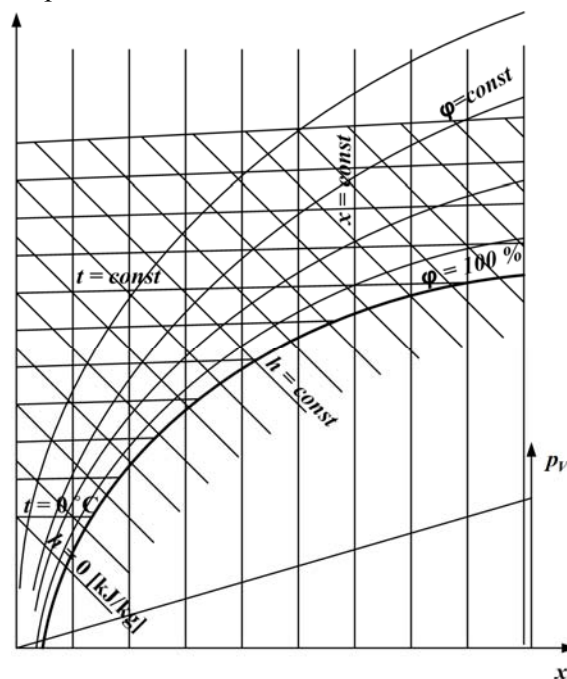


Fig. 1.1. Diagrama Mollier pentru aer umed (trasare stilizată)

1.2.2. Determinarea grafică a mărimilor de stare ale aerului umed

Un punct oarecare din diagrama $h - x$ corespunde unei anumite stări a aerului umed. Plasarea pe diagramă a unui punct de stare necesită cunoașterea a două mărimi de stare, care, de regulă, sunt temperatura t , măsurată cu termometrul uscat, și umiditatea relativă, φ , măsurată cu un higrometru.

În mod riguros, la determinarea stării aerului umed trebuie folosită o diagramă $h - x$ corespunzătoare presiunii barometrice locale momentane. În funcție de valorile φ și t curente, se obține poziția corespunzătoare stării aerului umed în diagrama $h - x$, de ex., punctul A pe Fig. 1.2. Punctul respectiv este caracterizat prin valorile h , x și p_v . Rezultă grafic:

- punctul de saturație, B, plasat la intersecția dintre izoterma t și curba limită $\varphi = 1$, care se poate obține printr-un proces de umidificare izotermică a aerului, până la saturație, la $t = \text{const}$; punctului respectiv îi corespund mărimile h_s , x_s și p_s ;

- *punctul de rouă*, C, plasat la intersecția dintre dreapta $x = \text{const}$ și curba limită $\varphi = 1$, care se poate obține printr-un proces de răcire a aerului, până la saturație, la $x = \text{const}$; temperatura punctului C este tocmai temperatura punctului de rouă definită anterior.

- temperatura termometrului umed, t' , adică temperatura corespunzătoare izotermei ce trece prin punctul D, plasat la intersecția dintre izentalpa $h = \text{const}$ și curba limită $\varphi = 1$, care se poate obține printr-un proces de umidificare adiabatică a aerului până la starea de saturație; punctului respectiv îi corespund mărimile t' , x_s' și p_s' .

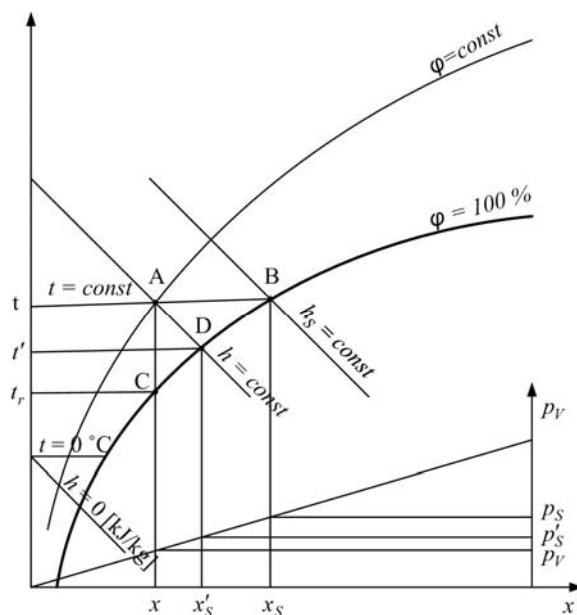


Fig. 1.2. Determinarea grafică a mărimilor de stare pentru aerul umed

Adesea, în laborator, umiditatea relativă a aerului se determină cu ajutorul psihrometrului, care măsoară diferența psihrometrică, adică diferența dintre temperatura termometrului uscat, t , și temperatura termometrului umed, t'

Se menționează că pe baza valorilor t și t' , diagrama Mollier permite determinarea umidității relative φ , precum și a celorlalte mărimi corespunzătoare punctului de stare pentru aerul umed, după modelul sugerat în fig. 1.2. Se procedează în felul următor:

- se trasează izoterma corespunzătoare temperaturii termometrului umed, $t' = \text{ct}$ până la intersecția cu curba de saturație $\varphi = 1$ (punctul D);

- prin punctul astfel obținut se trasează dreapta de entalpie constantă $h = \text{ct}$ până intersectează izoterma corespunzătoare temperaturii termometrului uscat $t = \text{ct}$; noul punct de intersecție A, punctul de stare pentru aerul umed, este caracterizat de mărimile x , φ , p_v , t_r , p_s , x_s .

1.2.3. Reprezentarea modificărilor de stare în diagrama $h-x$

Se consideră un proces oarecare de modificare a stării aerului umed prin schimb de căldură și de umiditate. În mod convențional, un asemenea proces poate fi reprezentat în diagrama $h-x$ (fig. 1.3) printr-o dreaptă, care unește starea inițială, A (x_A, h_A) și starea finală, B (x_B, h_B).

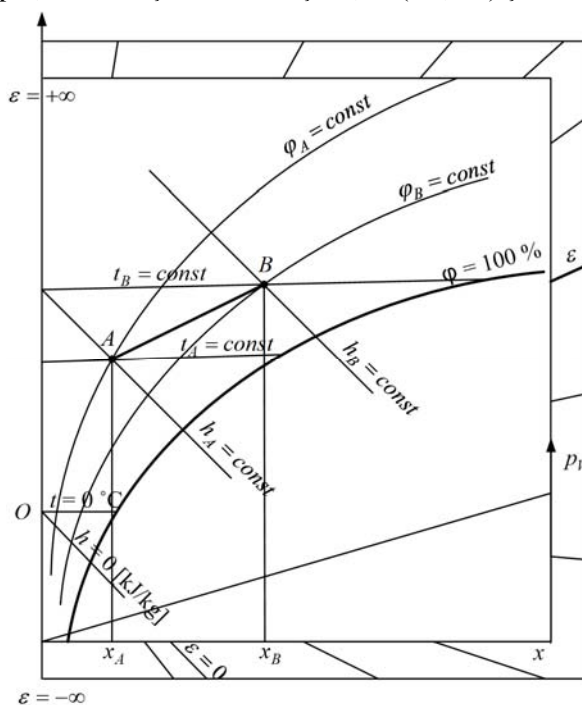


Fig. 1.3. Diagrama $h-x$ cu raza procesului

În decursul procesului se înregistrează variația de entalpie $\Delta h = h_B - h_A$ și variația de conținut de umiditate $\Delta x = x_B - x_A$. Mărima $\varepsilon = \Delta h / \Delta x$ indică direcția modificării de stare AB și se numește *raport de termoumiditate* sau *raza procesului*. Pe perimetrul diagramei $h-x$ apare o scară unghiulară, care indică valorile numerice pentru diferite direcții, prin raze care pleacă din originea diagramei, adică din polul O, denumit polul scării. Cunoscându-se starea inițială și raportul de termoumiditate, pentru trasarea direcției procesului, pe diagrama $h-x$ se duce prin punctul de stare respectiv o paralelă la raza corespunzătoare valorii ε de pe scara unghiulară. Se disting următoarele cazuri particulare:

- încălzire la $x = \text{const}$ ($\Delta x = 0$), pentru care $\Delta h > 0$ și $\varepsilon \rightarrow +\infty$;
- răcire la $x = \text{const}$ ($\Delta x = 0$), pentru care $\Delta h < 0$ și $\varepsilon \rightarrow -\infty$;
- umidificare izotermică ($t = \text{const}$), pentru care $\varepsilon = \Delta h / \Delta x = 2500 + 1,863 t$;
- umidificare adiabatică ($h = \text{const}$ și $\Delta h = 0$), pentru care $\Delta x > 0$ și $\varepsilon = 0$.

Se observă că valorile raportului de termoumiditate pot fi cuprinse între $-\infty$ și $+\infty$.

1.3. Transformările/procesele simple ale aerului umed

Transformările la care este supus aerul umed sunt de amestecare, de încălzire, de răcire sau de umidificare și au loc în instalațiile de tratare a aerului (instalații de ventilație, de condiționare, de climatizare). În asemenea instalații, procesele cu schimb de căldură și de umiditate pot fi comod urmărite în diagrama $h - x$. Din multitudinea transformărilor întâlnite în tehnică, prezintă interes cele care se desfășoară la $x = \text{const}$, la $h = \text{const}$ sau procesul de amestecare a două cantități de aer umed cu stări diferite.

1.3.1. Transformarea de stare la menținerea constantă a conținutului de umiditate, ($x = \text{const}$)

Procesele în care se produc transformări la $x = \text{const}$ sunt următoarele:

- încălzirea aerului umed, prin contact direct cu o suprafață caldă, uscată;
- răcirea aerului umed, prin contact direct cu o suprafață rece, uscată, a cărei temperatură este mai mare decât temperatura punctului de rouă pentru aer.

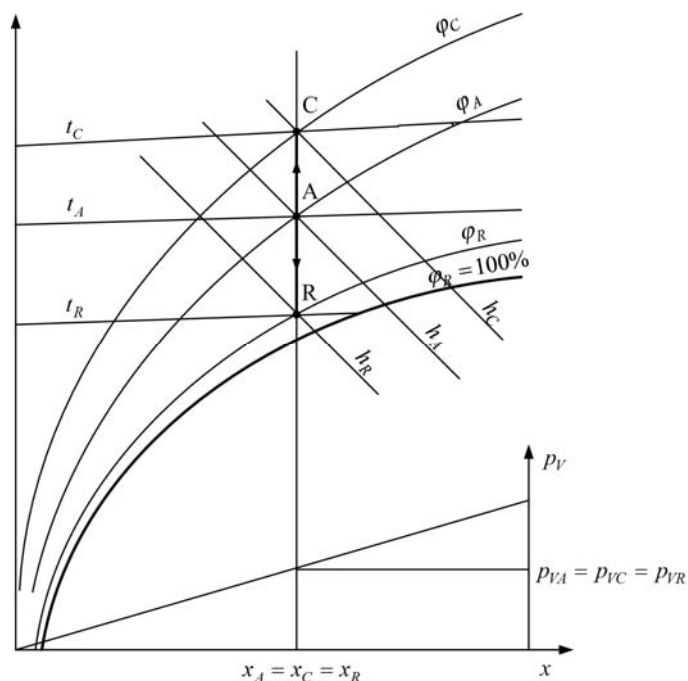


Fig. 1.4. Transformări ale aerului umed la $x = \text{const}$: încălzirea AC; răcirea AR

Transformări de genul celor menționate sunt reprezentate în diagrama $h - x$ din figura 4, în care, încălzirea AC are direcția $\varepsilon = +\infty$, iar răcirea AR are direcția $\varepsilon = -\infty$.

Încălzirea aerului umed de la o suprafață mai caldă (transformarea AC, cu $x_A = x_C = x = \text{const}$) se produce ca urmare a unui aport de căldură care, pentru un kilogram de aer uscat, respectiv, pentru $(1 + x)$ kg aer umed (în cadrul unei transformări izobare), este

$$\begin{aligned} q_{AC} &= h_C - h_A = [c_{pa} \cdot t_C + x(r + c_{pv} \cdot t_C)] - [c_{pa} \cdot t_A + x(r + c_{pv} \cdot t_A)] = \\ &= (c_{pa} + c_{pv} \cdot x)(t_C - t_A) = (1,006 + 1,863 \cdot x)(t_C - t_A) > 0 \quad . \end{aligned} \quad (1.18)$$

Răcirea aerului umed în contact cu o suprafață mai rece (transformarea AR, cu $x_A = x_R = x = \text{const}$) se produce ca urmare a cedării căldurii

$$\begin{aligned} q_{AR} &= h_R - h_A = [c_{pa} \cdot t_R + x(r + c_{pv} \cdot t_R)] - [c_{pa} \cdot t_A + x(r + c_{pv} \cdot t_A)] = \\ &= (c_{pa} + c_{pv} \cdot x)(t_R - t_A) = (1,006 + 1,863 \cdot x)(t_R - t_A) < 0 \quad . \end{aligned} \quad (1.19)$$

1.3.2. Transformarea de stare la temperatură constantă (izotermă)

O transformare izotermică, AB, este posibilă prin aport de căldură (sub formă latentă) și de umiditate (fig. 1.5), desfășurându-se în sensul umidificării aerului ($x_B > x_A$). Ea se caracterizează prin:

- căldura schimbată,

$$q_{AB} = h_B - h_A = (x_B - x_A)(r + c_{pv} \cdot t) = (x_B - x_A) \cdot (2500 + c_{pv} \cdot t) \quad (1.20)$$

- creșterea conținutului de umiditate,

$$\Delta x = x_B - x_A \quad (1.21)$$

- raportul de termoumiditate

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta x} = 2500 + 1,863 \cdot t = h_v \quad (1.22)$$

Aici, h_v este entalpia masică a vaporilor de apă injectați în aerul umed.

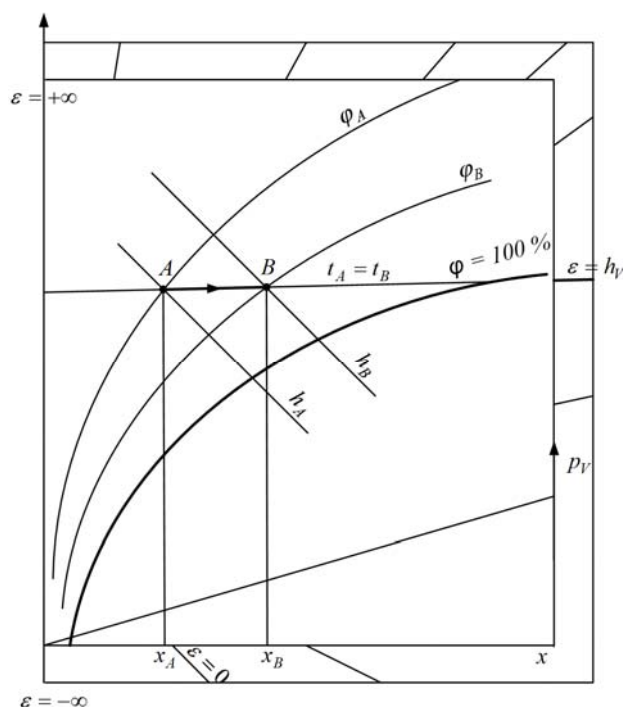


Fig. 1.5. Transformarea la $t = \text{const}$, produsă prin adăugare de vapori în aerul umed

O transformare inversă, în sensul micșorării umidității aerului, se realizează prin absorbția sau adsorbția umidității în substanțe chimice adecvate (clorură de calciu sau de litiu, pentru absorbție, respectiv, zeolit sau silicagel, pentru adsorbție). Fenomenele respective fiind exoterme, pentru menținerea constantă a temperaturii este necesară evacuarea căldurii rezultate folosind un procedeu de răcire.

1.3.3. Transformarea de stare la entalpie constantă (izentalpică)

O asemenea transformare se produce în cazul unui proces de umidificare adiabatică, obținut prin pulverizarea fină a apei în curentul de aer. Temperatura apei pulverizate este egală cu temperatura termometrului umed pentru aer, mai mare decât temperatura punctului de rouă. Transformarea izentalpică AB (fig. 1.6) se caracterizează prin egalitatea $h_A = h_B$, care se explicitează conform (1.17) și rezultă:

$$1,006 \cdot (t_A - t_B) + 1,863 \cdot (t_A \cdot x_A - t_B \cdot x_B) = 2500 \cdot (x_B - x_A) \quad (1.23)$$

În concluzie, pe parcursul umidificării adiabatică se produce și un schimb intern de căldură. Aerul cedează căldură, răcindu-se de la t_A la t_B , iar căldura respectivă servește la evaporarea cantității de apă $\Delta x = x_B - x_A$. Aerul cu umiditate mărită înmagazinează această căldură sub formă de căldură latentă de vaporizare a vaporilor de apă produși.

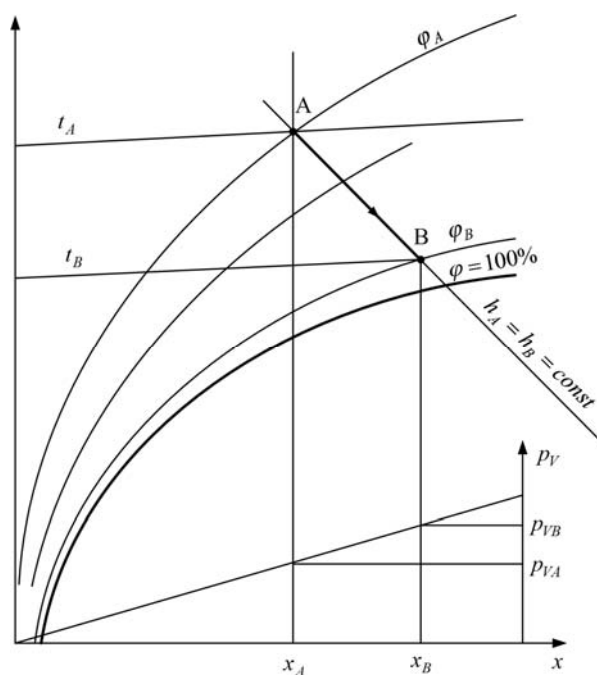


Fig. 1.6. Transformarea aerului umed la $h = \text{const}$ (izentalpică)

1.3.4. Amestecarea a două cantități de aer cu stări diferite

Se consideră două mase de aer umed, m_1 și m_2 , caracterizate de x_1 , h_1 , respectiv, x_2 , h_2 , conform stărilor 1 și 2 de pe diagrama $h - x$ din fig. 1.7. Prin amestecare adiabatică și izobară, starea rezultantă corespunde punctului M, plasat pe dreapta care unește punctele 1 și 2, denumită *dreapta de amestec*. Ecuațiile de bilanț sunt următoarele:

- ecuația de bilanț masic pentru aerul umed,

$$m_1 + m_2 = m \quad [\text{kg aer umed}]; \quad (1.24)$$

- ecuația de bilanț termic,

$$m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 = (m_1 + m_2) \cdot h_M \quad [\text{kJ}]; \quad (1.25)$$

- ecuația de bilanț masic pentru vaporii de apă,

$$m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 = (m_1 + m_2) \cdot x_M \quad [\text{kg vaporii de apă}]. \quad (1.26)$$

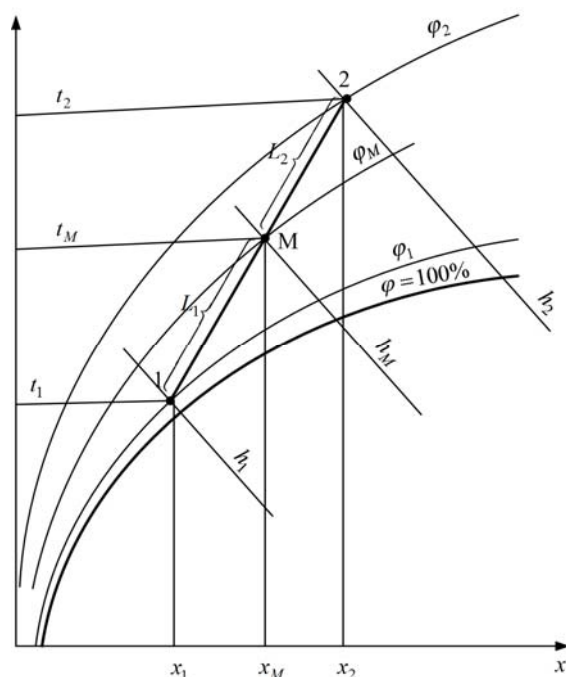


Fig. 1.7. Amestecarea a două cantități de aer umed cu stări diferite

Prin rezolvarea sistemului format de aceste ecuații rezultă:

$$\frac{h_M - h_1}{x_M - x_1} = \frac{h_2 - h_M}{x_2 - x_M} = \varepsilon \quad [\text{kJ/kg vapori}]. \quad (1.27)$$

Prima egalitate demonstrează că punctele 1, 2 și M sunt coliniare și se află pe dreapta de amestec.

Se notează raportul $m_1 / m_2 = n$, care reprezintă *raportul de amestec* și se explicitează ecuațiile (1.25) și (1.26) în funcție de el, obținându-se:

$$n \cdot h_1 + h_2 = (n+1) \cdot h_M \Rightarrow h_M = \frac{n \cdot h_1 + h_2}{n+1} \quad (1.28)$$

$$n \cdot x_1 + x_2 = (n+1) \cdot x_M \Rightarrow x_M = \frac{n \cdot x_1 + x_2}{n+1} \quad (1.29)$$

Punctul M împarte dreapta de amestec în două segmente, de lungimi L_1 și L_2 , corelate astfel:

$$\frac{L_2}{L_1} = \frac{x_2 - x_M}{x_M - x_1} = n = \frac{m_1}{m_2} \quad (1.30)$$

De aici, rezultă că raportul dintre lungimile segmentelor L_1 și L_2 este invers proporțional cu cantitățile participante la amestec. Ca urmare, punctul de amestec M se plasează mai aproape de starea aerului cu pondere mai mare la formarea amestecului (logic și ușor de intuit).

Evident, dacă masele de aer care se amestecă sunt egale, punctul de amestec se plasează la mijlocul dreptei de amestec ($n = 1 \Rightarrow L_2 / L_1 = 1$). Rezultă o metodă grafică de analiză a proceselor de amestecare pe baza căreia se localizează punctul de amestec M și se citesc în planul diagramei Mollier parametrii de stare corespunzători.

Dacă punctul M se plasează în domeniul de ceață (cazul dreptei de amestec $1' - 2'$, din fig. 1.8), înseamnă că prin amestecarea a două cantități de aer umed nesaturat, aflate la stările $1'$ și $2'$, se obține aer umed saturat, cu parametrii punctului de amestec M' (x_s, h_s). Cantitatea excedentară de vapori de apă, respectiv, $m \cdot (x_M - x_s)$, se condensează și formează ceață (apă lichidă sub formă de picături fine, dispersate uniform în aerul umed saturat).

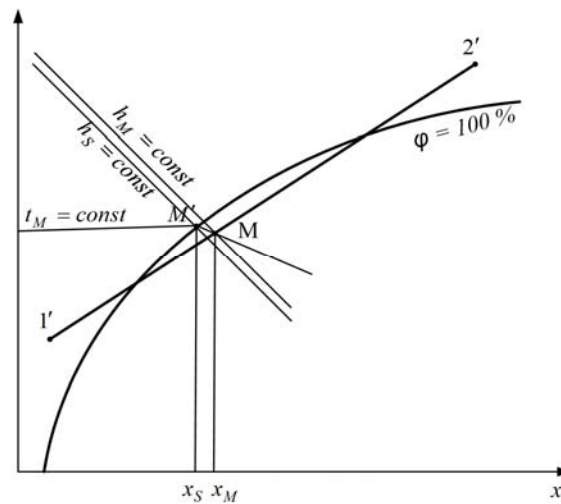


Fig. 1.8. Amestecarea a două cantități de aer umed – zona de ceață

1.3.5. Răcirea cu uscure

Răcirea aerului se produce prin contact cu o suprafață rece a cărei temperatură este mai mică decât temperatura punctului de rouă. Suprafața rece poate fi reprezentată de suprafața exterioară a țevilor și a aripioarelor unui schimbător de căldură sau de suprafața picăturilor de apă pulverizate grosier în curentul de aer. Aerul se răcește inițial la $x = const$, devine saturat și apoi evoluează după curba de saturație până la atingerea stării finale $2'$ (Fig. 1.9). Parametrii aerului la ieșirea din schimbătorul de căldură sau din camera de tratare cu apă se stabilesc în urma unui proces de amestecare între aer cu starea 1, neafectat de prezența suprafeței reci și aer saturat cu starea $2'$. Concomitent cu răcirea aerului se produce și uscarea acestuia prin condensarea unei părți din vaporii de apă din aer.

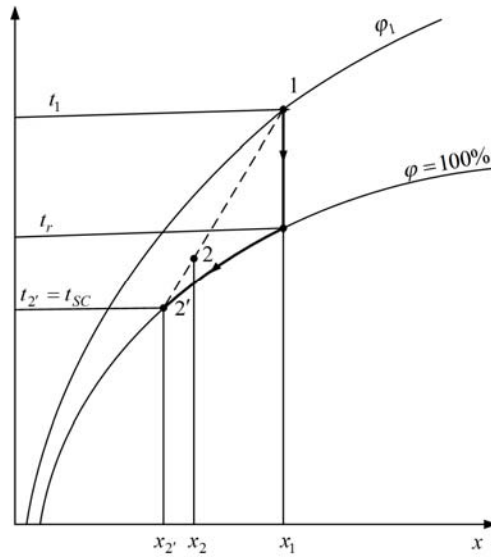


Fig. 1.9. Răcirea cu uscare

1.4. Determinarea parametrilor de stare cu programul CoolPack

Mărimile de stare ale aerului umed pot fi determinate printr-o metoda modernă, utilizând două module ale programului CoolPack (soft oferit gratuit de către Universitatea Tehnică a Danemarcei).

Prima variantă de utilizare presupune determinarea acestor mărimi prin deplasarea cursorului în planul diagramei $h-x$, valorile parametrilor punctului de stare indicat de cursor fiind afișate automat în partea inferioară a diagramei (fig. 1.10).

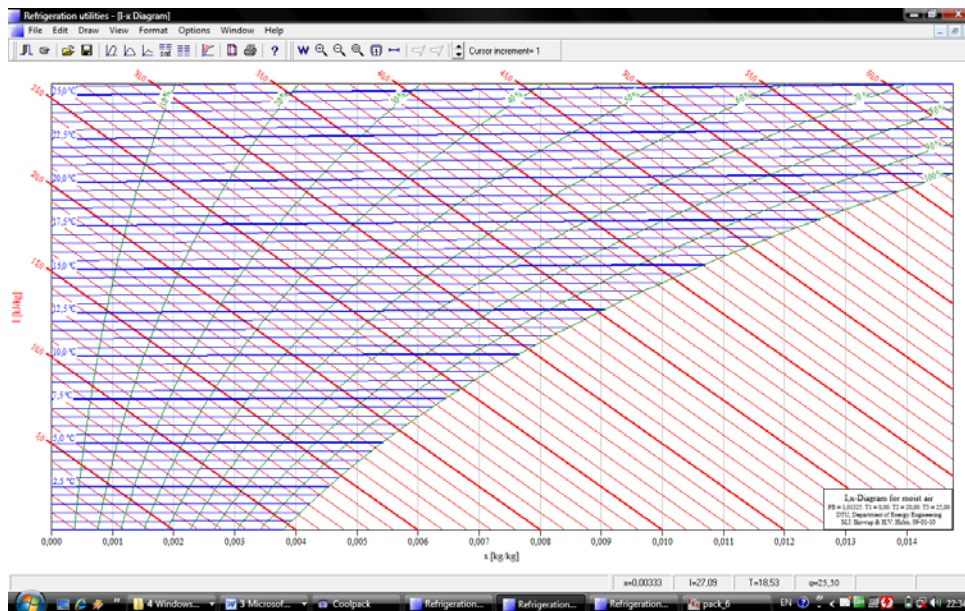


Fig. 1.10. Determinarea mărimilor de stare pentru aerul umed – varianta 1 CoolPack

Înainte de activarea diagramei din modulul “*Refrigeration Utilities*” se aleg parametrii de configurare (fig. 1.11): presiunea totală, temperatura maximă și minimă corespunzătoare izotermelor care intersectează curba de saturație, numărul maxim de izentalpe și de izoterme reprezentate pe diagramă, numărul maxim al liniilor de conținut de umiditate constant și pasul cu care sunt reprezentate curbele de umiditate relativă constantă. În cazul climatizării, presiunea totală reprezintă presiunea aerului umed, respectiv presiunea barometrică. Interesant este faptul că prin introducerea presiunii totale se determină și parametrii aerului comprimat, ceea ce nu este posibil prin utilizarea diagramelor clasice, trasate, de regulă numai pentru presiunea de 1 bar.

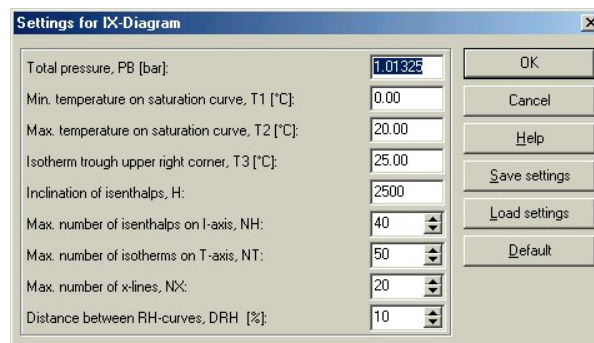


Fig. 1.11. Parametrii de configurare a diagramei $h - x$

A doua variantă de determinare a mărimilor de stare pentru aerul umed utilizează opțiunea “*Moist air – Thermodynamical and Thermophysical Properties*” din modulul “*CoolTools: Auxiliary*” . Interfața programului lansat la selectarea acestei opțiuni conține următoarele ferestre (fig. 3):

- fereastra “*h-x DIAGRAM*” care prezintă alura curbelor care descriu mărimile de stare ale aerului umed (izoterme, izentalpe, curbe de umiditate relativă constantă, curba de saturație) precum și metoda grafică de determinare a temperaturii termometrului umed și a temperaturii punctului de rouă;

- fereastra în care se introduc datele de intrare pe baza cărora se determină mărimile de stare ale aerului umed (temperatura, presiunea și umiditatea exprimate în diverse forme sau unități de măsură);

- fereastra în care sunt afișate valorile parametrilor, proprietăților termodinamice și de transport (temperatura termometrului umed și uscat, temperatura punctului de rouă, presiunea, umiditatea relativă, volumul specific, densitatea, viscozitatea cinematică și dinamică, conductivitatea termică, presiunea de saturație).

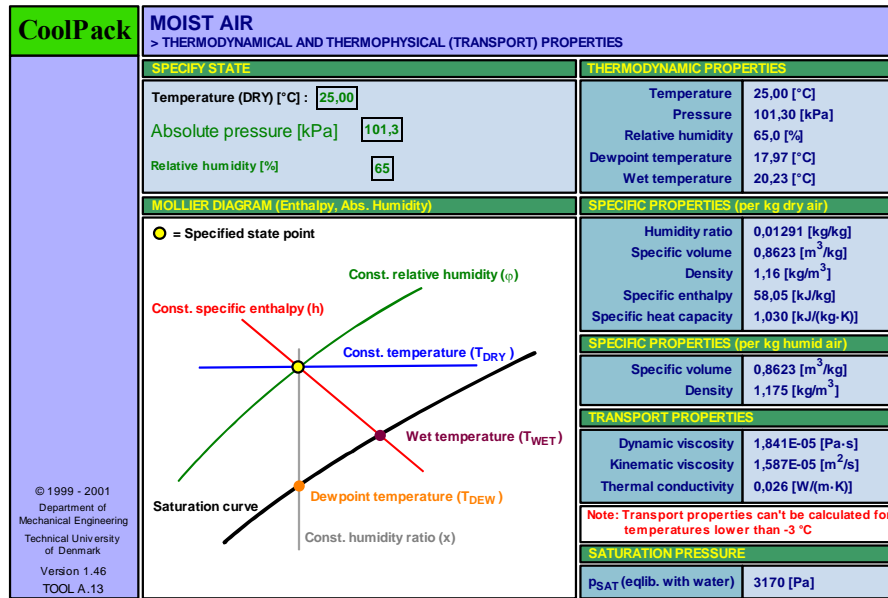


Fig. 1.12. Determinarea mărimilor de stare pentru aerul umed – varianta 2 CoolPack

Capitolul 2

TRATAREA COMPLEXĂ A AERULUI ÎN CENTRALA DE CLIMATIZARE

Tratare complexă = o succesiune de procese simple la care este supus aerul exterior sau de amestec (exterior + recirculat), procese ce se realizează ca urmare a trecerii prin elemente de instalații numite baterii de încălzire, baterii de răcire, camere de tratare cu apă, camere de amestec.

Modificarea stării aerului în interiorul agregatului de climatizare poate fi realizată în mai multe moduri, folosind un număr mai mare sau mai mic de procese simple a căror alegere urmărește reducerea cheltuielilor de investiții și a celor de exploatare prin realizarea unor consumuri minime de energie termică și electrică. Mărimea agregatului de climatizare este determinată de debitul de aer tratat și de sarcinile termice de răcire și de încălzire pe care trebuie să le realizeze.

Sarcina termică = cantitatea de căldură ce trebuie introdusă sau evacuată din încăperea pentru a menține parametrii interiori impuși (t_i , φ_i); rezultă din însumarea algebrică a aporturilor sau pierderilor de căldură din/către exterior, a degajărilor și consumurilor pentru încăperea considerată.

Rezolvarea problemei tratării complexe presupune două etape:

- transpunerea în diagrama $h - x$ a proceselor simple, în succesiunea lor logică, pentru iarnă și vară;
- alcătuirea constructivă a agregatului capabil să realizeze procesele respective (semne convenționale).

2.1. Tratarea complexă a aerului în perioada de iarnă

2.1.1. Considerații generale

Pentru construcția proceselor se cunosc sau se stabilesc următoarele puncte de stare:

- starea aerului interior $I(t_i, \varphi_i)$, impusă din considerente tehnologice sau de confort;
- starea aerului exterior $E(t_E, x_E)$ - STAS 1907/1;
- starea aerului climatizat C , la iesirea din agregatul de climatizare, situată la intersecția paralelei la raza procesului ε_i dusă prin punctul I cu dreapta corespunzătoare uneia din valori

$$x_C = x_I - \frac{G_i}{L} \quad \text{sau} \quad h_C = h_I - \frac{Q_i}{L},$$

unde $L =$ debitul de aer tratat $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$; $G_i =$ sarcina de umiditate iarna $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$; $Q_i =$ sarcina

termică iarna $[W]$; raza procesului $\varepsilon_i = \frac{Q_i}{G_i} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right]$;

- starea aerului de amestec M , situată la intersecția dreptei IE cu una din dreptele $x_M = \text{const}$ și $h_M = \text{const}$,

$$x_M = \frac{L_I x_I + L_E x_E}{L_E + L_I} \quad ; \quad h_M = \frac{L_I h_I + L_E h_E}{L_E + L_I},$$

unde $L_E =$ debitul de aer proaspăt $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$; $L_I =$ debitul de aer recirculat $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$;

$$L_I = L - L_E;$$

- starea finală a procesului de umidificare adiabatică R , la intersecția dreptei $x_C = \text{const}$ cu $\varphi_R = (0,9 \div 0,95)$;
- starea P , starea finală a primei etape de încălzire, la intersecția dreptelor $x_M = \text{const}$ și $h_R = \text{const}$.

2.1.2. Scheme de tratare complexă pentru perioada de iarnă

- a) Situația în care punctul M se găsește deasupra curbei de saturație

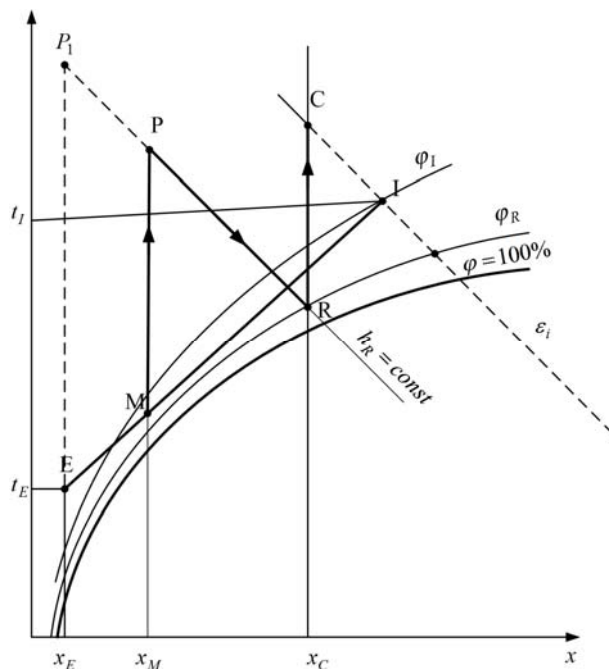
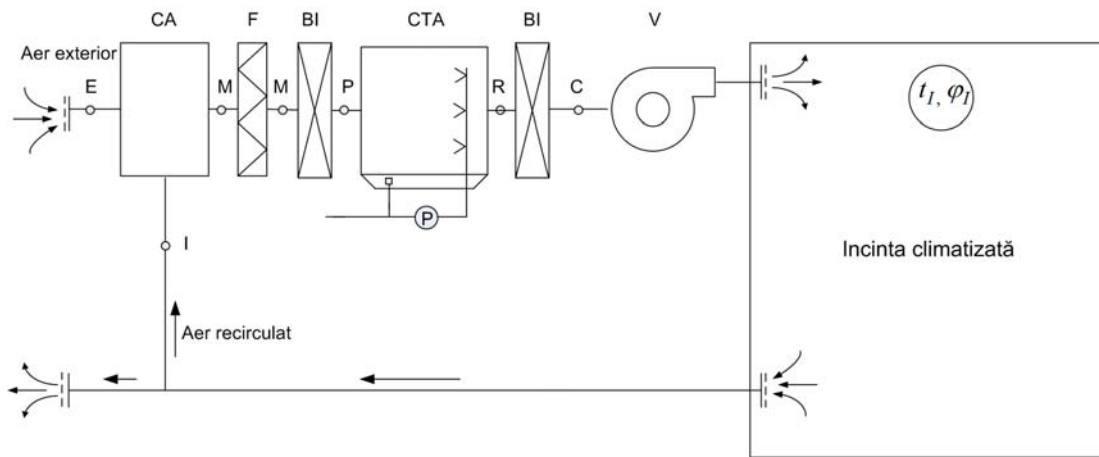


Fig. 2.1. Tratarea complexă iarnă cu/fără recircularea aerului - M deasupra curbei de saturație

- *procese componente*

- IE→M – proces de amestecare, realizat într-o cameră de amestec CA;
- MP – încălzirea aerului de amestec într-o baterie de încălzire;
- PR – umidificarea adiabatică, realizată într-o cameră de tratare cu apă CTA prin pulverizarea apei în regim de recirculare;
- RC – proces de reîncălzire, realizat cu o baterie de încălzire BI;
- CI – evoluția stării aerului tratat în încăpere.

- *schema agregatului de climatizare*



b) Situația în care punctul de amestec M se găsește sub curba de saturație

Se prezintă două variante de tratare, cu două preîncălziri (Fig. 2a) și cu o singură preîncălzire pe circuitul aerului exterior (Fig. 2b).

b.1) cu două preîncălziri

- *procese componente:*

- EP' – preîncălzirea aerului exterior într-o baterie de încălzire BÎ;
- IE→M – proces de amestecare, realizat într-o cameră de amestec CA;
- MP – încălzirea aerului de amestec într-o baterie de încălzire BÎ;
- PR – umidificarea adiabatică, realizată într-o cameră de tratare cu apă CTA prin pulverizarea apei în regim de recirculare;
- RC – proces de reîncălzire, realizat cu o baterie de încălzire BI;
- CI – evoluția stării aerului tratat în încăpere.

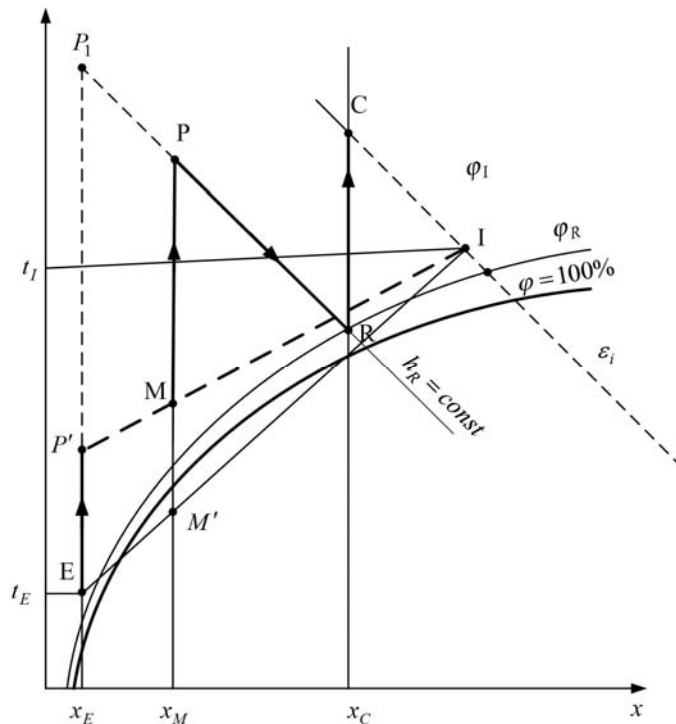
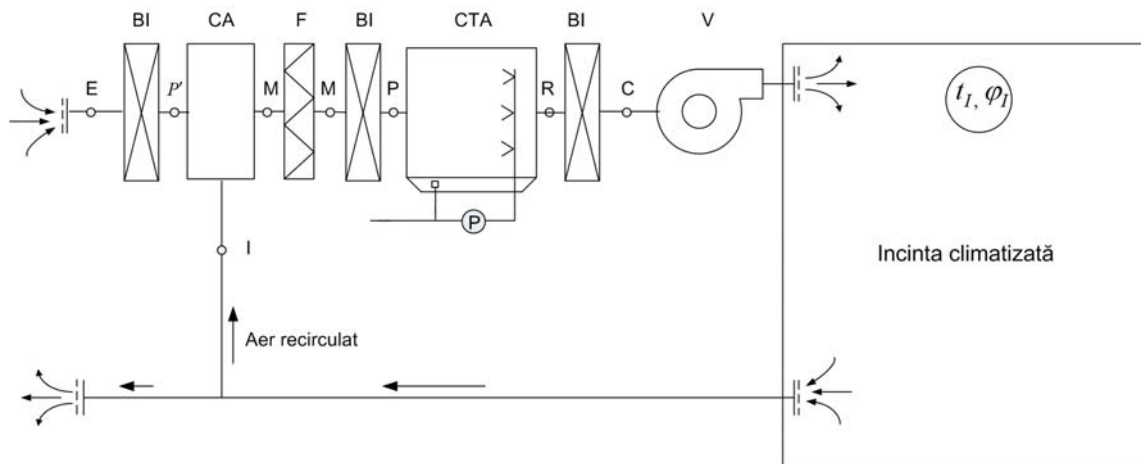


Fig. 2.2. a. Schema de tratare cu două preîncălziri

- schema agregatului de climatizare



b.2) cu o singură preîncălzire

- procese componente:

- EP – preîncălzirea aerului exterior într-o baterie de încălzire BÎ;
- IE → M – proces de amestecare, realizat într-o cameră de amestec CA;

- MR – umidificarea adiabatică, realizată într-o cameră de tratare cu apă CTA prin pulverizarea apei în regim de recirculare;
- RC – proces de încălzire, realizat cu o baterie de încălzire BI;
- CI – evoluția stării aerului tratat în încăpere.

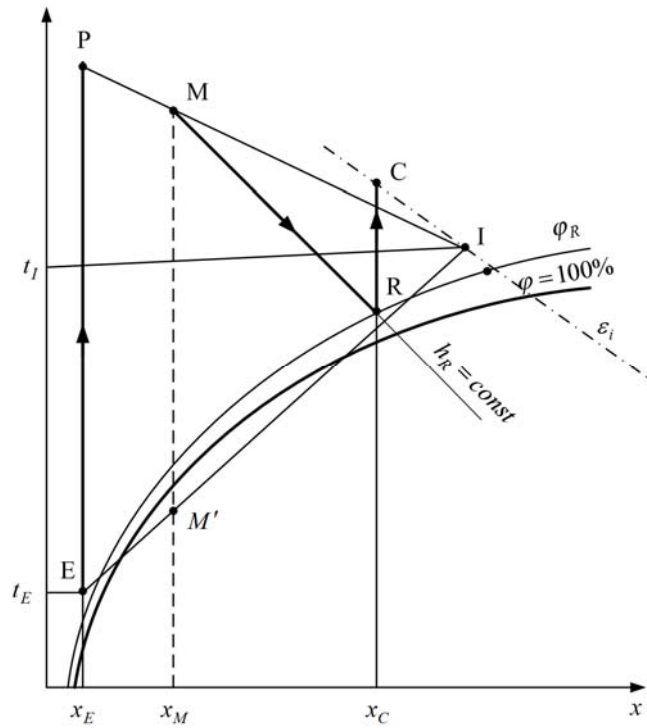
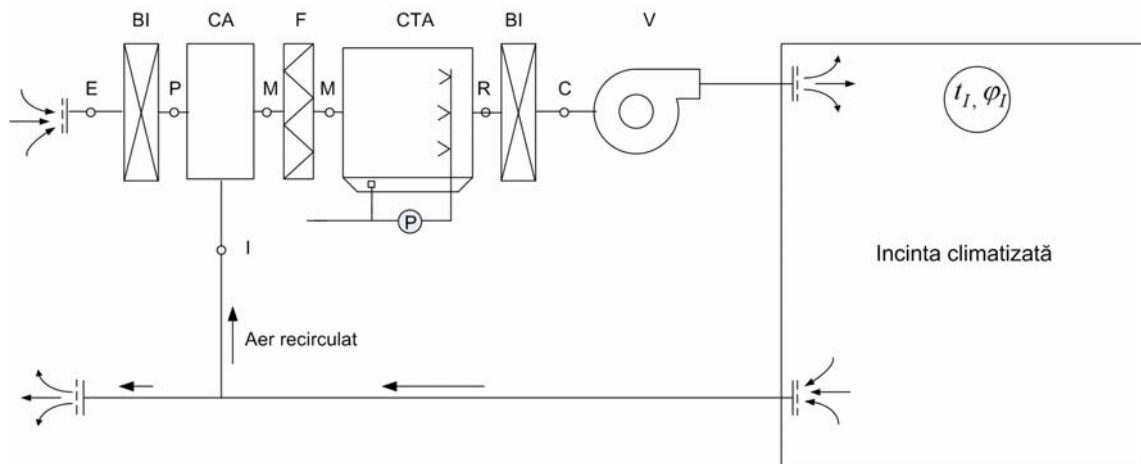


Fig. 2.2. b. Schema de tratare cu o singură preîncălzire pe circuitul aerului exterior

- schema agregatului de climatizare



2.1.3. Sarcina termică și de umiditate pentru perioada de iarnă

Sarcina termică = cantitatea de cădură ce trebuie introdusă sau evacuată din încăperea pentru a menține parametrii interiori impuși (t_i , φ_i); rezultă din însumarea algebrică a aporturilor sau pierderilor de cădură din/către exterior, a degajărilor și consumurilor pentru încăperea considerată.

$$Q_i = Q_{SI} - Q_{cons} \quad [W]$$

Q_{SI} = degajări de cădură de la sursele interioare (de la oameni, de la sursele de iluminat, de la mașinile și aparatele electrice, de la materiale și suprafețe calde, de la corpurile de încălzire-radiatoare)

Q_{cons} = consumuri de cădură (pierderile către exterior – conform STAS 1907/1 și 1907/2, consumul de cădură pentru încălzirea erului infiltrat, consum de cădură pentru încălzirea materialelor reci aduse în încăperea).

Sarcina de umiditate = suma algebrică a degajărilor, respectiv consumurilor de vapori de apă pentru încăperea climatizată:

$$G_i = G_{SI} - G_{cons} \quad [kg / s]$$

- *degajări de umiditate* – de la oameni, de la apa ce stagnează pe pardoseala, de la materiale umezite care se usucă în încăperi, de la mașini și utilaje;
- *consumuri de vapori* – în general ne semnificative (absorbție în cazul în care se lucrează cu materiale higroscopice, condensarea pe suprafețe reci).

Simboluri utilizate pentru elementele componente ale agregatului de climatizare:

- CA = cameră de amestec;
- F = filtru de praful;
- CTA = cameră de tratare cu apă;
- BI = baterie de încălzire;
- BR = baterie de răcire;
- V = ventilator.

2.2. Tratarea complexă a aerului în perioada de vară

2.2.1. Considerații generale

Pentru construcția proceselor se cunosc sau se stabilesc următoarele puncte de stare:

- starea aerului interior $I(t_i, \varphi_i)$, impusă din considerente tehnologice sau de confort;
- starea aerului exterior $E(t_E, x_E)$ – STAS 6648/2;

De ex., $t_E = t_m + c \cdot A_z$, unde

t_m este temperatura medie zilnică

$c \cdot A_z$ este abaterea orară a temperaturii față de valoarea medie;

- starea aerului de amestec M , situată la intersecția dreptei IE cu una din dreptele $x_M = const$ și $h_M = const$

$$x_M = \frac{L_I x_I + L_E x_E}{L_E + L_I} \quad ; \quad h_M = \frac{L_I h_I + L_E h_E}{L_E + L_I},$$

unde $L_E =$ debitul de aer proaspăt $\left[\frac{kg}{s} \right]$; $L_I =$ debitul de aer recirculat $\left[\frac{kg}{s} \right]$

- starea aerului climatizat C , la iesirea din agregatul de climatizare, situată la intersecția paralelei la raza procesului ε_v , dusă prin punctul I și izoterma $t_C = const$; t_C se determină cu relația $t_C = t_I - \Delta t$, unde $\Delta t = (4 \div 7)^\circ C$;

raza procesului

$$\varepsilon_v = \frac{Q_v}{G_v} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

- starea finală a procesului de umidificare adiabatică R , la intersecția dreptei $x_C = const$ cu $\varphi_R = (0,9 \div 0,95)$.

2.2.2. Scheme de tratare complexă pentru perioada de vară

a) Răcirea și uscarea se realizează prin pulverizarea apei reci în curentul de aer

- procese componente:

- IE→M – proces de amestecare, realizat într-o cameră de amestec CA;
- MR – proces de răcire cu uscare, realizat într-o cameră de tratare cu apă CTA prin pulverizarea apei răcite furnizată, de obicei, de o instalație frigorifică;
- RC – proces de reîncălzire, realizat cu o baterie de încălzire BI;
- CI – evoluția stării aerului tratat în încăperea în urma căreia se preiau degajările de căldură și de umiditate.

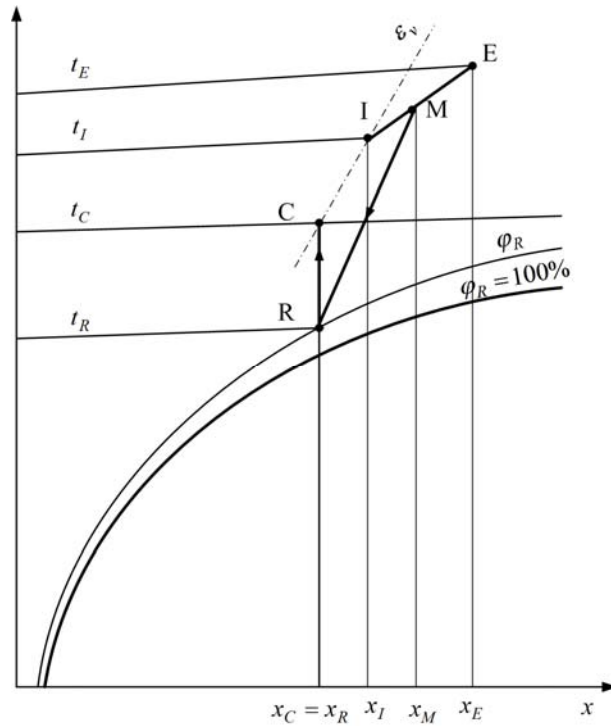
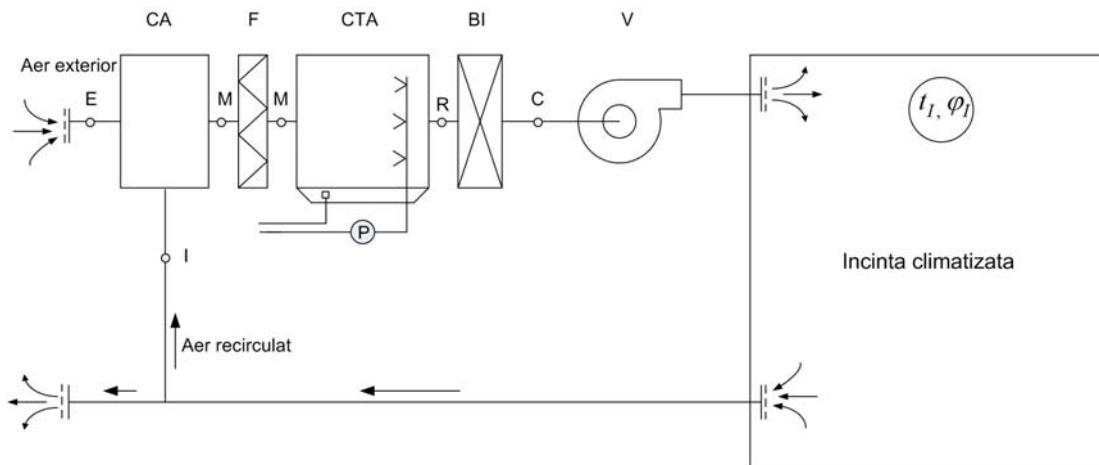


Fig. 2.3. Răcirea și uscarea prin pulverizare de apă

- schema agregatului de climatizare



b) Schemă de tratare cu o baterie de răcire amplasată înaintea camerei de tratare cu apă

- procese componente:

- IE→M – proces de amestecare, realizat într-o cameră de amestec CA;
- MU – proces de răcire cu uscarea, realizat într-o baterie de răcire alimentată cu apă furnizată de o instalație frigorifică;
- UR – proces de umidificare adiabatică realizat într-o cameră de tratare cu apă

CTA prin pulverizarea apei în regim de recirculare;

- RC – proces de reîncălzire, realizat cu o baterie de încălzire BI;

- CI – evoluția stării aerului tratat în încăpere în urma căreia se preiau degajările de căldură și de umiditate.

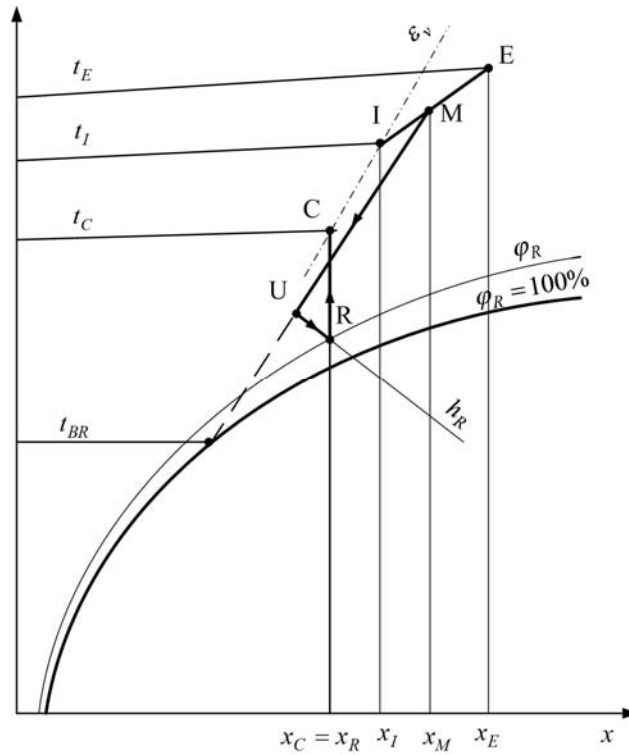
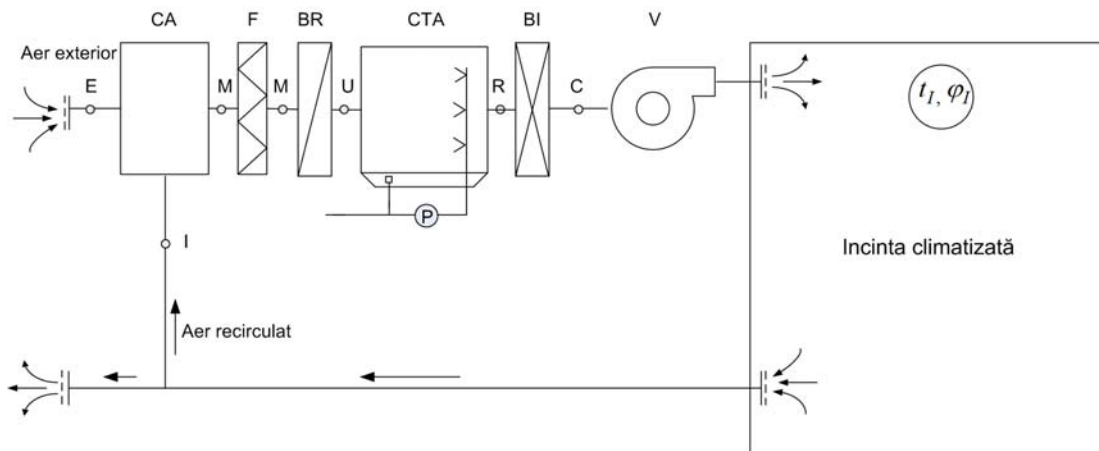


Fig. 2.4. Amplasarea BR inainte de camera de pulverizare

- schema agregatului de climatizare



2.2.3. Sarcina termică și de umiditate pentru perioada de vară

Sarcina termică = cantitatea de cădură ce trebuie evacuată din încăperea pentru a menține parametrii interiori impuși (t_i , φ_i); rezultă din însumarea algebrică a aporturilor de cădură din exterior și a degajărilor de la sursele interioare.

$$Q_v = Q_{ap} + Q_{deg} \quad [W]$$

Q_{ap} = aporturi de cădură din exterior prin elementele inerțiale (pereți, terase), neinerțiale (ferestre, luminatoare) și de la încăperile învecinate ;

Q_{deg} = degajări de cădură de la sursele interioare (oameni, iluminat, mașini și utilaje acționate electric, alte surse calde)

Sarcina de umiditate = suma algebrică a degajărilor, respectiv consumurilor de vapori de apă pentru încăperea climatizată:

$$G_i = G_{SI} - G_{cons} \quad [kg / s]$$

- *degajări de umiditate* – de la oameni, de la apa ce stagnează pe pardoseala, de la materiale umezite care se usucă în încăperi, de la mașini și utilaje;
- *consumuri de vapori* – în general nesemnificative (absorbție în cazul în care se lucrează cu materiale higroscopice, condensarea pe suprafețe reci).

Capitolul 3

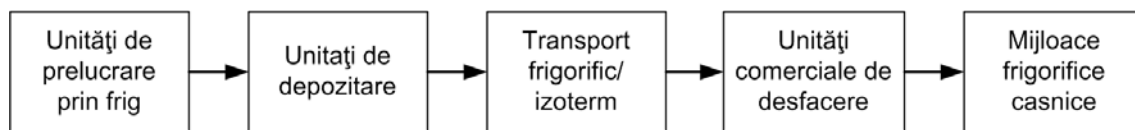
UTILIZAREA FRIGULUI ARTIFICIAL ÎN INDUSTRIA ALIMENTARĂ

Frigul artificial are o largă utilizare în industria alimentară datorită acțiunii conservante pe care o are asupra alimentelor perisabile, prin frânarea sau chiar oprirea acțiunii agenților modificatori, atât timp cât alimentele sunt menținute la temperaturi scăzute.

3.1. Lanțul frigorific

Lanț frigorific = rețea de unități în care se aplică tehnica temperaturilor scăzute în scopul conservării produselor alimentare

Elementele lanțului frigorific:



Lanțul frigorific este compus din:

- *unități fixe* = mijloace de prelucrare și conservare prin frig existente la
 - centrele de colectare;
 - centrele de producție/prelucrare;
 - antrepozite de stocaj și distribuție;
 - unități comerciale și de alimentație publică;
 - frigiderele de uz casnic;
- *unități mobile* = mijloace de transport care fac legătura între unitățile fixe
 - pentru distanțe scurte → mijloace izoterme (auto, vagoane cale ferată)
 - pentru distanțe lungi → mijloace de transport frigorific (autofrigidere, trenuri și nave frigorifice, avioane cu compartimente frigorifice).

Mijloacele de transport frigorific au instalații frigorifice proprii care asigură menținerea temperaturilor scăzute pe tot parcursul dintre două unități fixe.

Principii generale considerate la proiectarea, execuția și exploatarea unui lanț frigorific:

- acțiunea frigului trebuie să intervină imediat după colectarea, recoltarea sau producerea alimentelor, când produsele au o încărcare microbiană minimă, iar acțiunea agenților modificatori nu s-a declanșat;
- refrigerarea/congelarea produselor să se facă într-un timp scurt;

- produsele refrigerate/congelate trebuie menținute continuu, pe tot parcursul lanțului frigorific la temperaturi optime, variația fiind de $\pm 1^\circ\text{C}$;
- produsele supuse prelucrării/conservării prin frig trebuie să fie de foarte bună calitate; un produs alterat inițial implică costuri inutile de congelare și prezintă riscul de contaminare a altor produse sănătoase;
- să se aplice condiții specifice de temperatură, umiditate, număr optim de recirculări și împospătări de aer.

3.2. Metode de prelucrare prin frig

- *refrigerarea* → răcirea cât mai rapidă a produselor la temperaturi finale de $0^\circ\text{C}\dots5^\circ\text{C}$, deci la temperaturi mai mari decât punctul de congelare; refrigerarea poate asigura stocarea produselor alimentare pe o perioadă de maxim 10 zile;
- *congelarea* → produsul este răcit la o temperatură finală de $-18^\circ\text{C}\dots-25^\circ\text{C}$; se aplică în scopul depozitării îndelungate, până la 24 de luni;
- *criodesicarea* → deshidratarea produselor în prealabil congelate, prin sublimarea cristalelor de gheață în vid;

Observații:

- frigul are un efect diferențiat asupra diferitelor categorii de microorganisme; astfel, la temperaturi de $0^\circ\text{C}\dots4^\circ\text{C}$ inactivează total acțiunea unora (*termofile*-microorganisme iubitoare de căldură; *mezofile*-microorganisme cărora le priesc temperaturile moderate) și încetinește ritmul de înmulțire al altora (*psihrotrofe*-care fac trecerea spre cele psihrofile, *psihrofile*-care se dezvoltă la temperaturi mici), durata de pastrare recomandată fiind cu atât mai mare cu cât încărcarea microbiană inițială este mai mică; la temperaturi de $-18^\circ\text{C}\dots-25^\circ$ efectul bacteriostatic este total;
- *agenții fizico-chimici* (aer, lumină, substanțe chimice cu rol antiseptic sau antioxidant) au o influență indirectă asupra activității microorganismelor și enzimelor; la aerul din spațiile frigorifice interesează *umiditatea relativă, conținutul de oxigen, starea de puritate*;

umiditatea aerului are influență asupra deshidratării produsului și asupra dezvoltării microorganismelor; astfel, umiditatea scăzută favorizează pierderea de umiditate a produsului, *aspect negativ*, și implicit frânează activitatea microorganismelor, care au nevoie de substanțe nutritive dizolvate în apă pentru a se dezvolta, aspect *pozitiv* → valoarea optimă a umidității relative se stabilește în urma unui compromis;

conținutul de oxigen favorizează dezvoltarea microorganismelor determinând modificări nedorite de culoare și râncezirea grăsimilor din compoziția alimentelor; acțiunea este cu atât mai lentă cu cât temperatura este mai scăzută; utilizarea ambalajelor ermetice sub vid dă rezultate mai bune, dar ridică costurile de fabricație;

starea de puritate → sunt situații în timpul depozitării unor produse refrigerate (legume, fructe, lactate) sau la procesarea prin fermentație (industria berii) când aerul din încăperile

respective trebuie periodic împrospătat (printr-un aport de aer proaspăt din exterior) pentru a menține concentrația diferitelor noxe sub limita admisibilă.

3.3. Refrigerarea produselor alimentare

3.3.1. Generalități

- **refrigerarea** = răcirea și conservarea prin frig a alimentelor la temperaturi mai mari decât punctul de congelare, caracteristica fundamentală fiind absența gheții în produs; *Institutul Britanic pentru Știința și Tehnologia Alimentelor (IFST)* definește alimentele refrigerate ca „*produse perisabile* care, în scopul prelungirii duratei de conservare a integrității, sunt păstrate între anumite limite de temperatură, superioare valorii de -1°C ”;

- *scopul* primordial al refrigerării este acela de a încetini activitatea microorganismelor, întârziind astfel procesele de alterare a alimentelor; alimentele își mențin pentru o perioadă relativ scurtă de timp calitățile, astfel încât acestea să fie apte pentru un consum/prelucrare imediată; astfel, se asigură condițiile pentru transportul legumelor și fructelor de la locul de recoltare, al cărnii de la abator sau al peștelui de la râul sau lacul unde a fost pescuit până la locul de vânzare (magazin), de consum (restaurant de exemplu), de depozitare sau de prelucrare;

- *gama produselor refrigerate* este foarte diversă, temperaturile maxime la care pot fi păstrate în stare refrigerată produsele fiind reglementate la nivel internațional:

carne (porc, vită)	+ 7°C
carne de pui	+ 4°C
produse din carne nestabilizate	+ 6°C
măruntaie.....	+ 3°C
vânat.....	+ 4°C
pește, moluște, crustacee.....	în gheață, la 0°C
lapte pentru consum imediat	+ 4°C
unt	+ 6°C
lapte pentru industrializare.....	+ 6°C
iaurt, kefir, brânză proaspătă, smântână.....	+ 4°C

3.3.2. Metode și instalații de refrigerare

Sunt aplicate următoarele *metode de refrigerare*:

- refrigerarea cu aer;
- refrigerarea prin contact cu agenți intermediari (prin imersie în apă, saramură; prin contact cu gheață hidrică);
- refrigerarea în vid;
- refrigerarea în schimbătoare de căldură (pentru lichide și produse vâscoase de tipul cremelor, piureurilor, pastelor).

Instalațiile de refrigerare sunt de două tipuri:

- instalații care răcesc produsele de la temperatura mediului ambiant până la temperatura necesară stocării în stare refrigerată, numite *instalații de răcire*;
- instalații care asigură păstrarea produselor refrigerate la temperatura prescrisă pe perioada de timp necesară, numite *instalații pentru depozitarea produselor refrigerate*.

3.3.3. Refrigerarea cu/în aer

3.3.3.1. Noțiuni generale. Clasificare

Este procedeul cu cea mai largă utilizare, fiind aplicat tuturor tipurilor de produse.

mediul de răcire = aer

→ *avantaje* (costuri reduse și simplitate dpdv tehnic; neafectarea însușirilor organoleptice ale produselor; lipsa unor restricții suplimentare impuse ambalajelor utilizate, nu se afectează integritatea acestora)

→ *dezavantaje* (viteze de răcire mai reduse ceea ce determină durate mari ale procesului de refrigerare; pierderi de masă prin deshidratare parțială; posibilitatea ca aerul să fie deja viciat).

Principalii parametri urmăriți (care controlează procesul de refrigerare):

- *temperatura aerului* – depinde de natura produsului și de sistemul de refrigerare adoptat; de ex. pentru refrigerarea cu un singur nivel de temperatură → $t_{aer} = -1^{\circ}\text{C} \dots +1^{\circ}\text{C}$; pentru refrigerarea în două niveluri → $t_{aer} = -8^{\circ}\text{C} \dots -9^{\circ}\text{C}$ în prima fază și $-1^{\circ}\text{C} \dots +1^{\circ}\text{C}$ în faza a doua;
- *viteza aerului* – influențează viteza de răcire prin intermediul coeficientului de transfer de căldură convectiv α dar și pierderile prin deshidratare prin evaporarea apei de la suprafața produsului; valori recomandate $w = 2..3 \text{ m/s}$;
- *umiditatea aerului* - cât mai mare pentru minimizarea pierderilor prin deshidratare; valori recomandate $\varphi = 90 \dots 95\%$; $t_{\tau} < t_{\text{suprafata produs}}$ → se evită condensarea.

Clasificare procedee refrigerare în aer

- după mărimea și tipul constructiv al spațiului frigorific:
 - *în mijloace staționare* – celule de refrigerare, camere de refrigerare, tunele de refrigerare;
 - *în mijloace de transport* – autofrigorifice, vagoane frigorifice, nave frigorifice;
- după procedeul de refrigerare adoptat (pentru carcase porc):
 - *lentă*
 - *rapidă* → într-o fază (în camere, în tunele)
→ în două faze (în aceeași încăpere, în încăperi diferite).

Observații:

- *refrigerarea lentă* este un procedeu depășit, utilizată doar la abatoarele vechi de capacitate mică, temperatura aerului este în jur de 0°C , iar viteza de circulație $0,25 \dots 0,3 \text{ m/s}$, corespunzătoare

convecției naturale; în consecință durata refrigerării este mare, iar pierderile de umiditate pentru produs mari;

- *refrigerarea rapidă* este metoda cea mai răspândită, utilizată la răcirea prin convecție forțată în tunele de refrigerare cu viteze de până la 3 m/s.

3.3.3.2. Instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori

În cazul refrigerării cu aer, aerul este răcit prin contact cu suprafața de schimb de căldură a vaporizatorului instalației frigorifice, după care intră în contact cu produsul, răcindu-l.

În figura 2.5 este prezentată schema de principiu a unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori într-o singură treaptă cu subrăcire regenerativă. Simbolurile utilizate au următoarea semnificație: K-condensator; Cp – compresor; Sr – subrăcitor regenerativ; VL – ventil de laminare; V – vaporizator.

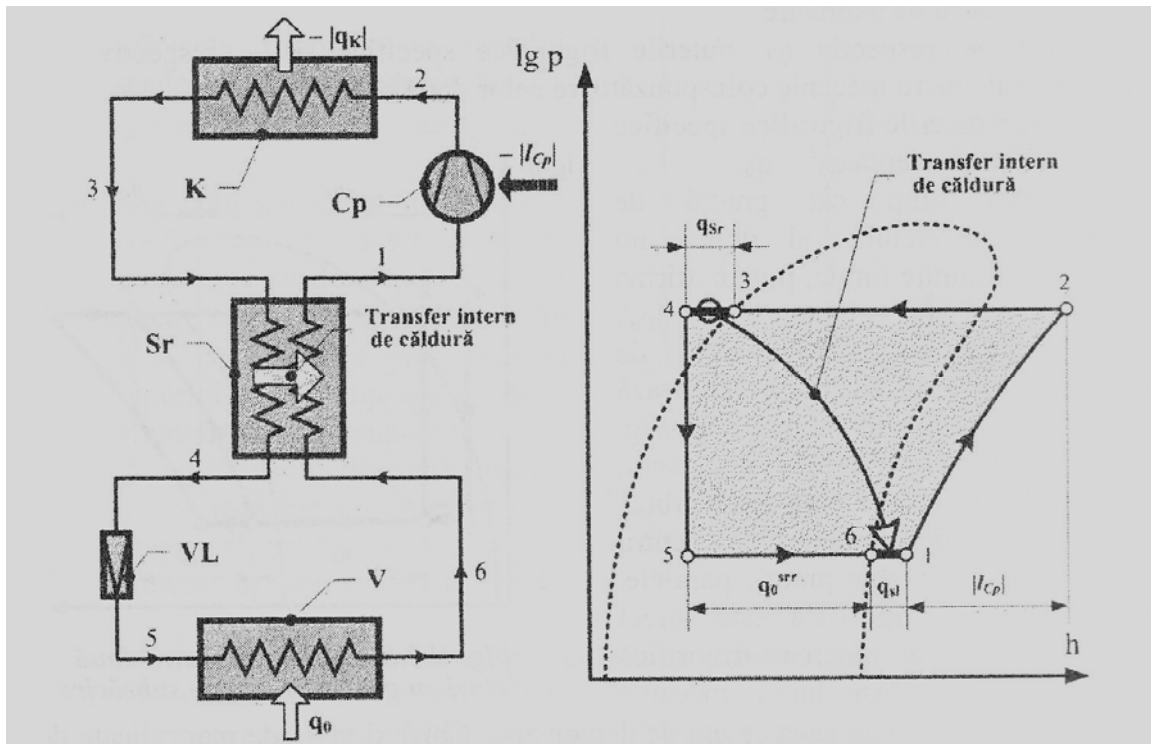


Fig. 2.5. Instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori într-o singură treaptă- schemă de principiu și ciclu teoretic

1-2 comprimare adiabatică; 2-3 răcire și condensare izobară în K, 3-4 subrăcire izobară în Sr; 4-5 laminare; 5-6 vaporizare izobară; 6-1 supraîncălzire izobară

3.3.3.3. Agenți frigorifici utilizați în industria alimentară

Funcționarea unei instalații frigorifice implică în mod obligatoriu utilizarea unei substanțe în starea fluidă numită *agent frigorific*. Acesta transferă către mediul ambiant căldura extrasă de la corpul sau mediul supus răcirii. În prezent, în instalațiile frigorifice, sunt utilizați aproximativ 30 de agenți frigorifici, 10 în mod uzual. Pentru industria alimentară se recomandă:

- *amoniacul* (NH_3) - în condițiile curent întâlnite în industria alimentară, presiunea de condensare a amoniacului nu depășește 14 ... 16 bar, iar presiunea de vaporizare scade sub cea atmosferică la valori corespunzătoare temperaturii de $-33,4^\circ$; căldura latentă de vaporizare este mare (în jur de 1200 kJ/kg), de 6-8 ori mai mare decât a freonilor; are miros caracteristic, este explozibil în amestec cu aerul la concentrații de 15 ... 28% ; deoarece *corodează puternic cuprul*, piesele instalației frigorifice în contact cu amoniacul trebuie să fie din fier; este utilizat în instalațiile medii și mari echipate cu compresoare cu piston și în instalații frigorifice cu absorbție;

- *freonii* - compuși halogenați ai hidrocarburilor saturate sau prescurtat CFC (de la cloro-fluoro-carburi, HCFC (de la hidrogen-cloro-fluoro-carburi) sau HFC (de la hidrogen-fluoro-carburi); sunt simbolizați prin litera R urmată de un grup de cifre care reprezintă codificat compoziția chimică; nu sunt explozivi în amestec cu aerul, nu sunt inflamabili, nu sunt toxici și au diferite grade de miscibilitate cu uleiul, unii dintre ei fiind total miscibili în anumite condiții de temperatură și presiune; au însă căldura latentă de vaporizare mică (30 ... 40 kcal/kg) necesitând debite mari de agent în circulație; sunt inodori, ușor difuzibili, dizolvă cauciucul natural și au costuri de producție ridicate;

exemple:

→ *monofluor-triclor-metanul* (formula chimică CFCl_3 ; simbolizare R-11)

→ *difluor-diclor-metanul* (formula chimică CF_2Cl_2 ; simbolizare R-12)

→ *trifluor-monoclor-metanul* (formula chimică CF_3Cl ; simbolizare R-13)

→ *difluor-monoclor-metanul* (formula chimică CHF_2Cl ; simbolizare R-22).

Freonii, în special CFC și HCFC, ridică mari probleme ecologice; sunt responsabili de distrugerea pături de ozon (gaura de ozon deasupra Antarcticii) și contribuie la fenomenul de încălzire globală (vezi efectul de seră). Datorită efectelor negative ale agenților frigorifici, au fost luate măsuri legislative în vederea limitării folosirii lor și eliminării lor în perspectivă. În urma protocolului de la Copenhaga, statele europene au oprit producția de CFC până în anul 2010 și trebuie să oprească producția de HCFC până în 2020. Deci substituția se face în două etape: una de tranziție, în care CFC sunt înlocuiți de HCFC și etapa finală, în care HCFC sunt înlocuiți de HFC.

3.3.3.4. Camere de refrigerare

- se execută în diferite variante constructive în funcție de destinație, natura produselor și modul de distribuție a aerului;
- sunt incinte cu volum relativ redus și sunt utilizate în special la refrigerarea legumelor și fructelor fiind utilizate ca depozite de păstrare;
- capacitate 200...800 t; dimensiuni de 12x12,18x36 m², înălțimi de 7...8 m;

- dpdv al circulației aerului pot fi întâlnite foarte multe variante și configurații posibile; astfel, aerul poate fi dirijată prin canale de aer (cu două canale de aer; cu un singur canal) sau poate fi refulat direct, fără canal de aer.

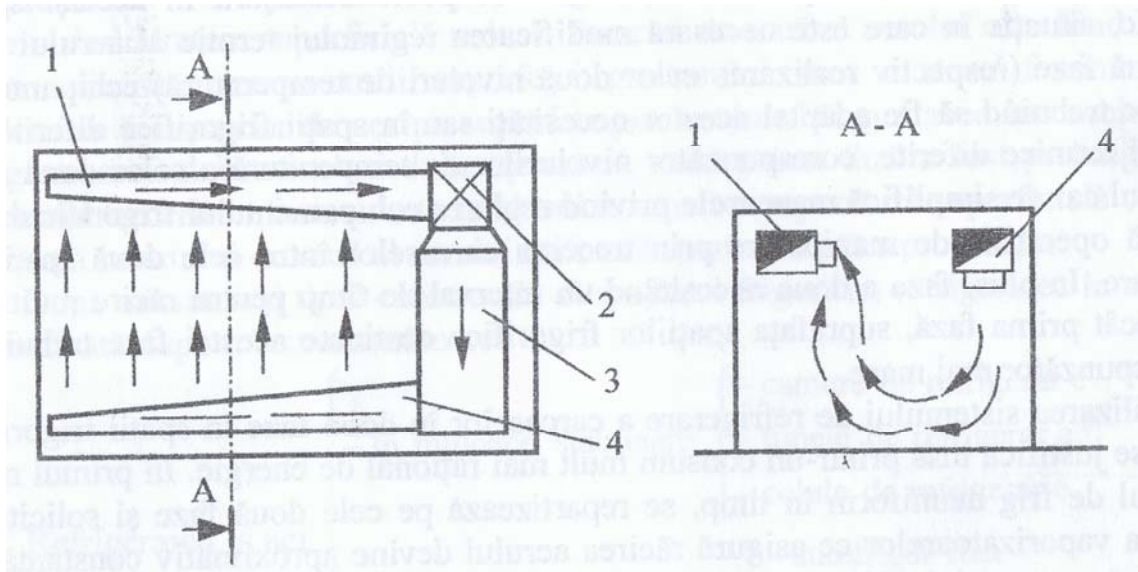


Fig. 2.6. Sistem de răcire cu două canale de aer

1- canal de aspirație; 2- ventilator; 3- baterie de răcire/vaporizator; 4- canal de refulare aer rece

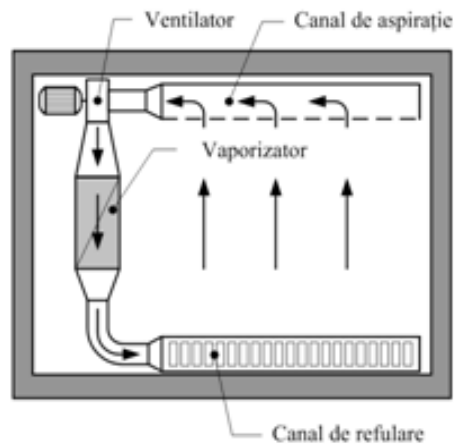


Fig. 2.7. Sistem de răcire cu două canale de aer - detalii

În cazul sistemelor cu două canale (Fig.2.6, Fig.2.7), canalele sunt dispuse pe plafon, pe întreaga lungime a camerei. Canalul de refulare a aerului rece are practicate orificii de refulare la partea inferioară, iar cel de aspirație a aerului mai cald are orificii plasate pe partea laterală. Ventilatorul centrifugal trebuie să asigure debitul de aer necesar și o presiune de refulare suficientă pentru a acoperi pierderile de presiune cauzate de rezistențele liniare și locale de pe circuit. Adesea, pe lângă răcitor sunt prevăzute camere de umidificare cu separatoare de picături, sistemul avînd priză de aer proaspăt și filtru pentru reținerea impurităților solide.

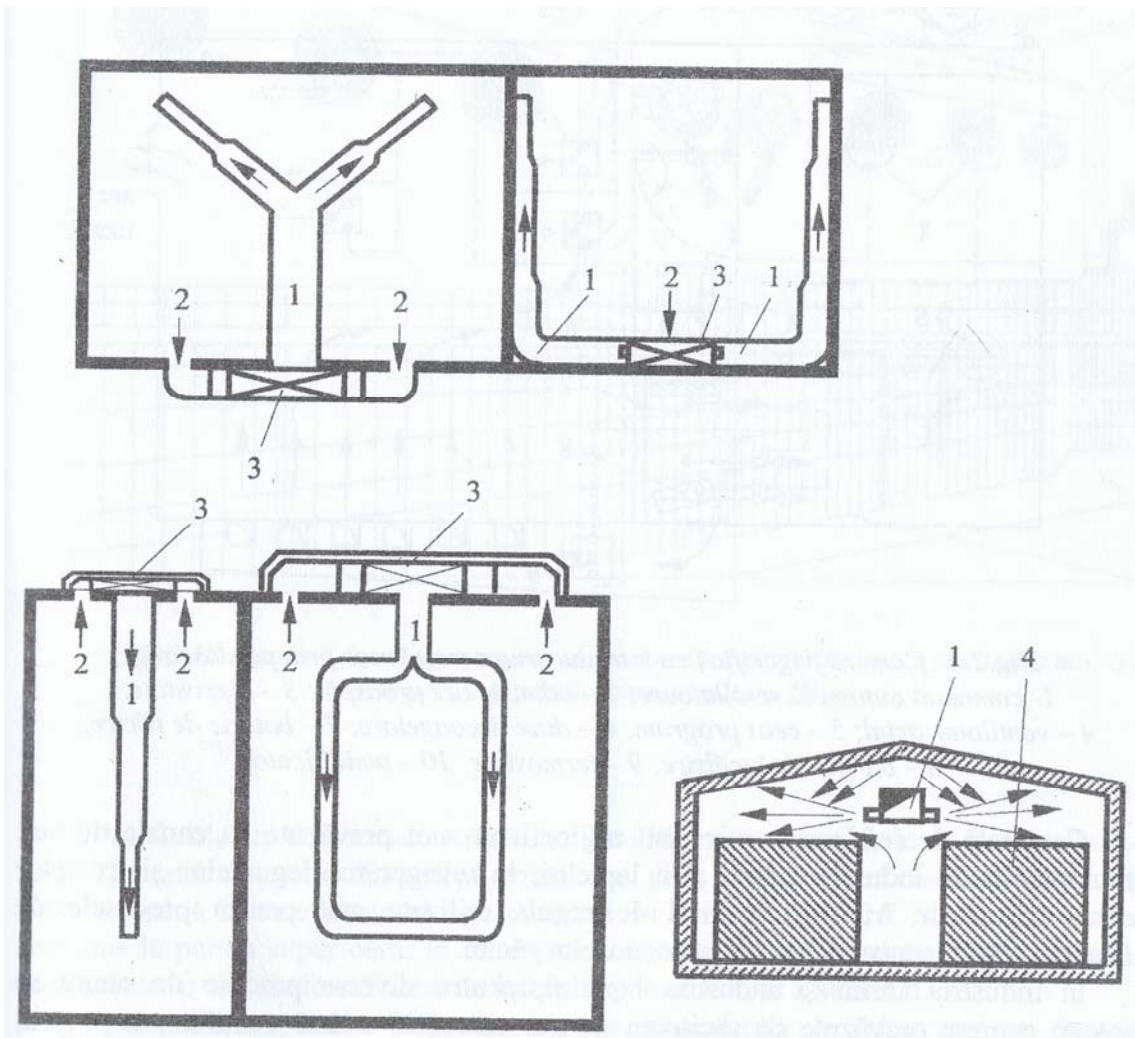


Fig. 2.8. Sisteme de răcire cu un singur canal de aer

1-canal de refulare, 2- aspirația aerului cald; 3- răcitor de aer/vaporizator și ventilator; 4- stivă de produse

La camerele frigorifice cu un singur canal de aer (Fig. 2.8), distribuția aerului rece se face printr-un canal de refulare prevăzut uneori cu ramificații, astfel încât să se asigure o viteză și o temperatură cât mai uniformă în spațiul de răcire. Aspirația se face prin deschideri/orificii practicate în perete și protejate cu jaluzele, utilizându-se ventilatoare axiale și centrifugale. În majoritatea cazurilor, elementele instalației de tratare (ventilatoare, răcitoare, camere de umidificatoare, prize de aer proaspăt, filtre) sunt plasate în exteriorul camerei frigorifice.

Pot fi folosite și răcitoare cu ajutaje (Fig. 2.9), care sunt montate pe unul din pereții frontali. Distanța până la care poate ajunge jetul de aer este de 6...7 m. Aerul care a preluat căldura de la produse dispuse în stive este aspirat pe la partea inferioară, trece prin vaporizatorul instalației frigorifice, după care aerul rece este introdus la partea superioară, în interstițiul dintre produse și tavan, fără a se obține o circulație intensă, uniformă a acestuia.

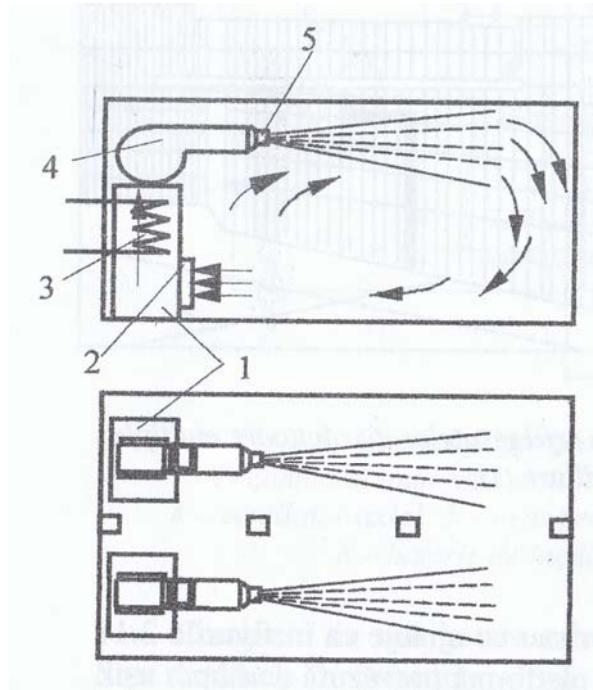


Fig. 2.9. Cameră de refrigerare cu ventilator centrifugal (fără canal de aer)

1-carcasa răcitorului; 2- admisie aer; 3- baterie de răcire; 4- ventilator centrifugal; 5- ajutor

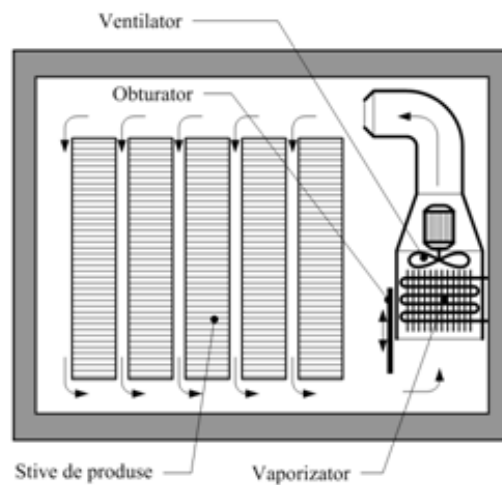


Fig. 2.10. Cameră de refrigerare cu ventilator axial (fără canal de aer)

3.3.3.5. Tuneluri de refrigerare

- folosite la refrigerarea rapidă a produselor alimentare; viteze de circulație pentru curenții de aer mari;
- sunt în regim de operare continuă, discontinuă sau mixtă,

- sunt incinte de lungime mare; dimensiuni obisnuite – lățime = 3 sau 6 m; lungime = 6, 9, 12, 15, 18, 21 m; înălțime = 3, 6...4, 8 m;
- circulația aerului poate fi longitudinală, verticală sau transversală (în raport cu produsele) și asigurată cu ventilatoare axiale sau centrifugale;
- se folosesc și pentru refrigerarea în două faze, fiecare tunel fiind dotat cu echipament frigorific corespunzător necesarului de frig;
- la operarea în regim continuu, viteza de parcurgere a tunelului de către produs este astfel calculată încât după timpul de rezidență produsul să aibă temperatura solicitată;
- utilizarea tipică a tunelurilor este în domeniul răcirii carcaselor de animale, ele pretându-se foarte bine la răcirea rapidă în două faze.

În Fig. 2.11, direcția predominant verticală de curgere este asigurată de un tavan perforat care dirijează aerul de sus în jos. Tavanul perforat și tavanul propriu-zis al tunelului formează canalul de aer prin care circulă aerul refulat de un ventilator. Aerul încălzit prin contactul cu carcacele este aspirat pe la partea inferioară și trece prin vaporizatorul instalației frigorifice.

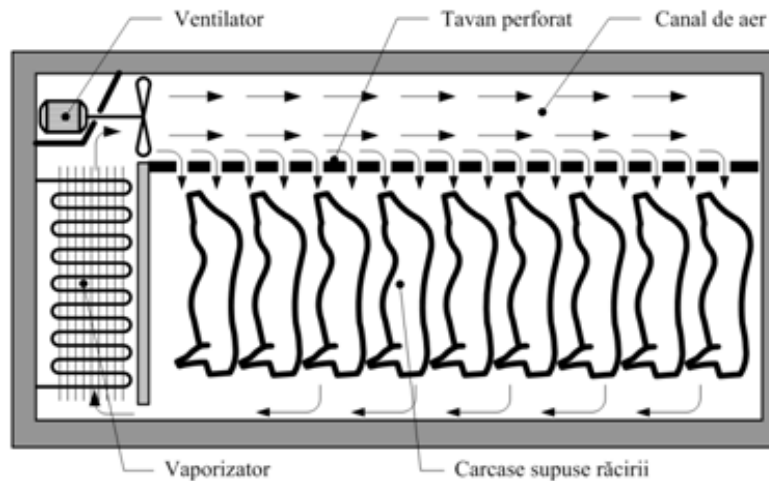


Fig. 2.11. Tunel de refrigerare a cărnii cu circulație verticală a aerului răcit

În Fig. 2.12, tipul de produse ce trebuie răcite impune o circulație predominant longitudinală a aerului, care se realizează prin tavanul fals care formează cu cel propriu-zis, canalul de aer. Aerul rece este dirijat spre capătul tunelului, unde este obligat să treacă printre produsele amplasate pe stelaje, șicanele tavanului fals având rolul de a obliga aerul să treacă printre stelajele cu produse.

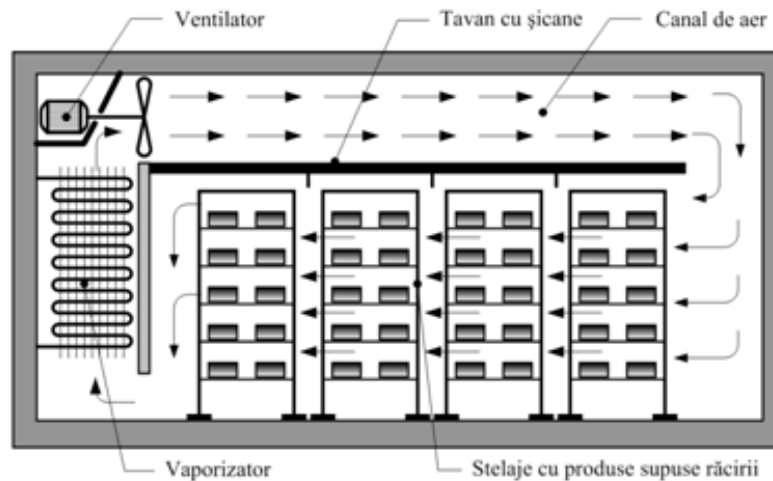


Fig. 2.12. Tunel de refrigerare cu circulație longitudinală a aerului răcit

Figura 2.13 ilustrează schema unui tunel de refrigerare rapidă a carcасelor în două faze, fiecare desfășurându-se în secțiuni diferite ale tunelului. Carcасele sunt transportate de un conveyor, fiind suspendate de cârlige solidare cu cablul acestuia. Regimul de operare al tunelului este continuu iar circulația aerului de tip transversal (perpendicular pe produse/carcасe). Prima fază durează 4 ... 5 ore, răcirea fiind realizată cu aer la $-10 \dots -13^{\circ}\text{C}$, iar faza a doua necesită un timp de aproximativ 15 ore, în aer cu temperatura de 0°C .

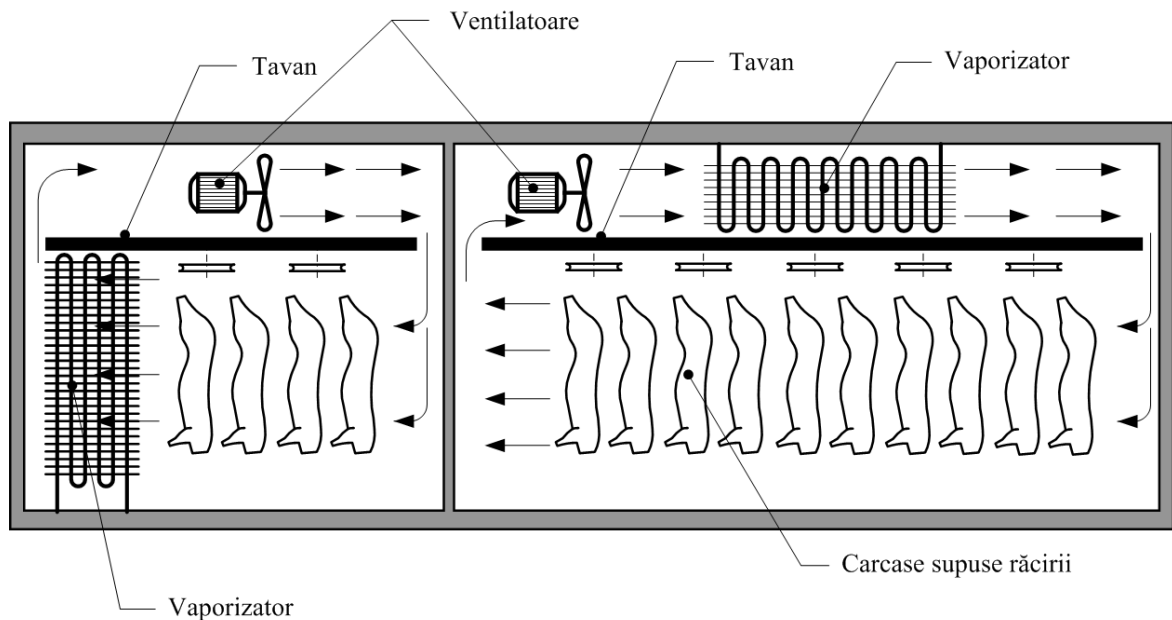


Fig. 2.13. Tunel de refrigerare rapidă a cărnii în două etape cu circulație transversală a aerului răcit

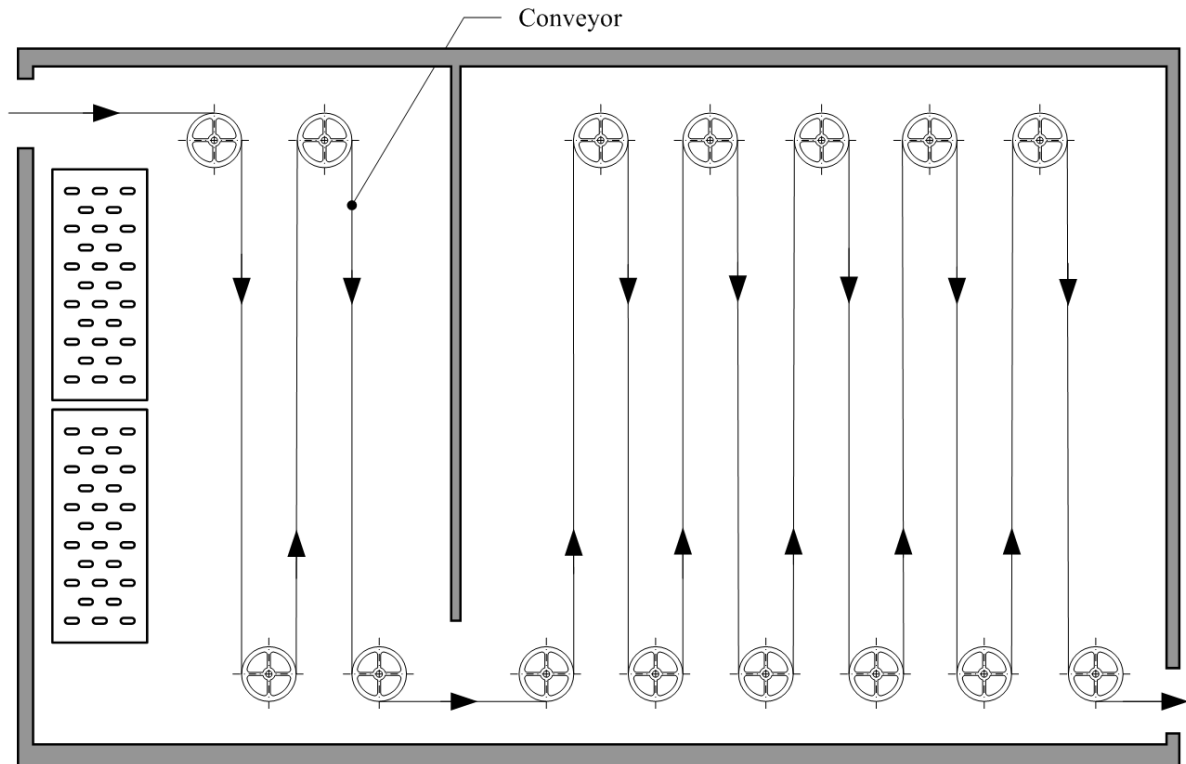


Fig. 2.14. Schema de circulație a produselor/carcaselor pentru tunelul de refrigerare în două etape

3.3.4. Refrigerarea cu injecție de agenți criogenici

În acest caz aerul joacă rol de vehicul pentru agentul frigorific propriu-zis, care este un *agent criogenic* (dioxid de carbon, lichid sau solid, azot lichid).

Agentul criogenic este pus în contact cu produsul supus răcirii, își schimbă starea de agregare absorbind căldura latentă corespunzătoare tranziției de fază și realizează astfel un proces de refrigerare intens. În cazul CO_2 solid (*gheață sau zăpadă carbonică*) este vorba de căldura de sublimare (575 kJ/kg la -78°C), iar la azot lichid, de căldura latentă de vaporizare (358 kJ/kg la -196°C), la presiune atmosferică. La bilanțul global contribuie și încălzirea agentului criogenic gazos de la temperatura de tranziție de fază până la temperatura de refrigerare prescrisă. În cazul CO_2 solid efectul frigorific total este de 640 kJ/kg, iar în cazul azotului, de 690 kJ/kg (temperatura finală este considerată 0°C).

Pentru comparație, gheața obișnuită poate absorbi doar 334 kJ/kg \rightarrow eficiența mult mai mare în cazul dioxidului de carbon solid, plus posibilitatea de a obține temperaturi mai scăzute.

CO_2 este mai potrivit pentru refrigerare decât $\text{N}_2 \rightarrow$ motive?problemă?

Agent criogenic CO_2

- este utilizat fie sub formă de pelete de gheață carbonică fie este injectat în stare lichidă în aer caz în care se obține zăpada carbonică;

- sublimarea gheții sau a zăpezii carbonice asigură o răcire eficientă a containerului în care sunt depozitate produsele; *gheața carbonică* se mai numește și *gheață uscată* pentru că nu se topește ci se sublimază → spațiile rămân uscate;
- în paralel cu răcirea determinată de contactul cu aerul astfel răcit, se realizează și răcirea produsului prin contact direct cu dioxidul de carbon solid;
- alt avantaj → la păstrarea fructelor și legumelor, atmosfera bogată în CO₂ ajută la păstrarea acestor produse în bune condiții;
- fiind o metodă de răcire scumpă, se folosește doar în cazul în care la locul de producere sau recoltare nu există instalații frigorifice staționare care să realizeze prerăcirea în vederea transportului.

Agent frigorific N₂

- se folosește atât pentru congelarea rapidă cât și pentru refrigerare;
- o variantă ar fi să se injecteze azot lichid în aerul dintr-o incintă izolată termic în care se găsește șarja de produse ce urmează a fi refrigerate, în jur de 200 kg; datorită temperaturii scăzute de vaporizare azotul răcește intens aerul din incinta care este circular cu ajutorul unor ventilatoare.

3.3.5. Refrigerarea cu agenți intermediari

- se aplică atunci când se dorește un schimb de căldură eficient între produs și mediul de răcire (la refrigerarea rapidă a produselor din pește, păsări, vegetale); mai eficientă decât în cazul răcirii cu aer → **de ce?**
- avantaje: viteză de răcire mare, gabarit scăzut al instalației, reducerea pierderilor prin evaporare;
- agenții intermediari utilizați – apa, soluții saline ale acesteia, gheața hidrică.

a) Apa și soluțiile saline

- dacă se folosește apă dulce → 0°
- dacă se folosește apă de mare → -2°
- prin aditivarea de NaCl → se poate scădea temperatura până la valoarea dorită;
- contactul cu apa răcită se face prin pulverizare sau prin imersare;
- se folosește de obicei la răcirea legumelor și fructelor, a peștelui proaspăt pescuit, a carcaselor de pasari.
- **problemă ?**

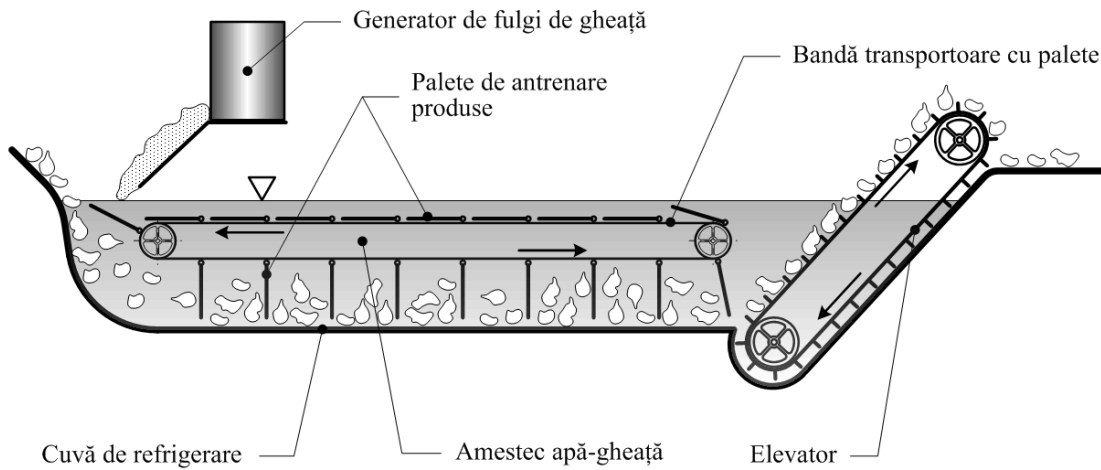


Fig 2.15. Bazin de refrigerare prin imersie în amestec apă-gheață

b) Gheața hidrică

- se folosește acolo acolo unde este necesară o răcire rapidă în condițiile păstrării umidității superficiale a produsului (ex., pește);
- gheața folosită este produsă în mașini speciale sub diferite forme: blocuri, fulgi, pelete, cuburi, cilindri; se preferă, în general, **gheața.....de ce?**
- produsele sunt puse în lăzi izolate termic, fiind înglobate într-un strat format de gheață mărunțită.

Fabricarea gheții – exemple de instalații

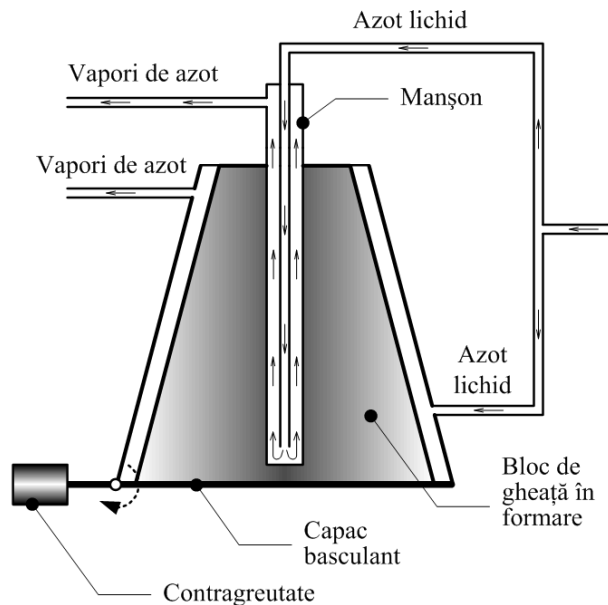


Fig. 2.16. Schemă de producere a blocurilor de gheață

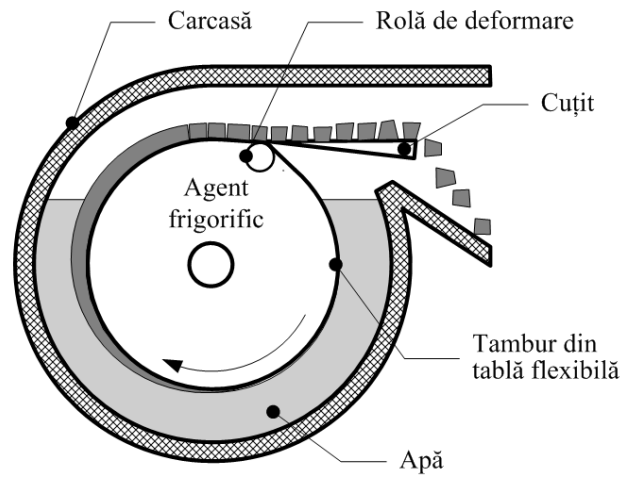


Fig. 2.17. Mașină de produs gheața sub formă de fulgi, cu tambur deformabil

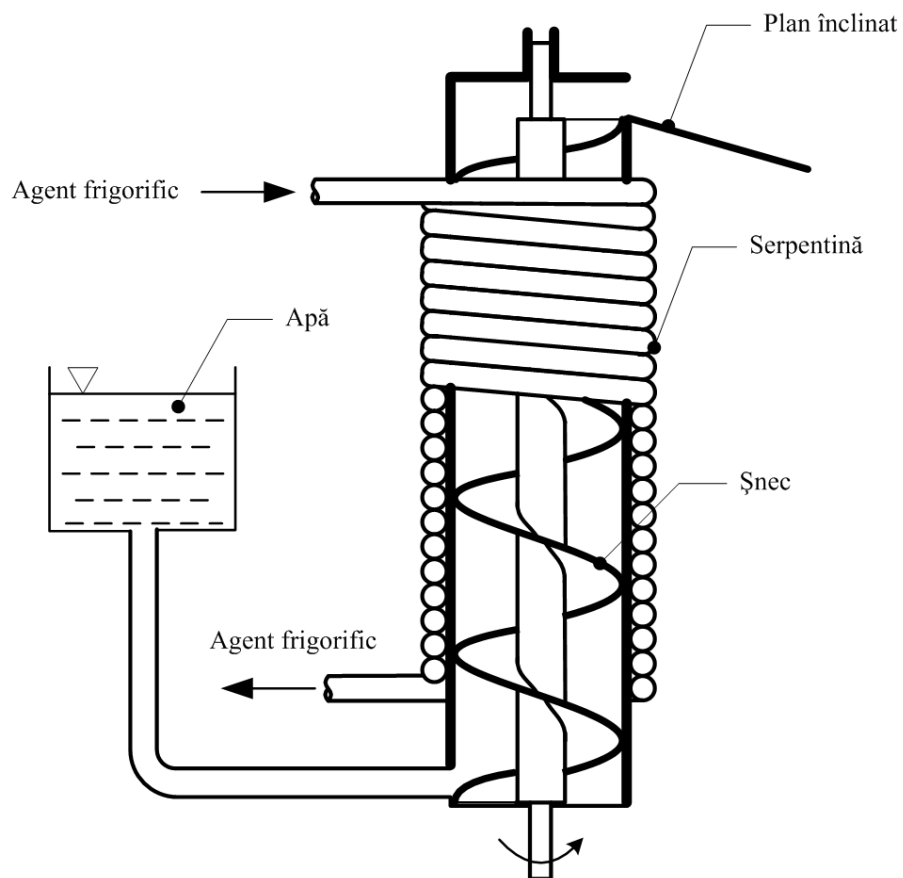


Fig. 2.18. Mașină de produs gheața sub formă de solzi, cu cilindru vertical și șnec

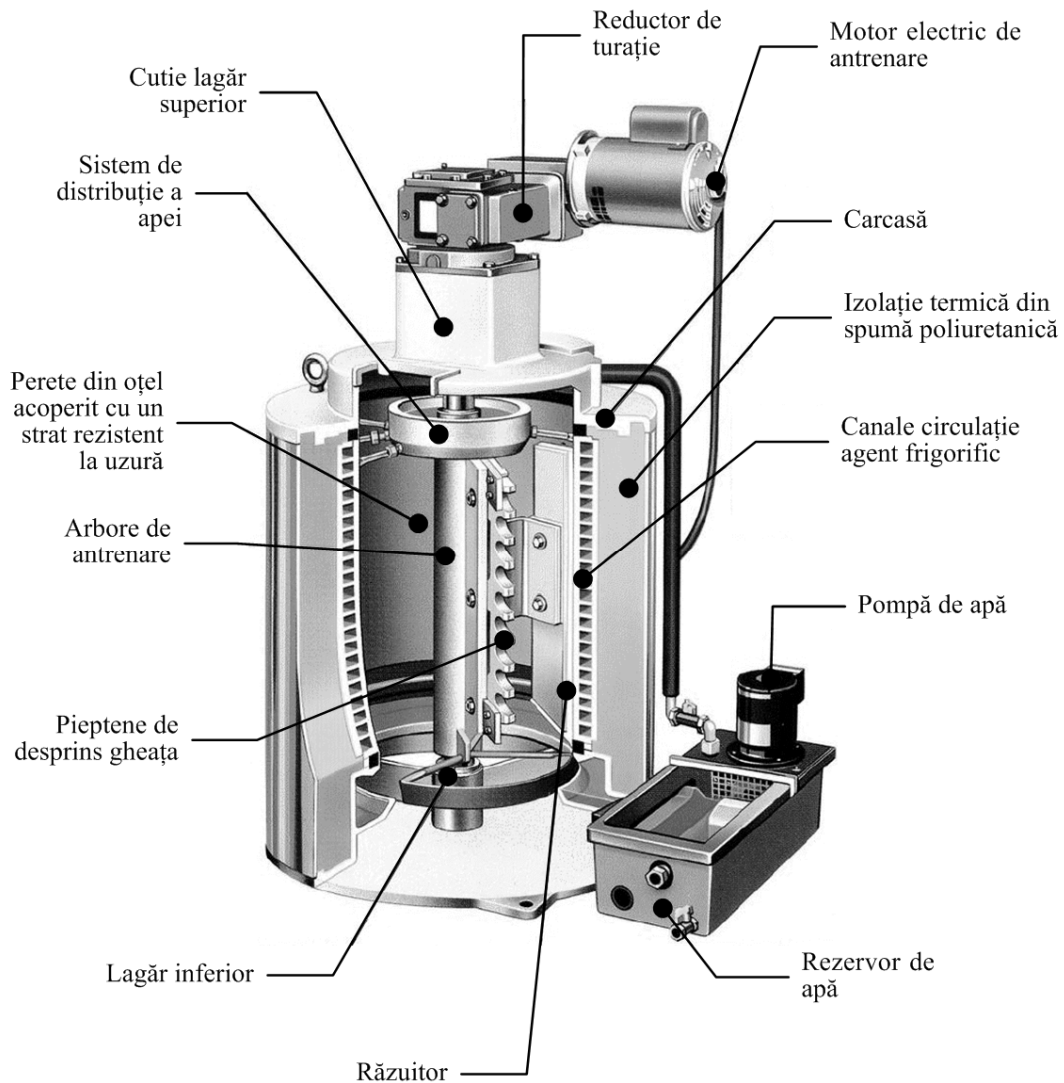


Fig. 2.19. Mașină de produs gheața sub formă de fulgi cu cilindru vertical și cu racletă

3.3.6. Refrigerarea prin evaporare în vid

- principiul = exploatarea efectului de răcire care însoțește evaporarea apei conținute în corpurile cu umiditate mare (vegetale cu un conținut de apă mare);
- spațiul din incintă se videază pînă la o presiune de aproximativ 757 Pa (5,68 torr) care corespunde la o temperatură de saturație de 3 °C; se produce o evaporare violentă a apei din produse însoțită de o răcire puternică a acestora → **de ce ?**

- instalația este prevăzută cu o pompă de vid care evacuează aerul din incintă, împreună cu vaporii de apă degajați;
- durata procesului 10...30 minute; produsul pierde prin evaporare 1,5...5 % din masa sa;
- dacă nu se dorește ca umiditatea produsului să fie afectată se injectează apă în incintă → **de ce ?**

Avantaje:

- durată de timp scăzută;
- răcire uniformă a produsului;
- este răcit numai produsul → economie de energie;
- este ușor de aplicat prin unități mobile plasate pe mijloace auto chiar la locul de recoltare a produselor vegetale cu umiditate mare.

3.3.7. Refrigerarea în schimbătoare de căldură

- acest tip de refrigerare se aplică produselor alimentare fluide care au viscozitatea într-o gamă foarte largă de valori (lapte, iaurt, bere, creme, sucuri...);
- schimbătoare de căldură sunt de construcție specială, asigură simultan condiții optime de transfer termic, de sterilitate și risc minim de contaminare a produsului cu mediul de răcire;
- schimbătorul de căldură trebuie să fie ușor de demontat pentru a fi curățat de depuneri, care sunt totuși inevitabile.

Tipuri de SC, utilizate funcție de viscozitate, de conținutul și dimensiunea corpurilor în suspensie:

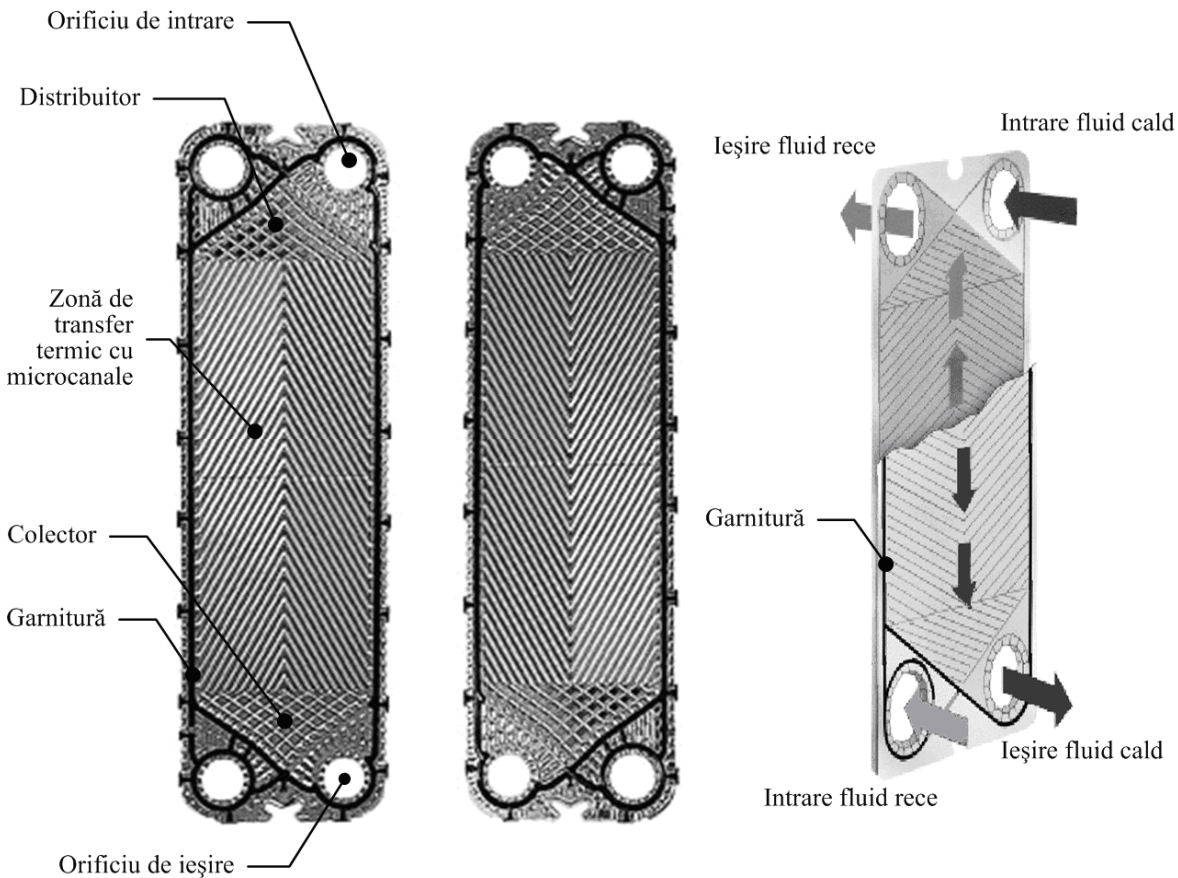
- *schimbătoare de căldură cu plăci* – produsul are viscozitate redusă și nu conține corpuri sau particule de mari dimensiuni în suspensie; pot fi prelucrate sucuri cu o lungime a fibrelor de până la 5 mm;
- *schimbătoare de căldură tubulare* – în cazul fluidelor vâscoase cu fibre de până la 15 mm lungime și particule de până la 5 mm diametru; pot fi cu unul sau mai multe tuburi;
- *schimbătoare de căldură cu agitator* – dacă produsul este foarte vâscos și aderă rapid la suprafața de schimb de căldură.

Observație – SC cu plăci sunt mai compacte; asigură o diferență medie de temperatură între fluidele de lucru mai mare decât în cazul celor tubulare; coeficientul global de transfer de căldură este mai mare la cele cu plăci care sunt caracterizate de costuri de fabricație mai mici.

a) Schimbătoarele de căldură cu plăci

- configurația unui astfel de schimbător are la bază un modul format din două plăci alăturate, între care circulă unul din cele două fluide; în cazul produselor alimentare, plăcile profilate sunt realizate din oțel inoxidabil cu o grosime de 0,5...0,9 mm și au orificii pentru intrarea/ieșirea fluidului;

- plăcile sunt profilate pentru a asigura circulația fluidului pe întreaga suprafață și pentru obținerea unui curgeri turbulente care intensifică transferul de căldură și împiedică formarea de depuneri;
- plăcile sunt presate una de alta, etanșarea făcându-se prin garniturie → **de ce ?**
- perechile de plăci formează pachete de grosime variabilă funcție de suprafața de schimb de căldură dorită și sunt strânse prin intermediul a două plăci, una fixă și alta mobilă care glisează pe un ghidaj → acces ușor la întreținere și depanare;
- SC cu plăci se utilizează la temperatură de până la $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ și până la presiuni de 25 bar;
- spațiul dintre două plăci este în mod normal de 3...5 mm, mergând până la 13 mm în cazul fluidelor vâscoase și cu conținut ridicat de fibre sau particule; debitele în cazuri speciale $5000\text{ m}^3/\text{h}$.



v

Fig. 2.20. Detalii constructiv-funcționale ale plăcilor

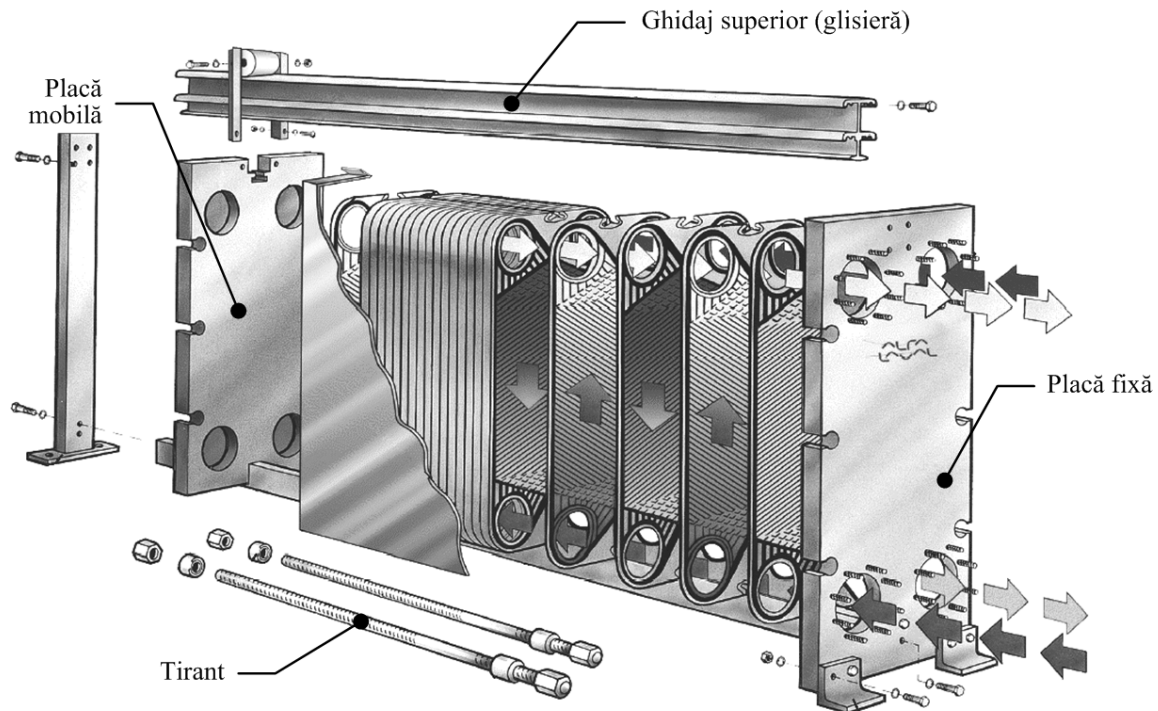


Fig. 2.21. Shema de montaj a unui SC cu plăci

b) Schimbătoarele de căldură tubulare

- sunt utilizate atunci când produsul alimentar fluid are vâkozitate ridicată și conține fibre sau particule în suspensie;
- sunt alcătuite, în principiu, dintr-un tub exterior prin care circulă agentul de răcire (agent frigorific, apă răcită sau saramură) și în interiorul căruia sunt unul sau mai multe tuburi prin care circulă produsul alimentar supus răcirii; materialul tuburilor este oțel inoxidabil;
- circulația fluidelor este întotdeauna în contracurent;
- pentru intensificarea transferului de căldură, țevile prin care circulă lichidul alimentar pot avea suprafață ondulată.

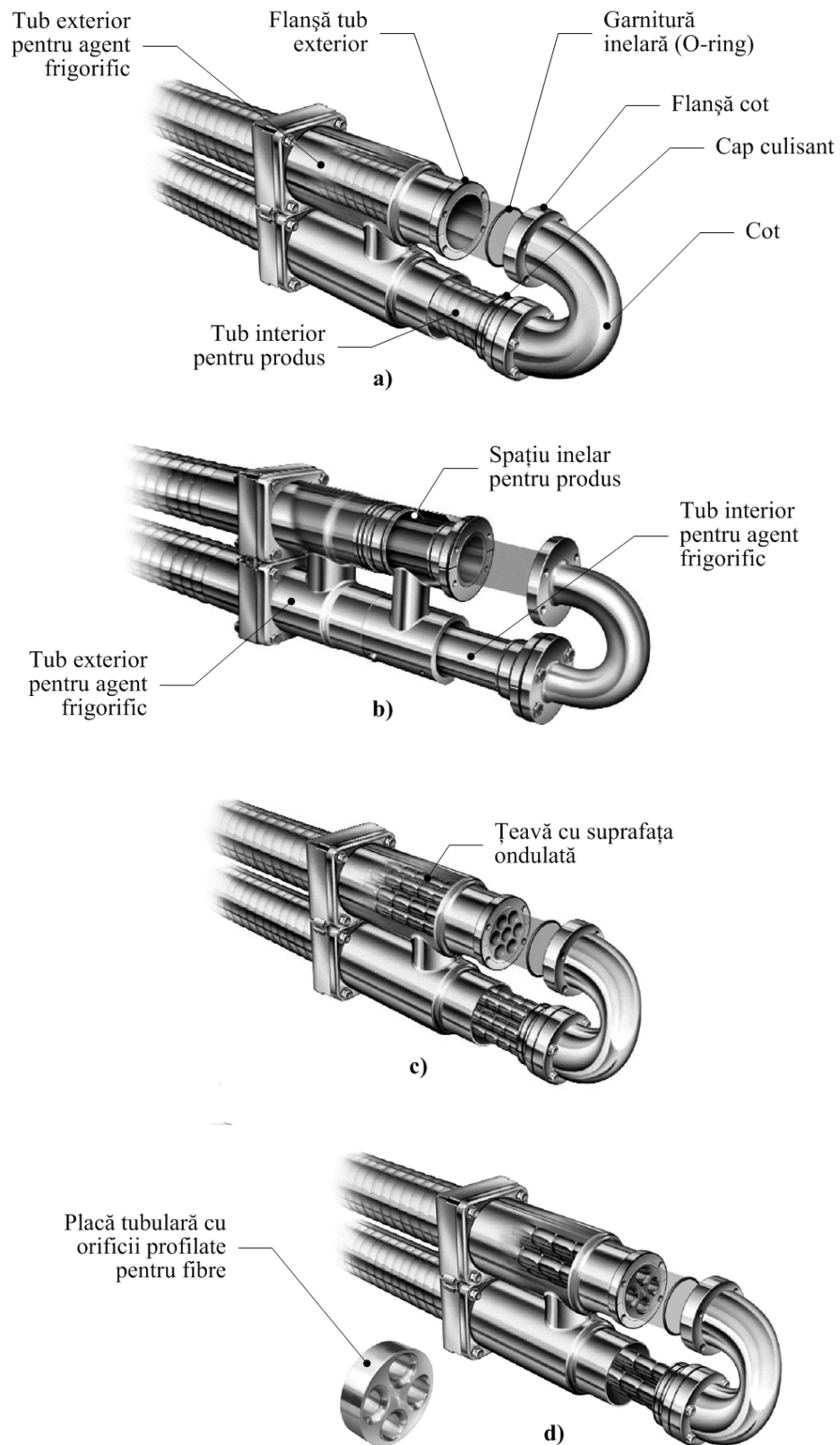
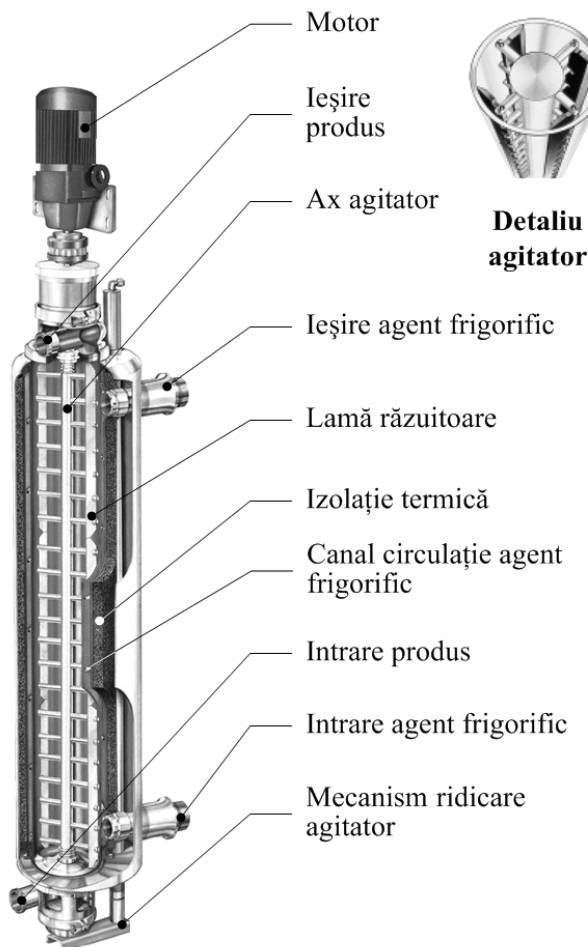


Fig. 2.22. Schimbătoare de căldură tubulare

a- produsul în interior; b – produsul în spațiul inelar; c,d – produsul prin fascicul

d3) Schimbătoare de căldură cu agitator

- pentru prelucrarea produselor vâscoase sau care au tendința de a forma depuneri pe suprafețele de schimb de căldură → sunt utilizate la fabricarea înghețatei sau la refrigerarea produselor fluide care conțin grăsimi.



Părți componente principale:

- *cuvă cu pereți cilindrici* în care se aplă produsul; peretele cuvei este din oțel inoxidabil, de obicei dublu, agentul frigorific circulând prin acest spațiu; în alte cazuri, peretele cuvei este înfășurat printr-o serpentină prin care circulă agent frigorific;

- agitator alcătuit dintr-un ax cu răzuitoare → uniformizează temperatura produsului și desprinde stratul ce se formează pe suprafața interioară a cuvei.

Fig. 2.23. Schimbătoare de căldură cu agitator

3.4. Congelarea produselor alimentare

3.4.1. Generalități

Simpla răcire a alimentelor la temperaturi pozitive, apropiate de punctul de îngheț al apei nu rezolvă problema pastrării alimentelor → stocarea alimentelor pe termen lung (până la 24 de luni) se face prin **congelare**, adică prin răcirea lor la temperaturi < -18 °C, temperaturi la care activitatea bacteriană încetează.

Un proces tipic de congelare are următoarele faze:

I. **Faza de prerăcire.** Produsul, inițial la o temperatură superioară celei de îngheț, este răcit

până ce într-un punct al acestuia temperatura a atins valoarea punctului de îngheț al apei.

II. **Faza de congelare propriu-zisă.** Apa congelabilă trece în stare solidă (îngheață), iar temperatura produsului rămâne constantă.

III. **Faza de subrăcire a produsului.** După ce a înghețat toată apa congelabilă din produs, răcirea în continuare a acestuia determină scăderea temperaturii sale până la valori finale de $-18...-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Mediul de răcire trebuie să aibă $-30...-35\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectiv **agentul frigorific** folosit în instalație trebuie să se vaporizeze la $-40...-45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Un indicator al sfârșitului operației de congelare este temperatura din **centrul termic al produsului**, care trebuie să fie cu cel mult $3...5\text{ }^{\circ}\text{C}$ mai mare decât temperatura la care urmează să aibă loc depozitarea.

Centrul termic reprezintă punctul din interiorul produsului în care temperatura rămâne cel mai mult timp neschimbată. La materialele omogene, centrul termic coincide cu centrul de greutate; la carcase de animale, spre exemplu, centrul termic este localizat în interiorul osului, în zona de grosime maximă.

Timpul de congelare = timpul scurs de la începutul răcirii până la atingerea temperaturii finale prescrise; depinde de o multime de factori, cei mai importanți fiind:

- conductivitatea termică a produsului;
- suprafața de schimb de căldură;
- distanța până la centrul termic;
- diferența de temperatură între produs și mediul de răcire;
- prezența unor bariere termice (stratul de ambalaj)

Viteza de răcire = $\frac{dt}{d\tau}$ = raportul dintre diferența temperaturilor inițială și finală ale produsului și timpul de congelare [$^{\circ}\text{C}/\text{h}$].

Viteza de congelare = viteza de propagare a frontului de congelare, măsurată în cm/h . IIF (Institutul Internațional de Frig) definește viteza de congelare ca fiind raportul dintre cea mai mică distanță măsurată de la suprafața produsului până în centrul său termic și timpul scurs între momentul în care produsul atinge temperatura de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ și momentul în care temperatura centrului termic devine cu $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mai scăzută decât punctul de congelare.

Clasificarea proceselor de congelare funcție de viteza de congelare:

- congelare lentă ($w = 0,2...0,5\text{ cm}/\text{h}$) → camere frigorifice cu stivuirea produselor;
- congelare rapidă ($w = 0,5...3\text{ cm}/\text{h}$) → tunele de congelare cu aer rece sau congelatoare de contact cu plăci;
- congelare foarte rapidă ($w = 5...10\text{ cm}/\text{h}$) → congelatoare în strat fluidizat;
- congelare ultrarapidă ($w = 10...100\text{ cm}/\text{h}$) → congelatoare cu agenți criogenici lichizi (azot, dioxid de carbon).

Alegerea unui anumit procedeu de răcire depinde de tipul produsului alimentar conservat (de ex., unele fructele sunt favorizate de o congelare rapidă - căpșuni, fructe de pădure, zmeură, pestele necesită viteze de congelare mici).

Observații:

- *la congelarea lentă* → se formează cristale mari, neuniforme → modificarea structurii țesuturilor prin deformarea și perforarea pereților celulari → la decongelarea acestor produse apar pierderi mari de suc ceea ce reprezintă un indicator negativ de calitate (duce la piererea fermității produsului, a gustului, a aromei);
- *la congelarea rapidă* → se formează o structură microcristalină uniformă, atât în spațiul intercelular cât și intracelular → modificările structurale ale țesuturilor sunt mai puțin evidente → pierderile de suc sunt mai mici, membrana nefiind perforată.

Dinamica procesului de congelare

Procesele de transfer de căldură care au loc în timpul congelării sunt deosebit de complexe, deoarece produsul are o formă și o structură complicate, iar regimul termic este prin definiție unul **nestaționar** (implică schimbarea de fază, modificarea de temperatură...).

Modelarea matematică a acestor procese nu se poate realiza decăt pentru cazuri particulare prin aplicarea unor metode aproximative. De exemplu, pentru solidificarea bidimensională a apei dintr-un produs se scriu următoarele relații:

- *ecuația lui Fourier* ce descrie conducția termică nestaționară în cele două faze, solid, lichid

pentru solid

$$\frac{\partial t_s}{\partial \tau} = a_s \left(\frac{\partial^2 t_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_s}{\partial y^2} \right)$$

pentru lichid

$$\frac{\partial t_L}{\partial \tau} = a_L \left(\frac{\partial^2 t_L}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_L}{\partial y^2} \right);$$

- *ecuația interfeței*, scrisă pe cele două direcții, dând cele două componente ale vitezei

$$w_x(\tau) = \frac{1}{\rho_s l_s} \left[1 + \left(\frac{\partial S_x}{\partial y} \right)^2 \right] \cdot \left[\lambda_s \left(\frac{\partial t_s}{\partial x} \right)_{x=S_x} - \lambda_L \left(\frac{\partial t_L}{\partial x} \right)_{x=S_x} \right]$$

$$w_y(\tau) = \frac{1}{\rho_s l_s} \left[1 + \left(\frac{\partial S_y}{\partial x} \right)^2 \right] \cdot \left[\lambda_s \left(\frac{\partial t_s}{\partial y} \right)_{y=S_y} - \lambda_L \left(\frac{\partial t_L}{\partial y} \right)_{y=S_y} \right];$$

Condiție inițială:

$$\tau = 0 \quad t(x, y, 0) = t_0 \quad t_0 > 0^\circ\text{C} \quad \forall (x, y) \in \text{domeniu}$$

Condiții de contur:

în centrul termic

$$\left(\frac{\partial t_L}{\partial x} \right)_{x=x_{CT}} = \left(\frac{\partial t_L}{\partial y} \right)_{y=y_{CT}} = 0$$

pe suprafața produsului (schimb de căldură convectiv cu α cunoscut și constant)

$$x = x_p \quad \alpha(t^* - t_R) = \lambda_S \left(\frac{\partial t_S}{\partial x} \right)_{x=x_p}$$

$$y = y_p \quad \alpha(t^* - t_R) = \lambda_S \left(\frac{\partial t_S}{\partial y} \right)_{y=y_p}$$

unde t^* este temperatura instantanee a suprafeței produsului la momentul τ

t_R este temperatura mediului de răcire presupusă constantă

l_S este căldura latentă de solidificare

a este difuzivitatea termică

λ este conductivitatea termică;

w este viteza de deplasare a interfeței lichid-solid.

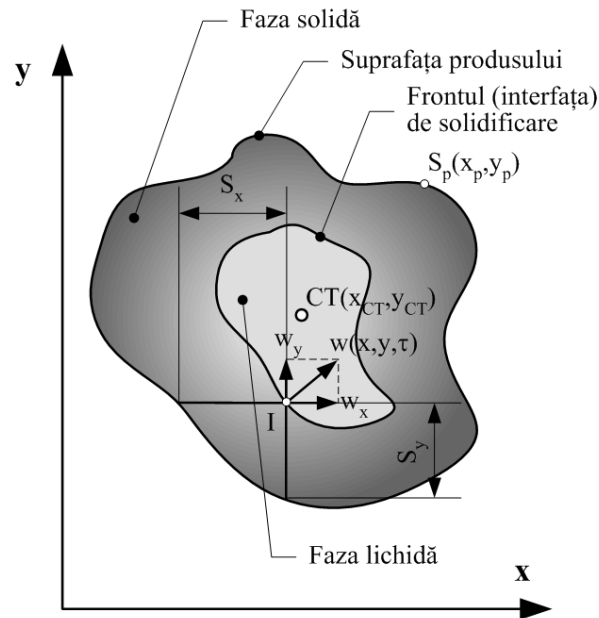


Fig. 2.24. Schema solidificării bidimensionale

CT – centru termic; S_p - un punct oarecare pe suprafața produsului; I – un punct oarecare de pe interfața de solidificare

Rezolvarea se face prin metode numerice, cum ar fi metoda diferențelor finite prin utilizarea softurilor specializate.

Dacă se consideră proces unidimensional și se introduc o serie de ipoteze simplificatoare (produs omogen, temperatură inițială a produsului uniformă și egală cu temperatura de congelare) → formula lui Plank ce este folosită în calculele de estimare a timpului de congelare/decongelare a produselor cu forme geometrice simple:

$$\tau_c = \frac{\rho_s l_s}{t_s - t_R} \left(P \frac{d}{\alpha} + R \frac{d^2}{\lambda} \right)$$

unde

t_s - temperatura de solidificare

t_R - temperatura mediului de răcire

λ - conductivitatea termică a fazei solide la congelare și a fazei lichide la decongelare

d - dimensiunea caracteristică (grosimea la placa plană; diametrul la corp sferic)

P, R – factori de formă, funcție de forma geometrică a produsului.

P și R sunt parametrii de formă, care sunt dați în tabelul de mai jos:

Forma geometrică	P	R
Placă	1/2	1/8
Cilindru	1/4	1/16
Sferă	1/6	1/24

O altă abordare a problemei este pe baza formulelor empirice. De exemplu, pentru un produs sferic, timpul de congelare necesar atingerii temperaturii de $-18\text{ }^\circ\text{C}$ este

$$\tau_c = 4,48 + 1,443503 \cdot x_1 + 0,1085584 \cdot x_2 + 0,6028872 \cdot x_3 + 16,15993 \cdot x_4 + 0,6997937 \cdot x_5 + 18,76025 \cdot x_6$$

unde,

x_1 - diametrul sferei, 8...19 mm

x_2 - temperatura inițială a produsului, 4,4...21,1 $^\circ\text{C}$

x_3 - temperatura aerului de răcire, -28,3...-35 $^\circ\text{C}$

x_4 - umiditatea relativă a aerului, 0,6...0,9

x_5 - coeficientul convectiv de transfer de căldură, 19,88...31,24 W/mK

x_6 - densitatea specifică a produsului, 0,85...1

3.4.2. Metode de congelare

Timpul de congelare = parametrul cel mai important în aprecierea eficienței procesului de congelare; pentru reducerea acestuia → metode (sugerate de factorii de care depinde procesul de congelare):

- conductivitatea termică a produsului;
- suprafața de schimb de căldură → **mărunțirea produsului**;

- distanța până la centrul termic → **reducerea dimensiunilor produsului**;
- diferența de temperatură între produs și mediul de răcire → **scăderea temperaturii mediului de răcire**;
- **intensificarea transferului de căldură la suprafața produsului prin creșterea vitezei de circulație a mediului de răcire și prin contactul produs - agent de răcire cu sau fără perete despărțitor.**

Clasificarea metodelor de congelare

- a) ***după viteza de congelare*** (aspect detaliat anterior)
- b) ***după modul de alimentare a instalației cu produse:***
 - cu alimentare discontinuă, în șarje → celule/camere de congelare (instalații mici);
 - cu alimentare continuă → instalații de tip industrial, timpul de rezidență fiind determinat de timpul total necesar prelucrării (prerăcire+congelare) → tuneluri de congelare;
- c) ***după principiul de funcționare:***
 - ***cu aer***
 - convecție naturală → fără aplicații industriale;
 - convecție forțată (cu suflare, cu strat fluidizat);
 - ***cu contact***
 - prin intermediul unui perete despărțitor;
 - direct cu un agent de răcire lichid (imersie în agent intermediar sau cu agenți criogenici).

3.4.3. Instalații de congelare

3.4.3.1. Instalații de congelare cu aer

- aerul este cel mai accesibil mediu de congelare → gratuit, igienic, netoxic, neinflamabil;
- inconveniente → coeficienți de transfer termic convectiv mici, condensarea și solidificarea vaporilor de apă pe serpentinele vaporizatorului → reducerea semnificativă a schimbului de căldură;
- deshidratarea produsului.

Camere de congelare

- incinte izolate termic, echipate cu instalație frigorifică proprie;
- produsele, în general ambalate, sunt plasate în tăvi suprapuse; spațiul dintre tăvi ≈ 50 % din grosimea produsului;

- funcționare, în general, discontinuă.

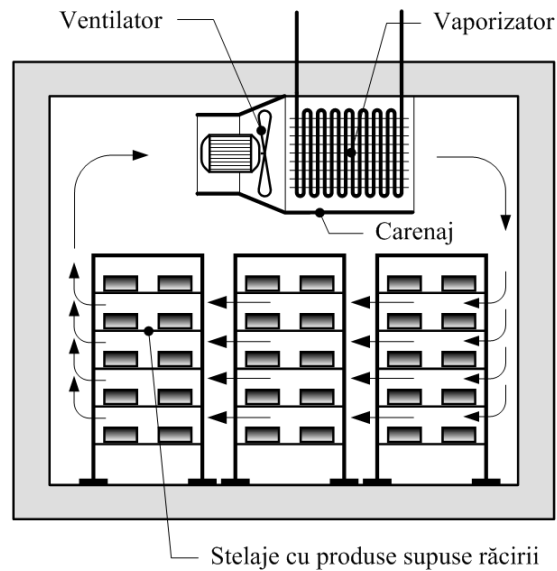


Fig. 2.25. Cameră de congelare

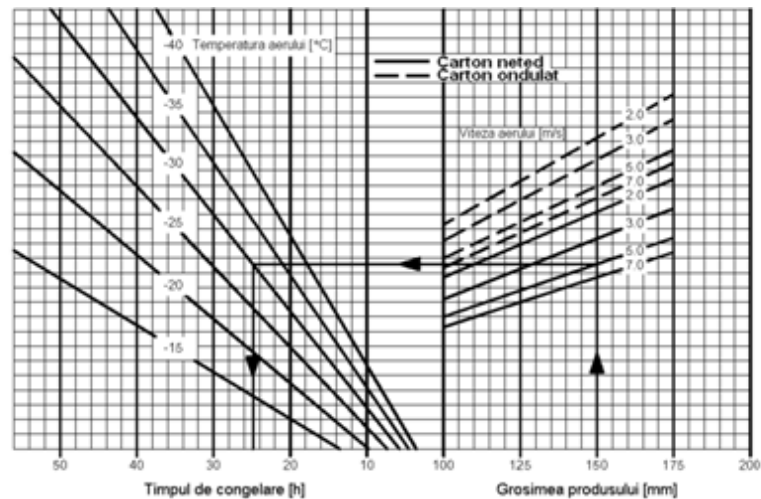


Fig.3. Nomogramă pentru determinarea timpului de congelare la produse ambalate în cutii de carton funcție de grosime, viteza de circulație a aerului și temperatura acestuia

Tuneluri de congelare (diferite tipuri)

- produsele sunt amplasate pe benzi transportoare, cărucioare.... care trec prin tunel;
- raportul lungime/lățime = 3...6;
- funcționare continuă;
- circulația forțată a aerului trebuie să asigure o distribuție uniformă a acestuia;
- se pot organiza în mai multe fluxuri, fiecare cu viteză de deplasare diferită.

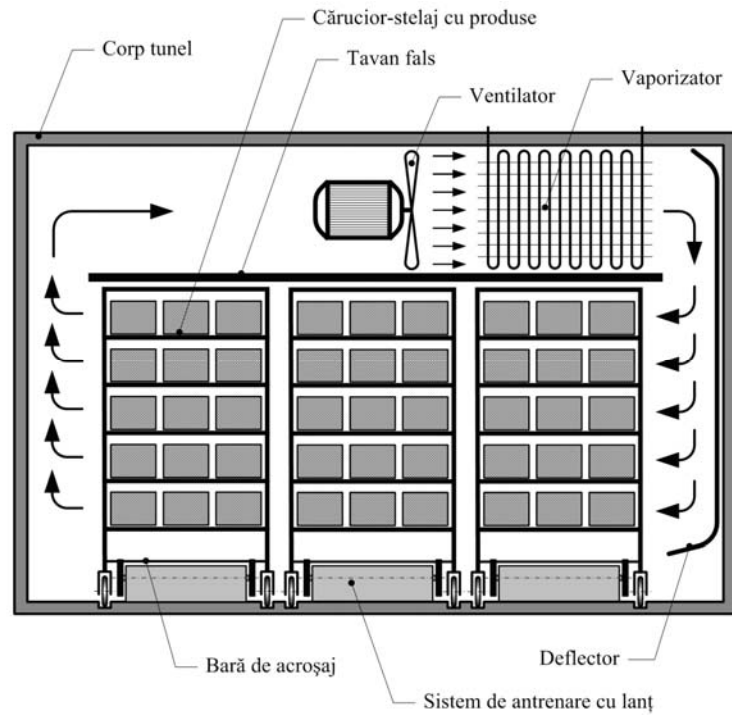


Fig. 2.26. Tunel de congelare cu trei căi de rulare, antrenare prin lanț



Fig. 2.27. Tunel de congelare cu trei căi de rulare, antrenare prin lanț

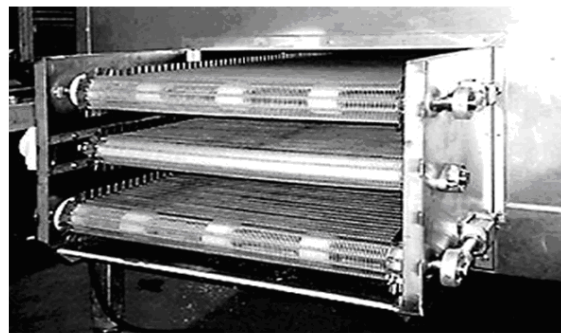


Fig. 2.29. Tunel de congelare cu bandă transportoare (trei treceri)

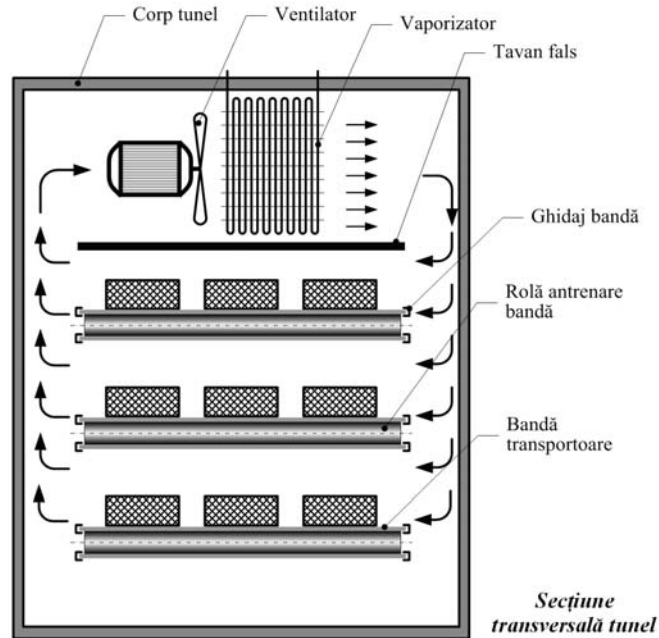


Fig. 2.28. Tunel de congelare cu bandă transportoare (trei treceri)

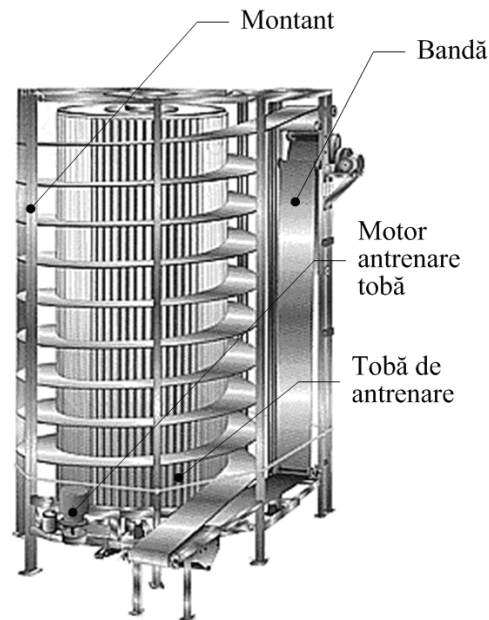


Fig. 2.30. Tunel de congelare cu bandă transportoare de tip spirală

Performanțe (tunel de congelare cu bandă de tip spirală, fig. 2.30)

- productivitate 0,5....10 t/h;
- lungimea benzii (de tip plasă inox) 1800m/spirală→timp de rezidență mare;
- viteza benzii 46 m/min;
- dimensiuni 8x5x5 m (avantajul unei forme rectangulare cu H/l ușor supraunitar)
- $\alpha=35 \text{ W/m}^2\text{K}$;

- încărcare specifică 60 kg/ml;
- temperatură aer - 50°C;
- destinație→ produse care necesită manipulare atentă (produse de patiserie, hamburgeri, fileuri de pește, pizza, toate ambalate sau nu).

Tuneluri de congelare în strat fluidizat

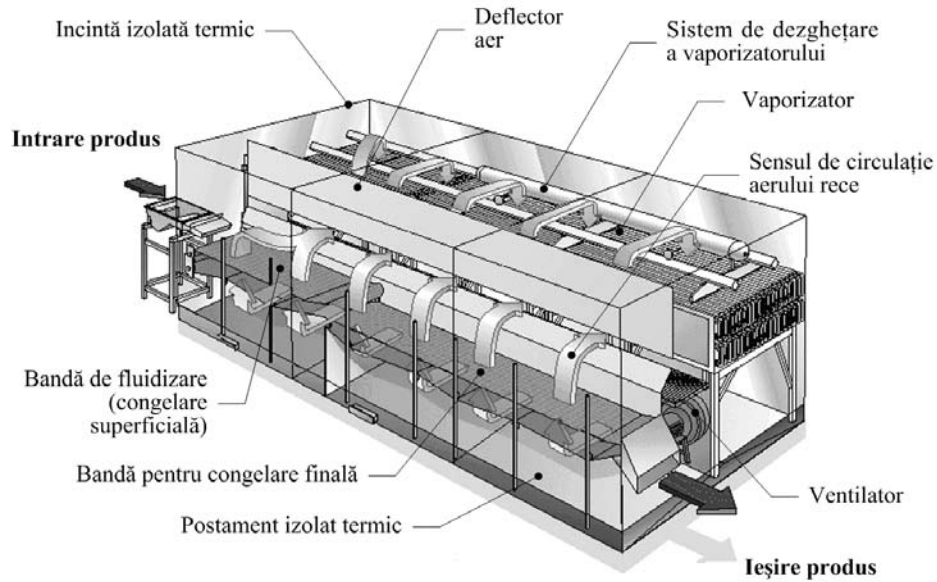


Fig. 2.31. Tunel de congelare în strat fluidizat

- realizează o intensă agitare a produselor prin introducerea aerului sub presiune în strat de jos în sus, printr-o placă perforată;
- sunt două variante – cu jgheab și cu bandă;
- avantaje:
 - asigură congelare individuală rapidă;
 - viteză de congelare mare și deci timpi de congelare scurți;
 - instalație compactă (1/3 din volumul unui tunel de congelare);
 - deshidratare mai redusă a produselor;
 - produsele nu se aglutinează;
 - circulație uniformă a aerului;
 - productivitate mare.

3.4.3.2. Instalații de congelare prin contact

- prin intermediul unui perete despărțitor (cu plăci și cu bandă)*

- pentru produse care se deformează ușor, lipicioase;
- instalații de capacitate mică sau medie;
- realizează, în general, preprocesarea produselor sensibile înainte de congelarea rapidă individuală (în tuneluri de tip spirală, de exemplu); le formează o bază rigidă care nu permite deformarea în contact cu banda de tip plasă;

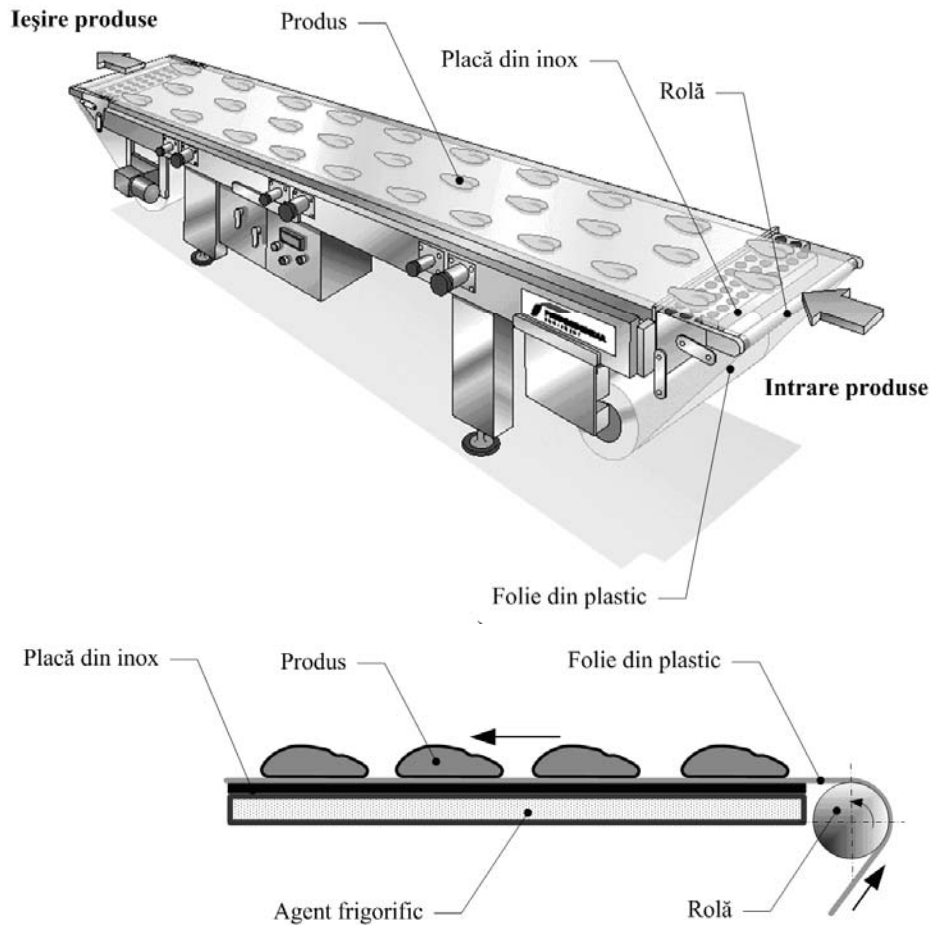


Fig. 2.32. Instalație de congelare cu perete despărțitor

- b) *prin contact direct cu agentul de răcire lichid (imersare sau stropire)*
- agentul intermediar = soluții saline ;
 - agentul de răcire preparat de o instalație frigorifică;
 - pentru a se evita contactul direct produs- agent intermediar de răcire, produsul se ambalează în folie de polietilenă sub vid, după care este congelat.
- c) *prin contact cu agenți criogenici*
- congelare ultrarapidă ;

- condiții speciale pentru agenții criogenici utilizați (inactivi chimic în raport cu produsele alimentare respective, sa nu fie toxici, inflamabili, poluanți, să aibă un cost cât mai scăzut ;
- agenți criogenici utilizați – azot lichid, dioxidul de carbon lichid ;
- metode de congelare utilizate – imersia, stropirea și convecția în curent de vapori.

De exemplu, aparatul de congelare cu azot este construit dintr-o incintă izolată termic de forma unui paralelipiped, prevăzută cu un transportor lat de 0,9...1,2 m. În prima zonă circulă în contracurent vaporii de azot care sunt evacuați la - 40 °C. Transferul este activat de o circulație intensă a vaporilor datorită ventilatoare axiale. In zona a doua are loc congelarea ultrarapidă prin pulverizarea de azot lichid la - 180 °C, iar în cea de a treia uniformizarea temperaturii produsului în masa produsului.

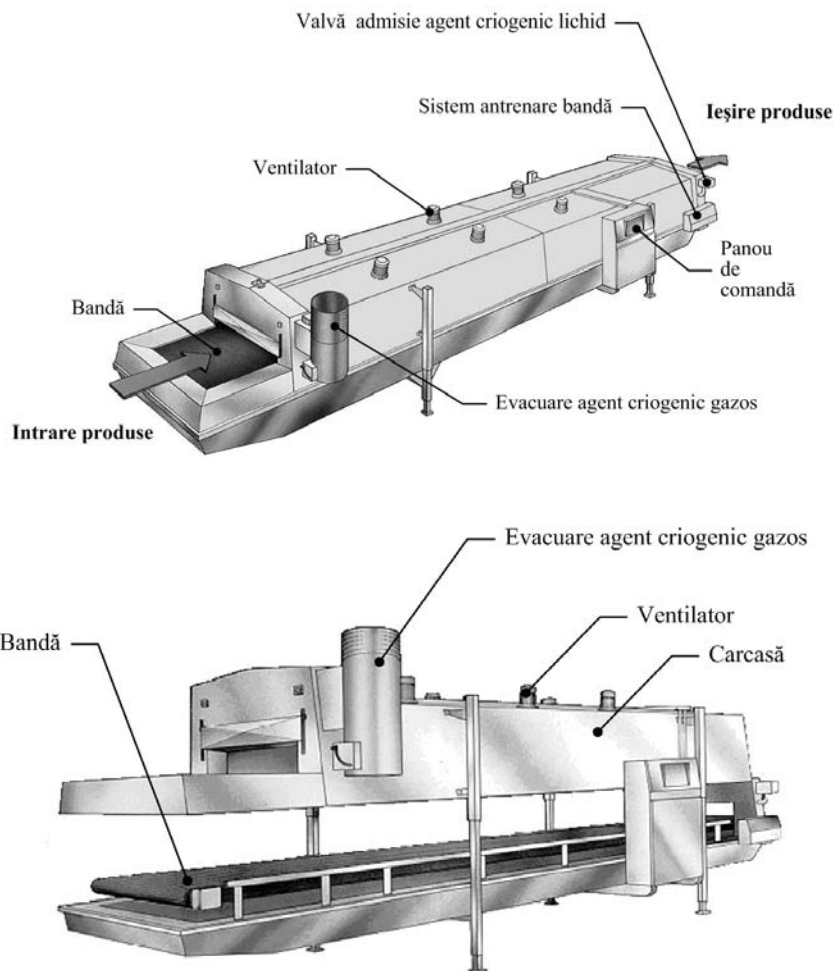


Fig. 2.33. Instalație de congelare cu agenți criogenici

Capitolul 4

DEPOZITE FRIGORIFICE. IZOLAREA SPAȚIILOR RĂCITE

4.1. Depozite frigorifice. Construcție. Clasificare

Depozitele frigorifice constituie verigi importante ale lanțului frigorific, având rolul de a stoca pe perioade mai scurte sau mai lungi materiile prime sau produsele finite.

Definiție

Depozitul frigorific este o clădire (de obicei conținând mai multe camere frigorifice), destinată păstrării produselor alimentare în condiții bine precizate de temperatură și umiditate.

Cerințele principale ce trebuie îndeplinite la depozitarea produselor alimentare se referă la respectarea regimului de temperatură și de umiditate.

a) Temperatura. Ca o regulă generală, temperatura aerului din depozit trebuie să fie mai mică decât temperatura de stocare a produselor, pentru a asigura transferul termic și a prelua pătrunderile de căldură din exterior.

La produsele refrigerate, temperatura depinde de durata stocării, deoarece rata de dezvoltare a microorganismelor crește cu temperatura. Limitele de variație admisibile pentru temperatura aerului sunt funcție de produs:

- 1 ... + 1°C pentru peștele proaspăt, carne, mezeluri, carne afumată
- 0 ... + 5°C pentru lapte, smântână, iaurt, salate preparate, sandviciuri, supe și sosuri, pizza, aluat
- 0 ... + 8°C pentru carne gătită, brânzeturi, margarină, unt, sucuri de fructe

La produsele congelate, temperatura de depozitare uzuală este de - 20°C. Ca și la produsele refrigerate, o temperatură de stocare mai redusă înseamnă timp de depozitare mai lung, dar înseamnă și o izolație termică mai complexă a depozitului, deoarece astfel crește diferența de temperatură exterior - interior și deci și pătrunderile de căldură.

b) Umiditatea relativă. În cazul produselor refrigerate, aceasta nu trebuie să fie prea

ridicată, deoarece favorizează dezvoltarea microorganismelor și mucegaiurilor. Pe de altă parte, un aer prea uscat determină pierderi mari de umiditate ale produselor depozitate, care sunt însoțite de schimbarea culorii și texturii, ceea ce determină o scădere a calității acestora și deci a valorii lor comerciale. Umiditatea medie recomandată este de **85%**, dar valoarea corectă se stabilește pentru fiecare produs în parte, funcție de proprietățile acestuia și de comportarea sa în stare refrigerată. *La produsele congelate* nu se mai pune problema dezvoltării microorganismelor, deci umiditatea poate fi 100%, ceea ce este favorabil și din punct de vedere al pierderilor de umiditate prin sublimarea gheții. Totuși există și un dezavantaj, și anume o puternică givrare a suprafețelor de schimb de căldură ale vaporizatoarelor, ceea ce impune degivrări frecvente.

Alte elemente ce trebuie avute în vedere la depozitare sunt organizarea circulației aerului, așezarea produselor, gradul de încărcare, contaminarea cu mirosuri de la produse diferite, pătrunderile de aer cald din exterior.

Clasificarea depozitelor frigorifice se face în:

- *depozite de colectare*: pentru produsele ce au fost colectate sau recoltate și urmează a fi prelucrate;
- *depozite de producție*: pentru materiile prime sau semifinite, care se stochează pentru scurtă durată (între operații) la locul de prelucrare;
- *antrepozite (bulk stores)*: sunt de mare capacitate și pentru timp lung de stocare;
- *depozite de distribuție*: sunt plasate în zonele urbane și servesc drept punct de pregătire a produselor pentru a fi desfăcute în detaliu și dirijare a acestora; timpul de stocare este între o săptămână și 2 luni;
- *depozite de desfacere (retail)*: fac parte din dotarea comerciantului (hypermarket, supermarket, magazin etc.);
- *depozite speciale* (portuare, pentru export etc.).

Capacitatea unui depozit frigorific se dimensionează funcție de perioada medie de stocare a produselor și varietatea acestora, numărul de clienți și posibilitățile de transport. În prezent, sunt preferate unitățile de capacități mari (5000 ... 250 000 m³).

Principalii factori în stabilirea tipului de depozit sunt cantitatea de produse și durata stocării.

Dimensionarea și configurarea depozitului se stabilesc funcție de tipul și varietatea produselor, de modul cum sunt ambalate, de dimensiunile cutiilor și de numărul acestora pe un palet, de numărul de paleți ce se pot suprapune, de greutatea paleților etc. Foarte importantă este problema manipulării.

Constructiv, un depozit frigorific este compus din următoarele elemente:

- *pereții și tavanul*, din panouri tip sandwich din poliuretan sau polistiren având pe o față bariera de umiditate (tablă de oțel galvanizată) și pe cealaltă față, tablă galvanizată acoperită cu plastic sau tablă de aluminiu.

- *podeaua*, alcătuită din mai multe straturi: stratul de uzură, izolația termică, bariera de umiditate și fundația cu sistem de încălzire pentru a împiedica înghețul solului datorită spațiului răcit de deasupra.
- *deschiderile de acces*, de obicei cu cortine/perdele de aer, cortine din benzi din material plastic, sau uși automatizate la depozitele mari.

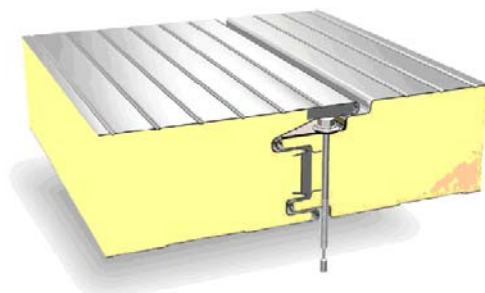


Fig.4.1 Panouri de tip sandwich cu izolație din spumă poliuretanică

4.2. Izolații termice

Izolațiile termice sunt „materiale sau combinații de materiale care, atunci când sunt corect aplicate, încetinesc transferul energiei termice în modurile conductiv, convectiv și radiant”.

În cazul depozitelor frigorifice, la fel ca în cel al oricărui spațiu răcite, rolul izolației este de a reduce la minimum pătrunderile de căldură din exterior, astfel încât consumul de energie pentru menținerea temperaturii scăzute din interior să fie minim.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească materialele pentru izolații termice sunt:

- conductivitate termică cât mai redusă;
- bună rezistență mecanică;
- permeabilitate la vapori cât mai redusă;
- proprietăți ignifuge;
- inflamabilitate redusă;
- să nu aibă miros propriu și să nu fie receptivă la mirosuri străine;
- să nu fie comestibile pentru dăunători (rozătoare, insecte etc.);
- stabilitate dimensională;
- să fie ieftine;
- să fie inerte din punct de vedere chimic.

Cele mai utilizate materiale pentru izolațiile termice ale depozitelor frigorifice sunt:

- **polistirenul expandat**: are o conductivitate termică de redusă și este ușor, dar proprietățile sale mecanice sunt destul de slabe și în plus, se topește la temperatură redusă (80°C) iar lichidul care rezultă este puternic inflamabil;

- **styrofoam-ul (polistiren extrudat)**: are bune proprietăți termice și o portanță mai mare decât polistirenul expandat, ceea ce-l face propice pentru izolarea termică a podelelor;
- **poliuretanul**: deși mai scump, are proprietăți termice mai bune decât alte materiale, dar din păcate acestea se deteriorează în timp (instabilitate fizică);
- **pluta**: a fost primul material izolator utilizat la spațiile frigorifice, având bune proprietăți mecanice și termice. Are inflamabilitate și higroscopicitate reduse.

Tab. 4.1. Conductivitatea termică și densitatea unor materiale izolatoare

Materialul	λ [W/mK]	ρ [kg/m ³]
polistiren expandat	0,029...0,036	28,8...56
styrofoam	0,035	35
poliuretan	0,023	24
poli-izocianurat	0,02	32
plută	0,036 ... 0,043	86,4...224

4.2.1. Calculul grosimii izolației termice a depozitelor frigorifice

Izolația termică se calculează prin două metode:

a) *funcție de densitatea maximă de flux*

Se pleacă de la o estimare a valorii maxime admisibile $q_{s,max}$ a pătrunderilor de căldură prin elementele constructive ce urmează a fi izolate (pereți, tavan, podea). În mod uzual, $q_{s,max}$ este de ordinul 10 ... 15 W/m². Considerând că un element constructiv este compus din n straturi exceptând izolația, expresia densității de flux termic admisibile este:

$$q_{s,max} = \frac{t_e - t_i}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (4.1)$$

În relația de mai sus, mărimile au următoarele semnificații:

- t_i este temperatura aerului din interiorul depozitului și este impusă de prescripțiile specifice acestuia;
- pentru exteriorul depozitului, t_e este temperatura convențională de calcul $t_{aer\ exterior}$ a aerului exterior pentru localitatea respectivă;
- pentru spațiile interioare, t_e este temperatura aerului din spațiul respectiv; se calculează diferența maximă de temperatură $\Delta t_{max} = t_{aer\ exterior} - t_i$, căreia i se aplică un coeficient subunitar C , rezultând diferența Δt între temperatura spațiului interior și spațiul depozitului

propriu-zis: $\Delta t = C \cdot \Delta t_{max}$, astfel încât $t_e = t_i + C \cdot \Delta t_{max}$. Valorile uzuale pentru coeficientul de corecție sunt:

Tipul spațiului adiacent camerei de depozitare	C
spații izolate termic	0,4
spații care nu comunică cu exteriorul	0,6...0,7
spații care comunică direct cu aerul exterior	0,7...0,8

- în cazul pardoselilor, t_e reprezintă temperatura solului de sub clădire, a cărei valoare se ia egală cu + 15°C.
- α_i este coeficientul convectiv de transfer între suprafața interioară a elementului constructiv (perete, pardoseală sau tavan) și aerul interior.
- α_e este coeficientul convectiv de transfer între aerul exterior și suprafața exterioară a elementului constructiv (perete sau tavan).

Tab. 4.2. Valori orientative pentru coeficienții convectivi de transfer interior și exterior

Perete	Coeficient convectiv interior α_i [W/m ² K]		Coeficient convectiv exterior α_e [W/m ² K] funcție de viteza vântului w în m/s		
	Convecție naturală	Convecție forțată	$w = 5$	$w = 10$	$w = 15$
Vertical	8	20	25	35	50
Orizontal (tavan)	6	15	20	25	35

- $\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}$ este suma rezistențelor termice ale straturilor elementului constructiv (cu excepția izolației termice);

- $\frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$ este rezistența termică a stratului de izolație termică.

Din ecuația (4.1) rezultă grosimea necesară a izolației:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{t_e - t_i}{q_{s,max}} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right] \quad (4.2)$$

b) impunând valoarea coeficientului global de transfer k

În acest caz, se impune o valoare pentru coeficientul global de transfer prin elementul constructiv respectiv. Cum în ecuația (4.2) raportul $\frac{t_e - t_i}{q_{s,\max}}$ reprezintă inversul acestui coeficient, relația de calcul a grosimii izolației este practic aceeași ca în cazul precedent:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right] \quad (4.3)$$

În alegerea coeficientului global de transfer, se recomandă valorile din tabelele 4.3 și 4.4:

Tab. 4.3. Valori orientative pentru coeficientul global de transfer k [W/m²K] în cazul pereților exteriori ai spațiului de depozitare, funcție de temperatura aerului interior t_i și de zona geografică

Temperatura aerului interior t_i [°C]	Zona sudică	Zona nordică	Zona intermediară
- 32 ... - 18	0,32	0,25	0,23
- 10	0,40	0,35	0,30
- 4	0,46	0,40	0,35
0	0,53	0,46	0,40
+ 4	0,64	0,58	0,49

În cazul pereților interiori, atunci când peretele interior respectiv separă spațiul de depozitare cu temperatura de - 18 ... - 20°C de un alt spațiu interior, se recomandă o valoare medie de 0,4 W/m²K.

Tab. 4.4. Valori orientative pentru coeficientul global de transfer k [W/m²K], funcție de diferența de temperatură $t_e - t_i$

$t_e - t_i$ [°C]	50...35	35...30	30...25	25...20	20...15	15...10	10
k [W/m ² K]	0,23...0,35	0,4	0,45	0,52	0,58	0,63	0,7

Simplul calcul al grosimii izolației termice nu este însă suficient, deoarece mai trebuie îndeplinită o condiție suplimentară, și anume aceea ca temperatura $t_{p,\text{ext}}$ a suprafeței

exterioare a peretelui să fie superioară temperaturii punctului de rouă t_τ , pentru a se evita condensarea umidității din aerul exterior pe perețele respectiv. Scriem egalitatea dintre densitatea de flux termic $q_{s,tot}$ schimbată între aerul exterior și cel interior prin intermediul peretelui și densitatea de flux $q_{s,ext}$ schimbată între aerul exterior și suprafața peretelui în condițiile în care temperatura acesteia este egală cu cea a punctului de rouă t_τ :

$$q_{s,tot} = \frac{t_e - t_i}{R_{s,i} + R_{s,p}^{tot} + R_{s,iz}^{cr} + R_{s,e}} = \frac{t_e - t_\tau}{R_{s,e}} = q_{s,ext} \quad (4.4)$$

unde:

$R_{s,i} = \frac{1}{\alpha_i}$ este rezistența termică convectivă între aerul interior și suprafața interioară a peretelui;

$R_{s,p}^{tot} = \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}$ este rezistența termică totală a peretelui în absența izolației termice;

$R_{s,iz}^{cr} = \frac{\delta_{iz}^{cr}}{\lambda_{iz}}$ este rezistența termică critică a izolației, adică în condițiile în care grosimea acesteia este critică, astfel încât pe suprafața exterioară a peretelui se atinge temperatura punctului de rouă;

$R_{s,e} = \frac{1}{\alpha_e}$ este rezistența termică convectivă între suprafața exterioară a peretelui și aerul exterior;

Din ecuația (4) determinăm rezistența termică critică a izolației

$$R_{s,iz}^{cr} = \frac{t_e - t_i}{t_e - t_\tau} R_{s,e} - R_{s,i} - R_{s,p}^{tot} - R_{s,e} = \frac{t_\tau - t_i}{t_e - t_\tau} R_{s,e} - R_{s,i} - R_{s,p}^{tot} \quad (4.5)$$

și grosimea izolației

$$\delta_{iz} > \delta_{iz}^{cr} = \lambda_{iz} \left(\frac{t_\tau - t_i}{t_e - t_\tau} \frac{1}{\alpha_e} - \frac{1}{\alpha_i} - \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} \right). \quad (4.6)$$

Practic, se procedează astfel:

- se determină grosimea izolației, fie din condiția de densitate maximă de flux, fie alegând valoarea coeficientului global de transfer;

- se verifică cu ecuația (4.6) dacă grosimea rezultată în pasul anterior este mai mare decât cea critică;
- se ține seama și de inerția termică a peretelui și eventual de regimul nestaționar al procesului, introducând niște factori de corecție. Dacă și în aceste condiții grosimea rezultată este încă superioară grosimii critice, procesul de calcul se oprește. Dacă însă grosimea rezultată devine mai mică sau egală cu cea critică, se mărește grosimea stratului izolator termic, astfel încât aceasta să îndeplinească condiția (4.6).

4.3. Bariere de vapori

Prezența umidității în exteriorul (pe conturul) depozitului ridică o problemă crucială, deoarece aerul interior are o umiditate mult mai scăzută decât cea existentă în exterior. Drept urmare, umiditatea exterioară tinde să migreze spre interior, fapt care are consecințe negative asupra integrității elementelor constructive ale depozitului și asupra caracteristicilor termice ale acestora.

În marea lor majoritate, materialele de construcție sunt higroscopice. Umiditatea care pătrunde în interiorul lor duce la modificări dimensionale, care pot deveni foarte importante dacă undeva în grosimea materialului se atinge punctul de congelare. Prin îngheț, apa se dilată mult, producând o deformare semnificativă a respectivului element constructiv. Este astfel afectată integritatea acestuia și proprietățile sale mecanice și termice. Pe lângă aceste modificări fizice, unele materiale, cum ar fi metalele, suferă și degradări de ordin chimic, fiind corodate în prezența umidității. Materialele organice (lemnul) sunt afectate și din punct de vedere biologic, deoarece umiditatea constituie un mediu favorabil dezvoltării microorganismelor și mușcăturilor.

Din toate aceste motive, pătrunderea umidității în elementele constructive (pereți, tavane și pardoseli) trebuie împiedicată prin plasarea pe partea caldă (adică la exterior) a unor **bariere de vapori (umiditate)**. Acestea sunt de tipul plăcilor din materiale impermeabile (mase plastice, metale necorodabile – aluminiu, oțel inox etc.), trebuie aplicate pe tot conturul depozitului și trebuie să asigure o etanșeitate perfectă la umiditate.

4.4. Calculul sarcinii frigorifice a depozitului

Sarcina frigorifică (numită și **necesar de frig**) reprezintă fluxul termic ce trebuie evacuat de către instalația frigorifică din spațiul de depozitare pentru a menține temperatura produselor la valoarea prescrisă. În mod uzual, sarcina frigorifică se exprimă în kJ/24h. Pentru determinarea acesteia, se presupun cunoscute:

- dimensiunile depozitului;
- numărul de spații răcite și modul în care acestea se învecinează cu alte spații;

- temperatura nominală din fiecare spațiu răcit;
- zona geografică în care este plasat depozitul, orientarea sa spre punctele cardinale și datele climatice pentru zona respectivă;
- modul în care sunt amplasate produsele în interiorul depozitului și gradul de încărcare;
- particularități legate de manipulare: frecvența cu care sunt introduse și scoase produsele;
- tipurile de produse stocate și caracteristicile acestora;
- ambalajele produselor și caracteristicile acestora;
- felul iluminatului;
- numărul mediu al persoanelor care își desfășoară activitatea în depozit și numărul de schimburi;
- așezarea ușilor de acces pentru activitățile de încărcare-descărcare produse, dimensiunile acestora și timpii medii de deschidere;
- prezența altor surse de căldură în interior și căldura generată de acestea;
- particularități legate de ventilarea spațiilor de depozitare.

În calcule se consideră cele mai nefavorabile condiții: temperatura exterioară maximă conform datelor climatice statistice pentru poziția geografică respectivă, grad maxim de încărcare cu produse pe întregul depozit, iar temperatura încăperilor adiacente spațiului de depozitare este egală cu cea a coridoarelor de acces.

Sarcina frigorifică Q are următoarele patru componente:

- sarcina transmisă (Q_{tr}) - căldura pătrunsă în interiorul spațiului răcit prin elementele constructive (pereți, tavan și pardoseală);
- sarcina corespunzătoare produselor (Q_p) - căldura extrasă de la produsele introduse în spațiul de depozitare, sau generată de acestea (căldura de respirație la fructe și legume);
- sarcina internă (Q_{intern}) - căldura generată în interiorul spațiului răcit de diverse surse (oameni, corpuri de iluminat, motoare electrice etc.);
- sarcina de infiltrații ($Q_{infiltr}$) - căldura pătrunsă în interior odată cu aerul exterior.

$$Q = Q_{tr} + Q_p + Q_{intern} + Q_{infiltr} \quad \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.7)$$

4.4.1. Sarcina transmisă (Q_{tr})

Sarcina transmisă are două componente:

- căldura pătrunsă prin tavan și pereți (Q_{TP}), atât ca urmare a schimbului cu aerul exterior, cât și prin expunere la radiația solară;
- căldura pătrunsă prin pardoseală (Q_{sol}), provenind de la sol.

$$Q_{tr} = Q_{TP} + Q_{sol} \quad \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.8)$$

a) Căldura pătrunsă prin tavan și pereți

La calculul acestei cantități de căldură se folosește o relație care include atât aportul aerului exterior, cât și cel al radiației solare:

$$Q_{TP} = 86,4 \sum_{j=1}^n k_j S_j (\Delta t_{aer,j} + \Delta t_{rad,j}) \quad \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.9)$$

unde:

– $k_j \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ este coeficientul global de transfer aer exterior - aer interior pentru elementul constructiv j (perete sau tavan);

– $S_j [m^2]$ este suprafața de schimb de căldură a elementului constructiv j ;

– $\Delta t_{aer,j} [^{\circ}C]$ este diferența de temperatură aer exterior - aer interior corespunzătoare elementului constructiv j . Această diferență de temperatură se calculează în același mod ca la calculul izolațiilor termice, folosind relația:

$$\Delta t_{aer,j} = C \cdot \Delta t_{max} \quad (4.10)$$

unde Δt_{max} este diferența dintre temperatura de calcul $t_{aer \text{ exterior}}$ a aerului exterior pentru localitatea respectivă (media multianuală în cea mai caldă lună a anului) și temperatura t_i a aerului interior. Constanta C are următoarele valori:

Tipul spațiului adiacent camerei de depozitare	C
spații izolate termic	0,4
spații care nu comunică cu exteriorul	0,6...0,7
spații care comunică direct cu aerul exterior	0,7...0,8
spațiul exterior: peretele sau tavanul spațiului răcit comunică direct cu exteriorul	1

$\Delta t_{rad,j} [^{\circ}C]$ este o diferență de temperatură suplimentară care ia în considerare încălzirea elementului constructiv j de către radiația solară și ține seama de orientarea acestuia. ASHRAE recomandă pentru $\Delta t_{rad,j}$ valorile din Tab. 4.5.

Observație: Coeficientul 86,4 rezultă din transformarea:

$$1W = \frac{24h \times 3600s}{1000} \left[\frac{kJ}{24h} \right]$$

Tab. 4.5. Diferența de temperatură suplimentară datorată încălzirii prin radiație solară

CARACTERISTICILE SUPRAFEȚEI	Orientarea elementului constructiv*			
	Perete estic	Perete sudic	Perete vestic	Acoperiș orizontal
Suprafață închisă la culoare: Acoperiș din plăci Acoperiș izolat cu smoală Vopsea închisă la culoare	5°C	3°C	5°C	11°C
Suprafață de culoare intermediară: Lemn nevopsit Cărămidă Țiglă roșie Ciment închis la culoare Vopsea roșie, gri sau verde	4°C	3°C	4°C	9°C
Suprafață deschisă la culoare: Piatră albă Ciment deschis la culoare Vopsea albă	3°C	2°C	3°C	5°C

* $\Delta t_{rad,j} = 0$ pentru pereții orientați spre Nord

b) Căldura pătrunsă prin pardoseală

Relația care se utilizează pentru calculul acestei cantități de căldură este:

$$Q_{sol} = 86,4 \cdot S_{pardoseală} \cdot \frac{t_{sol} - t_i}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}} \quad \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.11)$$

unde:

- $S_{pardoseală}$ [m²] este suprafața pardoselii spațiului răcit;
- t_{sol} [°C] este temperatura solului aflat sub fundație; se recomandă valoarea $t_{sol} = 15^\circ\text{C}$,
- t_i [°C] este temperatura aerului interior;
- $\alpha_i \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ este coeficientul convectiv de transfer la interior;
- $\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}$ este rezistența termică totală a straturilor care compun pardoseala, în absența

izolației termice;

– $\frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$ este rezistența termică a izolației pardoselii.

4.4.2. Sarcina corespunzătoare produselor (Q_p)

Componentele acestei cantități de căldură sunt:

- *căldura sensibilă* (Q_s): este căldura necesară aducerii produsului de la temperatura inițială $t_{p,i}$ până la temperatura finală $t_{p,f}$, care poate fi:
 - a) temperatura finală de refrigerare în cazul produselor refrigerate;
 - b) punctul de congelare τ_{cg} în cazul produselor supuse congelării. Punctul de congelare al majorității produselor este cuprins între $-3,3^\circ\text{C}$ și $0,56^\circ\text{C}$, valoarea medie fiind de $-2,2^\circ\text{C}$. Atunci când nu se cunoaște valoarea exactă a temperaturii de congelare a produsului, se recomandă să se considere temperatura de $-2,2^\circ\text{C}$.

$$Q_s = m_p \bar{c}_p (t_{p,i} - t_{p,f}) \frac{24}{\tau_r} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.12)$$

unde:

- $m_p \left[\frac{kg}{24h} \right]$ este masa produselor introduse în depozit într-un interval de timp de 24h;
- $\bar{c}_p \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$ este căldura specifică medie a produselor;
- τ_r [h] este timpul necesar răcirii de la $t_{p,i}$ până la $t_{p,f}$.

- *căldura necesară congelării* (Q_{cg}): este căldura ce trebuie extrasă din produse pentru congelarea completă a acestora și are expresia:

$$Q_{cg} = m_p h_{cg} \frac{24}{\tau_{cg}} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.13)$$

unde:

- $h_{cg} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ este entalpia de congelare a produsului și se ia din tabelele cu entalpii de congelare ale diverselor produse alimentare. Dacă h_{cg} nu se cunoaște, atunci aceasta se aproximează înmulțind conținutul de apă al produsului cu căldura latentă de solidificare a apei (333,5 kJ/kg).
- τ_{cg} [h] este timpul necesar congelării complete a produselor.
- *căldura necesară răcirii produselor congelate (Q_r):* este căldura ce trebuie extrasă din produse pentru răcirea acestora după terminarea congelării, de la punctul de congelare τ_{cg} până la temperatura finală de stocare t_s :

$$Q_r = m_p \bar{c}_{p,cg} (\tau_{cg} - t_s) \frac{24}{\tau_{r,cg}} \left[\frac{\text{kJ}}{24\text{h}} \right] \quad (4.14)$$

unde:

- $\bar{c}_{p,cg} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$ este căldura specifică medie a produselor în stare congelată;
- $\tau_{r,cg}$ [h] este timpul necesar răcirii produselor congelate până la temperatura de stocare.
- *căldura necesară răcirii ambalajelor produselor (Q_{amb}):* este căldura ce trebuie extrasă din ambalajele produselor pentru răcirea acestora de la temperatura inițială $t_{p,i}$ până la temperatura finală de stocare $t_{p,f}$:

$$Q_{amb} = m_{amb} \bar{c}_{amb} (t_{p,i} - t_{p,f}) \frac{24}{\tau_{tot}} \left[\frac{\text{kJ}}{24\text{h}} \right] \quad (4.15)$$

unde:

- $m_{amb} \left[\frac{\text{kg}}{24\text{h}} \right]$ este masa ambalajelor produselor introduse în depozit într-un interval de timp de 24h;
- $\bar{c}_{amb} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right]$ este căldura specifică medie a ambalajelor produselor;
- τ_{tot} [h] este timpul total necesar răcirii produselor de la temperatura inițială $t_{p,i}$ până la temperatura finală de stocare $t_{p,f}$.

Prin urmare, sarcina frigorifică corespunzătoare produselor este suma cantităților de căldură

enumerate mai sus. În cazul congelării (care include toate componentele), Q_p rezultă:

$$Q_p = Q_s + Q_{cg} + Q_r + Q_{amb} \quad (1.16)$$

Calculule se pot rafina, luând în considerare căldura de respirație a legumelor și fructelor Q_{resp} și pierderile de umiditate Δm prin deshidratare.

Deoarece procesele de răcire a produselor sunt nestaționare, sarcina frigorifică corespunzătoare produselor se multiplică cu un coeficient de neuniformitate cuprins între 1,2 și 1,8 funcție de caracteristicile produselor și ale procesului.

4.4.3. Sarcina internă (Q_{intern})

Sarcina internă reprezintă căldura ce trebuie preluată de la toate sursele de căldură din interiorul spațiului răcit. Aceste surse sunt iluminatul, motoarele electrice și personalul care-și desfășoară activitatea în depozit.

– *căldura produsă de sursele de iluminat (Q_{il}):*

$$Q_{il} = 86400 \frac{P_{il}}{\tau_{il}} \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.17)$$

unde:

- P_{il} [kW] este puterea totală a corpurilor de iluminat;
- t_{il} [h] este timpul total de funcționare a iluminatului într-un interval de 24h.

– *căldura produsă de motoarele electrice (Q_{ME}). ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) furnizează valorile acestei degajări de căldură funcție de trei situații posibile sintetizate în Tab. 4.6.:*

Cazul 1: Atât puterea utilă a motorului, cât și degajările de căldură au loc în spațiul răcit. Exemplu: moto-ventilatoarele vaporizatoarelor plasate în spațiile frigorifice;

Cazul 2: Puterea utilă a motorului este furnizată în spațiul răcit, iar degajările de căldură au loc în exteriorul spațiului răcit. Exemple: ventilatoare plasate în spațiile frigorifice, acționate de motoare aflate în exteriorul acestora, sau pompe pentru saramură din interior, acționate de motoare electrice ce se află în exteriorul spațiului frigorific;

Cazul 3: Puterea utilă a motorului este furnizată în exteriorul spațiului răcit, iar

degajările de căldură au loc în spațiul răcit. Exemplu: motoare aflate în interiorul spațiului răcit, care acționează pompe ce se află în exteriorul spațiului frigorific.

Tab. 4.6. Degajări de căldură ale motoarelor electrice în kW/kW putere motor

Putere motor [kW]	Cazul 1	Cazul 2	Cazul 3
0,09 ... 0,37	1,67	1,0	0,67
0,38 ... 2,24	1,45	1,0	0,45
2,25 ... 15	1,16	1,0	0,16

- *căldura generată de personal* (Q_{pers}). Valorile medii în kW pe persoană funcție de temperatura din spațiul refrigerat conform ASHRAE, sunt date în Tab. 4.7.

Tab. 4.7. Degajări de căldură funcție de temperatura spațiului refrigerat

Temperatura spațiului răcit [°C]	Degajarea de căldură [kW/persoană]
+ 10	0,211
+ 4	0,246
– 1,1	0,278
– 6,7	0,308
– 12,2	0,352
– 17,8	0,381
– 23,2	0,410

4.4.4. Sarcina de infiltrații ($Q_{infiltr}$)

Necesitatea manipulării produselor din depozit impune intrări și ieșiri frecvente ale mijloacelor de manipulare prin ușile de acces, situații în care pătrunderea aerului exterior cald este de neevitat. Calculul sarcinii de infiltrații se face folosind relația:

$$Q_{infiltr} = 86400 \cdot Q D_t D_c \left[\frac{kJ}{24h} \right] \quad (4.18)$$

unde:

- Q [kW] este căldura pătrunsă prin deschiderea respectivă;
- D_t este factorul de timp de deschidere a ușii, reprezentând fracția de timp din 24 h cât ușa este deschisă;
- D_c este factorul de curgere a aerului.

Căldura pătrunsă se calculează cu relația:

$$Q = 0,221 \cdot A (h_{a,\text{infiltr}} - h_{a,\text{rece}}) \rho_{a,\text{rece}} \left(1 - \frac{\rho_{a,\text{infiltr}}}{\rho_{a,\text{rece}}} \right)^{0,5} (gH)^{0,5} F_m \quad (4.19)$$

unde:

- A [m²] este aria secțiunii de trecere a deschiderii (ușii);
- $h_{a,\text{infiltr}}$ $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ este entalpia aerului infiltrat;
- $h_{a,\text{rece}}$ $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ este entalpia aerului rece din depozit;
- $\rho_{a,\text{infiltr}}$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ este densitatea aerului infiltrat;
- $\rho_{a,\text{rece}}$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$ este densitatea aerului rece din depozit;
- $g = 9,80665$ m/s² este accelerația gravitațională;
- H [m] este înălțimea ușii;
- F_m este factorul de densitate, dat de relația:

$$F_m = \left\{ 2 \left[1 + \left(\frac{\rho_{a,\text{rece}}}{\rho_{a,\text{infiltr}}} \right) \right]^{\frac{1}{3}} \right\}^{1,5} \quad (4.20)$$

Factorul de timp de deschidere a ușii D_t se calculează în ipoteza deschiderii ciclice, aleatorii sau constante a ușii, folosindu-se relația:

$$D_t = \frac{T\tau_T + 60\tau_0}{86400} \quad (4.21)$$

unde:

- T este numărul de treceri prin ușa respectivă;
- τ_T [s] este timpul mediu cât ușa este deschisă în timpul unei treceri;
- τ_0 [min] este timpul cât ușa rămâne deschisă.

Factorul D_c de curgere a aerului este raportul dintre schimbul real de aer și cel care ar avea loc

dacă curgerea prin spațiul ușii ar fi complet dezvoltată. Acest din urmă tip de curgere are loc atunci când ușa rămâne un timp îndelungat deschisă, permițând schimbul liber de aer. Cercetările au demonstrat că în primele 20 – 30 secunde de la deschiderea ușii $D_c = 0,5 \dots 0,6$, interval după care acest factor devine unitar. Se recomandă alegerea unei valori de 0,8 pentru D_c , valoare care este acoperitoare pentru practic toate situațiile care survin în exploatare.

Tabelul 4.8 exemplifică în cifre absolute și în procente valorile diverselor componente ale sarcinii frigorifice pentru un depozit tipic cu suprafața de 10.000 m² funcție de destinația acestuia.

Tab. 4.8. Componentele sarcinii frigorifice pentru un depozit de 10.000 m² funcție de destinație

Componenta	Stocare pe termen lung		Stocare pe termen scurt		Depozit de distribuție	
	kW	%	kW	%	kW	%
Sarcină transmisă	343	49	343	43	343	36
Sarcină corespunzătoare produselor	25	3	53	6	105	11
Sarcină internă	175	25	196	24	217	22
Sarcină de infiltrații	35	5	70	9	140	15
Alte	122	18	143	18	158	16
Sarcina frigorifică totală	700	100	805	100	963	100

Capitolul 5

UTILIZAREA FRIGULUI ARTIFICIAL ÎN LUCRĂRILE DE CONSTRUCȚII. ÎNGHEȚAREA SOLULUI

Există două domenii principale în care se utilizează frigul artificial în lucrările de construcții și anume:

- înghețarea terenurilor acvifere în vederea săpării puțurilor de mină, a barajelor, a depozitelor de gaze lichefiate etc.;

- prerăcirea componentelor betonului în cazul executării unor masive de beton, ca de exemplu, baraje.

5.1. Considerații generale privind înghețarea solului

Înghețarea artificială a solului reprezintă una dintre cele mai interesante, și în același timp și importante aplicații practice a frigului artificial. Totodată, este una dintre primele aplicații industriale a tehnicii frigului și care a asigurat o dezvoltare deosebită a industriei extractive. Așa se explică faptul că, odată apărută mașina frigorifică cu absorbție, realizată în 1859 de către Ferdinand Carre este folosită la săparea primului puț de mină, prin înghețarea artificială a rocilor. Dar, nu numai industria minieră folosește în ultimul secol procedeul consolidării rocilor la săparea unor lucrări subterane. Lucrări ingineresti de tot genul, ca metrouri, stații subterane de pompare, rezervoare de gaze lichefiate, poduri, lucrări portuare și altele asemănătoare, amplasate în zone acvifere, au fost realizate prin metoda consolidării prin frig a rocilor.

Această metodă a consolidării rocilor prin frig artificial realizează în jurul lucrării subterane un perete înghețat, protector pe durata lucrărilor de construcții. Acest perete asigură o izolare hidraulică și în același timp și o protecție mecanică. Rezistența mecanică a rocilor crește pe măsură ce temperatura lor scade, încât metoda expusă mai sus prezintă avantajul reglării capacității portante a peretelui înghețat.

Apa conținută în terenuri, prin înghețare capătă proprietățile cimentului, exprimate prin forțele de coeziune mari care apar între cristalele de gheață și grăunții de rocă.

Pentru obținerea peretelui protector se folosesc sonde de înghețare, forate pe conturul lucrării subterane și prin care circulă agentul de răcire, care poate fi un agent intermediar, ca de exemplu, saramura de clorură de calciu, sau agentul frigorific, de exemplu amoniacul. În funcție de grosimea peretelui și de rezistența mecanică pe care trebuie să o aibă, se va alege temperatura agentului de răcire, distanța dintre sonde și durata de înghețare.

De asemenea, înghețarea solului poate fi utilizată pentru izolarea temporară a unui contaminant, pentru a evita migrarea acestuia în straturile succesive.

Avantajele metodei → metodă eficientă (uneori unică) acolo unde apa subterană reprezintă o problemă; metodă reversibilă → fără efecte pe termen lung asupra mediului ambiant; instalații flexibile, care pot fi utilizate pentru mai multe puncte de lucru; poate fi aplicată oricărui tip de sol (ca mărime particule/grăunți, permeabilitate).

Instalația de consolidare prin frig a rocilor cuprinde trei părți principale: stația frigorifică, rețeaua de distribuție a agentului de răcire (saramura) și sondele de înghețare a solului.

Stația frigorifică cuprinde instalația frigorifică propriu-zisă, cu comprimare mecanică de vapori sau prin absorbție, într-o treaptă, sau în două trepte. În funcție de condițiile de amplasament ale obiectivului, stația frigorifică poate fi de construcție staționară (în minerit) sau mobilă (la metroui).

Rețeaua de distribuție alcătuită din conducte metalice sau din mase plastice, are rolul de a face legătura între stația frigorifică și sondele de înghețare. Pentru reducerea pierderilor de frig rețeaua de distribuție se izolează termic.

Sondele de înghețare constituie schimbătorul de căldură subteran, prin care se extrage căldura de la terenul supus înghețării. În fig. 5.1. se prezintă schița unei sonde de înghețare cu ajutorul saramurii. Saramura rece, cu temperatura între -10°C până la -35°C coboară prin țeava interioară și apoi se întoarce prin spațiul inelar dintre cele două conducte concentrice.

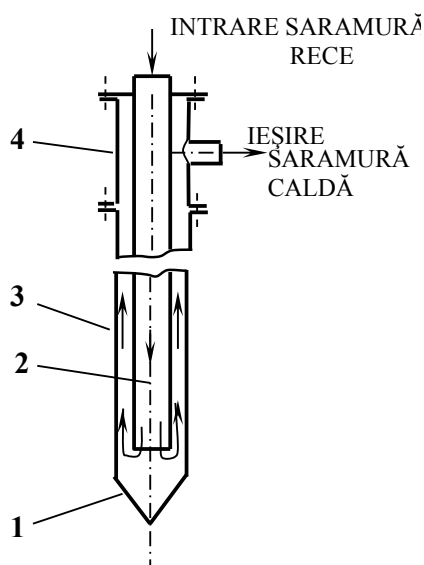


Fig. 5.1 Sonda de înghețare

- 1 – șiu (tub scurt de oțel, cu pereți groși, rezistent);
- 2 – țeava interioară
- 3 – țeava exterioară (burlan de înghețare);
- 4 – capul sondei.

Circulația continuă a saramurii prin sonda de înghețare face ca rocile ce înconjoară sondele, inclusiv apa conținută în spațiile libere, să se răcească treptat. În jurul sondei începe să se formeze stratul de rocă înghețată, diametrul cilindrului de teren înghețat se mărește în timp. Așa cum s-a arătat în capitolul 3, rezultă că, dezvoltarea radială a cilindrului de rocă înghețată în jurul sondei se desfășoară cu o viteză variabilă de înaintare; la început, viteza de înaintare a

frontului de gheață este mai mare după care scade în timp. Apoi, se atinge stadiul staționar de transfer de căldură, când cilindrul nu mai crește în dimensiuni. Reiese că, distanța dintre sondele de înghețare este determinată de raza maximă a cilindrilor de teren înghețat. Pentru a realiza peretele înghețat, care să reziste la solicitările la care este supus, se impune ca distanța dintre sondele vecine să fie mai mică decât raza maximă a terenului înghețat astfel încât cilindrii formați să se unească între ei. În fig. 5.2. se prezintă evoluția în timp a înghețării terenului în jurul sondelor. În faza inițială a început răcirea, dar încă nu s-a format teren înghețat. În faza a II-a (după circa 20 zile), în jurul fiecărei sonde se formează câte un cilindru de teren înghețat, fără ca aceștia să se unească. În faza a III-a (după circa 30 zile), cilindrii se întretaie și formează peretele protector.

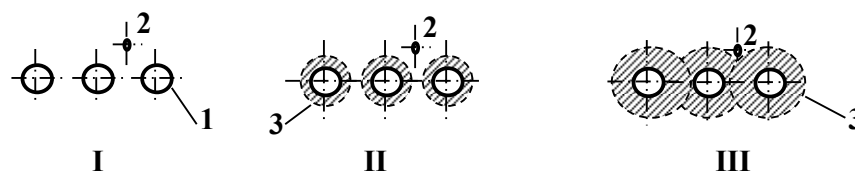


Fig. 5.2. Evoluția cilindrilor individuali de rocă înghețată

1 – sonda de înghețare; 2 – sonda de măsurători termice; 3 – teren înghețat

Această evoluție poate fi urmărită cu suficientă precizie prin măsurarea temperaturii masivului cu ajutorul unor sonde de măsurători termice 2, montate la distanțe bine stabilite de sondele vecine de înghețare. Astfel, în faza I-a, temperatura este cea inițială, deci, neafectată de prezența sondelor, în faza a II-a temperatura este mai scăzută dar mai mare de 0°C . Cum în practică sondele de înghețare au o abatere de la poziția verticală (sau de la cea impusă prin proiect), sondele de măsurători termice sunt prevăzute între sondele cele mai distanțate între ele, acolo unde evoluția peretelui de protecție este cea mai defavorabilă.

5.2. Construcția instalației de înghețare a solului

În funcție de forma și mărimea lucrării care se realizează la adăpostul terenului înghețat, principial se pot utiliza următoarele tipuri de instalații:

- cu răcire indirectă, denumită și "cu dublu schimb" (fig.5.3);
- cu răcire directă, în circuit închis (fig. 5.4);
- răcire directă, în circuit deschis (fig.5.5).

a) *Răcirea indirectă* se utilizează în practică cel mai mult, fiind cunoscută încă de la începuturile metodei de înghețare a solului.

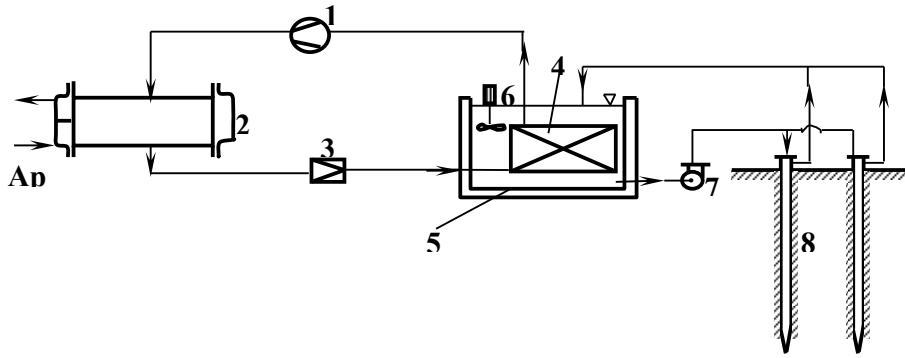


Fig. 5.3. Instalația frigorifică cu răcire indirectă

1 – compresor; 2 – condensator; 3 – ventil de laminare; 4 – vaporizator; 5 – bazin de răcire a saramurii; 6 – agitator; 7 – pompă de saramură; 8 – sonde de înghețare.

Ca agent frigorific se poate folosi amoniacul sau freonii, iar ca agent intermediar se utilizează soluțiile de clorură de calciu, clorura de sodiu sau magneziu, sărurile respective fiind relativ ușor de procurat. Instalațiile frigorifice cuprind unul sau mai multe blocuri frigorifice. Acest mod de compunere prezintă avantaje în ceea ce privește montarea, cât și exploatarea instalațiilor; se poate asigura o reducere în trepte a puterii frigorifice pe măsură ce crește rezistența termică a stratului de teren înghețat.

Componentele principale ale instalației frigorifice se montează grupat pe cele trei secțiuni: secția de compresoare, secția condensatoarelor și secția vaporizatoarelor. De regulă compresoarele se montează, fie în aer liber, atunci când tipul lor permite, fie acoperite sub șarpante protectoare. Pe măsură ce se scot din funcțiune, blocurile frigorifice se demontează și se pot monta la un nou obiectiv.

b) *Răcirea directă în circuit închis* (fig. 5.4.) se utilizează în cazul în care adâncimea de înghețare este mică.

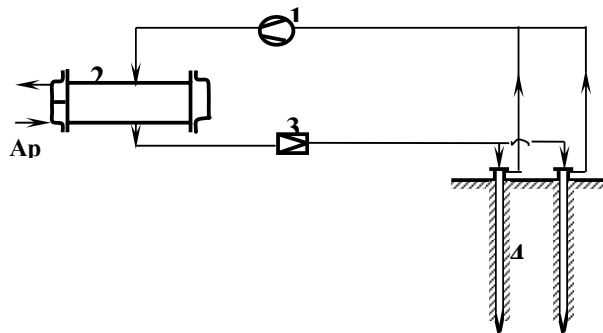


Fig. 5.4. Instalația frigorifică cu răcire directă, în circuit închis

1 – compresor; 2 – condensator; 3 – ventil de laminare; 4 – sonde de înghețare.

Sondele de înghețare constituie vaporizatorul instalației frigorifice. În cazul unor sonde de lungime mare, înălțimea coloanei de agent frigorific este de asemenea mare. Ca urmare a

presiunii hidrostactice variabile și temperatura de vaporizare este variabilă, fiind mai mare la capătul inferior și mai mică la capătul superior. Din acest motiv, adâncimea sondelor de înghețare nu poate depăși anumite limite, și în plus, se recurge la fragmentarea coloanei de lichid cu ajutorul unor pereți despărțitori.

Pierderile de agent frigorific, mai mari decât în cazul răcirii indirecte, reprezintă un alt inconvenient al acestui mod de răcire.

c) *Răcirea directă în circuit deschis* constă în introducerea agentului frigorific (cel mai frecvent, azot lichid) în sondele de înghețare, fără ca acesta să mai fie folosit după vaporizare. La presiunea atmosferică, azotul lichid fierbe la temperatura de -196°C încât, vaporii reci de azot, înainte de a fi evacuați se folosesc de asemenea pentru congelarea solului, fiind circulați prin sonde de înghețare (Fig. 5.5.).

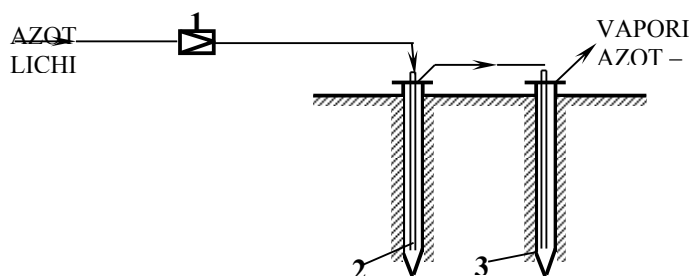


Fig. 5.5. Înghețarea cu azot lichid în două trepte

1 – ventil de laminare; 2 – sonda de înghețare; 3 – sonda de înghețare cu vapori de azot.

Această metodă se folosește când se urmărește o înghețare rapidă și volumul de teren înghețat este redus.

Se vor prezenta în continuare unele elemente constructive ale instalațiilor de înghețare.

Rețeaua de saramură (fig. 5.6.) are rolul de a asigura transferul de căldură de la sol către agentul frigorific. Cuprinde două schimbătoare de căldură, cel subteran, alcătuit din sondele de înghețare și cel de suprafață reprezentat de vaporizatorul imersat în saramură. Între cele două schimbătoare de căldură există conducte magistrale, distribuitoare – colectoare și racorduri la sonde.

Saramura răcită (CaCl_2 , MgCl_2 , NaCl) prin intermediul vaporizatorului 1 este circulată cu pompa 2 prin magistrala de tur a rețelei 3. Sondele de înghețare 5 se leagă prin vane la distribuitorul 4 și colectorul 6, ambele de construcție inelară. Printr-o asemenea construcție și mod de legare a sondelor, prezentate în figura 5.6., se asigură o echilibrare a căderilor de presiune pe sondele de înghețare și ca urmare, o alimentare uniformă cu agent intermediar și deci și o răcire uniformă pentru toate sondele.

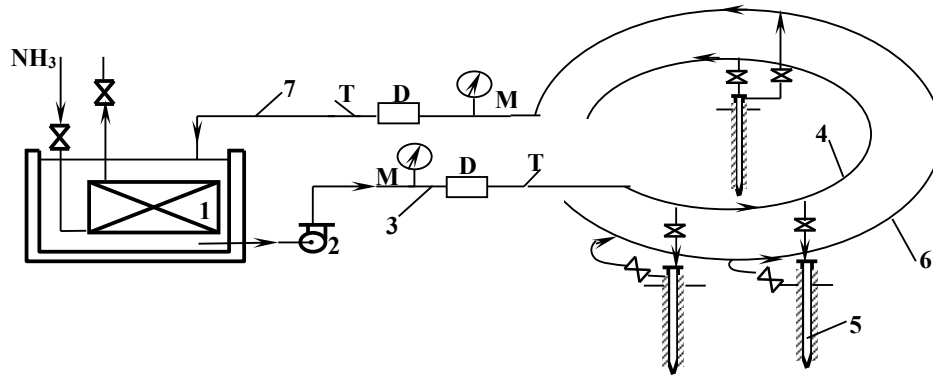


Fig. 5.6. Schema rețelei de saramură

1- vaporizatorul; 2 – pompa de saramură; 3 – magistrala de tur; 4 – distribuitorul inelar;
5 – sondele de înghețare; 6 – colectorul inelar; 7 – magistrale de retur; M – manometru;
D – debitmetru; T – termometru.

Magistralele 3 și 7, de același diametru și lungime variabilă (determinată de o serie de factori) se pot monta atât la suprafață, cât și în canal. Magistralele se dimensionează în funcție de puterea frigorifică a schimbătorului de căldură subteran, alcătuit din sondele de înghețare.

$$\Phi_0 = \pi \cdot d \cdot H \cdot N \cdot q_F \quad [\text{W}] \quad (5.1)$$

unde

d – diametrul exterior al sondei de înghețare, m;

H – adâncimea de înghețare, m;

N – numărul de sonde de înghețare;

q_F – densitatea fluxului termic, raportat la suprafața exterioară a sondei. La temperatura saramurii de -20°C se poate considera $q_F = (260...290) \text{ W/m}^2$.

Debitul volumic \dot{V} de agent intermediar în rețeaua de înghețare, în funcție de care se aleg pompele se determină cu relația:

$$\dot{V} = \frac{\Phi_0}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} \quad (5.2)$$

în care: ρ este densitatea agentului intermediar kg/m^3 ;

c – căldura specifică a agentului intermediar, $\text{J/kg}\cdot\text{K}$;

Δt – creșterea temperaturii agentului (saramura) în sondele de înghețare, K ;

La începutul perioadei de răcire, diferența de temperatură este $\Delta t = 5...6 \text{ K}$, ca apoi să scadă la $1...2 \text{ K}$.

În conductele magistrale se recomandă ca viteza saramurii să fie $w = 0,9...1,5 \text{ m/s}$. În acest caz, diametrul conductelor de transport a saramurii este dat de relația:

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi w}} \quad (5.3)$$

În funcție de valoarea determinată pentru D se aleg conducte metalice de diametru nominal cuprins între 75...200 mm. Dacă rezultă $D > 200$ mm se vor alege două conducte cu diametrul mai mic de 200 mm.

Conductele magistrale se realizează prin îmbinări cu flanșe sau sudate, iar la lungimi mai mari de 100...150 m se vor prevedea coturi compensatoare. Pentru reducerea pierderilor de frig, magistralele vor fi izolate termic.

Distribuitorul de saramură răcită și *colectorul* de saramură de la sonde sunt construcții metalice identice.

În figura 5.7. se prezintă modul de racordare a sondelor de înghețare 5 la distribuitorul 1 și colectorul 2. Vanele 3 asigură închiderea, deci oprirea circulației și reglajul debitului. Prin aceste vane se poate izola o anumită sondă care nu funcționează normal sau la care se observă o anumită defecțiune. Poziția distribuitorului și colectorului față de rândul sondelor de înghețare poate fi laterală, de o singură parte, sau laterală, de ambele părți ale sondelor. Amplasamentul trebuie astfel făcut încât să fie posibilă vizitarea, supravegherea și eventual înlocuirea sondelor de înghețare.

Racordarea sondelor la distribuitor și colector se face prin câte un racord elastic. (fig. 5.7). Dimensionarea distribuitorilor și a colectoarelor se face din condiția ca viteza saramurii să nu depășească 0,9...1,5 m/s.

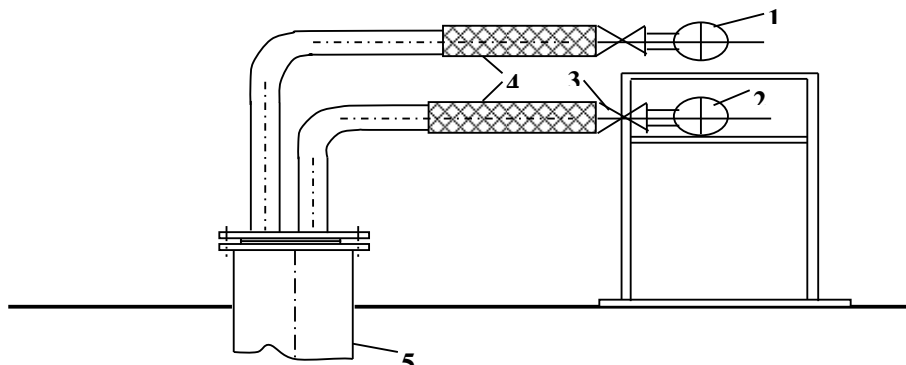


Fig. 5.7. Racordarea sondelor de înghețare la distribuitor și colector;
1 – distribuitor; 2 – colector; 3 – vane; 4 – racord elastic; 5 – sonda de înghețare.

Coloanele de distribuție și colectare urmăresc în teren forma șirului de sonde de înghețare și pot avea același traseu sau trasee diferite. Configurația traseului poate fi în linie sau circulară. În oricare din situațiile prezentate, distanțele dintre ștuțurile de racord și sondele de înghețare sunt variabile, astfel încât racordurile rigide prin flanșe și sudură sunt greu de realizat. Cea mai practică soluție de racord, în acest caz, este furtunul de cauciuc (fig. 5.7).

În rețeaua de saramură poate pătrunde aer prin procesul de pompare, ceea ce conduce la intensificarea acțiunii corosive a saramurii. În scopul îndepărtării aerului nedorit, pe partea

superioară a conductelor, în punctele cele mai ridicate ale acestora se montează robineti de evacuare periodică a aerului și eventual a altor gaze.

Pe conductele magistrale se vor monta aparate de măsură și control: debitmetre, termometre și manometre (fig. 5.6). În acest caz se poate aprecia funcționarea fiecărei sonde, după depunerile exterioare de gheață pe racordul metalic sau de cauciuc, lăsate neizolate termic, tocmai în acest scop. În scopul urmăririi regimului de lucru, sub aspect hidraulic și termic, în mod individual se pot monta aparate de măsură și control pe fiecare sondă de înghețare, dar această soluție este mai costisitoare.

Sonda de înghețare realizează transferul de căldură de la terenul ce urmează a fi înghețat spre agentul frigorific (la răcirea directă) sau agentul intermediar (la răcirea indirectă).

În figura 5.1. s-a prezentat schema de principiu a unei sonde de înghețare cu saramură, activă pe toată lungimea. Conducta exterioară, sau burlanul de înghețare 3 este o conductă din oțel, etanșă și rezistentă la eforturile mecanice care apar datorită presiunii solului și variației de temperatură, între momentul fixării ei în sol și cel al funcționării la o temperatură sub 0°C.

În procesul de înghețare, coloana de burlane, care poate atinge lungimi de sute de metri se contractă, însă nu liber, deoarece ea este strânsă în masivul de roci. La o variație de temperatură între momentul inițial (fără saramură) și momentul pornirii circulației de saramură, de 40°C, conducta din oțel de 500 m adâncime ar trebui să se contracte cu:

$$\Delta H = H \cdot \alpha \cdot \Delta t = 500 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot 40 = 0,220 \text{ m} = 22 \text{ cm}$$

Datorită fixării coloanei în gaura forată, efortul unitar de întindere ce apare în urma scăderii temperaturii este:

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot \Delta t = 22 \cdot 10^{10} \cdot 11 \cdot 10^{-10} \cdot 40 = 968 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 = 9680 \text{ N/cm}^2$$

La acest efort de întindere apărut datorită contracției coloanei se mai adaugă efortul de același semn provocat de dilatarea masivului de rocă acviferă înghețată. În scopul compensării eforturilor de întindere s-a propus îmbinarea coloanei cu nipluri elastice. O asemenea soluție este mai scumpă și în plus, micșorează secțiunea liberă de curgere ceea ce conduce la încălzirea excedentară a saramurii.

La lucrări subterane de mare adâncime, ca puțurile de mină, depozite subterane se folosesc burlane de 139,7 x 7 mm pentru a fi posibilă determinarea abaterii de la poziție verticală.

La tunelurile de metrou și în general la lucrările la care adâncimea de înghețare nu depășește 50 – 60 m, diametrul cel mai frecvent utilizat este 114,3 x 7 mm.

Țeava interioară 2 (fig. 5.1.), numită și tub de alimentare, de regulă țeava ușoară de instalații de 50 mm diametrul, se introduce în burlanul exterior 3 fără însă a atinge șiul de bază 1 al sondei. Se asigură în acest mod un volum minimal de depuneri solide care circulă cu saramura în mod incidental. În scopul economisirii de metal, tubul de alimentare poate fi din material plastic, ceea ce prezintă marele avantaj al lipsei coroziunii și al refolosirii materialului respectiv.

Șiul de fund are rolul de a asigura închiderea burlanului exterior în partea sa inferioară. Cel mai adesea are formă conică pentru a asigura introducerea cu ușurință a coloanei metalice în

gaura de sondă. Această componentă a sondei de înghețare se execută fie prin turnare sau se confecționează cu ajutorul sudurii.

Corespunzător profilului geologic al terenului în care se lucrează, se întâlnesc și cazuri când nu este nevoie să se înghețe terenul pe toată înălțimea sondelor, ci numai la partea lor inferioară. În acest caz se folosesc sonde de înghețare zonală (fig. 5.8) cu ajutorul cărora se asigură congelarea doar a zonei inferioare, ceea ce prezintă avantaje economice deosebite: nu se consumă energie pentru a îngheța în mod inutil formațiuni geologice consistente și uscate și nu se reduce ritmul lucrărilor de săpare printr-o eventuală mărire a rezistenței rocilor.

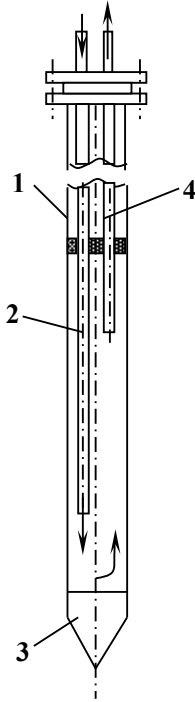


Fig. 5.8. Sonda de înghețare zonală
1–burlan exterior; 2–tub de alimentare;
3–șiu; 4–tub de evacuare

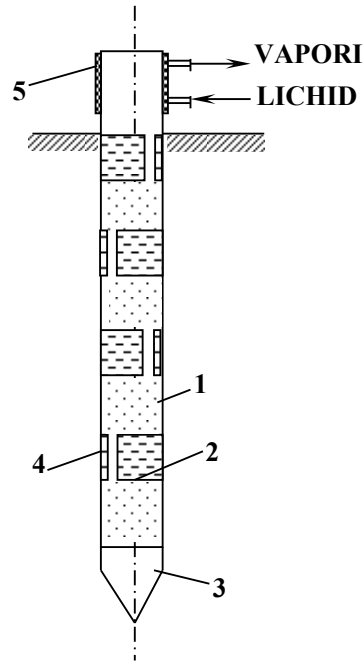


Fig.5.9. – Sonda de înghețare cu agent frig.
1–tub exterior; 2–perete despărțitor;
3–șiu; 4–ștuț (țeavă de preaplin);
5–condensator – vaporizator.

Fiecare sondă este prevăzută la partea superioară cu câte o cămașă de răcire. Sondele se umplu cu amoniac lichid într-o asemenea cantitate încât, fiecare secție să fie înecată cu lichid, respectiv până la partea superioară a ștuțurilor 4. Ca urmare a fluxurilor de căldură de la sol se produce fierberea amoniacului în toate secțiile sondei. Vaporii formați se ridică prin ștuțurile 4 și ajungând la partea superioară a sondei, se condensează cedând căldură agentului (amoniac) din cămășile de răcire.

Ca urmare, cămășile de răcire de la partea superioară a sondelor constituie vaporizatorul instalației frigorifice. Amoniacul care se condensează la partea superioară a sondei curge înapoi (de sus în jos) prin ștuțurile 4. Folosirea pereților despărțitori și a ștuțurilor micșorează influența presiunii hidrostatice a lichidului asupra temperaturii de vaporizare a amoniacului. Asemenea sonde de înghețare se folosesc pentru lucrări de mică adâncime.

Amplasarea sondelor se face în funcție de o serie de factori: formă, poziția și dimensiunile lucrării care se realizează, structura terenului, temperatura și viteza agentului etc.

În cazul puțurilor de mină de secțiune circulară, sondele se amplasează pe un cerc concentric de diametru D mai mare decât diametrul de săpare D_s cu grosimea δ a peretelui înghețat:

$$D = D_s + \delta \quad (5.4)$$

Trebuie să se țină seama și de deviația sondelor de la poziția verticală, încât, pentru adâncimi mari se utilizează relația:

$$D = D_s + 1,2\delta + a \quad (5.5)$$

unde $a = 0,03 H$ este abaterea medie statistică de la verticală a sondelor.

Distanța dintre sonde se ia de obicei de 1,0...1,4 m în terenuri rezistente și de 0,8...0,9 m în terenuri slabe. Pentru adâncimi de peste 500 m se recomandă să se dispună sondele pe două cercuri concentrice pentru a se forma un perete de grosime mai mare și deci mai rezistent.

5.3. Elemente de proiectare a instalației frigorifice

Pentru proiectarea instalației frigorifice trebuie să se stabilească la început, elementele de bază și anume: puterea frigorifică maximă care apare la începutul perioadei de răcire când pătrunderile de căldură spre agentul de răcire din sondele de înghețare au valori mai mari; temperatura de vaporizare a agentului frigorific, plecând de la temperatura minimă sau medie din solul înghețat și având în vedere modul de răcire, directă sau indirectă.

Se calculează cantitatea totală de căldură ce trebuie extrasă din terenul supus răcirii și înghețării. Se cunoaște structura terenului înghețat, deci se cunosc înălțimile h_1, h_2, \dots, h_n ale diferitelor straturi componente, cât și proprietățile termofizice ale acestora.

Grosimea centurii de teren înghețat se stabilește în urma calculelor de rezistența materialelor, încât se pot calcula volumele ocupate de straturile componente: V_1, V_2, \dots, V_n .

Cantitatea de căldură ce trebuie extrasă din zona înghețată cuprinde două componente și anume:

- cantitatea de căldură Q_a corespunzătoare răcirii și înghețării apei;

- cantitatea de căldură Q_t necesară răcirii părții solide a terenului:

$$Q_a = \sum_{k=1}^n V_k \cdot \varepsilon_k \cdot \rho_a \cdot (c_a \cdot t_{ik} + l_s - c_g \cdot t_f) \quad (5.5)$$

unde:

ε_k – reprezintă conținutul în apă din stratul respectiv [m^3/m^3];

ρ_a – densitatea apei [kg/m^3];

c_a, c_g – căldura specifică a apei, respectiv, a gheții, $J/kg \cdot K$;

t_{ik} – temperatura inițială a stratului respectiv (de ordinul k);

t_f – temperatura medie finală a masivului înghețat;

l_s – căldura latentă de solidificare a apei.

$$Q_t = \sum_{k=1}^n V_k (1 - \varepsilon_k) \rho_k \cdot c_k (t_{ik} - t_f) \quad (5.6)$$

ρ_k – densitatea părții de teren solid (uscat) din stratul k ;

c_k – căldura specifică a terenului uscat din stratul k .

Cantitatea de căldură extrasă din terenul răcit reprezintă circa 10...18% din cantitatea de căldură extrasă din zona de teren înghețat. Deci cantitatea totală de căldură Q ce va trebui preluată de către instalația frigorifică se poate aprecia astfel:

$$Q = (1,10 \dots 1,18) (Q_a + Q_t) \quad (5.7)$$

Cu relația (5.7) se calculează puterea frigorifică a instalației, adoptând o valoare medie pentru densitatea fluxului de căldură q_f .

Se poate aprecia timpul de funcționare a instalației frigorifice:

$$\tau = \frac{Q}{\phi_o} \quad (5.8)$$

La anumite grosimi ale cochiliei de teren înghețat în jurul sondei, densitatea fluxului termic scade sub valoarea medie adoptată în calcule și ca urmare, începând de la acest moment, se va putea reduce treptat puterea frigorifică a instalației, prin scoaterea din funcțiune a unor grupuri. La proiectare se pot avea în vedere unele recomandări practice pentru stabilirea necesarului de frig: pentru înghețarea unui m^3 la $-10^\circ C$ este necesar un consum specific de frig de 66.000 kJ la 10 % umiditate, de 155.000 kJ la 35 % umiditate și de 210.000 kJ la 50 % umiditate.

5.4. Exemple de instalații pentru consolidarea solului



Fig. 5.13. Exemplu de amplasare a distribuitorului/colectorului și a sondelor de înghețare



Faza 1



Faza 2



Faza 3

Fig. 5.14. Consolidarea solului în cazul construcției unui rezervor subteran – diferite faze



Fig. 5.15. Consolidarea solului în cazul construcției unui galerii orizontale



Fig. 5.16. Consolidarea solului în cazul construcției unui galerii de legătură

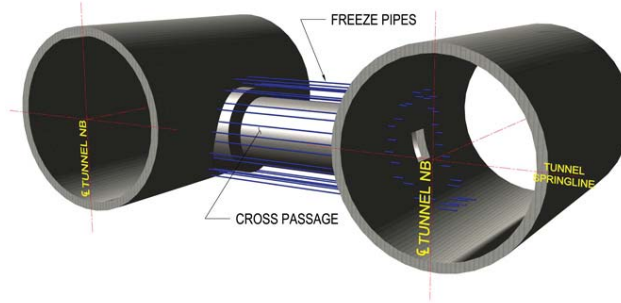


Fig. 5.17. Consolidarea solului în cazul construcției unei galerii de legătură utilizând sonde orizontale

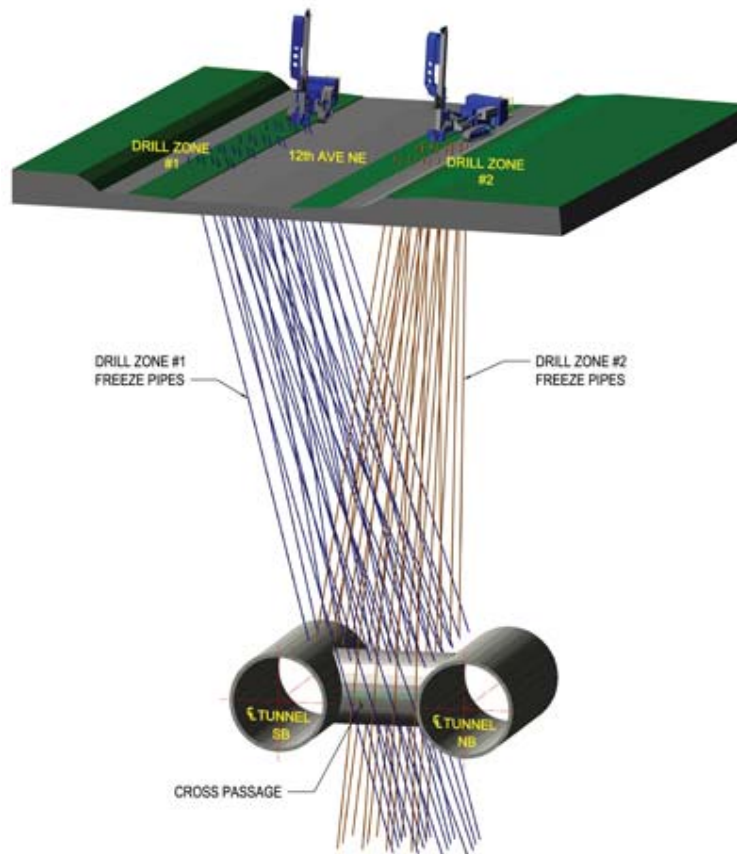


Fig. 5.18. Consolidarea solului în cazul construcției unei galerii de legătură utilizând sonde verticale

Capitolul 6

PATINOARE ARTIFICIALE

6.1. Generalități. Elemente constructive

Patinoare artificiale sunt de diverse tipuri funcție de destinația lor. Astfel, există patinoare artificiale de iarnă și de vară, care pot fi acoperite sau descoperite. Sunt patinoare pentru agrement sau pentru diverse sporturi (hochei, pistă de viteză, pistă de tir pe gheață, pistă de bob).

Dimensiunile patinoarelor construite sunt date de destinația lor, după cum urmează:

- pistă de hochei – $30 \times 60 = 1800 \text{ m}^2$;
- pistă de tir – $4 \times 42 = 168 \text{ m}^2$;
- pistă de viteză – $10 \times 400 = 4000 \text{ m}^2$;
- pistă de curling – $5 \times 45 \text{ m}^2$.

Patinoarele de iarnă au o funcționare de aproximativ 150 zile/an (octombrie-aprilie), iar cele de vară funcționează 250...300 zile/an.

Pista patinoarului trebuie să fie construită pe un teren sigur. Prin funcționarea instalației frigorifice izoterma de 0°C coboară în sol până la adâncimi de 2 m iarna și 4 m vara. Dacă la aceste adâncimi există pânză de apă freatică, aceasta poate să înghețe și să producă deteriorarea pistei.

În cazul unui sol necorespunzător, se pot lua următoarele măsuri împotriva înghețării solului:

- introducerea unui strat de izolație termică (plută, de ex) care împiedică coborârea izotermei de 0°C până la pânza de apă freatică;

- introducerea unui strat de pietriș de dimensiuni mari (5...17 cm) care are rolul de a întrerupe ridicarea apei prin capilaritate; grosimea acestui strat depinde de timpul de funcționare și se determină cu nomograma Bendel (fig. 6.1);

- așezarea pistei patinoarului deasupra solului; sub pistă se realizează un curent de aer, cu ajutorul unui ventilator.

În figura 6.2 se prezintă o secțiune prin pista unui patinoar, cu dimensiunile de strat corespunzătoare.

Plăcile de beton răcite au grosime de 10...14 cm, stratul de beton de deasupra conductelor fiind de aproximativ 2,5 cm. Din cauza variațiilor mari de temperatură, placa trebuie să preia dilatări importante. Pentru a se evita apariția fisurilor în placă, se recomandă utilizarea de beton precomprimat sau turnarea plăcii continuu, fără întreruperi, utilizând beton de calitate și armarea deasupra și sub conducte. Pentru a se reduce absorbția radiației solare, placa se vopsește în culoare albă. Conductele de răcire sunt din oțel (tuburi trase sau sudate) sau din

plastic. Diametrul conductelor din oțel variază între 30...38 mm , iar cele din plastic au diametrul de 32 mm. Distanța dintre conducte este de 80...90 mm.

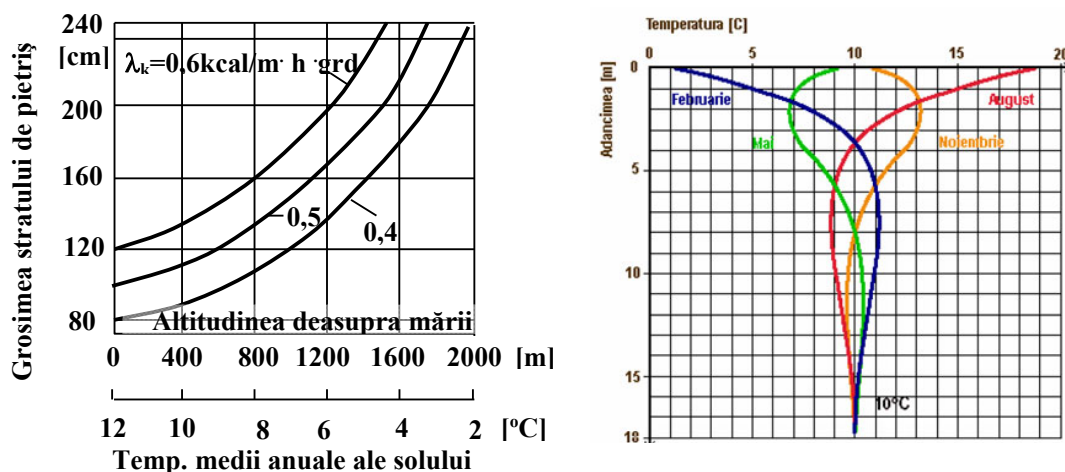


Fig. 6.1. Înălțimea stratului de pietriș pentru ruperea vaselor capilare (după Bendel), pentru diverși coeficienți de conductivitate termică pentru pietriș, la o temperatură a agentului de răcire în conducte de -8°C , la o difuzivitate termică $a = 0,002 \text{ m}^2/\text{h}$, pentru conductivitatea termică a solului $\lambda = 1,2 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}$. Și la o durată de funcționare a patinoarului de 3600 ore (λ_k este conductivitatea termică a stratului înghețat-stratul izolat);

În figura 6.2 se prezintă o secțiune prin pista unui patinoar, cu dimensiunile de strat corespunzătoare.

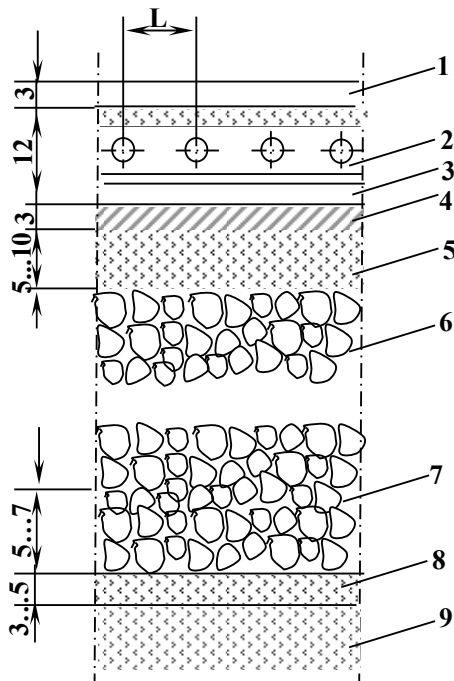


Fig.6. 2. Secțiunea prin pista unui patinoar artificial:

- 1 – strat de gheață 2,5 – 5 cm;
- 2 – placă de beton cu conducte de răcire și armătură;
- 3 – placă din beton cu talc;
- 4 – strat de alunecare din nisip;
- 5 – beton de egalizare;
- 6 – pietriș de marime 30 – 80 mm;
- 7 – zonă de rupere a vaselor capilare, formată din pietriș de marime 60 – 170 mm;
- 8 – zonă de filtrare;
- 9 – pământ.

Stratul de alunecare trebuie să permită o alunecare liberă a plăcii cu conducte pe stratul de

beton de egalizare deoarece datorită variațiilor de temperatură iarnă/vară placa pistei își modifică temperatura cu 2...4 mm. Stratul de alunecare este constituit din folii de polietilenă sau carton bituminat între care se introduce nisip sau grafit. Foliile de polietilenă au și rolul de a opri infiltrația apei.

Pentru a evita urcarea apei din sol, până la stratul care urmează a fi înghețat, se introduce un strat de piatră. Grosimea stratului se determină din condiția ca izoterma de 0°C să nu ajungă în zona sensibilă de îngheț. Peste aceasta se toarnă un strat de beton de egalizare cu grosimea de 5...10 cm.

6.2. Sistemul de răcire a plăcii patinoarului

Pentru formarea și menținerea stratului de gheață se utilizează conducte de răcire prin care circulă agent frigorific (răcire directă) sau agent intermediar (soluție salină). Răcirea directă se realizează de obicei cu amoniac și mai rar cu freon (temperatura de vaporizare a freonului R22, de exemplu, este $-9..-10^{\circ}\text{C}$, iar a amoniacului ...; o temperatură de vaporizare prea scăzută face gheața dură, casantă).

Există mai multe moduri de dispunere a țevelor de răcire (Fig. 6.3):

- conducte din plastic introduse direct în apa de înghețat (se folosesc lichide incongelabile);
- conducte introduse în beton, în cazul patinoarelor cu vaporizarea directă a agentului frigorific în țevi/conducte ;
- conducte introduse într-un strat de nisip, în cazul patinoarelor cu răcire indirectă

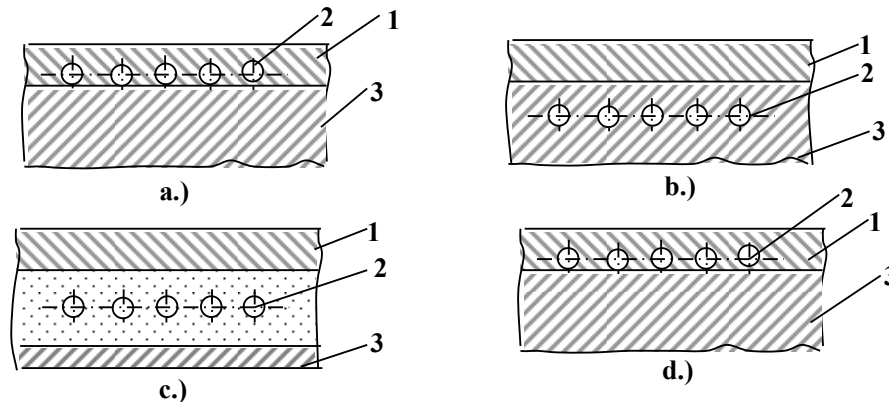


Fig. 6.3. Dispunerea țevelor de răcire

- a) țevi din oțel în gheață (saramură); b) țevi din oțel în beton (agent frigorific); c) țevi din oțel în nisip (saramură); d) țevi din material plastic direct în gheață; 1 – gheață; 2 – țevi de răcire; 3 – beton; 4 – nisip.

În figura 6.4 sunt prezentate diferitele moduri de dispunere a sistemului de răcire.

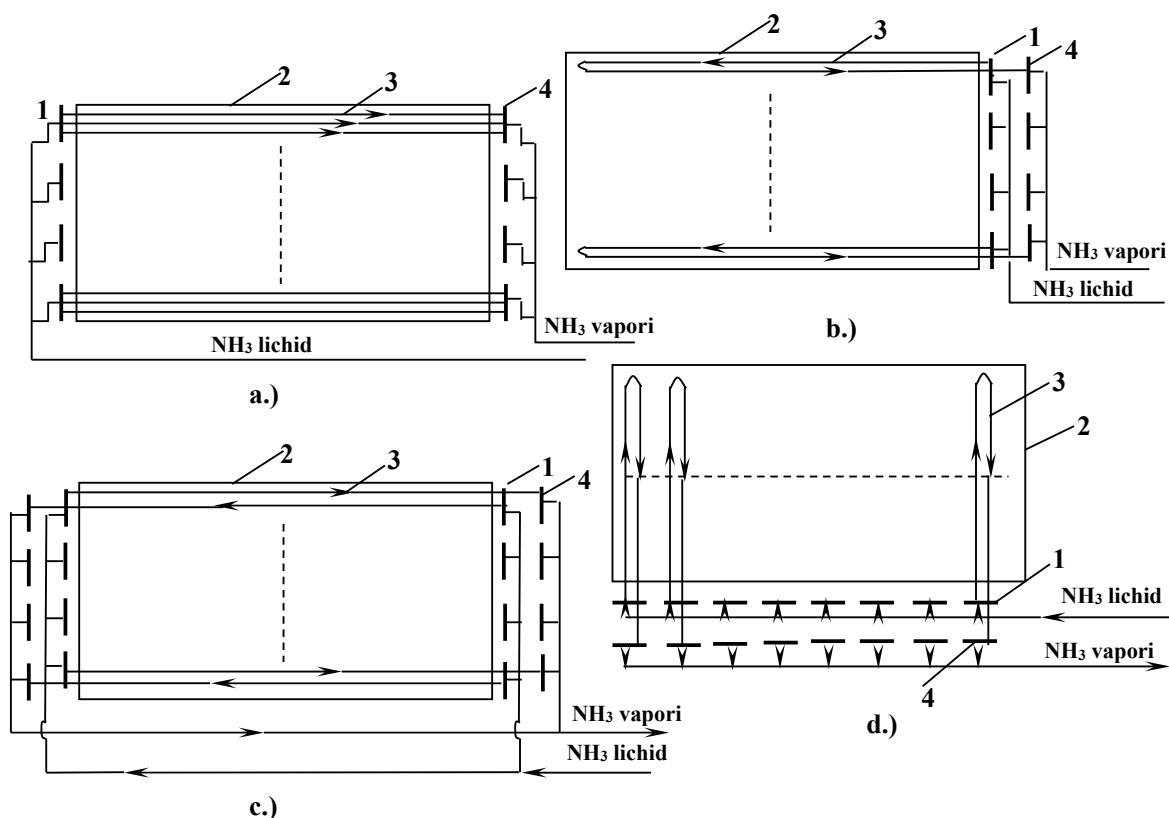


Fig. 6.4. Construcția sistemului de răcire a pistei patinoarului

- a.) țevile în lungul pistei și distribuitorii și colectoarele de o parte și de cealaltă a pistei;
 b.) țevile în lungul pistei, cu distribuitorii și colectoare de aceeași parte; c.) țevile în lungul pistei, cu distribuitorii și colectoare de ambele părți; d.) țevile după latura mică și distribuitorii și colectoarele de aceeași parte; 1 – distribuitorii de agent lichid; 2 – pista patinoarului; 3 – țevile de răcire; 4 – colectoarele de vapori umezi.

În figura 6.5 se prezintă schema de principiu a instalației frigorifice ce deservește un patinoar artificial.

Se utilizează instalații într-o singură treaptă, care cuprind mai multe grupuri de utilaje. La pornire instalația lucrează la capacitate maximă, dar pe măsură ce se reduce sarcina frigorifică acestea sunt scoase din funcțiune pe rând sau sunt utilizate în alte scopuri.

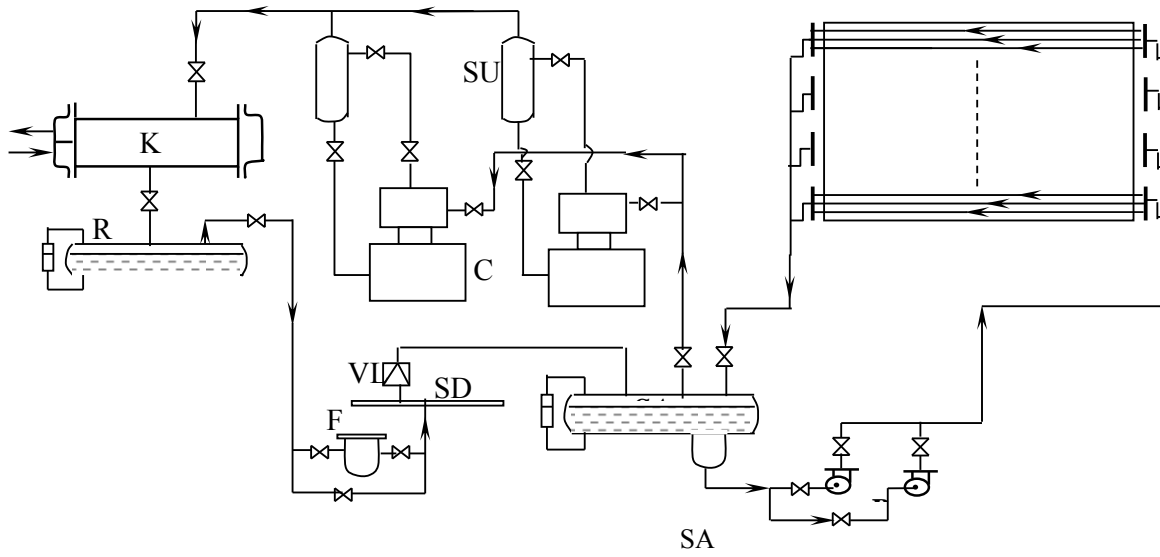


Fig.6.5. Schema instalației frigorifice

C – compresor; SU – separatoare de ulei; K – condensator; R – rezervor; F – filtru; SD – stație de distribuție; VL – ventil de laminare; SA – separator acumulator; P – pompe

BIBLIOGRAFIE

Dincer, I., Kanoglu, M., *Refrigeration systems and applications*, Wiley, 2010

Horbaniuc, B., *Instalații frigorifice și de climatizare pentru industria alimentară*, Editura Cermi, Iași, 2006

Porneală, S., *Tehnologia utilizării frigului artificial*, Editura Fundației Universitare “Dunărea de Jos”, Galați, 2007

www.termo.utcluj.ro