

Prof. dr. ing. **Mugur BĂLAN**
S.l. ing. **Angela PLEȘA**

INSTALAȚII FRIOGORIFICE
Construcție, funcționare și calcul

CUPRINS

1. COMPRESOARE FRIGORIFICE	3
1.1. Considerații generale. Clasificare	3
1.2. Compressoare cu piston	4
1.3. Compressoare elicoidale sau compresoare cu șurub.....	18
1.4. Compressoare volumice rotative	26
1.5. Compressoare centrifugale	33
2. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ	39
2.1. Noțiuni introductive. Clasificare	39
2.2. Construcția schimbătoarelor de căldură	40
2.3. Vaporizatoare	58
2.4. Condensatoare	79
3. CALCULUL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ.....	87
3.1 Condensator răcit cu aer	87
3.2. Răcitor de aer	103
3.3. Subrăcitor de tip țevă în țevă	112
3.4. Condensator multitubular orizontal în manta.....	128
3.5 Condensator cu evaporare forțată.....	142
BIBLIOGRAFIE	152

1. COMPRESOARE FRIGORIFICE

1.1. Considerații generale. Clasificare

Principalele tipuri de compresoare utilizate în tehnica frigului și domeniile de utilizare ale acestora sunt prezentate în tabelul 1.

Tab. 1.1. Tipuri de compresoare frigorifice și domeniile de utilizare

Tip	Volumice	Rotative		
	cu piston	elicoidal	cu spirale	centrifugale
Ermetic	casnic	-	-	-
	comercial	comercial	-	-
	climatizare	climatizare	climatizare	-
	răcire	răcire	-	-
Semiermetic	casnic	-	-	-
	comercial	comercial	-	-
	climatizare	climatizare	climatizare	climatizare
	răcire	răcire	-	-
Deschis	casnic	-	-	-
	comercial	comercial	-	-
	climatizare	climatizare	climatizare	climatizare
	răcire	răcire	-	răcire

- casnic = electrocasnic: răcire; condiționare; climatizare $\dot{Q}_0 = 0,1 \dots 5$ kW
 - comercial = aplicații comerciale: vitrine frigorifice; camere frigorifice mici; magazine. $\dot{Q}_0 = 5 \dots 100$ kW
 - climatizare = sisteme de climatizare mari: pompe de căldură; grupuri pentru răcirea apei. $\dot{Q}_0 = 50 \dots 1000$ kW și chiar mai mult
 - răcire: industria alimentară și agricultură; transporturi maritime; chimie; petrochimie; pompe de căldură industriale (orice putere frigorifică)

1.2. Compressoare cu piston

Compressoarele cu piston fac parte din familia compresoarelor volumice alternative și pot fi de trei tipuri constructive:

- deschis, reprezentat în figura 1.1;
- semiermetic, reprezentat în figura 1.2;
- ermetic, reprezentat în figura 1.3.

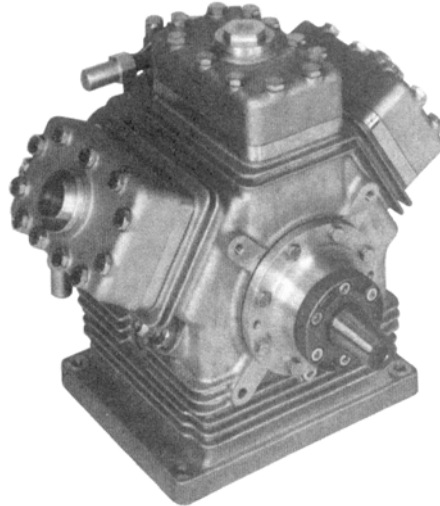


Fig. 1.1. Compresor deschis

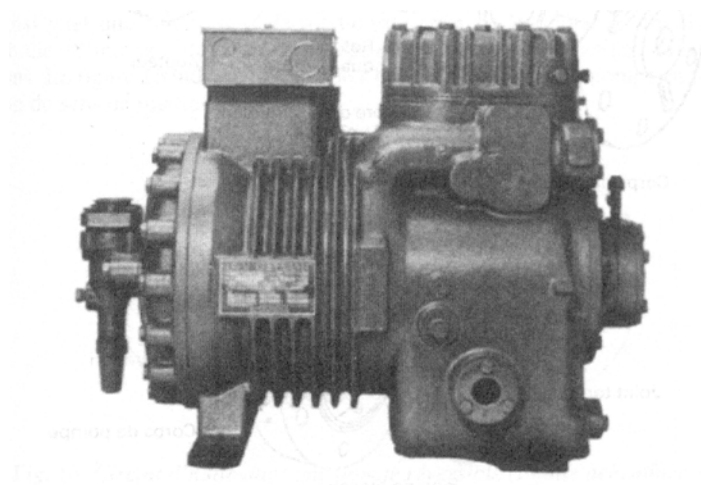


Fig. 1.2. Compresor semiermetic



Fig. 1.3. Compresor ermetic

Compresoarele deschise se pot cupla cu motoare separate, de tip electric sau termic și pot vehicula orice tip de agent frigorific. În general sunt utilizate pentru puteri frigorifice medii și mari.

Compresoarele semiermetice sunt cuplate direct la un motor electric închis într-un carter demontabil comun. Nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri medii.

Compresoarele ermetice se aseamănă cu cele semiermetice, dar sunt închise împreună cu motorul într-o carcasă etanșă nedemontabilă (sudată). Nu pot vehicula decât freoni și se utilizează pentru puteri mici și medii.

1.2.1. Realizarea comprimării

În figura 1.4 este reprezentat interiorul unui compresor deschis cu piston.

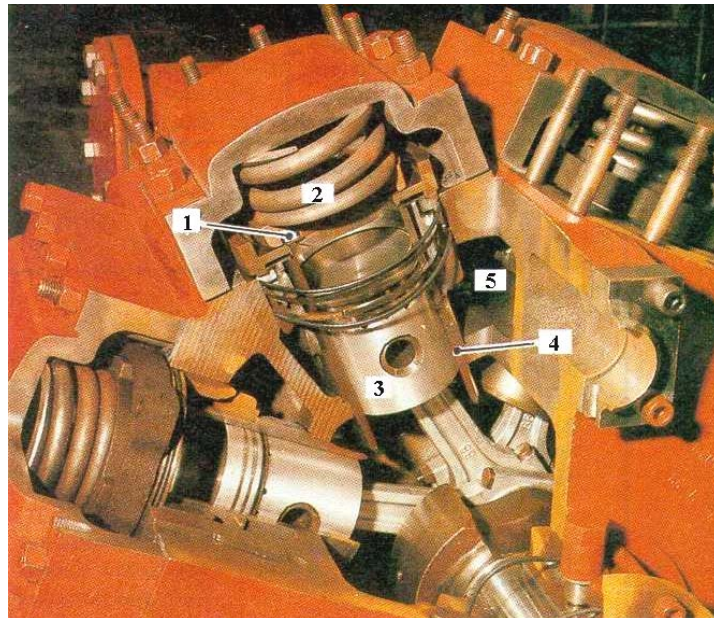


Fig. 1.4. Interiorul unui compresor deschis cu piston

1 – supapă de aspirație; 2 – resort pentru prevenirea loviturilor hidraulice;
3 – piston; 4 – cămasă de cilindru; 5 – canal de aspirație

Din punct de vedere constructiv, compresoarele frigorifice nu se diferențiază fundamental de cele utilizate pentru alte gaze.

- în general compresoarele sunt cu simplu efect;
- comprimarea se realizează politropic;
- în compresoarele industriale sunt foarte utilizate supapele cu discuri inelare, care se întâlnesc uneori și în cele semiermetice, în locul supapelor lamelare;
- răcirea cilindrilor este cel mai adesea realizată de vaporii aspirați, care în consecință se încălzesc în procesul de aspirație;
- răcirea vaporilor în timpul comprimării se poate realiza prin injecție de agent frigorific lichid (ceea ce prezintă însă pericolul producerii de lovituri hidraulice, deci nu este o metodă utilizată în mod curent);
- comprimarea în două trepte este avantajoasă dacă raportul de comprimare depășește valoarea 7, sau dacă temperatura finală de refulare depășește valoarea de 125...135°C;
- între treptele de comprimare se realizează răcirii intermediare, de regulă cu apă sau cu aer.

Cilindrii - pot fi prelucrați prin procedee de precizie ridicată, direct în corpul carterului, până la suprafața oglină, sau pot fi realizați din cămăși amovibile prelucrate din fontă extrafină centrifugată, având tot suprafața oglină. Partea inferioară a cămășii se montează pe carter, iar în partea superioară a acesteia se montează supapele de aspirație. Diametrul interior definește alezajul D, exprimat în milimetri. Chiulasa care închide cilindrii poate să fie comună pentru mai mulți cilindri.

Pistonul - este realizat din aliaj de aluminiu, cu o prelucrare particulară a capului, conformă cu forma supapelor, în scopul reducerii la minim a spațiului mort. Pistonul este prevăzut cu doi sau trei segmenti din fontă cromată și un segment raclor pentru uleiul de ungere.

În fusta pistonului sunt prevăzute orificiile pentru montarea bolțului, realizat sub formă tubulară din oțel de înaltă rezistență (90 kgf/mm²). Pe bolț este asamblat piciorul bielei.

Deplasarea pistonului între punctul mort interior și punctul mort exterior, constituie cursa S, exprimată în milimetri și indicată de firmele constructoare în cataloage.

Pentru a menține viteza vaporilor la trecerea acestora prin supape, într-un domeniu de valori convenabile, se realizează rapoarte D/S de ordinul 1,3...1,4. În plus, în general nu se depășește o viteză medie liniară a pistoanelor u, de 4 m/s. În consecință se pot scrie două relații care permit definirea limitelor acceptabile ale S și D, pentru turațiile de sincronism ale motoarelor electrice de antrenare a compresoarelor:

$$u = 2S \frac{n}{60} = 4 \text{ m/s} ; \quad \frac{D}{S} = 1,35 \quad (1.1)$$

Tab. 1.2. Valorile parametrilor constructivi S și D pentru diferite turații de sincronism

Turația de sincronism n [rot/min]	3000	1500	1000
Cursa S [mm]	40	80	120
Alezajul D [mm]	54	108	162

Supapele - ca și la majoritatea compresoarelor pentru diverse gaze, sunt realizate din discuri inelare concentrice, cele de aspirație la periferie, iar cele de refulare în zona axială, ca în figura 1.5. Cursa supapelor este redusă, iar secțiunile de trecere se calculează pe baza următoarelor viteze:

- 30...40 m/s pentru freoni;
- 50...60 m/s pentru amoniac.

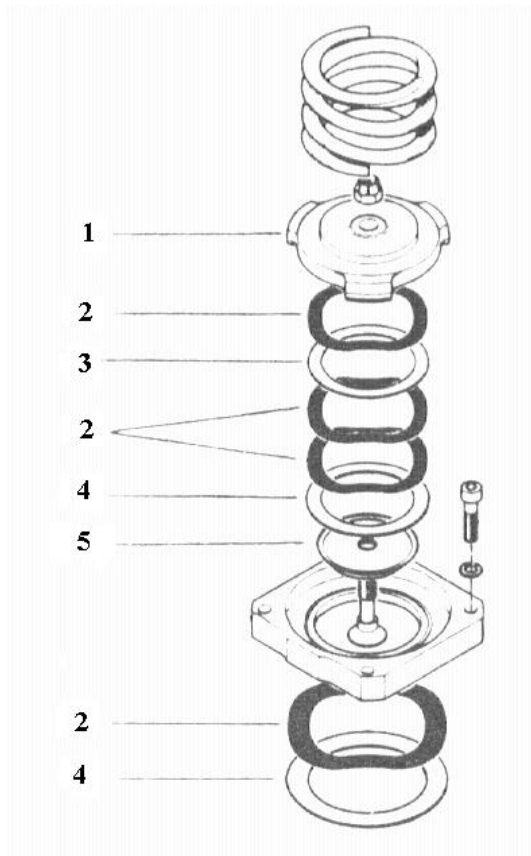


Fig. 1.5. Blocul supapelor

1 – difuzor; 2 – resort undulat; 3 – amortizor; 4 – supapa; 5 – scaun interior

Legislațiile unor țări europene impun ca pentru compresoarele deschise având cilindrul peste 25 m³/h pe cilindru, să fie prevăzut un *dispozitiv anti lovituri hidraulice*, care poate să fie reprezentat de un resort elicoidal. Acesta menține în poziție normală de funcționare ansamblul supapelor de refulare, dar în cazul unui aflux de lichid, resortul trebuie să se poată comprima și să lase supapa să se ridice de pe scaunul său, pentru a permite curgerea lichidului.

Canale sau colectoare – vaporii de agent frigorific sunt admiși în cilindrii și sunt evacuați din aceștia prin intermediul canalelor sau colectoarelor, care sunt realizate în carter sau în afara acestuia. Ultima soluție constructivă evită supraîncălzirea vaporilor aspirațiilor datorită contactului cu masa metalică a carterului, care în timpul funcționării compresorului este caldă.

Câteva elemente constructive ale compresoarelor cu piston sunt prezentate în figura 1.6.



Fig. 1.6. Părți componente ale compresoarelor cu piston

Coefficientul de debit – Spațiul mort al compresoarelor frigorifice este situat între 1...4%, iar coeficientul de debit depinde de natura agentului frigorific, în particular de valoarea exponentului politropic.

1.2.2. Particularități mecanice

Compresoarele frigorifice actuale diferă puțin de la un constructor la altul și în afara unor detalii tehnologice, au în comun cinci elemente specifice, care prezintă unele particularități față de compresoarele pentru gaze.

Carterul – se realizează în general din fontă cu granulație fină (Ft25), etanșă pentru agenții frigorifici și turnat dintr-o singură bucată, cu toate orificiile pentru montarea cămășilor de cilindri, cuzineților pentru lagărele palier și pentru vizitare.

Grosimile fontei sunt determinate pentru a rezista la presiunile care se manifestă în diferite zone ale compresorului. După realizarea prelucrărilor mecanice (uzinaj), carterul este supus unor probe hidraulice la o presiune de două ori mai mare decât cea nominală de lucru.

Cilindrii sunt dispuși în linie, în V în W sau în VV, adică în stea. Astfel se pot realiza mașini cu 2, 3, 4, 6, 8, 9, 12 sau 16 cilindri. În acest mod constructorii pot să realizeze serii de compresoare bazate pe una sau două perechi de alezaj / cursă (D/S), în condițiile unei foarte bune compactități, unui echilibrare foarte bun și cu un număr redus de ambielaje și elemente constructive (dintre care multe sunt comune unei întregi serii de compresoare).

Pentru un compresor cu i cilindri, *volumul descris de piston*, sau volumul baleiat denumit și cilindree, se calculează cu relația:

$$\dot{V} = \pi \frac{D^2}{4} S \cdot i \cdot n \cdot 60 \quad [\text{m}^3 / \text{h}] \quad (1.2)$$

Carterul prezintă două spații despărțite de un perete obținut prin turnare:

- partea superioară cuprinde cămășile de cilindru și constituie camera de aspirație;
- partea inferioară cuprinde arborele cotit (vibrochenul) și baia de ulei.

Cele două spații comunică între ele prin orificii de echilibrare a presiunii, astfel încât și partea inferioară a carterului să se găsească tot la presiunea de aspirație.

Această dispunere prezintă următoarele avantaje:

- partea inferioară se găsește la presiuni apropiate de cea atmosferică, deci sunt posibile deschiderea și accesul în interior pentru operații de întreținere;
- permite returnarea spre baia de ulei a uleiului care se separă de vaporii de agent în camera de aspirație;
- permite degazarea uleiului de vaporii de agent frigorific.

Accesul pentru operații de întreținere este facilitat de existența unor deschideri pentru vizitare, prevăzute cu capace demontabile și a unor diferite bosaje care permit racordarea de manometre de control sau a unor organe de siguranță.

Arborele cotit și biebele – se diferențiază de cele utilizate în celelalte compresoare. Câteva elemente specifice sunt următoarele:

- arborele cotit este realizat din oțel matrițat sau adesea din fontă nodulară; este dimensionat cu atenție, iar masele de echilibrare, solidare cu arborele, preiau forțele rezultante – orizontale și verticale – ca și neuniformitățile mișcării.
- arborele se rotește în paliere lise, prevăzute cu cuzineți antifricțiune realizate dintr-un aliaj pe bază de plumb sau alte materiale, pe un suport metalic subțire, caz în care cuzineții se pot înlocui, respectiv în paliere cu bile sau rulmenți, iar uneori se utilizează o combinație a celor două variante;
- suprafețele pe care se montează palierul lise se tratează termic pentru a atinge o duritate de ordinul a $50 \text{ kg}_f/\text{mm}^2$;
- dacă numărul de cilindri este mai mare de 8, în general este prevăzut un palier intermediar;
- arborele este penetrat de canale destinate circulației uleiului de ungere;
- biebele matrițate dintr-un aliaj de aluminiu, sunt prevăzute în capul acestora cu cuzineți antifricțiune amovibili, iar în picior cu o garnitură din bronz;
- în anumite cazuri, biebele nu prezintă nici cuzineți nici garnitură, iar când se ating cotele de uzură definite de constructor, biebele sunt înlocuite cu totul;
- uneori biebele sunt prevăzute cu canale pentru asigurarea curgerii uleiului dinspre cap spre picior;

Pentru compresoarele deschise, arborele iese în exterior, astfel încât trebuie prevăzute două dispozitive particulare:

- *o garnitură rotativă* (presgarnitură) – care crează o barieră între carterul aflat sub presiunea agentului frigorific și atmosferă. Pentru aceasta majoritatea constructorilor au adoptat un sistem de tip garnitură mecanică. Dacă în timpul funcționării carterul trebuie să lucreze sub depresiune, garnitura prezintă două sisteme de etanșitate opuse.
- *o piesă internă* – între arborele cotit și carter, având rolul de a absorbi presiunea reziduală creată de diferența dintre presiunea din carter și cea atmosferică. Această piesă este realizată fie dintr-un inel prevăzut pe unul din lagărele palier, fie dintr-un rulment cu bile, ace sau role numit de presiune.

Ungerea – are ca scop asigurarea gresajului părților aflate în mișcare relativă: palierul principal, capurile biebelor, picioarele biebelor, cilindrii, și garnitura mecanică.

Circuitul de ungere prezintă în general următoarele elemente:

- *un filtru de aspirație* cu cădere de presiune redusă, imersat în baia de ulei;
- *o pompă de ulei* antrenată de arborele cotit: în prezent sunt utilizate două tipuri de pompe: cu angrenaj exterior, echilibrate dar cu un singur sens de rotație și cu angrenaj interior, reversibile, pentru compresoare ermetice și semiermetice, la care nu poate fi predefinit sensul de rotație;
- *un răcitor de ulei* pentru răcirea uleiului refulat de pompă într-un schimbător aflat fie în afara compresorului, fie în interiorul carterului, răcirea realizându-se fie cu apă, fie cu vapori de agenți frigorific aspirați;
- *un filtru suplimentar la ieșirea din schimbător* pentru eliminarea impurităților metalice sau de grafit (cărbune), care utilizează site foarte fine (în general $20 \mu\text{m}$) și pot fi prevăzute uneori cu un magnet introdus pe circuitul de ulei;
- *un regulator de presiune (presostat diferențial de ulei)* care menține presiunea din circuitul de ungere la o valoare cu 2-3 bar peste presiunea de aspirație, cu ajutorul unei supape reglabile din exteriorul compresorului, amplasată de constructori înainte de

distribuția uleiului sau la sfârșitul circuitului. În ambele cazuri excesul de ulei este reintrodus în carter.

- *un distribuitor*: În general uleiul curat și răcit circulă prin canalul prevăzut în vibrochen de unde este distribuit spre diferitele puncte de ungere menționate anterior: paliere, cuzineți, garnitura mecanică, etc. Acesta poate servi și ca fluid hidraulic motor pentru comanda variatoarelor de putere frigorifică.

Uleiul se poate reîntoarce în carter prin următoarele puncte: neetanșeități interne ale palierelor și manetoanelor, neetanșeități permanente ale presgarniturii, raclajul pereților interni ai cilindrilor, camerele de aspirație, descărcarea supapei regulatorului, returul separatorului de ulei.

La utilizarea freonilor, este adesea necesară menținerea temperaturii uleiului în carter, pe durata perioadelor de oprire în intervalul 50-60°C, pentru a evita diluarea prea puternică a uleiului cu agent frigorific. Această încălzire se realizează cu ajutorul unei rezistențe electrice montate într-o teacă de protecție, în baia de ulei, a cărei temperatură este reglată de un termostat. În timpul funcționării compresorului, rezistența nu mai este alimentată.

Reglarea puterii frigorifice – Sistemul cel mai utilizat în compresoarele industriale constă în blocarea supapei de aspirație în poziție deschisă, pentru cilindrul sau cilindrii care practic vor fi suprimați din punct de vedere funcțional. În acest scop, discul inelar al supapei este ridicat prin diferite mijloace: tijă ridicătoare, piston inelar, etc. Fiecare din acestea se deplasează în interiorul cămășii cilindrului, cursa fiind foarte mică, astfel încât să corespundă cursei supapei. Un asemenea sistem este prezentat în figura 1.7.

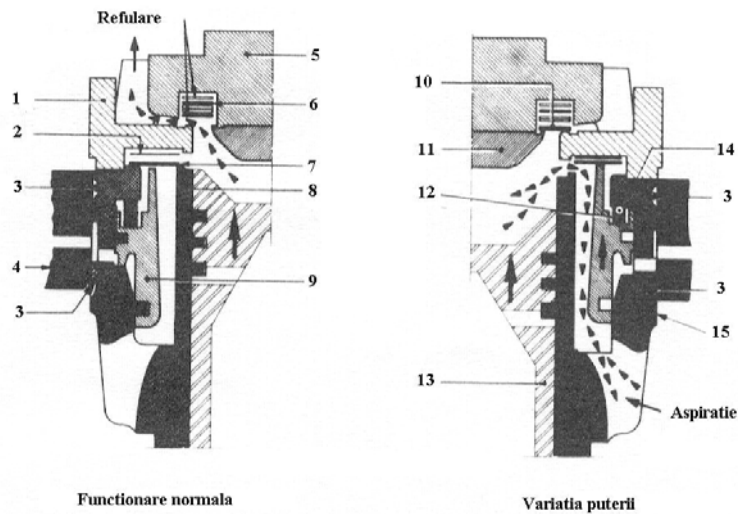


Fig. 1.7. Dispozitiv de reglare a puterii frigorifice

- 1 – corp supapă de aspirație; 2 – arc supapă de aspirație;
 3 – garnitură toroidală; 4 – carter; 5 – corp supapă de refulare;
 6 – placă amortizoare refulare; 7 – supapă de aspirație;
 8 – cămașa cilindrului; 9 – piston de reglare a puterii;
 10 – supapă de refulare; 11 – scaun supapă refulare;
 12 – arc piston de reglare; 13 – piston; 14 – scaun supapă aspirație;
 15 – ghidaj piston de reglare

În general, aceste sisteme echipate cu resorturi pentru revenire sunt acționate prin una din următoarele modalități:

- presiunea uleiului admis printr-un ventil solenoidal cu trei căi;
- presiunea vaporilor comprimați admiși printr-un ventil solenoidal;
- un dispozitiv mecanic acționat tot de presiunea uleiului.

Există și un procedeu care utilizează un servomotor autonom, care menține constantă presiunea în carter (de aspirație) la o valoare prestabilită. Acest dispozitiv este utilizat în special pe grupuri de răcire a apei.

În general, sistemul de reglare a puterii frigorifice prin eliminarea cilindrilor, poate să fie utilizat pe compresoare având minim trei cilindri, astfel încât să rămână suficienți cilindri activi.

Mai pot fi menționate și alte două modalități de reducere a puterii frigorifice:

- deschiderea unui orificiu de scurtcircuitare între doi cilindri;
- deschiderea proporțională a supapelor de aspirație prin întârzierea închiderii, ceea ce conduce la reducerea debitului aspirat.

Pornirea cu sarcină redusă – dacă se aplică la toți cilindrii, permite utilizarea de motoare electrice cu cuplu și curent absorbit mai reduse. Cilindrii sunt reintroduși în sarcină normală atunci când presiunea în circuit se stabilizează, fie pe rând, fie doi câte doi.

Sistemul de antrenare – Compresoarele deschise sunt în general antrenate direct de motoare electrice cu 6 sau 8 poli, ceea ce face ca turația să fie apropiată de cea de sincronism, adică pentru rețele cu frecvența de 50 Hz: 1000 sau 1500 rot/min, respectiv pentru rețele cu frecvența de 60 Hz: 1200 sau 1800 rot/min.

Se utilizează un cuplaj elastic rigid cu disc flector din oțel sau elemente din cauciuc între două manșoane. Aceste compresoare sunt bine echilibrate dinamic și nu necesită volante inerțiale.

În cazul în care compresorul este antrenat de un motor cu ardere internă, trebuie studiată în mod serios problema cuplajului, ținând seama de neregularitățile ciclice ale rotației celor două mașini. Uneori s-ar putea să fie necesară utilizarea volanților.

Compresoarele ermetice, sau cele semiermetice, sunt cuplate direct pe arborele motorului electric încorporat în carter.

1.2.3. Compresoare ermetice și semiermetice

Aceste tipuri de mașini sunt specifice tehnicii frigului, deoarece freonii protejează înfășurările electrice, ceea ce permite introducerea motorului în fluxul de agent frigorific vehiculat de compresor.

Principiul avantaj al acestor mașini este că pe același arbore se găsesc motorul electric și ambielajul compresorului. În plus ansamblul se introduce într-o singură carcasă etanșă pentru agentul frigorific, dispar problemele de aliniere a motorului cu compresorul și problema traversării carterului de către vibrochen, ca și problema garniturii mecanice.

Compressoarele ermetice sunt complet incluse într-o carcasă metalică sudată și etanșă care face inaccesibile părțile mobile și nu permite intervențiile în interior. În figura 1.8 este prezentat un compresor ermetic secționat, iar în figura 1.9 este prezentat un compresor ermetic nefuncțional, montat într-o carcasă din sticlă, pentru a se observa cum se prezintă acest aparat în interior.

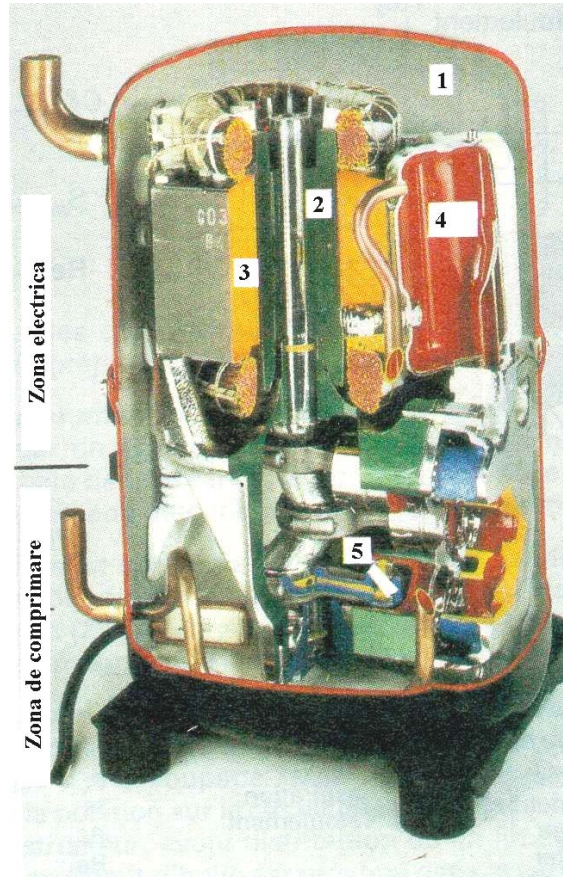


Fig. 1.8. Secțiune printr-un compresor ermetic
1 – capsulă etanșă; 2 – rotor; 3 – stator;
4 – amortizor de zgomot; 5 – compresor



Fig. 1.9. Compresor ermetic montat într-o capsulă din sticlă

În figura 1.10 sunt prezentate câteva dintre cele mai importante părți componente ale unui compresor ermetic.



Fig. 1.10. Elemente componente ale compresoarelor ermetice

Compressoarele semiermetice permit demontarea atât a motorului cât și a compresorului, făcând posibile intervenții mecanice de întreținere și depanare. O secțiune printr-un compresor semiermetic este prezentată în figura 1.11.

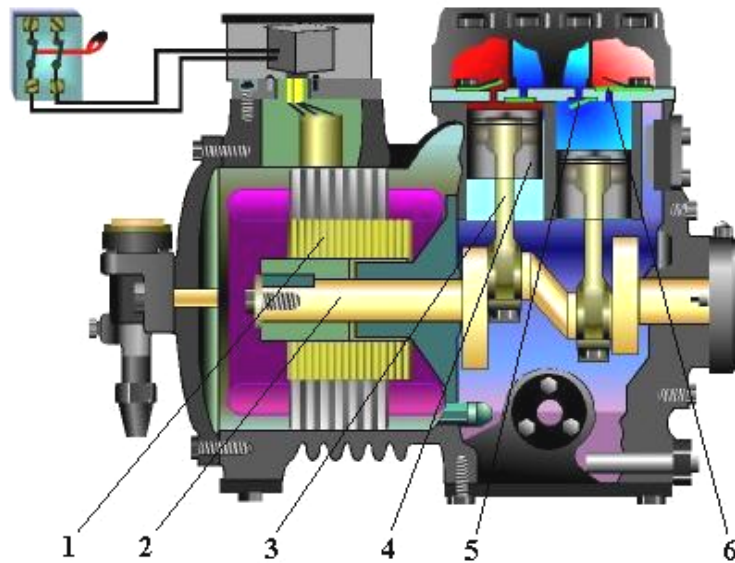


Fig. 1.11. Compresor semiermetic

1 – bobinajul statorului; 2 – rotor arbore cotit; 3 – bielă; 4 – piston;
5 – supapă de aspirație; 6 – supapă de refulare

Față de compresoarele deschise, cele ermetice și semiermetice se disting prin următoarele particularități:

Agentii frigorifici – nu pot fi decât fluide neutre din punct de vedere al sistemului electric: de exemplu R134a, sau R22. Vaporii de agent frigorific, aspirați sunt utilizați pentru răcirea înfășurărilor electrice ale statorului și rotorului înainte de a ajunge în camera de aspirație. Pentru temperaturi de vaporizare coborâte (de exemplu -30°C), dacă debitul masic de vapori aspirați de compresor nu este suficient pentru răcirea motorului electric, trebuie prevăzute ventilatoare exterioare pentru răcirea carterului.

Puterea maximă – cu rare excepții nu poate să depășească 45 kW pentru compresoarele semiermetice, respectiv 30 kW pentru compresoarele ermetice.

Supapele – sunt în general cu lamele. Trebuie reținut însă că mașinile moderne utilizează din ce în ce mai mult supape asemănătoare cu cele ale compresoarelor industriale. Un asemenea exemplu îl reprezintă sistemul DISCUS, reprezentat în figura 1.12.

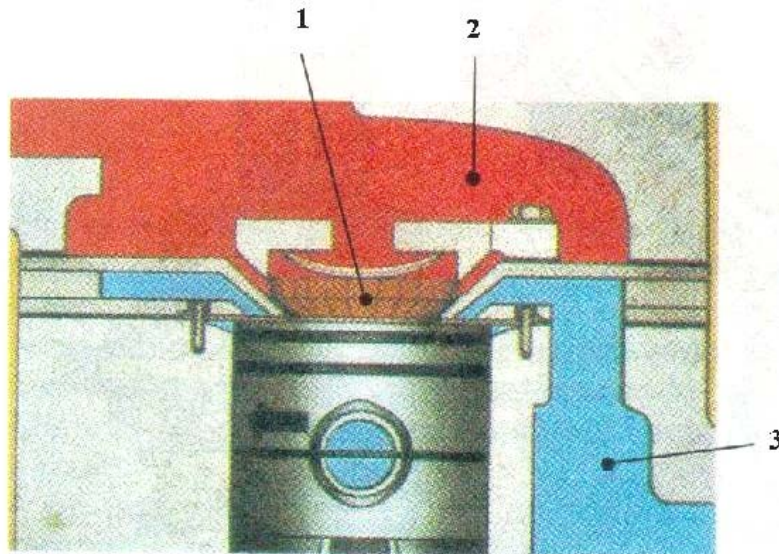


Fig. 1.12. Sistemul DISCUS

1 – supapă de refulare DISCUS; 2 – canal de refulare; 3 – canal de aspirație

Aspirația vaporilor se realizează traversându-se placa supapelor. Supapa de aspirație este inelară, iar cea de refulare, supapa DISCUS, este o piesă cilindro-conică realizată dintr-un material plastic având următoarele proprietăți: este ușor, elastic, rezistent la acțiunea uleiurilor și a agenților frigorifici, la temperaturi ridicate (până la 480°C). În plus, zgomotele produse de supapele metalice sunt practic eliminate. Utilizarea supapei de aspirație inelare, necesită o prelucrare mecanică particulară a capului pistonului, în vederea reducerii la minim a spațiului mort, în limitele toleranțelor de fabricație. Prin utilizarea acestui sistem se obțin randamente superioare și uzuri mecanice mai reduse.

Carterul – este turnat dintr-o singură bucată și constituie atât corpul compresorului cât și al motorului, prezentând uneori și aripioare de răcire. Este închis pe partea compresorului de suportul lagărului palier și al pompei de ulei, iar pe partea motorului, de un capac pe care este prevăzut un robinet de aspirație, iar în interior un filtru pentru vaporii aspirați.

Cilindrii – sunt în general în număr de 2-3 în linie, 4 în V și 6 în W. Sunt prelucrați direct în corpul carterului. Capacele cilindrilor sunt tot din fontă ca și carterul, iar gura de vizitare este realizată pe partea compresorului. Se pot monta și două compresoare în tandem, caz în care mai există o piesă intermediară care leagă cele două motoare montate spate în spate.

Variația puterii frigorifice – este în general mai simplu de realizat decât la compresoarele industriale. Cele două sisteme mai des întâlnite sunt următoarele:

- obturarea intrării vaporilor în doi cilindri simultan;
- deschiderea unui orificiu de scurtcircuit între doi cilindri, ca în figura 1.13.

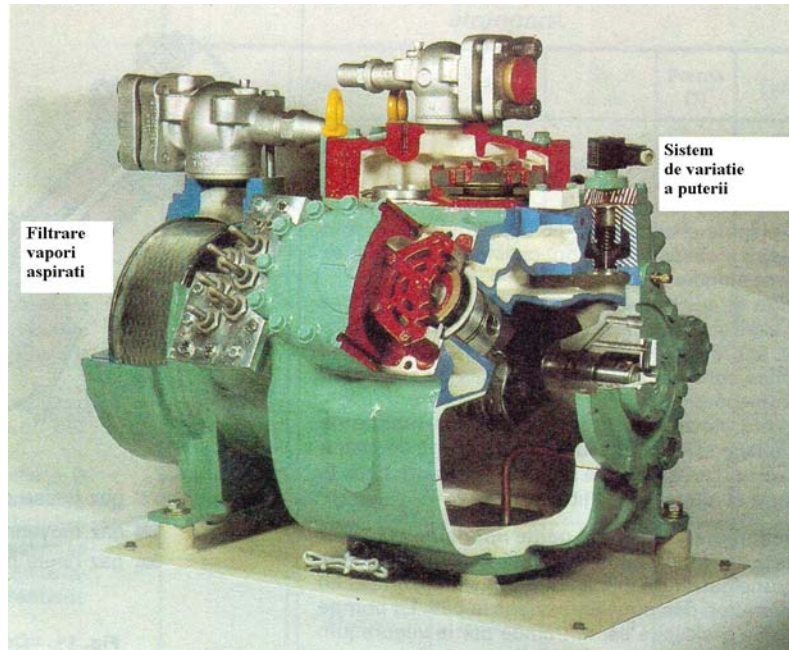


Fig. 1.13. Sistemul de reglaj a puterii frigorifice pentru un compresor semiermetic, prin scurtcircuitarea dintre aspirație și refulare

Pornirea în sarcină redusă – se realizează prin utilizarea de obturatori sau a unui circuit exterior de by-pass cu un robint solenoidal de comandă.

Ungerea – în generale se realizează sub presiune, cu o pompă de ulei care trebuie să fie obligatoriu reversibilă, sensul de rotație al compresorului putând să fie indiferent.

1.2.4. Elemente auxiliare ale compresoarelor

Separator de ulei – Este amplasat la refularea compresorului și are ca scop separarea unei părți cât mai mari din uleiul antrenat de agentul frigorific din sistemul de ungere, pentru a-l întoarce în carterul compresorului. Separarea se bazează pe diferența de densitate dintre cele două fluide și pe modificarea energiei cinetice a acestora, care se poate produce în mai multe moduri: centrifugare, modificarea bruscă a direcției de curgere și creșterea bruscă a secțiunii de curgere.

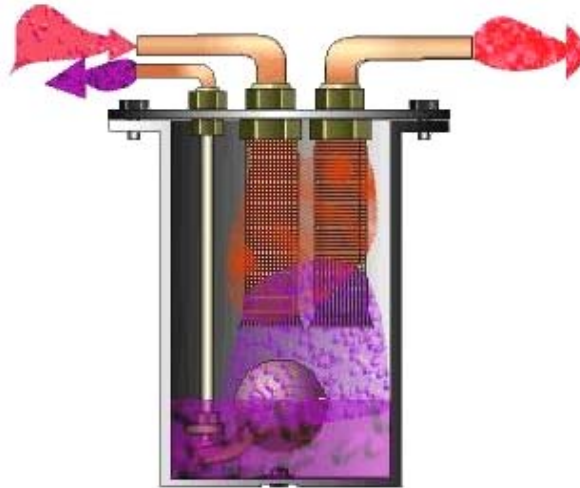


Fig. 1.14. Separator de ulei

În figura 1.14 este reprezentat un separator de ulei compus dintr-un corp cilindric (poate să fie orizontal sau vertical) în interiorul căruia există șicane, material de umplură (de exemplu inele metalice), sau plase metalice, tricotate sau din pânză. Uleiul separat se acumulează în partea inferioară, de unde prin intermediul unui robinet cu flotor se reîntoarce în carter.

Nu există separatoare de ulei capabile să separe complet uleiul antrenat de agentul frigorific din următoarele motive:

- chiar dacă sunt foarte eficiente la debitul maxim de agent frigorific, eficiența acestora se reduce la scăderea debitului;
- vaporii de ulei foarte calzi ($100-130^{\circ}\text{C}$) sub formă de aerosoli nu pot să fie separați decât dacă li se reduce temperatura până în jurul valorii de 50°C și sunt readuși în starea de picături prin coalescență.

Utilizarea separatorului de ulei este indispensabilă la utilizarea amoniacului și poate să fie evitată la utilizarea freonilor, situație în care nu există în instalație zone în care să fie posibilă decantarea (rezervor de lichid sau butelie de joasă presiune).

Aparate de măsură – Sunt indispensabile pentru verificarea condițiilor de funcționare ale compresoarelor și sunt reprezentate în principal de:

- manometre sau traductori electronici de presiune, care se montează pe conductele de aspirație și de refulare ca și pe circuitul de ulei;
- termometre sau traductori electronici de temperatură, care se montează în aceleași puncte ca și manometrele.

Dispozitive de siguranță – Sunt dispozitive necesare pentru protecția mașinii împotriva situațiilor anormale de funcționare, care ar putea produce pagube materiale sau accidente. Există două categorii de asemenea dispozitive: cu utilizare obligatorie și cu utilizare facultativă.

- Dispozitive cu utilizare obligatorie:
 - resort împotriva lovitura hidraulice;
 - supapă de siguranță între aspirație și refulare, pentru evitarea distrugerii compresorului dacă robinetul de refulare este închis accidental în timpul funcționării compresorului;
 - presostat de înaltă presiune, care protejează compresorul împotriva creșterii presiunii de refulare și care acționează înainte de deschiderea supapei de siguranță de înaltă presiune, montată în circuit;
 - presostat de joasă presiune, care previne scăderea prea accentuată a presiunii din vaporizator sau vaporizatoare;
 - presostat diferențial de ulei, care are un traductor cuplat la presiunea din carter, iar celălalt traductor cuplat la refularea pompei de ungere și are ca scop supravegherea valorii diferenței dintre cele două presiuni, care trebuie să asigure ungerea corectă a compresorului. Acest aparat este temporar scos din funcție în perioadele de pornire, până când se atinge turația nominală, perioadă în care presiunea diferențială de ungere este mai redusă decât valoarea minimă acceptabilă.
 - termostat de supraîncălzire (esențial la utilizarea amoniacului), care protejează compresorul împotriva unei temperaturi de refulare excesiv de ridicate (de exemplu 130°C).
- Dispozitive cu utilizare facultativă:
 - termostat pentru supapa de siguranță, care se montează aproape de supapa de siguranță internă și oprește compresorul dacă supapa de siguranță s-a deschis, caz în care s-ar produce supraîncălziri periculoase;
 - termostat de carter, care menține temperatura carterului în timpul opririi compresorului, la valori care să nu permită dizolvarea în ulei a agenților frigorifici;
 - termostat de "ulei prea rece", care împiedică pornirea compresorului dacă temperatura uleiului de ungere nu are o valoare convenabilă (50-60°C);
- Gestionarea electronică centralizată:
 - anumiți constructori prevăd o achiziție electronică de date privind funcționarea, cu încadrarea permanentă în domeniile de siguranță a parametrilor și vizualizarea valorilor acestora pe monitor.

1.3. Compressoare elicoidale sau compresoare cu șurub

1.3.1. Scurt istoric

Introducerea acestora în tehnica frigului este relativ recentă, 1955 pentru compresoarele birotor, respectiv 1971 pentru compresoarele monorotor.

Interesul pentru utilizarea acestor mașini în tehnica frigului a crescut rapid, iar în 1985 erau instalate în lume în jur de 60000 de asemenea compresoare în diferite domenii de utilizare: congelare, răcire, grupuri pentru răcirea apei, pompe de căldură, etc. Pentru a le putea utiliza în toate domeniile tehnicii frigului, toți constructorii au realizat numeroase modificări și adaptări, în vederea înlocuirii compresoarelor cu piston.

La ora actuală s-au impus două tipuri de asemenea compresoare, așa cum se observă în tabelul 2, care prezintă câțiva furnizori de pe plan mondial și caracteristicile mașinilor produse de aceștia. Se observă că o răspândire mult mai largă o au compresoarele birotor.

Tab. 1.3. Furnizori de compresoare elicoidale și caracteristicile acestora

Țara	Constructorul	Tipul	Debit [m ³ /h]	Variante *	Agenți
Germania	Bitzer	birotor	84...220	D – SE	amoniac R22 R502
	MAN G.H.H.	birotor	209...600	D	toți agenții
Danemarca	Sabroe	birotor	96...455	D	amoniac R22
Marea Britanie	APV Baker Ltd.	monorotor	120...660	D	toți agenții
	Howden	birotor	236...800	D	toți agenții
Japonia	Daikin	monorotor	141...201	SE	R22
	Hitachi	birotor	137...767	D – SE	toți agenții
	Mycom	birotor	140...214	D	toți agenții
Olanda	Grasso	birotor			toți agenții
Suedia	Stal	birotor	245...5750	D	toți agenții
S.U.A	Dunham Bush	birotor	135...769	E	R22 R502
	Frick/York	birotor	126...3317	D	amoniac R22
	Sullair	birotor	627...841	D	toți agenții

* D – deschise; SE – semiermetice; E – ermetice

1.3.2. Compresorul birotor (dublu șurub)

Comprimarea – Cele mai importante elemente constructive de care depinde procesul de comprimare sunt geometria rotoarelor și volumul index.

- *Rotoarele* au cel mai adesea geometria realizată după licența Sveridge Rotor Maskiner (SRM), cu un rotor tată având 4 lobi și un rotor mamă având 6 canale, ca în figura 1.17, dar există și realizări cu 5 lobi și 6 respectiv 7 canale. Debitul acestor compresoare depinde de diametrul și lungimea rotoarelor, ca și de turația acestora.



Fig. 1.15. Rotor tată cu 5 lobi și rotor mamă cu 7 canale

Începând din 1980, odată cu reducerea diametrelor rotoarelor până la cca. 100 mm și creșterea turației acestor rotoare mici până la 2950 rot/min, au fost create noi tipuri de profile pentru rotoare, denumite Sigma. S-a demonstrat că pentru un anumit profil dat, există o turație periferică optimă $u \approx 50$ m/s pentru rotoarele SRM, respectiv $u \approx 15-20$ m/s pentru rotoarele Sigma.

La ora actuală diametrele rotoarelor variază între 100 și 300 mm. Mărimile caracteristice pentru aceste compresoare sunt diametrul D al rotorului și raportul L/D dintre lungimea și diametrul rotoarelor.

În figura 1.16 este reprezentat un compresor birotor orizontal, iar în figura 1.17 este reprezentat un compresor birotor vertical.

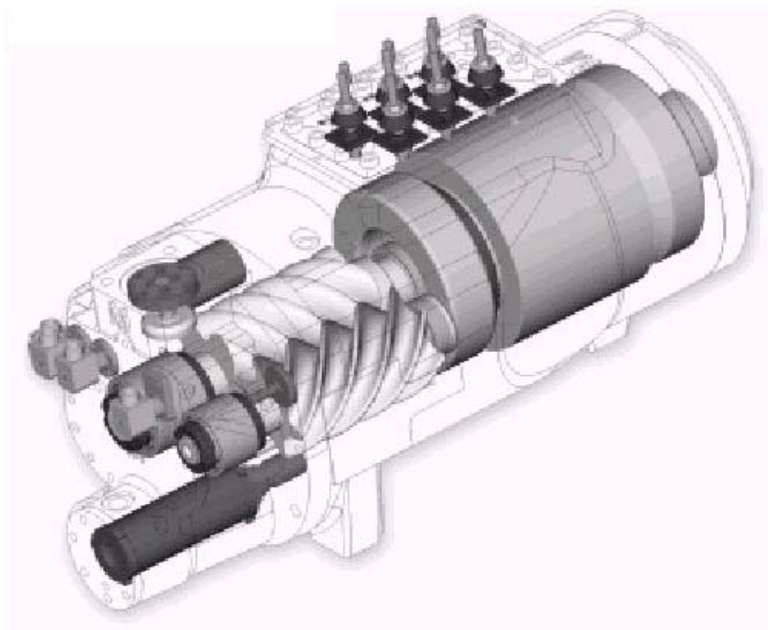


Fig. 1.16. Compresor birotor orizontal

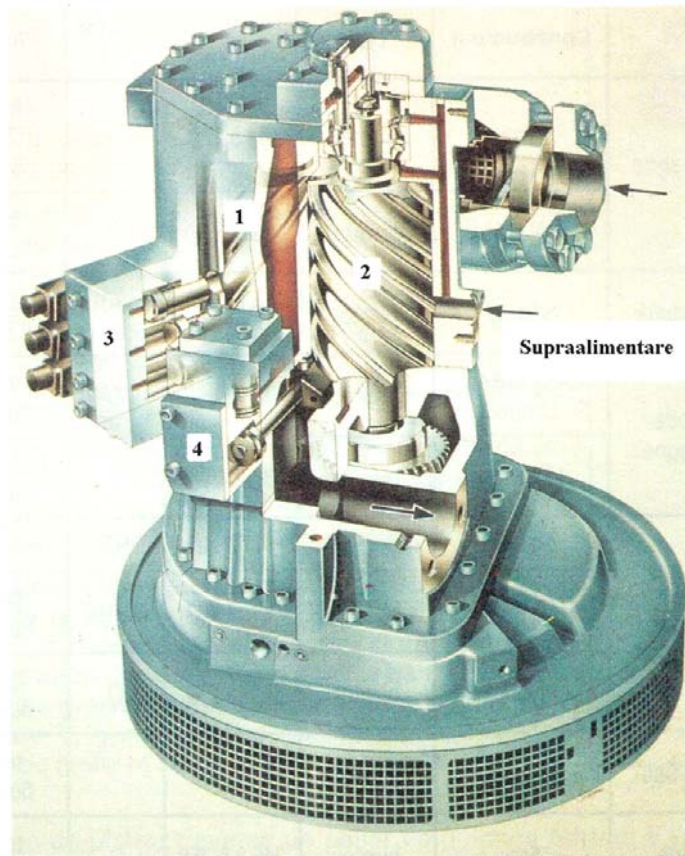


Fig. 1.17. Compresor birotor vertical

1- rotor tată; 2 – rotor mamă; 3 – dispozitiv pentru reglarea puterii;
4 – dispozitiv pentru reglarea volumului index

Debitul volumic al acestor mașini se poate calcula cu relația:

$$q_v = aD^3 \frac{L}{D} n60 \quad [\text{m}^3 / \text{h}] \quad (1.3)$$

unde: - a este un coeficient care depinde de tipul compresorului, de profilul și unghiul de înfășurare a lobilor;

- D și L sunt diametrul, respectiv lungimea rotorului;

- n [rot/min] este turația rotorului.

- *Volumul index* (V_i) caracterizează geometria fiecărui compresor în parte, iar randamentul indicat maxim $\eta_{i \max}$ se obține atunci când $R_c = V_i^k$, unde R_c este raportul de comprimare, iar k este valoarea indicelui adiabatic, acesta din urmă depinzând de natura agentului de lucru.

De acest aspect trebuie să se țină seama la alegerea compresorului, în funcție de tipul procesului în care va fi utilizat (caracterizat de un domeniu precis pentru R_c), astfel încât V_i să aibă o valoare cât mai favorabilă. Există următoarele recomandări:

- $V_i = 2,5$ pentru climatizare și pompe de căldură ($R_c \approx 5$);

- $V_i = 3,5$ pentru procese de răcire ($R_c \approx 8$);

- $V_i = 5$ pentru congelare la temperaturi scăzute ($R_c \approx 15$).

Valorile recomandate pentru V_i au doar un caracter orientativ, dar reprezintă valorile medii uzuale pentru domeniile respective.

Din punct de vedere constructiv orificiul de aspirație este fix, iar cel de refulare este realizat din două zone, una fixă prelucrată în carter, iar una variabilă, creată de o piesă având dimensiunea fixată la montaj, amplasată în sertarul de variație a puterii frigorifice.

Carterul pentru aceste mașini este realizat din fontă etanșă (Ft 25 și Ft 26), cilindrii fiind prelucrați direct în corp, acesta din urmă fiind calculat pentru o presiune de 25 bar, este supus probelor hidraulice.

Rotoarele sunt construite din oțel forjat sau din fontă cu grafit sferic, turnată sub vid, prelucrată mecanic cu mare precizie pe mașini unelte cu freze multiple. La marea majoritate a mașinilor de acest tip, rotorul tată antrenează rotorul mamă, dar noile profile permit și antrenarea rotorului tată de către rotorul mamă, ceea ce permite creșterea vitezei și în consecință a debitului vehiculat de compresor.

Lagărele: cele patru paliere sunt lise, cu bile sau cu rulmenți, eventual o combinație a celor două, datorită sarcinilor radiale mari. Aceste paliere sunt în general sensibil supradimensionate.

Garnitura mecanică (presgarnitura) este necesară pentru compresoarele de deschise și se folosește același tip de garnitură ca la compresoarele cu piston.

1.3.3. Compresorul monorotor (monoșurub)

Comprimarea – pentru aplicațiile din tehnica frigului, principalul constructor din Europa este societatea APV Baker Limited. Fabricația este bazată pe două serii, una cu un rotor satelit și cealaltă cu două rotoare satelit. Un compresor monorotor cu un satelit este prezentat în figura 1.18.

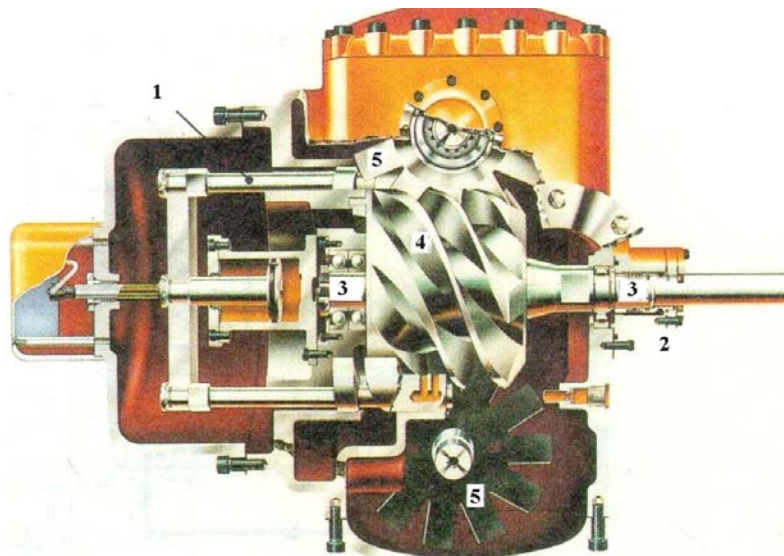


Fig. 1.18. Compresor monorotor

1 – comanda sertarului de reglare a puterii frigorifice;
2 – garnitură mecanică; 3 – palier; 4 – rotor; 5 – sateliți

Aceste mașini sunt caracterizate de diametrul rotorului D , având valori uzuale între 175 și 350 mm. Debitul circulat de aceste mașini se poate calcula cu relația:

$$Q_v = BD^3 n \cdot 60 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (1.4)$$

unde: - B este un coeficient care depinde de geometria mașinii fiind caracteristic fiecărui constructor;

- D este exprimat în m.

Uzual debitele au valori între 120 și 5000 m^3/h .

Aceste compresoare prezintă aceeași particularitate în ce privește *volumul index* V_i , ca și cele birotor.

Rotorul este din fontă, datorită proprietăților mecanice și compatibilității cu agenții frigorifici și joacă același rol ca și rotorul mamă de la compresoarele birotor. Este realizat cu 6 canale.

Rotoarele satelit sunt construite dintr-un material compozit, prezintă 11 aripioare și sunt antrenate de rotorul principal. Au același rol ca și rotorul tată, separând practic mașina în două zone de comprimare independente identice (pentru variantele cu doi sateliți).

Carterul este realizat dintr-o singură piesă, prin turnare, închide toate părțile mobile având însă și capace demontabile pentru asigurarea accesului și montarea pieselor.

Lagărele pentru mașina cu doi sateliți sunt proporțional mult mai puțin solicitate față de compresoarele birotor, deoarece efectele de comprimare sunt echilibrate ca urmare a simetriei orizontale a mașinii. Forțele radiale sunt practic nule deoarece pe de-o parte canalele se sprijină pe fața cilindrică externă a rotorului și pe de altă parte pe ambele fețe ale rotorului este menținută presiunea de aspirație. Efortul rezidual pe partea arborelui care iese în afară este preluat de un palier cu rulmenți.

1.3.4. Aspecte comune ale compresoarelor elicoidale

Sistemul de ungere – asigură următoarele funcții:

- ungerea palierelor portante, a garniturii mecanice și a pistonului de echilibrare;
- comanda hidraulică a sertarului de variație a puterii frigorifice și de pornire în gol;
- ungerea rotoarelor care angrenează unul cu celălalt;
- etanșeitatea între rotoare și între rotoare și stator, reducând și pierderile dintre partea de presiune ridicată și cea de presiune joasă;
- răcirea vaporilor comprimați, prin preluarea unei părți importante din căldură;

Datorită acestei ultime funcții, este posibil ca un asemenea compresor să aibă temperatura de refulare întotdeauna sub 100°C , deoarece se injectează un debit de ulei de 0,5-1% din debitul total al acestuia, la o temperatură de $40\dots 60^\circ\text{C}$.

Sertarul de variație a puterii frigorifice – este o piesă esențială pentru funcționarea compresoarelor industriale, care în permanență trebuie să coreleze puterea frigorifică solicitată cu cea furnizată, respectiv să asigure variația debitului vehiculat.

- La mașinile birotor, sertarul este dispus la intersecția celor două rotoare, culisează axial și eliberează o parte mai mare sau mai mică din rotoare, realizând și o întoarcere spre aspirație a unei părți din vaporii. Lungimea rotorului mascată de sertar, realizează în continuare comprimarea. Comprimarea se realizează ca și când raportul L/D ar fi variabil.
- La mașinile monorotor, există două sertare situate de o parte și de alta a planului orizontal, care separă compresorul în două jumătăți simetrice.

1.3.5. Tendințe actuale

Principalele avantaje ale compresoarelor elicoidale, față de cele cu piston sunt următoarele:

- dimensiuni mai reduse;
- greutate mai mică;
- siguranță mai mare în funcționare;
- întreținere mai redusă;
- nivel de vibrație redus;
- antrenarea realizată de motoare cu doi poli.

Dezavantajele sunt următoarele:

- prețul mai ridicat (serii de fabricație mai reduse, deci mai scumpe);
- importanța și complexitatea mărită a circuitului de ungere;
- nivelul de zgomot mai ridicat.

Pentru a nu mări numărul de rotoare (datorită costurilor de fabricație), anumiți constructori asigură antrenarea atât de către rotorul tată, cât și de către rotorul mamă, ceea ce permite realizarea cu aceeași pereche de rotoare, de debite în raportul 5 la 1. Alți constructori prevăd antrenarea rotorului tată prin intermediul unui multiplicator de turație.

Progresele realizate în domeniul informaticii, atât în ceea ce privește modelarea cât și fabricarea rotoarelor și simplificarea sistemului de ungere, au permis realizarea de mașini mai ieftine, mai simple (prin suprimarea sertarului) și mai silențioase, atât deschise cât și semiermetice, ca în figura 1.19, sau chiar ermetice.

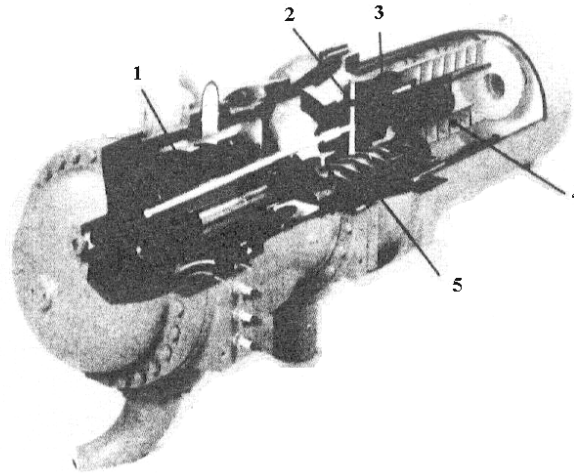


Fig. 1.19. Compresor elicoidal semiermetic

- 1 – motor electric; 2 – sertar pentru reglarea puterii frigorifice;
3 – comanda sertarului; 4 – separator de ulei; 5 - rotor

1.4. Compressoare volumice rotative

În această categorie sunt incluse:

- compresoare cu paletе;
- compresoare cu piston rotativ;
- compresoare cu spirale (Scroll).

Toate aceste mașini sunt caracterizate de simplitatea aparentă a construcției, datorată numărului redus de piese în mișcare, dar care necesită tehnologii de fabricație scumpe.

1.4.1. Compresorul cu paletе în rotor

Este un compresor volumic, utilizat în tehnica frigului încă din anii 1930, dar care datorită problemelor legate de materialele componente nu a suferit dezvoltări ulterioare.

Partea principală a mașinii este reprezentată de un stator cilindric în interiorul căruia se învâрте un rotor excentric, tangent la cilindru, așa cum se observă în figura 1.20.

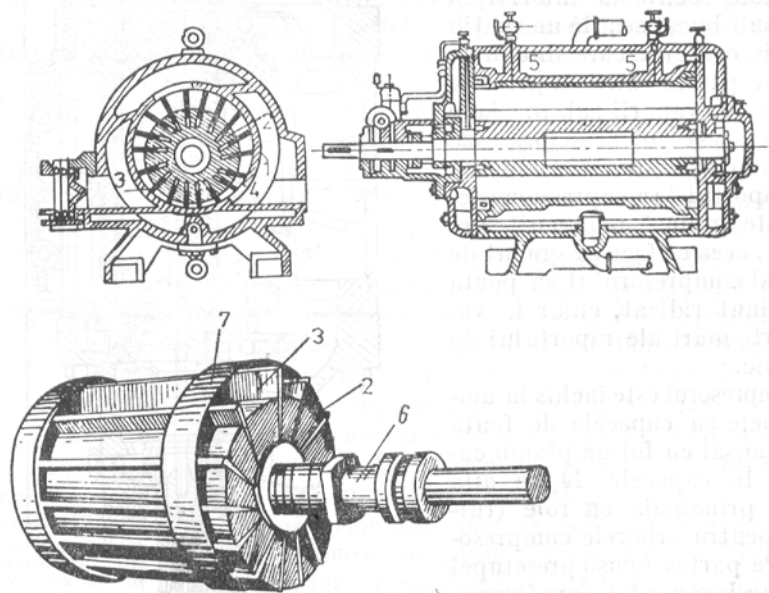


Fig. 1.20. Schema compresorului cu paletе în rotor

1 – cilindru; 2 – piston rotativ; 3 – lamele culisante; 4 – spațiu de refulare;
5 – spațiu de aspirație; 6 – arbore; 7 – inele pentru limitarea cursei

Rotorul are prevăzute canale radiale în care paletele pot să culiseze liber sub efectul forței centrifugale, pe care o imprimă rotorul.

Noile materiale descoperite în industria aeronautică și posibilitatea de a se prelucra în serie profile complexe, pot să asigure din nou succesul acestor tipuri de mașini. Firma Rotocold din Marea Britanie, realizează asemenea compresoare, special pentru tehnica frigului și a adus câteva îmbunătățiri dintre care se menționează:

- Realizarea paletelor din materiale compozite (polimeri aromatici și fibră de sticlă), ușoare și rezistente, ceea ce permite atingerea de turații ridicate (viteza periferică de cca. 25 m/s);
- Acoperirea paletelor cu un material autolubrifiant (teflon), asigură funcționarea corectă și în cazul unei defecțiuni pe circuitul de ulei;

- S-a realizat un dispozitiv de protecție împotriva loviturilor hidraulice, prin echiparea compresorului cu o placă mobilă situată la extremitatea rotorului, menținută în poziție normală de resorturi. O eventuală suprapresiune datorată prezenței lichidului, deplasează placa mobilă și astfel mașina este protejată împotriva oricăror defecțiuni mecanice;
- Uleiul de ungere este preluat dintr-un separator de ulei (la presiune ridicată) și injectat într-un dublu circuit intern. Primul alimentează garnitura mecanică asigurând ungerea și răcirea acesteia, ungerea rulmentului din față și ungerea unei fețe a rotorului. Al doilea circuit asigură ungerea rulmentului din spate și ungerea celei de-a doua fețe a rotorului. Acest mod de funcționare elimină necesitatea utilizării unei pompe de ulei, ceea ce simplifică mult construcția;
- Reglarea puterii frigorifice, în lipsa unui dispozitiv specializat, se realizează fie prin utilizarea unui motor de antrenare cu două turații, fie prin utilizarea unui dispozitiv de modificarea a frecvenței de alimentare.

Firma Rotocold are ca și caracteristici principale pentru seria de compresoare cu 8 palete, următoarele caracteristici:

- materiale componente: polimeri și fibre de carbon;
- turația nominală: 1450...4000 rot/min;
- turația maximă admisă: 6000 rot/min;
- debit: 12,8...80,4 m³/h;
- agenți frigorifici: R22 și R502.

1.4.2. Compresor cu piston rotativ

Acest compresor este prezentat din considerente istorice, nefiind foarte răspândit în prezent. Poate fi considerat ca o variantă a compresorului cu lamele în rotor, având însă o singură lamelă, montată în stator, ca în figura 1.21.

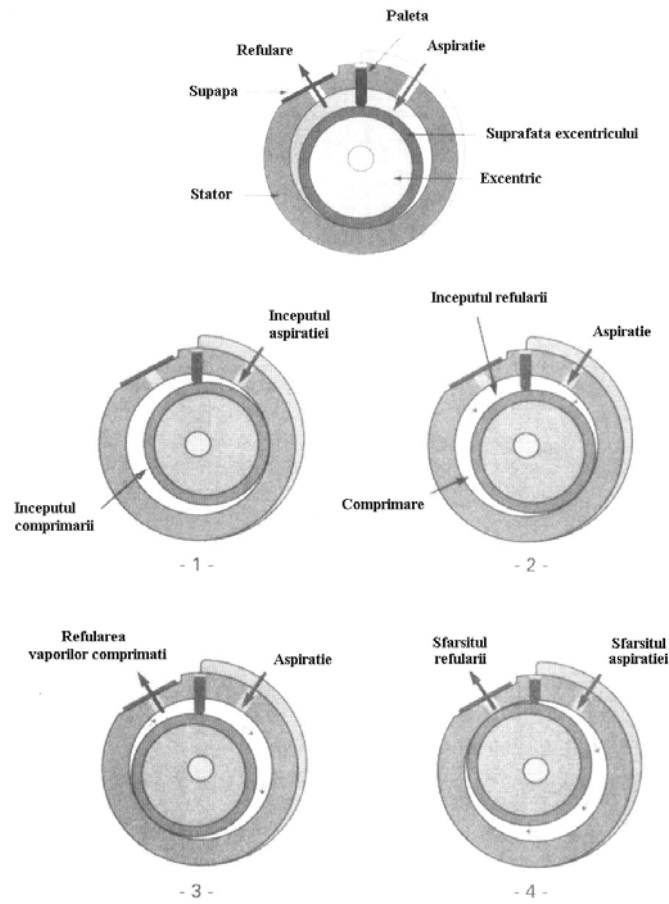


Fig. 1.21. Compresor cu piston rotativ

Este utilizat încă din 1980 de câteva firme constructoare din Japonia, în special de firma Daikin, care folosește asemenea compresoare ermetice în aparate de climatizare, în frigidere casnice și în grupuri compresor-condensator cu o putere de aproximativ 3 kW.

1.4.3. Compresorul cu spirale (Scroll)

Această mașină a fost inventată și brevetată în S.U.A. în 1905 și dezvoltată ulterior tot în S.U.A. în anii 1970. Pentru prima dată au fost utilizate în frigidere casnice (de putere frigorifică redusă) de firma DWM-Copeland, iar apoi în climatizare de firma Trane care le-a folosit și în grupuri de răcire a apei cu puterea frigorifică de 35 kW. Totuși nu există nici un impediment pentru realizarea unor asemenea compresoare de puteri frigorifice mai mari.

Comprimarea – Acest compresor este prezentat în figura 1.22 și piesele principale sunt practic din două spirale una în alta.



Fig. 1.22. Compresor Scroll

Spirala superioară unde se găsește orificiul de refulare este fixă, în timp ce spirala inferioară este antrenată într-o mișcare orbitală. Aspirația se realizează prin zona periferică, iar refularea prin orificiul situat în centrul spiralei fixe.

Spirala fixă este prezentată în figura 1.23, iar spirala mobilă este prezentată în figura 1.24.

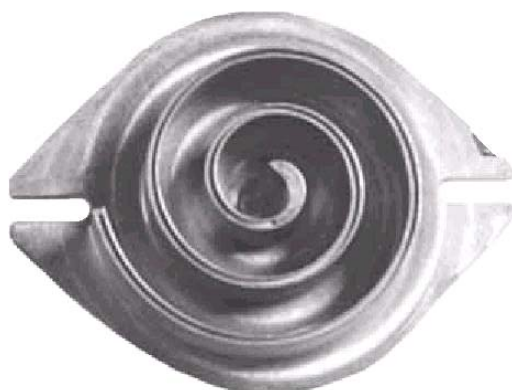


Fig. 1.23. Spirala fixă (stator)



Fig. 1.24. Spirala mobilă (rotor)

Modul de funcționare al acestor tipuri de compresoare este ilustrat în figura 1.25.

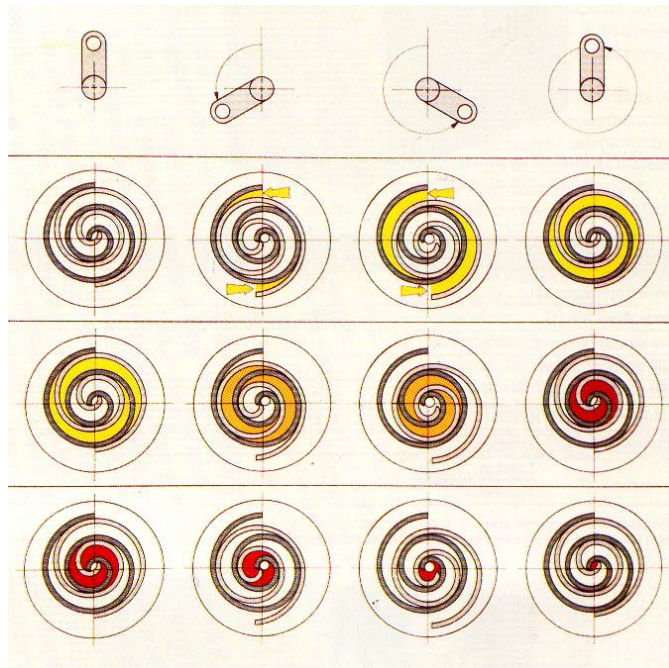


Fig. 1.25. Principiul de funcționare al compresorului Scroll

- *aspirația* – în timpul deplasării spiralei inferioare se formează două zone prin care sunt aspirați vaporii de agent frigorific până în momentul în care cele două zone se închid;
- *comprimarea* – mișcarea spiralei antrenează vaporii spre zona centrală, iar volumul ocupat de vapori se reduce treptat ceea ce produce comprimarea acestora;
- *refularea* – vaporii comprimați sunt evacuați prin orificiul din zona centrală.

Se observă că în timpul funcționării, cele trei faze (aspirația, comprimarea și refularea) se desfășoară simultan, simetric și continuu, ceea ce reprezintă o caracteristică importantă a acestui tip de compresor, care va fi supus unei variații a cuplului mai redusă decât în cazul compresorului cu piston.

Compresorul nu necesită supape, fiind suficientă o simplă clapetă unisens, care să împiedice reântoarcerea vaporilor refulați. Raportul de comprimare este fix, iar coeficientul de debit este foarte bun, pentru că nu există spațiu mort.

Particularități mecanice – Compresorul nu prezintă decât trei piese în mișcare, dar pune probleme deosebite din următoarele puncte de vedere: etanșeitate axială, etanșeitate radială și evitarea rotației inverse a spiralei mobile.

- *Etanșeitatea axială* – este esențială ținând seama de suprafața spiralei mobile și de forțele de presiune axiale datorate comprimării, care tind să depărteze spirala mobilă de cea fixă. Principalii constructori utilizează diverse metode pentru rezolvarea acestei probleme:

- Aplicarea unei presiuni de vapori pe spatele spiralei fixe, pentru a o împinge spre cea mobilă. În acest scop în zona de început a comprimării se practică un mic orificiu în spirala fixă, care prezintă totuși o ușoară capacitate de deplasare axială. Presiunea practică trebuie să fie suficient de mare ca să poată asigura etanșarea, dar nu prea mare pentru a nu provoca pierderi datorate frecărilor excesive dintre cele două spirale. La oprirea compresorului, cele două spirale nu sunt în contact, ceea ce reduce cuplul de pornire.

- Aplicarea unei forțe elastice asupra spiralei mobile, prin intermediul unui resort;

- *Etanșeitatea radială* – adică etanșeitatea care trebuie să existe la contactul dintre cele două spirale. Pentru această problemă există de asemenea două soluții tehnice:

- Prin antrenarea excentrică liberă a spiralei mobile, de către arborele motor, situație în care forța centrifugă asigură contactul permanent dintre spirale în așa fel încât spirala mobilă să rămână concentrică cu cea fixă;
- Prin antrenarea spiralei mobile, utilizând ca piesă intermediară o maselotă cu excentric de tipul celei prezentate în figura 1.26. Antrenarea spiralei se realizează excentric față de axul acesteia, care pivotează în orificiul prevăzut în acest scop în corpul maseletei. Deplasarea maseletei este limitată cu ajutorul unui știft.

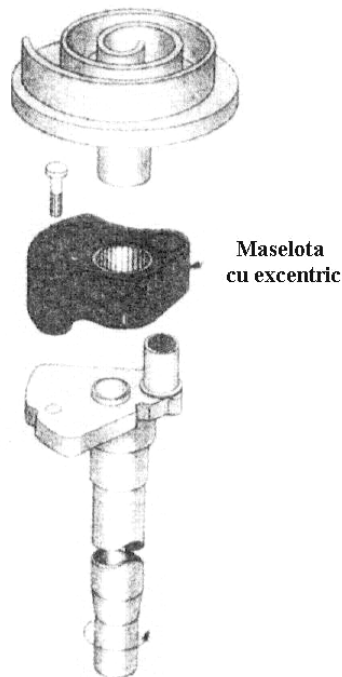


Fig. 1.26. Mecanism de antrenare prin maselotă cu excentric

Această soluție permite curățarea spiralei mobile în cazul prezenței nedorite de lichid sau impurități solide, evitându-se astfel distrugerea compresorului.

- *Dispozitivul antirotație* – soluția de antrenare a spiralei mobile, prezentată anterior, caracteristică pentru compresoare ermetice asigură rotația spiralei în sensul dorit. La compresoarele deschise se utilizează alte soluții tehnice care să realizeze același efect.

- *Ungerea* este asigurată de o pompă centrifugală imersată în baia de ulei din carter. Uleiul circulă prin canale practicate în arborele de antrenare asigurând ungerea palierelor arborelui, dar și palierul spiralei mobile. Uleiul antrenat de vapori asigură lubrifierea zonei de contact dintre spirale.

La ora actuală cele mai numeroase utilizări ale acestor compresoare se întâlnesc în condiționarea aerului.

1.5. Compresoare centrifugale

1.5.1. Scurt istoric

Compresoarele centrifugale au început să fie utilizate în tehnica frigului la începutul secolului. Cele mai importante repere cronologice sunt:

1910: În Germania se studiază posibilitatea utilizării acestor compresoare cu agenții frigorifici cunoscuți la momentul respectiv (SO_2 , CO_2 , NH_3). Simultan compania Carrier în S.U.A. experimenta cu aceste mașini, diverse hidrocarburi și clorura de metilen.

1926: În Elveția, compania Brown Boveri realizează un compresor centrifugal funcționând cu amoniac, având o putere frigorifică de 7000 kW, la realizarea unei temperaturi de -15°C . Ulterior aceeași companie a utilizat clorura de etilen și bromura de etilen pentru climatizare.

1930: Compania americană Kinetik Chemicals produce freoni având masa moleculară mare, care se pretează bine la utilizarea în aceste compresoare.

1933: Compania Carrier utilizează R11 pentru climatizare și R12, propan, respectiv SO_2 , pentru realizarea de temperaturi mai scăzute.

După al doilea război mondial, dezvoltarea intensă a domeniului condiționării aerului, dar și a aplicațiilor care necesită temperaturi mai scăzute, au favorizat atât în Europa cât și în S.U.A. promovarea compresoarelor centrifugale.

Tab. 1.4. Tipuri de compresoare centrifugale realizate de principalii furnizori

Furnizor	Monorotor cu multiplicator încorporat		Dublu rotor		Multirotor
	Deschis	Semiermetic	Deschis	Semiermetic	deschis
Carrier	C, TS	C, TS	C, TS	C, TS	TS
York	C, TS	C, TS	C, TS	C, TS	TS
Trane			C	C	

C – Climatizare; TS – Temperaturi scăzute

1.5.2. Generalități

Compressoarele centrifugale sunt utilizate într-o mare varietate de instalații frigorifice și pentru condiționarea aerului.

Debitele volumice uzuale se încadrează între 200 m³/h în aeronautică și 55000 m³/h în condiționarea aerului, iar turațiile între 3000 și 100000 rot/min. Debitele mici se realizează cu diametre mici și turații mari, iar debitele mari cu diametre mari și turații mici.

Compressoarele frigorifice centrifugale de puteri frigorifice mici realizează 15-95 kW, funcționând cu R134a, sau R114, au dimensiuni foarte reduse, sunt antrenate de turbine acționate de aer, la turații de peste 100000 rot/min și sunt destinate climatizării cabinelor avioanelor de transport.

Puterile frigorifice maxime ale compresoarelor centrifugale sunt limitate de dimensiunile acestora. De exemplu un asemenea compresor de 55000 m³/h pentru climatizarea unui aeroport, are un diametru exterior de aproape 2m.

Temperaturile de vaporizare pe care le pot realiza se situează între +10°C (climatizare) și -160°C (lichifierea metanului). Presiunile de refulare pot ajunge la 21 bar, iar raportul de comprimare variază între 2 și 30 (cu mai multe trepte de comprimare). Practic pot să fie comprimate toți agenții frigorifici.

În compresoarele frigorifice se pot monta maxim 10 trepte (etaje) de comprimare și sunt posibile aspirații multiple între trepte, la diferite nivele de temperatură, astfel încât un compresor să poată realiza mai multe nivele de temperatură scăzută. Se pot monta în serie mai multe compresoare, care să fie antrenate simultan, iar dacă este necesar aceste compresoare cu antrenare unică pot să funcționeze cu mai mulți agenți frigorifici.

În condiționarea aerului, datorită valorii reduse a raportului de comprimare (3...4), este posibilă comprimarea în una sau două trepte, deci pentru acest domeniu se utilizează mașini simple.

1.5.3. Construcția compresoarelor centrifugale

Mașinile utilizate în climatizare sunt realizate în general sub forma unor grupuri care cuprind compresorul, sistemul de antrenare, condensatorul, vaporizatorul, dispozitivul de destindere și aparatele auxiliare.

Un model de rotor pentru compresoarele centrifugale este prezentat în figura 1.27.



Fig. 1.27. Rotorul unui compresor centrifugal

În figura 1.28 este prezentat modul de compunere a vitezelor într-un rotor de compresor centrifugal.

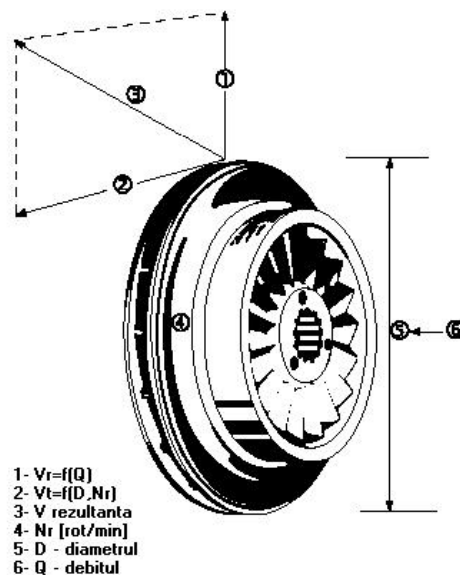


Fig. 1.28. Compunerea vitezelor în rotorul unui compresor centrifugal
 1 – viteza radială; 2 – viteza tangențială; 3 – viteza rezultantă; 4 – turația;
 5 – diametrul rotorului; 6 - debitul

Compressoarele sunt realizate în trei variante constructive: deschise cu multiplicator de turație separat sau încorporat, respectiv semiermetice.

Compressoarele deschise cu multiplicator separat, ca cel din figura 1.29, au apărut în ordine cronologică primele, având la început două trepte de comprimare.

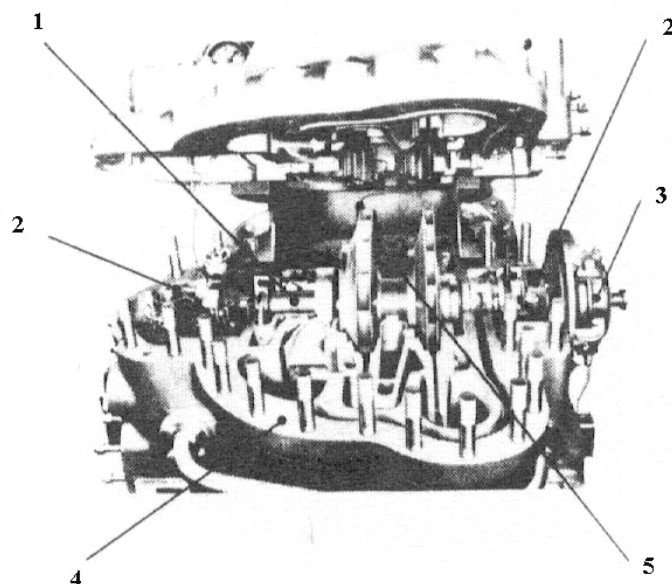


Fig. 1.29. Compresor centrifugal deschis cu multiplicator separat.

Varianta a

1 – arbore din oțel aliat; 2 – lagăre palier; 3 – element fricțiune din carbon;
4 – carter inferior; 5 – rotor din oțel aliat

Primii agenți frigorifici utilizați în aceste compresoare au fost R11, R12, R114, R500, R502 și R22.

Cele mai importante caracteristici ale acestor compresoare sunt următoarele:

- caterul este realizat din fontă oțeloasă având două părți suprapuse, ambele având câte o suprafață plană pentru montarea unei garnituri orizontale;
- rotoarele sunt în general închise având paletele ascunse în interior și fiind realizate în una din următoarele variante:
 - integral din oțel, cu palete separate, montate în canale practicate pe cele două fețe ale roților;
 - integral din oțel, cu paletele frezate în una din cele două fețe, cealaltă fiind sudată de marginile roților;
 - din aliaje de aluminiu lipite;
- labirintii (o parte fixă din aluminiu și una rotitoare din oțel) etanșează zona de presiune ridicată față de cea de presiune scăzută, fiind străbătute de un debit foarte scăzut de agent frigorific, având și rolul de a împiedica uleiul din circuitul de ungere să pătrundă în compresor;
- garnitura mecanică are o construcție asemănătoare cu cea a compresoarelor deschise cu piston și etanșează interiorul compresorului de exterior;
- pompa de ulei este montată la celălalt capăt al arborelui, iar roțile dințate sunt imersate în baia de ulei aflată în partea inferioară a carterului;
- circuitul de ungere are următoarele elemente principale:
 - pompa de ulei cu roți dințate;
 - filtru foarte fin;
 - canalele de curgere a uleiului;

- punctele în care se realizează ungerea;
- supapă pentru reglarea presiunii de ungere;
- rezistență electrică pentru degazarea uleiului;
- schimbător de căldură pentru răcirea uleiului (răcitor de ulei);
- pompă de ungere electrică, pentru asigurarea ungerii la pornire și în perioadele de oprire;
- cuplajul multiplicatorului exterior este realizat din două manșoane danturate, montate pe cei doi arbori (al compresorului și al multiplicatorului) și dintr-o piesă intermediară de formă cilindrică având dantură interioară. Ansamblul este închis și lucrează într-o baie de ulei.

Varianta de compresor din figura 1.30 prezintă un carter având forma simplificată, roți mai simple, iar în difuzoare pot să existe opțional și paletе.

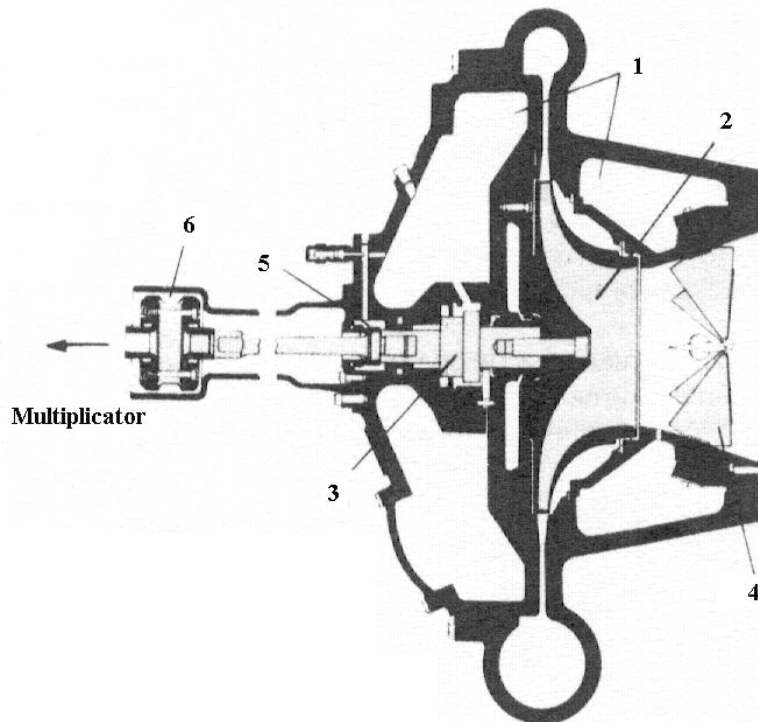


Fig. 1.30. Compresor centrifugal deschis cu multiplicator separat. Varianta b.

- 1 – stator din fontă oțeloasă cu granulație fină;
 2 – rotor din aliaj de aluminiu; 3 – pompă de ulei;
 4 – dispozitiv de prerotire; 5 – garnitură mecanică; 6 – cuplaj elastic

- La intrarea în primul rând de roți poate să existe un dispozitiv mobil de reglare a debitului, denumit și dispozitiv de prerotire.
- Ungerea se realizează cu ajutorul unei pompe centrifugale.

Compressoarele deschise cu multiplicator încorporat au construcția prezentată în figura 1.31.

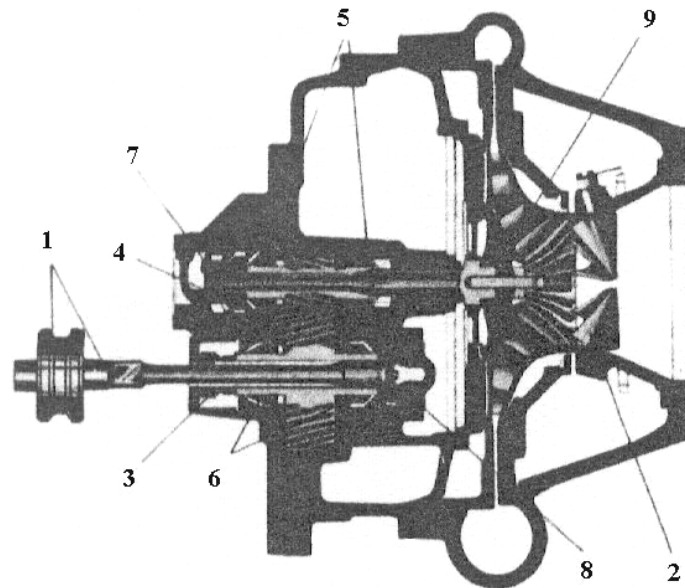


Fig. 1.31. Compresor centrifugal deschis cu multiplicator încorporat

- 1 – cuplaj cu bară de torsiune; 2 – dispozitiv de prerotare;
- 3 – garnitură mecanică; 4 – pinioane multiplicator; 5 – palier de turație mare;
- 6 – palier de turație mică; 7 – pompă de ulei de turație mare;
- 8 – pompă de ulei de turație mică; 9 – rotor din aliaj de aluminiu

- Deoarece ansamblul compresor-multiplicator-motor nu este nici economic, nici ușor de manevrat, unii constructori au montat multiplicatorul în carter;

- Unul din avantajele este acela că garnitura mecanică este plasată pe arborele de turație redusă, care este mai ușor de etanșat.

Compressoarele centrifugale semiermetice se utilizează în condiționarea aerului, unde raportul de comprimare mai redus permite utilizarea a numai două trepte de comprimare, la o turație care poate fi realizată prin antrenarea directă utilizând un motor electric cu doi poli. O asemenea variantă este prezentată în figura 1.32.

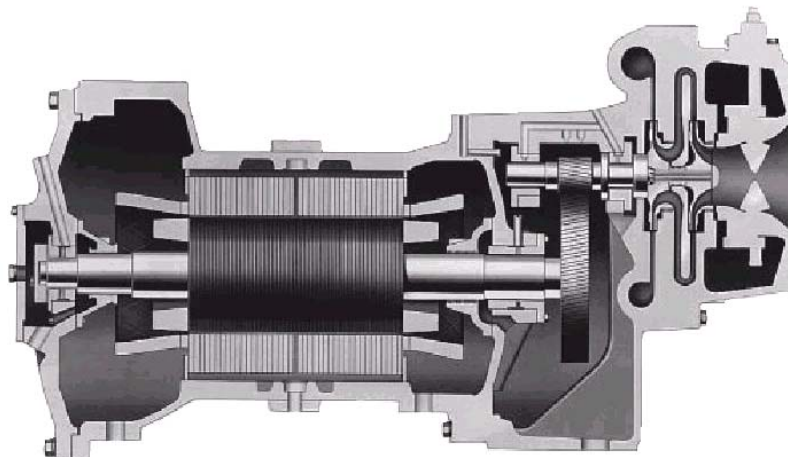


Fig. 1.32. Compresor centrifugal semiermetic

2. SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

2.1. Noțiuni introductive. Clasificare

Principalele schimbătoare de căldură din instalațiile frigorifice și pompele de căldură sunt vaporizatorul și condensatorul.

În componența acestor instalații mai pot să existe și alte schimbătoare de căldură cum sunt:

- Subrăcitoarele din instalațiile frigorifice funcționând cu amoniac;
- Schimbătoarele interne de căldură (regeneratoare) din instalațiile frigorifice cu freoni.

Cele mai importante criterii de clasificare a schimbătoarelor de căldură sunt:

Natura agentului cu care agentul frigorific realizează transferul termic:

- gaze (în general aer);
- lichide (în general apă).

Rolul funcțional și tipul schimbătorului:

- vaporizatoare
 - răcitoare de aer (sau alte gaze);
 - răcitoare de apă (sau alte lichide).
- condensatoare
 - răcite cu apă (sau alte lichide);
 - răcite cu aer (sau alte gaze).

Condițiile de funcționare cele mai importante ce caracterizează regimul de lucru al schimbătoarelor de căldură din instalațiile frigorifice sunt:

- temperaturile și presiunile agenților la intrarea și ieșirea din schimbător (în cazul răcirii aerului este importantă și umiditatea acestuia);
- diferența minimă de temperatură între cei doi agenți;
- modul de alimentare cu agent frigorific (în special pentru vaporizatoare);
- prezența acumulărilor termice (cazul vaporizatoarelor acumulative de gheață).

Sarcinile termice ale schimbătoarelor de căldură, care reprezintă mărimile fundamentale pentru proiectarea acestor aparate.

Caracteristicile geometrice ale schimbătoarelor de căldură adică:

- dimensiunile de gabarit (lungime, lățime, înălțime);
- modul de dispunere a țevilor;
- pasul dintre țevi;
- dimensiunile țevilor (diametru exterior și interior, sau diametrul exterior și grosimea);
- numărul de rânduri de țevi (țevi pe orizontală) și numărul de secții (țevi pe verticală).

Caracteristicile funcționale, sunt cele care definesc performanțele termice și fluidodinamice ale schimbătoarelor de căldură. Între acestea cele mai importante sunt:

- coeficientul global de transfer termic;
- pierderile de presiune pe circuitele celor doi agenți;
- modul de automatizare a funcționării (prin controlul presiunii agentului frigorific, al givrajului, sau al compoziției apei, etc.);

Operațiile de întreținere necesare reprezintă o altă caracteristică importantă, iar câteva exemple sunt:

- purjarea (gazelor necondensabile, uleiului, etc.);
- curățarea, degivrarea, desprăfuirea, detartrarea;
- tratamente auxiliare (dedurizarea apei, filtrarea, etc.).

Clasificarea schimbătoarelor de căldură se poate realiza de exemplu după natura agenților și rolul funcțional:

Tab. 2.1. Clasificare a schimbătoarelor de căldură

Agenți	Vaporizatoare	Condensatoare
Aer și gaze uscate	Baterie cu aripioare	Baterie cu aripioare
Aer și gaze umede	Baterie cu aripioare	Condensatoare cu evaporarea apei (naturală sau forțată) Turnuri de răcire
Apă și lichide	Schimbătoare multitubulare - agentul rece în țevi - agentul rece între țevi	Schimbătoare multitubulare - agentul cald în țevi - agentul cald între țevi
	Schimbătoare cu plăci	
	Schimbătoare coaxiale	

2.2. Construcția schimbătoarelor de căldură

Indiferent de modul în care sunt clasificate schimbătoarele de căldură utilizate în tehnica frigului, există patru modalități tehnice de realizare a acestora, dintre care primele două sunt cele mai răspândite:

- Schimbătoare multitubulare;
- Baterii cu aripioare;
- Schimbătoare cu plăci;
- Schimbătoare coaxiale.

2.2.1. Schimbătoare de căldură multitubulare

Aceste aparate sunt construite în principiu dintr-un fascicul de țevi, montate în două plăci tubulare și închise într-o manta prevăzută cu capace, așa cum se observă în figura 2.1.

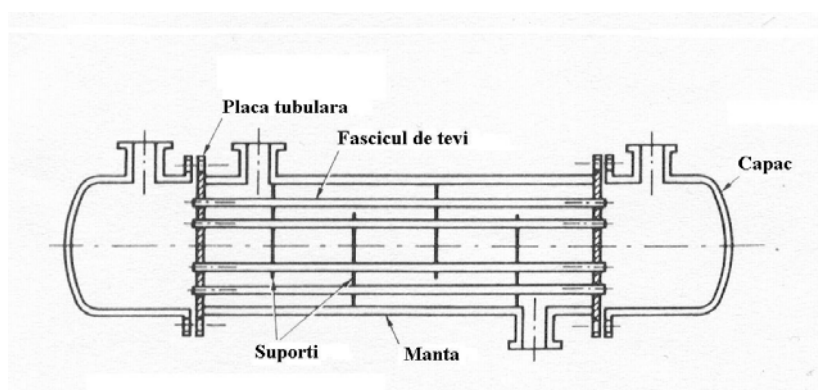


Fig. 2.1. Schema funcțională a unui schimbător de căldură multitubular

În general țevile sunt laminate și destinate special construcției schimbătoarelor de căldură. Cele mai utilizate materiale sunt:

- oțeluri pentru temperaturi medii sau joase;
- cupru;
- aliaje cupru-nichel în diferite compoziții (de exemplu 70/30%, sau 90/10%);
- aliaje cupru-aluminiu în diferite compoziții (de exemplu 93/7%, sau 91/9%);
- diferite tipuri de aliaje cu zinc între 22 și 40%;
- oțeluri inoxidabile.

Există o mare varietate de diametre pentru care sunt produse aceste țevi, dar în general, pentru schimbătoarele de căldură se preferă țevi cu diametre cât mai mici, care asigură un transfer termic mai intens și construcții mai compacte, dar se vor avea în vedere și aspectele legate de pierderile de presiune și de colmatare.

Utilizarea intensă în ultimii ani a freonilor, caracterizați prin coeficienți de transfer termic mai reduși, a dus între altele și la producerea de schimbătoare multitubulare, dar nu numai, în care se utilizează țevi speciale pentru îmbunătățirea condițiilor de transfer termic.

În figura 2.2 sunt prezentate țevi cu nervuri spiralate, care se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor:

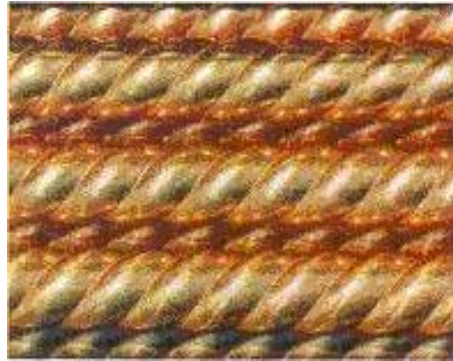


Fig. 2.2. Țevi cu nervuri spiralate

În figura 2.3. este prezentată o țevă cu nervuri exterioare joase, realizate prin extrudare, din materialul de bază al țevii. După extrudare, diametrul exterior al părților lise ale țevilor, este egal cu diametrul exterior al nervurilor, ceea ce permite o montare ușoară în plăcile tubulare. Pasul dintre nervuri este în mod uzual de (0,8...1,5) mm, iar înălțimea nervurilor este de aproximativ (1...1,5) mm. Aceste țevi pot să asigure un raport între suprafața exterioară a țevilor nervurate și suprafața interioară a acestora de 3...5, ceea ce reprezintă o creștere semnificativă a suprafeței exterioare de transfer termic.

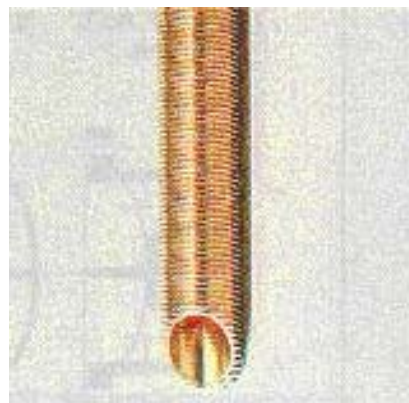


Fig. 2.3. Țevă cu nervuri joase, obținute prin extrudare

În figura 2.4. sunt prezentate câteva tipuri de țevi cu aripioare ondulate. Aceste țevi se utilizează în special la construcția vaporizatoarelor. Pe țeava de bază se montează prin sudare elicoidală, o bandă ondulată. Asemenea construcții se pot realiza pentru țevi având diametre între (8...39) mm. Înălțimea nervurilor este de 9 mm, iar grosimea acestora variază între 0,2...0,3 mm. Raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 9...16.



Fig. 2.4. Țevi cu nervuri ondulate

În figura 2.5. este prezentată o țeavă cu nervuri în formă de ace. Acestea se utilizează în special la construcția condensatoarelor. Exteriorul țevilor se aseamănă cu o perie metlică, ceea ce asigură o suprafață și o intensitate a transferului termic, foarte ridicate. Aceste tipuri de țevi sunt eficiente în primul rând pentru transferul căldurii în medii gazoase și în particular în aer.

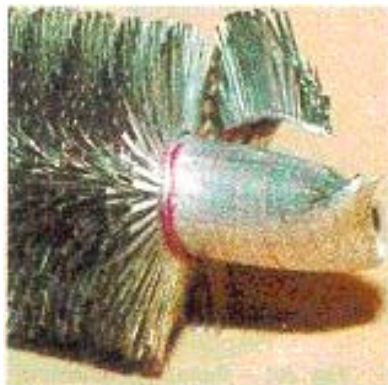


Fig. 2.5. Țeavă cu nervuri aciforme

În figura 2.6. sunt prezentate câteva țevi cu miez în formă de stea, care se utilizează la construcția vaporizatoarelor cu fierbere în interiorul țevilor. Suprafața interioară este mărită prin introducerea în țevi a miezurilor realizate din aluminiu și având uzual cinci sau zece raze. Problema tehnică a realizării acestor țevi o reprezintă asigurarea contactului termic dintre țeava de bază și miez, realizat prin introducerea forțată a miezului. Intensitatea transferului termic este mărită dacă se realizează și răsucirea miezului de 2...3 ori pe fiecare metru de țeavă.

Țevile cu miez în formă de stea pot avea diametre de 16...19 mm și grosimea de 1 mm. Raportul dintre suprafața interioară și cea exterioară este de 2 în cazul miezurilor cu 5 raze și 2,7 în cazul miezurilor cu 10 raze.



Fig. 2.6. Țevi cu miez în formă de stea

În figura 2.7. sunt prezentate câteva modele de țevi cu nervuri interioare. Aceste țevi se pot utiliza și la vaporizatoare și la condensatoare. Nervurile sunt realizate din țeava de bază, ceea ce asigură un transfer termic foarte bun. există numeroase forme ale nervurilor și grade de răsucire. Față de țevile lise, coeficientul global de transfer termic crește mult datorită următoarelor efecte:

- creșterea suprafeței de transfer termic;
- drenajul prin capilaritate a fazei lichide, care formează un film subțire pe suprafața interioară nervurată;
- rotirea filmului de lichid, datorită răsucirii (încalinării) nervurilor.

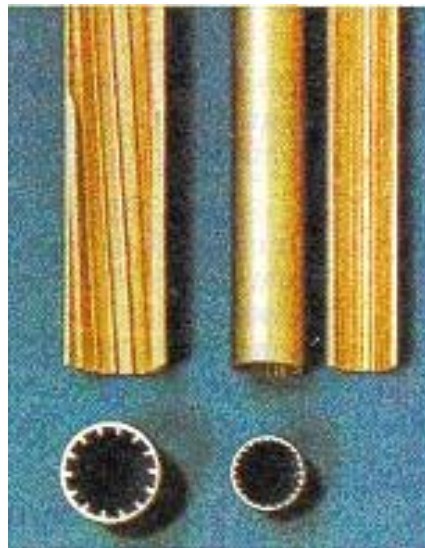


Fig. 2.7. Țevi cu nervuri interioare

În figura 2.8. sunt prezentate două țevi cu suprafața neregulată montate una în alta. Asemenea țevi se pot utiliza eficient în construcția condensatoarelor și a vaporizatoarelor, sunt foarte moderne și se produc în Japonia, SUA, Germania sau Franța. Suprafețele țevelor prezintă diferite tipuri de cavități, proeminențe piramidale sau asperități, realizate prin diverse procedee tehnologice noi. Suprafețele neregulate ale acestor țevi pot intensifica transferul termic în cazul schimbării stării de agregare, pentru că favorizează amorsarea fierberii, respectiv a condensării. Din acest motiv aceste țevi mai sunt numite și țevi de nucleație.



Fig. 2.8. Țevi cu suprafețe neregulate

În figura 2.9. este prezentată o țevă din materiale compozite. Asemenea țevi se pot utiliza și în condensatoare și în vaporizatoare, atunci când condițiile de transfer termic sunt mediocre atât în interior cât și în exteriorul țevelor. Aceste țevi combină avantajele nervurilor exterioare cu cele ale generatoarelor interioare de turbulență. Există mai multe variante de asemenea țevi între care se pot aminti țevi cu nervuri elicoidale la interior și structură piramidală la exterior, sau țevi cu nervuri elicoidale atât la interior cât și la exterior. Diametrele pentru care se produc asemenea țevi sunt de 10...19 mm, iar raportul dintre suprafața exterioară și cea interioară este de 1,5...2.



Fig. 2.9. Țevă realizată din materiale compozite

Calitatea materialelor din care se realizează țevile, ca și materialele din care se realizează acestea trebuie să fie dintre cele mai bune deoarece în timpul funcționării, acestea sunt supuse coroziunii și unor solicitări care le pot distruge, sau le pot diminua capacitatea de transfer termic.

În figura 2.10 este prezentată o țevă nervurată corodată în exterior pe durata funcționării, iar în figura 2.11 este prezentată o țevă nervurată corodată în interior.

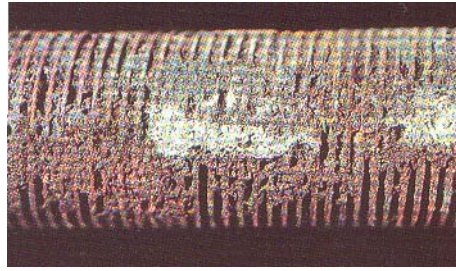


Fig. 2.10. Teavă nervurată corodată la exterior

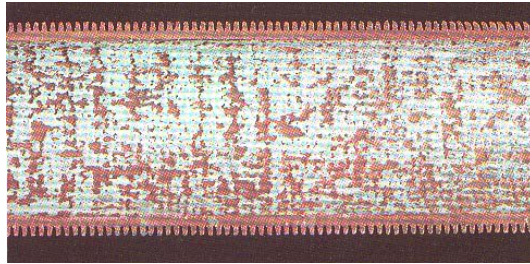


Fig. 2.11. Țevă nervurată corodată interior

În figura 2.12 este prezentată uzura apărută pe o țevă în zona de montare pe suport.

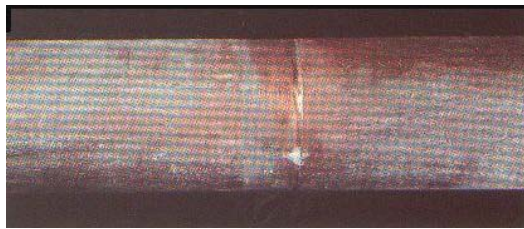


Fig. 2.12. Țevă uzată datorită suportului

În figurile 2.13 și 2.14 sunt prezentate țevi distruse datorită solicitărilor la care au fost supuse în timpul funcționării.

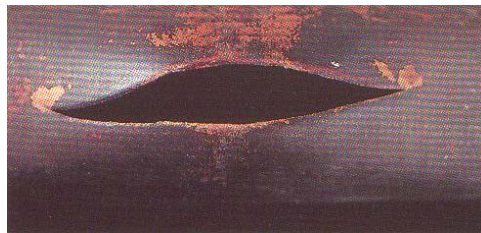


Fig. 2.13. Țevă spartă datorită presiunii gheții formate în interior

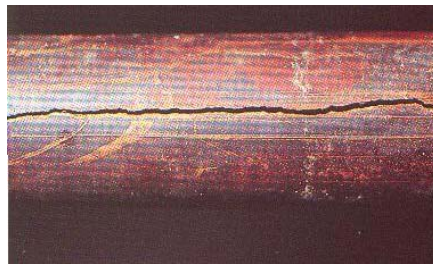


Fig. 2.14. Țevă fisurată longitudinal

Din ultimele două imagini se observă că țevile nu se fisurează transversal, ci longitudinal, sau se sparg (crapă).

Plăcile tubulare se utilizează pentru fixarea țevilor în fascicul și se montează la extremitățile mantalei așa cum se observă în figura 2.1. Dacă este necesar, pentru susținerea fasciculului de țevi se utilizează și suportți. Pentru realizarea plăcilor tubulare și a suportților se pot utiliza următoarele materiale în funcție de natura agenților și agresivitatea acestora față de aceste materiale:

- oțeluri – pentru agenți frigorifici, apă dulce sau agenți intermediari de răcire fără săruri;
- cupru pentru freoni, dar nu și pentru amoniac;
- bronz – pentru apă de mare sau agenți intermediari pe bază de săruri;
- oțel placat cu oțel inoxidabil – pentru agenți agresivi;
- oțel inoxidabil – pentru lichide alimentare.

Orificiile sunt practicate în plăcile tubulare și în plăcile suport, astfel încât să formeze de regulă hexagoane (sau triunghiuri elicoidale). Uneori găurile, respectiv țevile se dispun în formă de coridor (sau pătrate), iar uneori în formă de cercuri concentrice, ca în figura 2.15, în care a este numărul de țevi pe latura hexagonului, respectiv pătratului exterior, iar b este numărul de țevi pe diagonala hexagonului exterior. În vederea unei montări ușoare a țevilor în fascicul prin plăcile tubulare și suportți, găurile din acestea se realizează simultan, (toate odată).

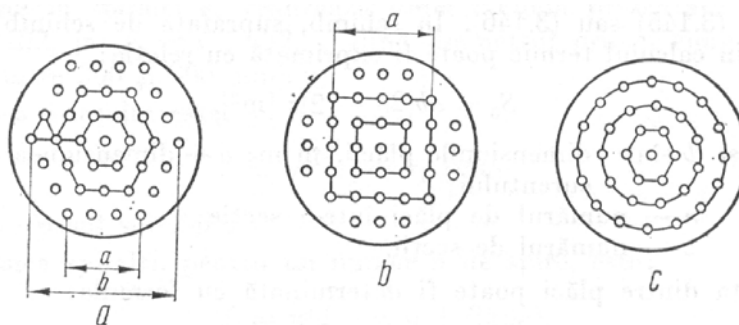


Fig. 2.15 Moduri de dispunere a țevilor în plăcile tubulare
a – după hexagoane; b – după pătrate; c – după cercuri concentrice

În cazul cel mai des întâlnit, al hexagoanelor, de regulă pasul dintre țevi este de aproximativ 1,25 diametrul exterior al țevilor. Găurile din plăcile tubulare se finisează în mod diferit, în funcție de procesul tehnologic de montare a țevilor. Astfel pentru țevile sudate electric sau brazate se realizează o alezare urmată de șamfrenare, iar pentru țevile mandrinate se realizează o alezare urmată de realizarea unor canale interioare, așa cum se observă în figura 2.16. Mandrinarea se realizează astfel încât în urma deformării țevilor, acestea să se fixeze în canalele prevăzute în găurile de fixare.

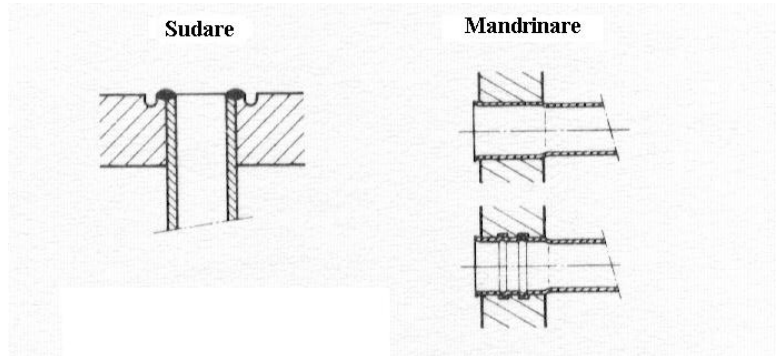


Fig. 2.16. Procedeele uzuale de fixare a țevilor în plăcile tubulare

Mantaua schimbătoarelor de căldură multitubulare se calculează astfel încât să aibă un diametru interior care să permită montarea fasciculului de țevi. Grosimea mantalei se determină din calculul de rezistență, astfel încât să reziste la presiunea de lucru a agentului dintre țevi și manta (minim 4 bar). Materialul din care se realizează mantalele este oțelul. Până la diametre de cca. 400 mm, acestea se realizează din țevi având diametrele standardizate. Pentru diametre mai mari, mantalele se realizează din virole obținute prin roluire. Sudurile prin care se realizează asamblarea virolelor în manta, trebuie controlate prin metode defectoscopice nedistructive (cel mai adesea raze γ). După montare schimbătoarele de căldură multitubulare sunt supuse unor probe hidraulice de etanșitate la presiuni ceva mai mari decât cele nominale.

Capacele au rolul de a realiza circulația agentului din interiorul țevilor. Șicanele montate pe capace asigură numărul de drumuri prin interiorul țevilor, astfel încât să se realizeze vitezele de curgere dorite. Tot pe capace sunt montate racordurile de intrare/ieșire pentru agentul care curge prin țevi. De obicei numărul de treceri este par, pentru ca racordurile să fie montate pe un singur capac. La aparatele de dimensiuni mari, capacele sunt demontabile pentru a permite curățarea interioară a țevilor, iar fixarea capacelor se realizează prin șuruburi pe flanșele prevăzute în acest scop la exteriorul plăcilor tubulare. Capacele se realizează prin turnare, cel mai adesea din fontă. Câteva tipuri de capace sunt prezentate în figura 2.17.

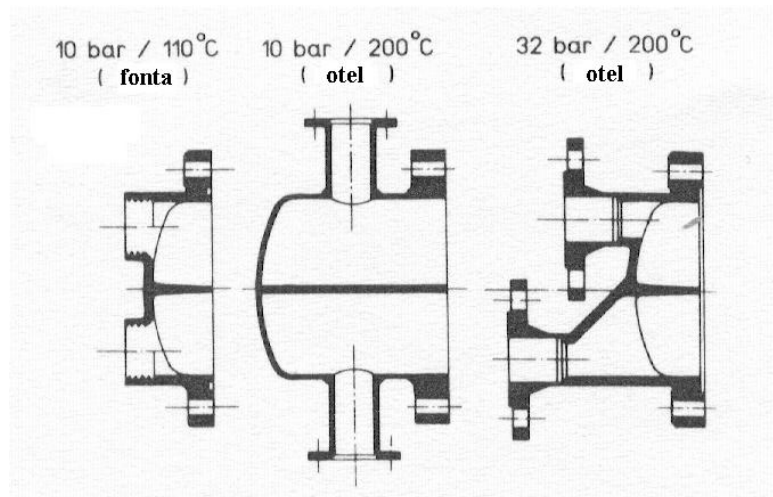


Fig. 2.17. Tipuri de capace

2.2.2. Baterii schimbătoare de căldură cu aripioare

Bateriile cu aripioare se utilizează atât pentru construcția condensatoarelor răcite cu aer cât și pentru cea a vaporizatoarelor răcitoare de aer și sunt realizate din tevi pe care se montează aripioarele. Construcțiile rezultate sunt de tipul celor prezentate în figura 2.18.

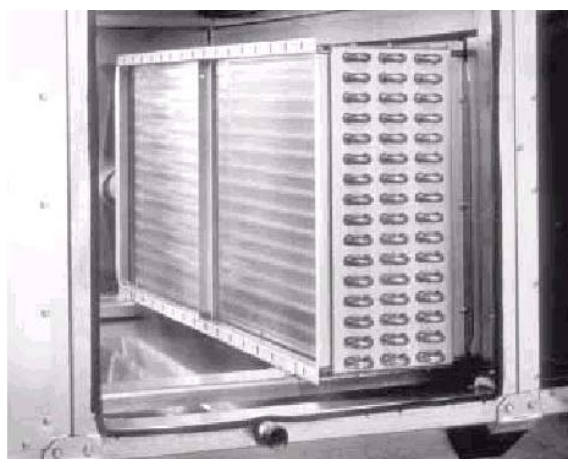


Fig. 2.18. Baterie cu aripioare

În figura 2.19 sunt prezentate câteva detalii constructive ale bateriilor cu aripioare.

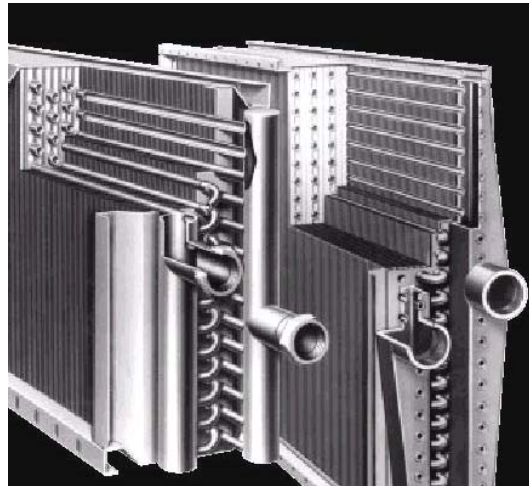


Fig. 2.19. Detalii constructive ale bateriilor cu aripioare

Țevile se realizează în principiu din aceleași materiale ca și cele de la schimbătoarele de căldură multitubulare, dar predomină oțelul și cuprul.

Tendința ultimilor ani în construcția acestor aparate este de a se reduce cât mai mult diametrul țevelor, în scopul îmbunătățirii coeficientului global de transfer termic, a reducerii masei schimbătoarelor și a încărcăturii de agent frigorific, pe fondul reducerii globale a costurilor. Pentru țevile din oțel, diametrul interior este în jur de 20 mm, iar pentru cele din cupru, diametrul minim este în jur de 9...10 mm. Grosimile țevelor sunt relativ mici, pentru oțel în jur de 1 mm, iar pentru cupru chiar sub 0,5 mm. În aparatele de acest tip utilizate ca vaporizatoare sau condensatoare, deci în care se realizează schimbarea stării de agregare, se utilizează adesea țevi speciale, de tipul celor prezentate în paragraful referitor la schimbătoarele de căldură multitubulare.

Pentru dispunerea țevelor se adoptă în general una din cele două variante prezentate în figura 2.20:

- în triunghiuri echilaterale (în șah);
- în pătrate (în coridor).

Dispunerea țevelor după triunghiuri echilaterale asigură un coeficient de transfer termic mai bun, dar cu pierderi de presiune mai mari, în timp ce dispunerea în pătrate asigură un transfer termic mai puțin performant, dar caracterizat prin pierderi de presiune mai reduse.

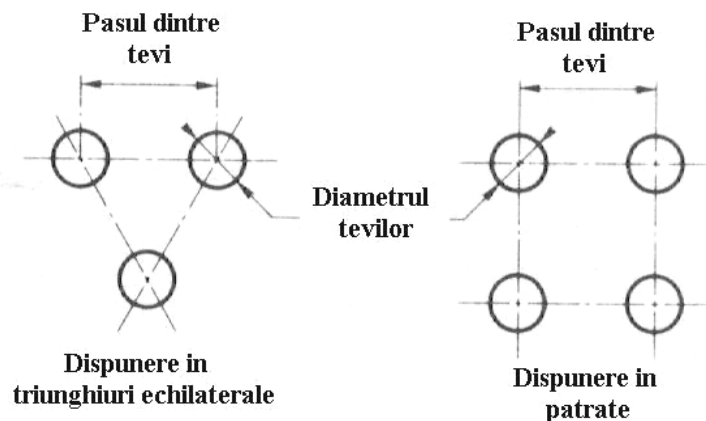


Fig. 2.20. Dispunerea țevelor în baterii cu aripioare

Nervurile, denumite la aceste construcții și aripioare sau nervuri continue, se pot realiza din oțel, aluminiu sau cupru. Cele mai des utilizate sunt combinațiile:

- țevi din oțel și aripioare din oțel;
- țevi din cupru și aripioare din aluminiu.

Mai sunt posibile și combinații ca:

- țevi din oțel și aripioare din aluminiu;
- țevi din cupru și aripioare din cupru;
- țevi din oțel inoxidabil și aripioare din oțel inoxidabil.

În figura 2.21 sunt prezentate în secțiune două țevi pe care au fost montate nervuri continue lamelare.

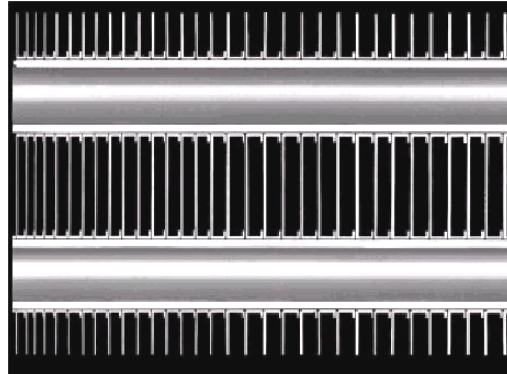


Fig. 2.21. Țevi cu nervuri lamelare

Cele mai răspândite tipuri de aripioare sunt prezentate în figurile 2.22 și 2.23:

- nervuri plane continue;
- nervuri înfășurate.

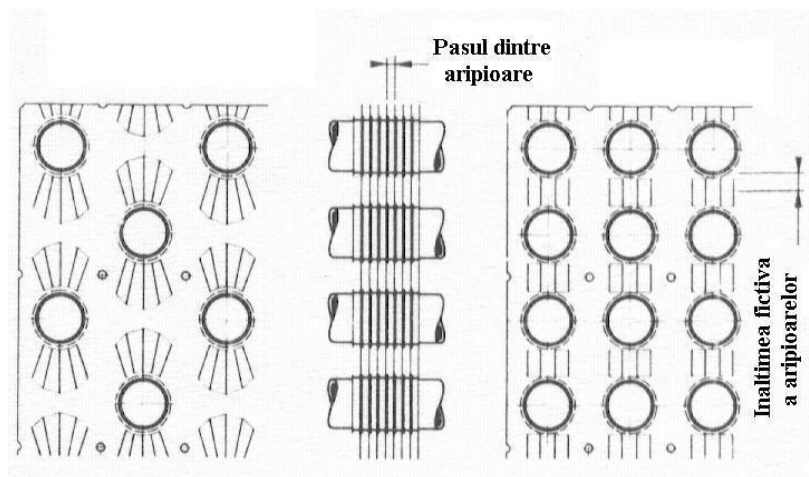


Fig. 2.22. Nervuri plane continue

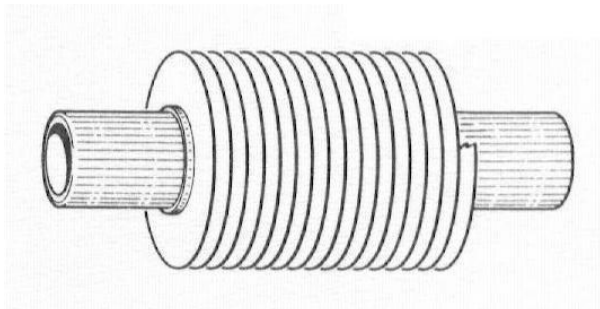


Fig. 2.23. Nervuri înfășurate

Eficiența termică a nervurilor este cu atât mai bună cu cât:

- materialul din care sunt confecționate are o conductibilitate termică mai bună (aceasta crește în ordinea: oțel inoxidabil, oțel, aluminiu, cupru);
- înălțimea nervurilor este mai redusă;
- grosimea nervurilor este mai mare;
- contactul cu țevile de bază este mai bun.

În general, pentru țevi din oțel cu diametrul de cca. 20 mm, înălțimea nervurilor este de 25...30 mm, iar grosimea de 0,3...0,4 mm, în timp ce pentru țevile subțiri din cupru, înălțimea nervurilor este de 10...20 mm, iar grosimea acestora este de 0,1...0,3 mm.

Două caracteristici geometrice importante ale nervurilor de acest tip sunt *pasul* adică distanța dintre axele a două nervuri consecutive și *distanța* dintre două nervuri, adică distanța dintre flancurile opuse a două nervuri consecutive. Pentru condensatoare, pasul minim acceptat este de cca. 2 mm, iar pentru vaporizatoare este de cca. 4 mm. În cazul vaporizatoarelor industriale din oțel cu depuneri masive de zăpadă, pasul dintre nervuri poate să ajungă până la cca. 30 mm.

Nervurile plane continue se realizează prin ștanțare dintr-o singură trecere astfel încât să rezulte și bordurile pentru fixare pe teavă, generatoarele de turbulență (fomele de pe suprafețele laterale) și orificiile de ușurare, reprezentate în figura 2.22. Aceste nervuri se montează în pachete de nervuri, pe dispozitive denumite piepteni, care să asigure pasul dorit. Urmează montarea țevilor în găurile practicate în nervuri. Asigurarea contactului termic dintre țevi și nervurile plane continue se realizează în general prin gonflare hidraulică, sau mecanic, prin trecerea forțată prin interiorul țevilor, a unor bile calibrate, de diametru ceva mai mare decât cel interior al țevilor. În acest al doilea caz se imprimă bilelor o energie cinetică foarte mare, iar acestea trec prin țevi într-o manieră asemănătoare unor gloanțe și forțează gonflarea țevilor, respectiv asigurarea contactului termic dintre țevi și nervuri.

Nervurile înfășurate se realizează prin înfășurarea în jurul țevii a unei benzi din tablă, cu ajutorul unui dispozitiv special destinat acestui scop.

Asamblarea țevilor nervurate (indiferent de tipul nervurilor), se realizează prin montarea la capete a unor plăci în care se fixează toate țevile și care constituie și un cadru al bateriei, așa cum se observă și în figura 2.18.

Unii producători de asemenea aparate, realizează module din anumite tipuri de țevi și aripioare, ca în figura 2.24.

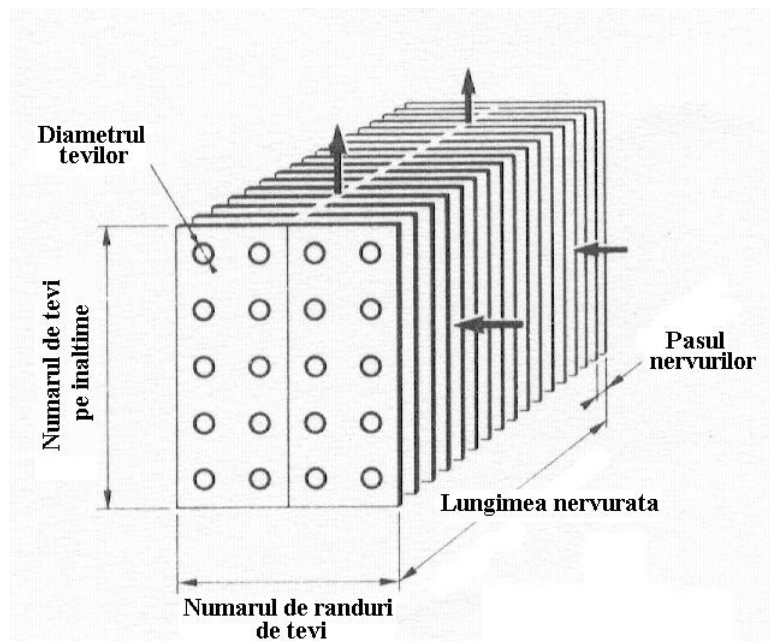


Fig. 2.24. Module din țevi cu aripioare

Parametrii geometrici care definesc aceste module sunt:

- pasul dintre nervuri;
- lungimea nervurată (sau lungimea țevilor);
- numărul de țevi din modul (pe adâncime și pe înălțime);
- diametrul țevilor.

Parametrii fizici care se pot defini în vederea efectuării calculelor termice și aerodinamice ale acestor schimbătoare de căldură sunt:

- numărul de rânduri de țevi pe verticală;
- numărul de rânduri de țevi pe orizontală;
- suprafața totală de transfer termic;
- raportul dintre suprafața exterioară și suprafața interioară;
- suprafața frontală în sensul de curgere a aerului;
- suprafața liberă de curgere a aerului.

În vederea protejării anticorozive a mediului în care vor funcționa aceste aparate (aerul atmosferic, aerul marin, aerul din diverse localuri), se realizează diverse tipuri de acoperiri:

- galvanizare – utilizată în cazul țevilor și nervurilor din oțel în vederea protejării împotriva ruginirii prin acoperire cu zinc și a asigurării unui contact termic foarte bun;
- ematare – utilizată în cazul țevilor și nervurilor din cupru, pentru acoperirea acestora cu rășini poliuretanică.

După montare, bateriile sunt supuse unor probe hidraulice de etanșitate, apoi sunt uscate și deshidratate, încărcate cu azot la presiune scăzută, închise și păstrate în vederea livrării.

Alte tipuri de serpentine sunt cele prezentate în figurile 2.25 și 2.26.



Fig. 2.25. Serpentine pentru realizarea de congelatoare cu plăci



Fig. 2.26. Serpentine montate într-un schimbător de căldură de tip panou

2.2.3. Schimbătoare de căldură cu plăci

Aceste aparate sunt realizate prin îmbinarea de plăci care realizează între ele spații prin care circulă agenții care schimbă căldură. Acești agenți ocupă alternativ spațiile dintre plăcile schimbătorului de căldură, astfel încât să nu se amestece între ei. În consecință, spațiile dintre plăci trebuie să fie etanșate față de exterior și față de spațiile în care se găsesc alți agenți. De asemenea sistemul de etanșare trebuie să permită trecerea agenților dintr-un spațiu în altul, uneori prin traversarea spațiilor destinate altor agenți. Aceste schimbătoare trebuie să aibă cel puțin două plăci, ca în cazul unor tipuri de vaporizatoare.

Există patru variante tehnologice de realizare a schimbătoarelor de căldură cu plăci:

- cu plăci și garnituri demontabile;
- cu plăci sudate;
- cu plăci brazate;
- cu plăci având circuite imprimare.

Schimbătoarele cu plăci și garnituri demontabile sunt de tipul prezentat în figura 2.27. Plăcile între care se introduc garniturile, se montează împreună între o placă de bază și una mobilă. Plăcile pot să fie demontate în vederea curățării. Fixarea plăcilor se realizează cu ajutorul unor tiranți. Din punct de vedere hidraulic se pot realiza curgeri în contracurent sau în echicurent.

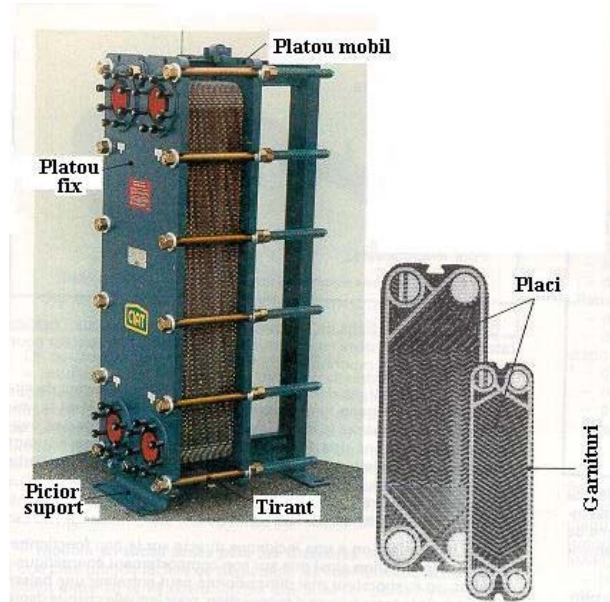


Fig. 2.27. Schimbător de căldură cu plăci și garnituri demontabile

În figura 2.28 este prezentată schema de curgere a agenților de lucru într-un schimbător de căldură cu plăci.

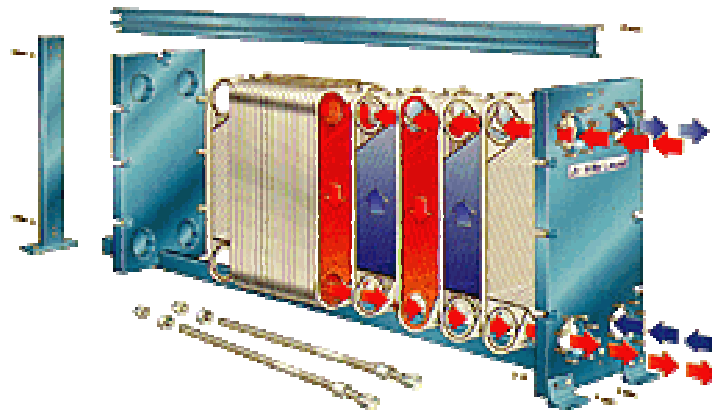


Fig. 2.28. Schema de curgere în schimbătoarele cu plăci

Materialele din care se realizează plăcile depind de natura agenților de lucru, iar cele mai utilizate sunt:

- oțeluri inoxidabile;
- aliaje de aluminiu;
- aliaje de titan;
- aliaje cupru-nichel.

Grosimea plăcilor poate să varieze între 0,6...1,1 mm, sau chiar mai mult.

Pentru garnituri se pot utiliza de asemenea mai multe materiale în funcție de temperaturile de lucru:

- nitril ($t_{\max} = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
- butil ($t_{\max} = 135 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
- etilen-propilen ($t_{\max} = 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
- Viton ($t_{\max} = 190 \text{ }^{\circ}\text{C}$);

Domeniul temperaturilor de lucru pentru aceste aparate poate să varieze între $-50 \dots +190 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Presiunile nominale maxime de lucru pot să ajungă până la 16...20 bar, iar diferența maximă dintre presiunile circuitelor poate să ajungă până la 9...12 bar și în mod excepțional la 20 bar.

Schimbătoarele cu plăci sudate au plăcile asamblate nedemontabil prin sudare. Din această categorie fac parte:

- plăcile dulapurilor de congelare, realizate din profile de aluminiu sudate, pentru a forma platanele pe care se păstrează produse și canalele de curgere pentru agentul frigorific care vaporizează;
- schimbătoarele de căldură realizate din plăci ambutisate și sudate ca în figura 2.29, pentru a se asigura rezistența mecanică și curgerea agenților, de regulă în contracurent.

Presiunile nominale maxime pot să ajungă până la 30...40 bar, iar domeniul de temperaturi între care pot să lucreze este de $-200 \dots +200 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

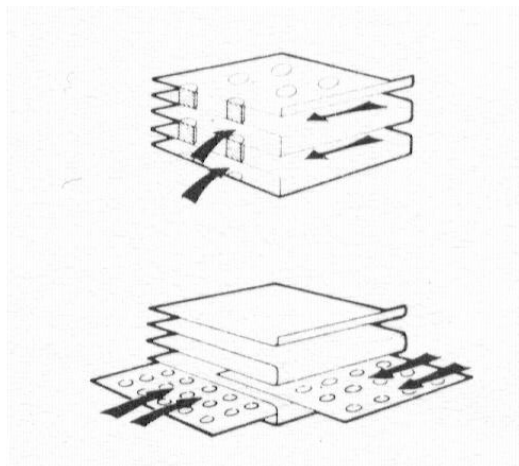


Fig. 2.29. Schimbătoare de căldură din plăci sudate

Schimbătoarele cu plăci brazate sunt realizate cu plăci din oțel inoxidabil asamblate prin brazare (lipire) cu ajutorul unui aliaj pe bază de cupru, în cuptoare sub vid. Ansamblul schimbătoarelor de căldură de acest tip este prezentat în figura 2.30. Se pot utiliza ca vaporizatoare sau ca schimbătoare interne de căldură, dar numai pentru agenți curați, deoarece nu se pot curăța decât prin spălare chimică.

Compactitatea acestor aparate este foarte mare.



Fig. 2.30. Schimbător de căldură din plăci brazate care poate funcționa ca vaporizator sau condensator

Schema de curgere a fluidelor în schimbătoarele de căldură brazate este prezentată în figura 2.31.

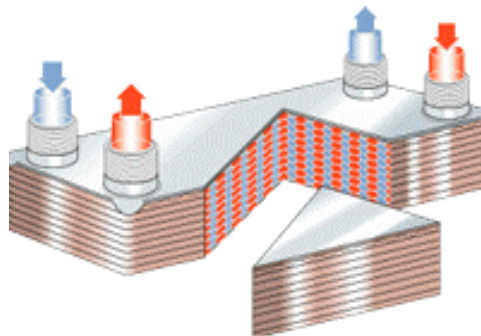


Fig. 2.31. Schema de curgere a fluidelor în schimbatoarele cu plăci brazate

Schimbătoarele de căldură cu plăci având circuite imprimare sunt realizate din plăci metalice plane, având gravate pe suprafață circuite fine (cca. 1 mm), prin metode chimice. Plăcile sunt asamblate în blocuri prin încălzire și presare, procedeu denumit și sudare sub presiune. Canalele sunt legate la două perechi de colectoare, pentru a forma două circuite separate. Din aceste plăci se pot realiza condensatoare și vaporizatoare foarte compacte.

În prezent aceste tipuri de aparate sunt în curs de perfecționare în special în Australia și Marea Britanie.

2.2.4. Schimbătoare de căldură coaxiale

Aceste schimbătoare de căldură, de tipul celor prezentate în figura 2.32, sunt utilizate în special pentru lichide, fiind realizate din două țevi coaxiale. În cazul vaporizatoarelor, când agentul frigorific circulă prin interior, țeava interioară poate să fie prevăzută cu nervuri, sau poate fi înlocuită cu mai multe țevi, situație în care țeava exterioară are rolul unei mantale. Ansamblul acestor țevi este înfășurat elicoidal pentru a mări suprafața de transfer termic fără a mări sensibil gabaritul aparatului.



Fig. 2.32. Țevi și schimbătoare de căldură coaxiale

Schimbătoarele de căldură coaxiale prezintă următoarele avantaje:

- performanțe de transfer termic ridicate, mai ales dacă se utilizează țevi cu suprafețe neregulate;
- la sarcini termice egale, sunt mai puțin masive decât construcțiile multitubulare;
- curgerea și transferul termic se realizează în contracurent;
- au o mare compactitate;
- prezintă o încărcătură redusă cu agent frigorific.

Dezavantajul cel mai important pe care îl prezintă, îl constituie faptul că nu se poate realiza curățarea decât prin spălare chimică.

Materialele utilizate pentru realizarea țevilor îl reprezintă oțelul și aliajele cupru-nichel. Presiunile nominale maxime pot să atingă valori de 15...25 bar, iar temperaturile maxime sunt de 20...140 °C.

Pot fi utilizate ca și condensatoare, vaporizatoare, subrăcitoare, preîncălzitoare, desupraîncălzitoare, recuperatoare de căldură, etc.

2.3. Vaporizatoare

În orice mașină frigorifică, vaporizatorul este aparatul care absoarbe căldura din mediul răcit, realizând efectul util al mașinii. Din acest punct de vedere se poate considera că este unul din cele mai importante aparate ale instalațiilor frigorifice și simplificând, se poate considera chiar că restul instalației nu are decât rolul de a permite întoarcerea agentului frigorific lichid în vaporizator.

Există numeroase tipuri de vaporizatoare, în funcție de destinația acestora, totuși se remarcă două categorii importante:

- vaporizatoare pentru răcitrea aerului;
- vaporizatoare pentru răcirea lichidelor.

Proiectarea și alegerea corectă a vaporizatoarelor are o importanță mare pentru funcționarea corectă a instalațiilor frigorifice și pentru eficiența acestora. Un vaporizator greșit dimensionat poate să producă o scădere excesivă a temperaturii de vaporizare, iar la reducerea acesteia cu fiecare grad, corespunde și o reducere a puterii frigorifice cu cca. 3...4%. Acesta este și motivul pentru care nu se poate disocia vaporizatorul de sistemul său de alimentare cu lichid. În practică, adesea fiecărui tip de vaporizator îi corespunde un sistem propriu de destindere a agentului frigorific.

2.3.1. Vaporizatoare pentru răcirea aerului

Aceste vaporizatoare pot să fie utilizate la fel de bine și pentru răcirea aerului și pentru răcirea altor gaze. Atunci când aerul conține umiditate (vapori de apă), la dimensionarea vaporizatoarelor se va ține seama de acest lucru, deoarece la temperaturi ale suprafeței vaporizatorului peste 0°C, dar sub temperatura punctului de rouă, pe suprafața vaporizatorului se va depune umiditate, iar dacă temperatura suprafeței de transfer termic scade sub 0°C, această umiditate se va transforma în brumă sau zăpadă. Prezența zăpezii pe suprafața vaporizatoarelor, este un fenomen foarte frecvent și influențează construcția acestor aparate, în special mărirea pasului dintre aripioare.

În funcție de modul de circulație a aerului, vaporizatoarele pentru răcirea aerului se împart în două categorii:

- cu circulație naturală;
- cu circulație forțată.

2.3.1.1. Vaporizatoarele cu circulație naturală a aerului

Aceste aparate se pot monta pe tavanul camerelor frigorifice ca în figura 2.33, sau pe pereții acestora, ca în figura 2.34 unde este reprezentată o baterie de răcire cu țevi lise respectiv în figura 2.35 unde este reprezentată o baterie de răcire cu țevi având aripioare.

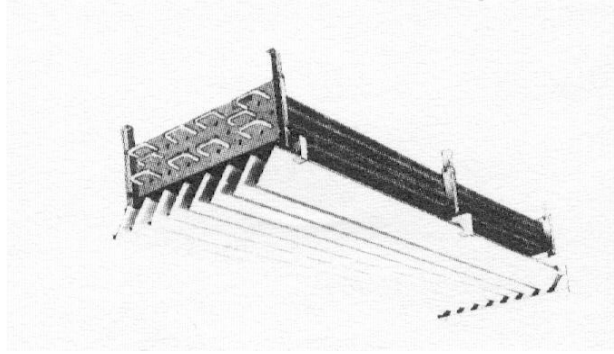


Fig. 2.33. Răcitor de aer de tavan, cu circulație naturală a aerului

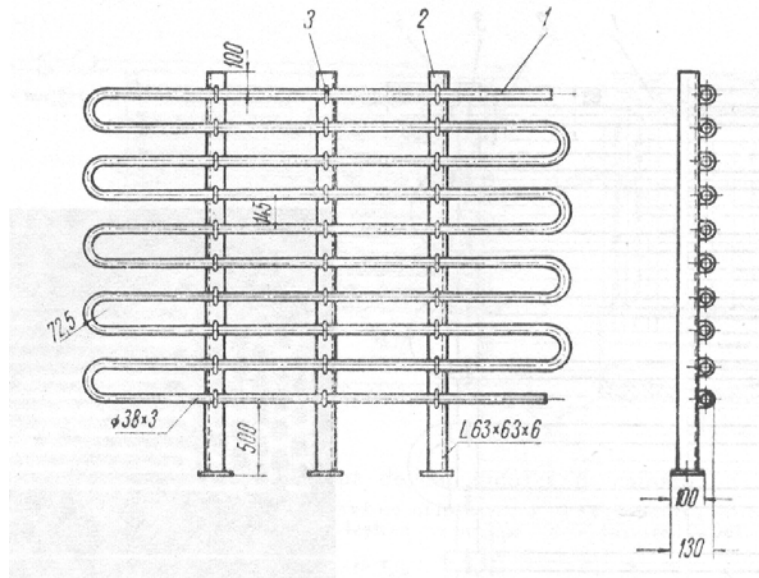


Fig. 2.34. Răcitor de aer de perete, cu circulație naturală a aerului și țevi lise

1 – serpentină; 2 – suport; 3 - bridă

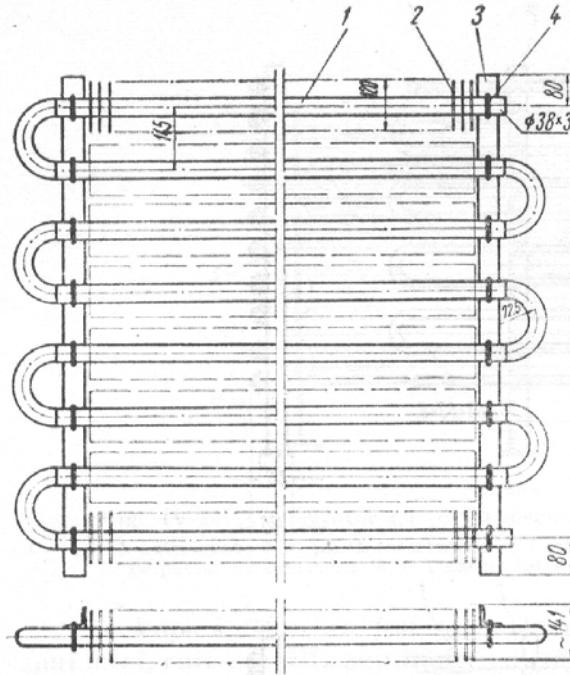


Fig. 2.35. Răcitor de aer de perete, cu circulație naturală a aerului și țevi având aripioare

1 – serpentină; 2 – aripioare; 3 – suport; 4 - bridă

Aceste tipuri de vaporizatoare se utilizează atunci când se dorește o circulație redusă a aerului și o uscare pronunțată a acestuia la temperaturi pozitive, de exemplu în camere pentru păstrarea brânzeturilor. Se utilizează asemenea vaporizatoare și pentru temperaturi negative, de exemplu în cazul păstrării produselor alimentare semipreparate sub formă congelată, dar la temperaturi negative, este mai puțin importantă umiditatea aerului.

La construcția vaporizatoarelor de acest tip, *pentru temperaturi pozitive* (peste 2°C) se utilizează țevi cu aripioare. Coeficientul global de transfer termic este influențat de distanța dintre aripioare, dimensiunile acestora și numărul de rânduri de țevi pe verticală. Valorile uzuale întâlnite în practică sunt de $5 \dots 10 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Datorită valorii reduse a acestui coeficient, este nevoie să fie alese aripioare cu eficiență termică ridicată și se vor realiza suprafețe cât mai mari ale vaporizatoarelor, care vor lucra la diferențe medii de temperatură, de asemenea ridicate, între $8 \dots 15^{\circ}\text{C}$. Sub aceste vaporizatoare se vor monta tăvi pentru colectarea și evacuarea umidității care se depune pe suprafața de schimb de căldură.

La construcția vaporizatoarelor *pentru temperaturi negative*, se utilizează țevi lise (netede), care permit o decongelare (degivrare) ușoară. Coeficientul global de transfer termic are uzual valori între $10 \dots 14 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, iar diferențele de temperatură se situează între $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$.

Ambele tipuri de vaporizatoare se pot alimenta cu agent frigorific lichid prin detentă directă sau prin recircularea lichidului. Este important ca lungimile serpentinelor legate în serie să nu fie prea mare, deoarece în acest caz cresc mult pierderile de presiune. Se poate realiza de asemenea alimentarea acestor aparate cu un agent intermediar de răcire (saramuri, sau diverse soluții de tip antigel).

2.3.1.2. Vaporizatoarele cu circulație forțată a aerului

Aceste aparate sunt cele mai răspândite pentru realizarea de puteri frigorifice în domeniul frigului comercial 10...20 kW, sau industrial până la câteva sute de kW. Există mai multe tipuri de asemenea vaporizatoare:

- baterii de răcire;
- vaporizatoare de plafon;
- vaporizatoare de perete;
- vaporizatoare montate pe picioare.

Schema de curgere a aerului printr-un răcitor de aer cu curgere forțată, asigurată de ventilatoare, este prezentată în figura 2.36.



Fig. 2.36. Schema de curgere printr-un răcitor de aer

Bateriile de răcire sunt montate în interiorul canalelor pentru circulația aerului din cadrul sistemului de ventilație al instalațiilor de condiționare a aerului, al pompelor de căldură, sau al tunelurilor de congelare.

Din punct de vedere geometric, elementele care definesc aceste aparate sunt:

- suprafața de transfer termic;
- pasul dintre aripioare;
- suprafața frontală;
- numărul de rânduri de țevi pe verticală;
- diametrul colectoarelor și modul de racordare a acestora la circuitul frigorific;
- dimensiunile de gabarit;
- masa aparatului gol.

Din punct de vedere termic, elementele care definesc aceste aparate sunt:

- coeficientul de transfer termic în funcție de viteza frontală de curgere a aerului;
- pierderea de presiune în funcție de viteza frontală de curgere a aerului;
- pierderea de presiune pe partea agentului frigorific în funcție de debitul acestuia.

De cele mai multe ori, aceste vaporizatoare sunt prefabricate în uzină, ceea ce oferă o serie de avantaje:

- sunt ușor de caracterizat și de montat deoarece nu necesită nici un fel de pregătiri suplimentare;
- pot fi utilizate la echiparea camerelor cu temperaturi pozitive sau negative;

Caracteristicile constructive indicate de furnizori sunt:

- tipul (de plafon, de perete, sau pe picioare);
- dimensiunile de gabarit;
- caracteristicile geometrice ale țevilor și aripioarelor;
- natura materialelor utilizate la țevi și la nervuri;
- tipul dotărilor suplimentare (carcasă, tavă colectoare pentru umiditate, dispozitivul pentru degivrare, protecția motoarelor și a ventilatoarelor);
- dimensiunile racordurilor pentru intrarea și ieșirea fluidelor;
- masa aparatului, fără agent frigorific;
- numărul și diametrul ventilatoarelor;

- puterea electrică totală a motoarelor de acționare a ventilatoarelor;
- tensiunea și intensitatea curentului electric de alimentare.

Caracteristicile tehnice indicate de furnizori sunt în general următoarele:

- puterea frigorifică realizată în anumite condiții de lucru date;
- suprafața de schimb de căldură;
- volumul interior al aparatului (necesar pentru calculul încărcăturii de agent frigorific);
- debitul de aer;
- numărul și puterea rezistențelor electrice pentru degivrare.

Vaporizatoarele de plafon sunt realizate în două tipuri constructive:

Vaporizatoarele cu un singur flux de aer sunt prezentate în figura 2.37, iar modul de amplasare în figura 2.38. Aerul este aspirat prin partea din spate a aparatului, este răcit în vaporizator și apoi refulat peste produsele din camera frigorifică. Ventilatoarele fie aspiră prin vaporizator, fie suflă prin acesta. Aparatele de acest tip sunt plasate pe tavan, aproape de pereți, ceea ce permite evacuarea ușoară a apei provenite din degivrare. În consecință se pot utiliza în special pentru realizarea de temperaturi negative, dar și pentru temperaturi pozitive.

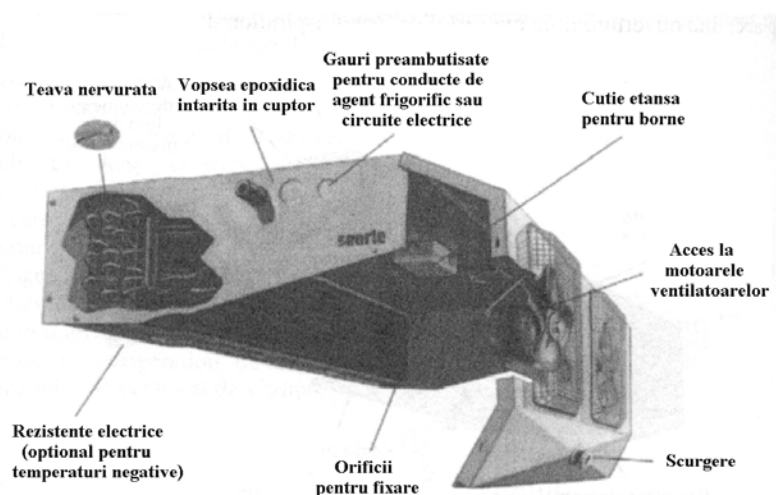


Fig. 2.37. Vaporizator de plafon cu un singur flux de aer

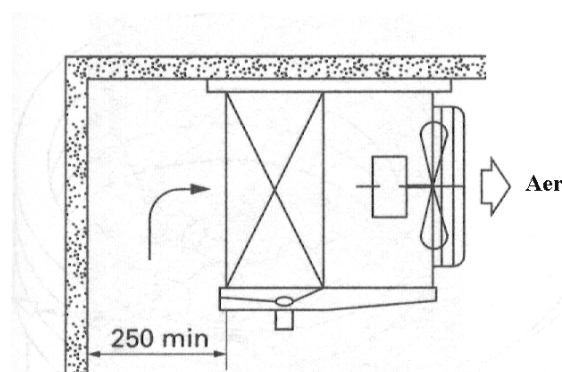


Fig. 2.38. Modul de dispunere a unui vaporizator de plafon cu un singur flux de aer

Vaporizatoarele cu dublu flux de aer sunt prezentate în figura 2.39. Aceste aparate au în componență două baterii de răcire între care sunt amplasate ventilatoarele care aspiră aerul și apoi îl refulază peste baterii, trimițându-l astfel în camera frigorifică. În general, aceste

tipuri de ventilatoare se amplasează în mijlocul camerelor răcite, așa cum se observă în figura 2.40, ceea ce le face utilizabile în special la temperaturi pozitive. Ventilatoarele sunt prevăzute cu defletoare pentru asigurarea curgerii aerului.

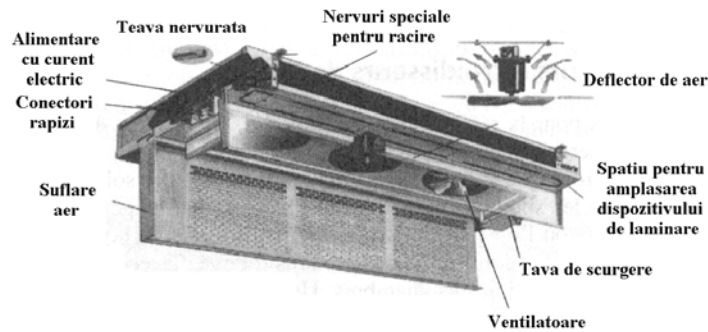


Fig. 2.39. Vaporizator de plafon cu dublu flux de aer

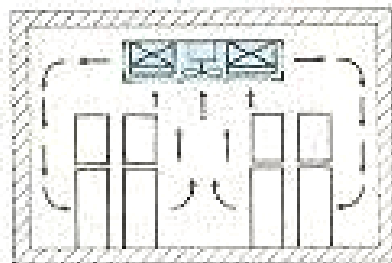


Fig. 2.40. Schema de amplasare a răcitoarelor de aer cu dublu flux

Vaporizatoarele de perete sunt asemănătoare din punct de vedere constructiv și funcțional cu cele de perete, dar se montează pe pereții camerelor frigorifice, astfel încât să nu stânjenească manipularea produselor depozitate. Un asemenea răcitor de aer este prezentat în figura 2.41.

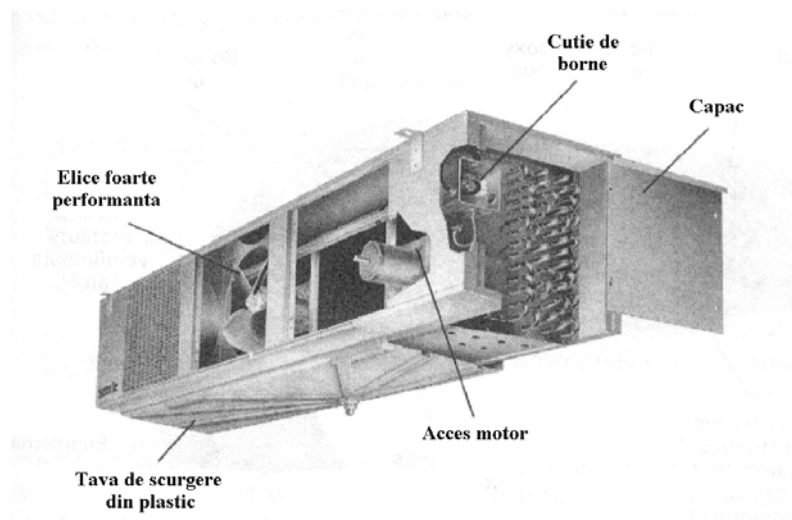


Fig. 2.41. Vaporizator de perete

Vaporizatoarele montate pe picioare sunt destinate în special instalațiilor industriale. În cazul instalațiilor de tip comercial, de obicei sunt *montate lângă perete*. Așa cum se observă în figura 2.42, sunt construite dintr-o baterie prin care aerul circulă vertical, de jos în sus. În partea inferioară, la nivelul picioarelor de susținere, se găsește o tavă pentru colectarea apei din degivrare, iar în partea superioară se montează unul sau mai multe ventilatoare. Deasupra acestora se montează un sistem de ghidare a aerului fie direct spre produse, fie printr-un tavan fals. Se montează pe sol, în zone în care să nu împiedice accesul la produse, sau în nișele camerelor de mari dimensiuni și pot fi utilizate pentru realizarea oricăror temperaturi, pozitive sau negative.



Fig. 2.42. Vaporizator montat pe picioare

În figura 2.43 este prezentat modul în care se poate utiliza un răcitor de aer cu circulație forțată într-un aparat pentru condiționarea aerului. În asemenea aparate înaintea răcitorului, pe traseele aerului se montează filtre, iar după bateria de răcire se amplasează ventilatorul care de regulă este centrifugal.

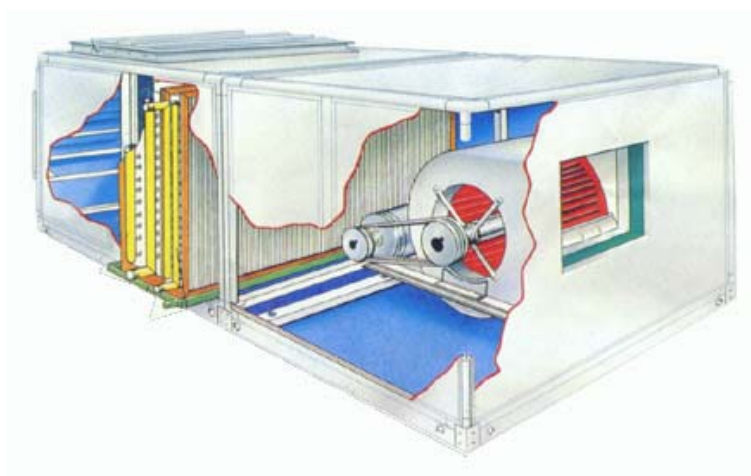


Fig. 2.43. Aparat pentru condiționarea aerului

O categorie particulară de răcitoare de aer o reprezintă vaporizatoarele echipamentelor de răcire casnice sau comerciale. Din punct de vedere tehnologic, acestea se realizează din plăci de aluminiu presate la cald. În prealabil, pe aceste plăci sunt desenate cu o vopsea specială traseele de curgere ale agentului frigorific. La presare, în zonele vopsite plăcile nu se lipesc. Ulterior utilizând ulei sub presiune, zonele vopsite se gonfleză și realizează canalele de curgere pentru agentul frigorific. În figurile 2.44...2.49 sunt prezentate câteva modele de vaporizatoare, cu unul sau două nivele de temperatură scăzută, pentru frigidere sau congelatoare casnice, respectiv comerciale.

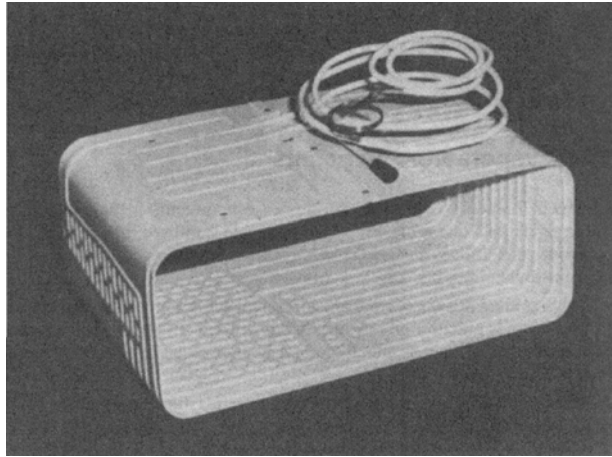


Fig. 2.44. Vaporizator pentru frigider casnic

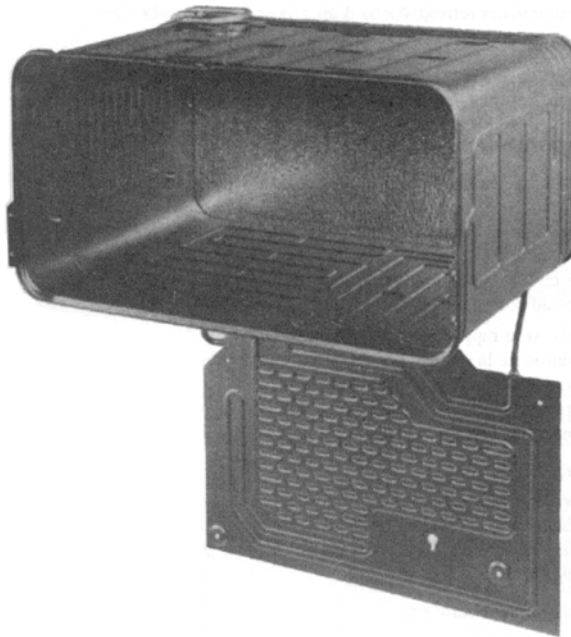


Fig. 2.45. Vaporizator cu două nivele de temperatură scăzută



Fig. 2.46. Vaporizator de tip casnic, montat într-o cameră răcită



Fig. 2.47. Diverse tipuri de vaporizatoare pentru echipamente frigorifice casnice sau comerciale



Fig. 2.48. Vaporizator pentru congelatoare cu plăci



Fig. 2.49. Vaporizator pentru congelatoare cu plăci pregătit pentru livrare

Vaporizatoarele eutectice reprezintă o categorie mai puțin răspândită, în care căldura este preluată de la spațiul răcit de un amestec eutectic. Acest amestec, datorită căldurii preluate trece din starea solidă în stare lichidă.

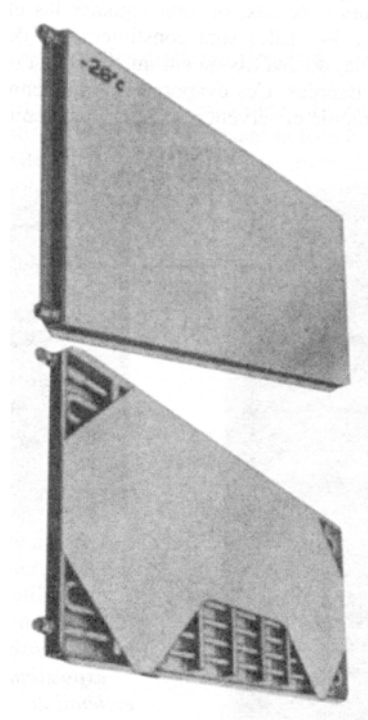


Fig. 2.50. Vaporizator cu plăci eutectice



Fig. 2.51. Țevi eutectice

2.3.1.3. Alimentarea cu agent frigorific

Alimentarea cu agent frigorific a vaporizatoarelor se poate realiza în principal în trei moduri:

- prin detentă directă;
- circulare prin termosifon;
- recircularea forțată.

În cazul utilizării amoniacului ca agent frigorific, se utilizează mai rar detenta directă, datorită posibilității contaminării aerului cu amoniac.

Detenta directă se realizează cu ajutorul detentoarelor termostactice, ca în figura 2.52. Aceste aparate asigură laminarea agentului frigorific și menținerea unei supraîncălziri constante ($4...7^{\circ}\text{C}$) a agentului frigorific, la ieșirea din vaporizator. În ultimii ani se utilizează din ce în ce mai mult detentoare electronice. În ambele situații, problema constă în umplerea cât mai bună a bateriei cu agent frigorific, dar și cu menținerea condițiilor de maximă siguranță din punct de vedere al funcționării compresorului.

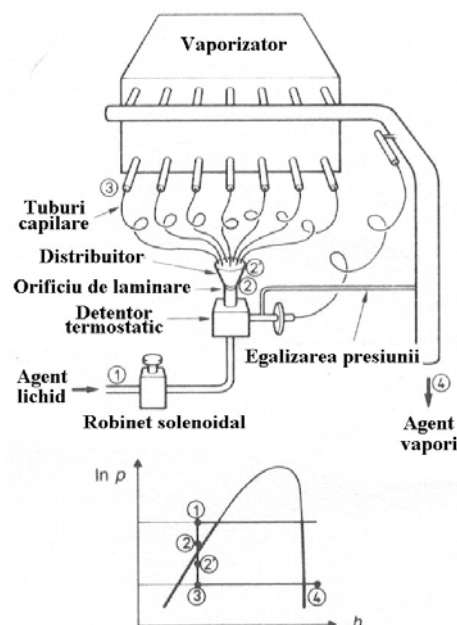


Fig. 2.52. Schema dispozitivului de alimentare a vaporizatorului prin ventil termostatic

Trebuie avute în vedere următoarele probleme:

- Sensul de circulație trebuie să fie în contracurent astfel încât aerul mai cald să întâlnească agentul frigorific ce iese din vaporizator, pentru a-i asigura supraîncălzirea;
- Numărul circuitelor montate în paralel trebuie să fie astfel încât pentru debitul nominal de agent frigorific, căderea de presiune să nu depășească echivalentul a 2°C. De asemenea viteza de curgere trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura reîntoarcerea uleiului în compresor;
- Dacă se utilizează un distribuitor de lichid, pentru alimentarea tuburilor capilare de lungime egală (obligatoriu), trebuie să se țină seama că laminarea (destinderea) se produce în mai multe etape, datorită căderilor de presiune pe ventilul electromagnetic și detentorul propriu-zis (1-2), pe distribuitorul de lichid (2-2') și pe tuburile capilare (2'-3). La ieșirea din vaporizator, agentul este ușor supraîncălzit (4).

Circulația prin termosifon a agentului frigorific (autorecirculare, sau recirculare naturală) este prezentată în figura 2.53. Particularitățile constructive sunt următoarele:

- circuitele prezintă căderi de presiune reduse;
- distribuitoarele și colectoarele asigură o viteză de curgere mică, în vederea realizării unei bune distribuții a agentului frigorific, inclusiv în condițiile unei sarcini termice ridicate;
- în cazul utilizării amoniacului, se asigură purjarea uleiului în punctele cele mai joase;
- înălțimea dintre butelie (separator de lichid) și baterie trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura o bună alimentare cu lichid.

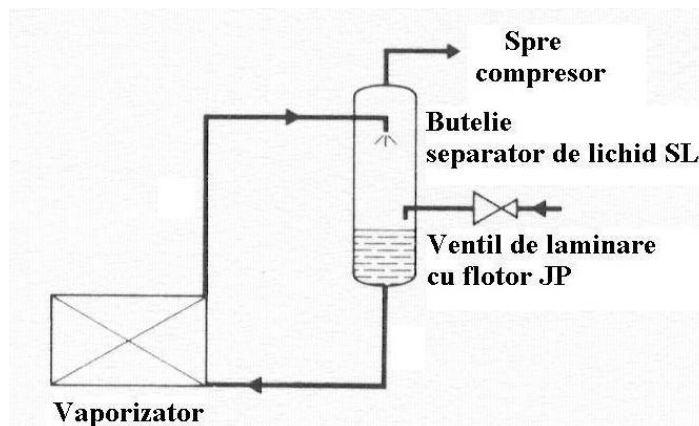


Fig. 2.53. Schema sistemului de circulație prin termosifon

Recircularea forțată a agentului frigorific cu ajutorul pompelor este prezentată în trei variante, în figura 2.54. Se utilizează atunci când pe circuitul agentului frigorific prin vaporizator (vaporizatoare) se produc mari căderi de presiune (de exemplu dacă circuitele sunt lungi). Raportul de recirculare este definit ca raportul dintre debitul circulat de pompă (care alimentează vaporizatorul) și debitul de agent care vaporizează efectiv, deoarece în aceste situații vaporizarea este incompletă. Cele trei variante de recirculare a agentului frigorific prezentate sunt următoarele:

- Alimentarea prin partea de jos a bateriei, permite în general o bună umplere a vaporizatorului și un raport de recirculare mediu 2...4, dar necesită o încărcătură semnificativă de agent frigorific și se pot produce contrapresiuni hidrostatice

importante, care pot conduce la o temperatură de vaporizare cu câteva grade mai mare decât cea din separatorul de lichid;

- Alimentarea prin partea de sus a bateriei, permite reducerea cantității de agent frigorific din circuit, dar necesită un grad de recirculare mai mare decât în situația anterioară, sau o distribuție foarte atentă a agentului frigorific în serpentinele bateriei. Efectul presiunii hidrostatice este mai redus decât în cazul anterior, deci temperatura de vaporizare va fi mai apropiată de cea din separatorul de lichid;
- Alimentarea cu grad de recirculare ridicat, realizează o vaporizare foarte redusă a agentului frigorific, care se comportă aproape ca un agent intermediar. La intrarea în vaporizator agentul frigorific este subrăcit.

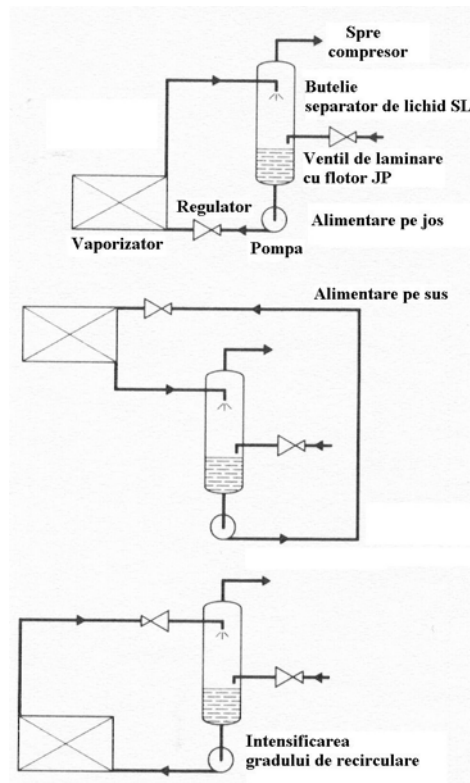


Fig. 2.54. Variante ale sistemului de recirculare forțată a agentului frigorific

2.3.1.4. Degivrarea

Degivrarea vaporizatoarelor pentru răcirea aerului este necesară deoarece gheața sau zăpada care se depun pe suprafața de transfer termic a bateriilor, așa cum se observă în figura 2.55, se comportă ca un izolator termic și în plus reduce suprafața liberă de circulație a aerului. În aceste condiții, la un moment dat eficiența vaporizatoarelor devine inacceptabil de redusă.



Fig. 2.55. Cameră de răcire cu bateriile givrate

Există mai multe procedee de degivrare (topire a gheții), dintre care cele mai utilizate sunt următoarele:

- *Degivrarea cu aer cald* se poate utiliza în camerele cu temperaturi pozitive, sau în cazul vaporizatoarelor pompelor de căldură. Pur și simplu se întrerupe producerea frigului, iar aparatul se degivrează datorită circulației aerului. Eficiența degivrării se poate îmbunătăți prin recircularea peste bateriile de răcire, în aceste perioade a aerului din exterior, printr-un sistem de tubulaturi;
- *Degivrarea electrică* este un procedeu utilizat în camere cu temperaturi negative. Căldura necesară topirii gheții este furnizată de rezistențe electrice amplasate în interiorul țevilor cu aripioare sau în exteriorul acestora. Rezistențele sunt protejate cu teci de protecție. Distribuția rezistențelor trebuie realizată astfel încât încălzirea cea mai intensă să se realizeze în partea inferioară a bateriei.
- *Degivrarea prin inversarea ciclului* este utilizabilă în cazul în care vaporizatorul și condensatorul sunt contruite din țevi prevăzute cu aripioare. Prin inversarea ciclului, vaporizatorul devine condensator, iar condensatorul devine vaporizator. Căldura cedată de agent în vaporizatorul devenit condensator, permite topirea gheții. Deoarece în perioada de degivrare pe condensatorul devenit vaporizator, se poate forma gheață, ambele schimbătoare de căldură trebuie să fie prevăzute cu țevi pentru colectarea apei provenite din degivrare. Pentru inversarea ciclului este necesară utilizarea unui ventil special cu patru căi.
- *Degivrarea cu vapori calzi* este asemănătoare cu cea prezentată anterior, dar vaporizatorul este alimentat cu vapori calzi proveniți direct de la compresor (compresoare) în timp ce restul vaporizatoarelor funcționează normal. Condensul

format în vaporizatorul aflat în perioada de degivrare, este trimis spre rezervorul de lichid de unde se reîntoarce în circuit.

- *Degivrarea cu apă* constă în stropirea cu apă a vaporizatorului încărcat cu gheață. Acest procedeu prezintă avantajul că apa realizează o și acțiune mecanică de antrenarea a gheții care s-a dezlipit de pe țevi. De obicei se utilizează împreună cu degivrarea electrică sau cu vapori calzi.

În figurile 2.56 și 2.57 este prezentat un dispozitiv pentru *degivrare automată* care echipează un vaporizator pentru realizarea de temperaturi foarte scăzute în camera răcită (în jur de -30°C). Acest aparat are în componere următoarele elemente componente:

- izolație termică exterioară;
- clapetă de închidere (pot fi mai multe) izolată, acționată de un zăvor hidraulic sau electric, având comandă automată;
- rezistențe electrice interne, sau dispozitive pentru introducerea de aer cald;
- sistem de circulație aerului în circuit închis, cu debit redus al ventilatorului, pentru mărirea eficienței degivrării.

Construcția prezentată elimină următoarele inconveniente care pot să apară în mod uzual la degivrare:

- încălzirea spațiului răcit;
- depunerea de gheață pe produsele păstrate în cameră;
- degivrarea lentă și adesea incompletă.

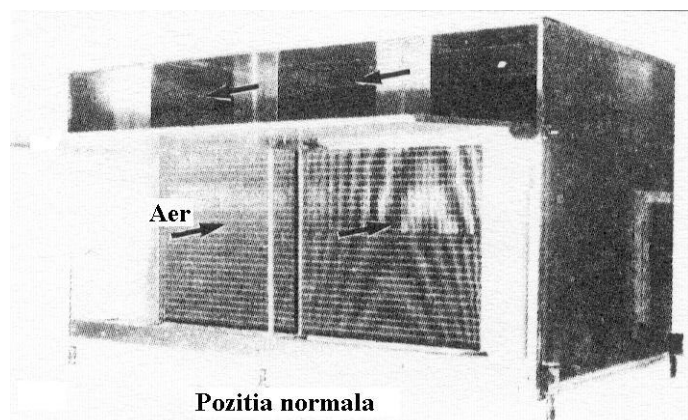


Fig. 2.56. Vaporizator în carcasă izolată, pentru realizarea de temperaturi foarte scăzute, cu sistem de degivrare automată

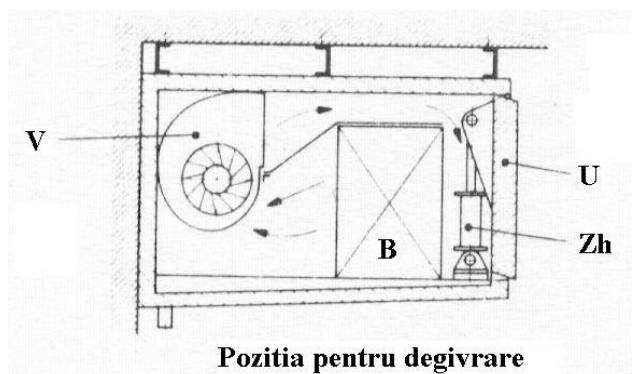


Fig. 2.57. Vaporizator cu sistem de degivrare automată. Schema funcționării pe durata degivrării

V – ventilator centrifugal; B – baterie de răcire; U – ușă mobilă;
Zh – zăvor hidraulic

2.3.2. Vaporizatoare pentru răcirea lichidelor

Răcirea lichidelor este o problemă chiar mai complexă decât răcirea gazelor, datorită diversității mari a acestor lichide. În afară de apă și soluțiile apoase de sămuri sau de tip antigel, pentru care proprietățile termofizice sunt foarte bine cunoscute, există numeroase alte lichide care trebuie răcite și pentru care determinarea proprietăților termofizice se realizează printr-o susținută activitate de cercetare. Cele mai multe asemenea lichide reprezintă produse ale industriei petrochimice. Alegerea vaporizatoarelor de acest tip se efectuează în funcție de regimul temperaturilor de intrare/ieșire, și de proprietățile termofizice ale soluției care trebuie răcite. În primul rând contează viscozitatea și conductivitatea termică.

În principiu există trei tipuri de vaporizatoare pentru răcirea lichidelor:

- imersate;
- înnecate;
- cu detentă uscată (sau uscate).

2.3.2.1. Vaporizatoare imersate

În figura 2.58 este prezentat un vaporizator de acest tip, iar în figura 2.59 este prezentat un vaporizator imersat dublu. Asemenea vaporizatoare sunt caracterizate printr-o scădere redusă a temperaturii lichidului aflat în bazin, dar asigură un debit foarte mare de agent răcit. Asemenea aparate se pot utiliza în:

- bazine pentru răcirea unor agenți intermediari;
- bazine pentru acumulare de gheață în vedere acoperirii unor vârfuri de sarcină, specifice de exemplu industriei laptelui;
- bazine pentru răcirea peștelui.



Fig. 2.58. Vaporizator imersat

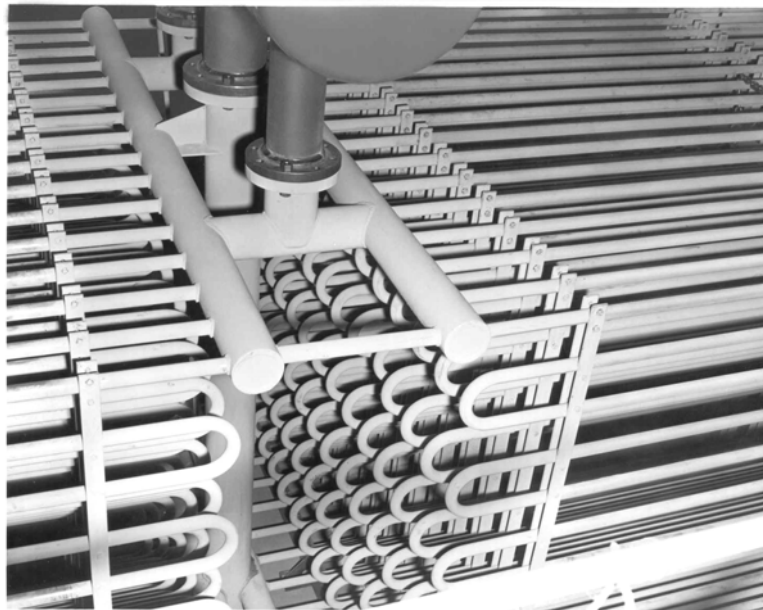
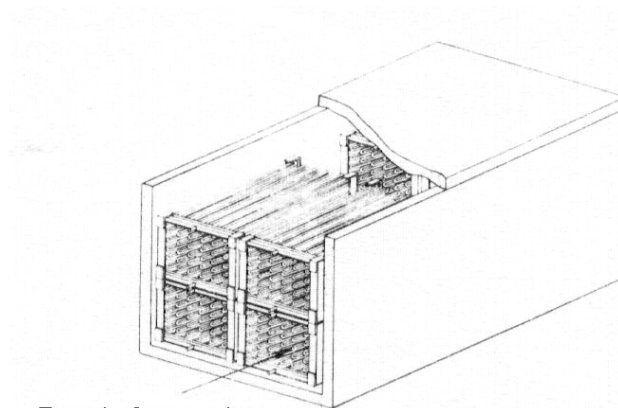


Fig. 2.59. Vaporizator imersat dublu

Există două variante de asemenea vaporizatoare:

- cu serpentine;
- de tip grătar.

Vaporizatoarele cu serpentine, ca cel din figura 2.60 sunt constituite dintr-un ansamblu de serpentine realizate din oțel sau cupru în funcție de natura agentului răcit. Serpentinele sunt racordate la distribuitoare și colectoare, iar ansamblul format este amplasat într-un bazin. Circulația agentului intermediar răcit, în vederea omogenizării temperaturii, este asigurată prin intermediul unor agitatoare verticale. În cazul acumulării de gheață, țevile sunt suficient de depărtate pentru depunerea a 30...40 mm de gheață, fără unirea cilindrilor de gheață depusă. În plus, secțiunea de curgere rămasă trebuie să asigure curgerea apei cu o viteză de până la 0,5 m/s.



Baterie de vaporizare

Fig. 2.60. Vaporizator imersat realizat din mai multe serpentine

În figura 2.61 este prezentată imaginea unui acumulator de gheață cu vaporizator imersat în funcțiune.



Fig. 2.61. Vaporizator pentru acumulare de gheață

Vaporizatoarele de tip grătar pot să fie constituite din grătare cu țevi verticale sau orizontale. Cele mai utilizate sunt cu țevi verticale, singurele folosite în cazul amoniacului. Fiecare grătar este realizat dintr-un ansamblu de țevi lise sudate de distribuitori și colectori orizontali sau verticali, în funcție de tipul grătarului.

Alimentarea cu lichid a vaporizatoarelor imersate se realizează din separatoare de lichid sau din butelii de răcire intermediară, prin intermediul ventilelor de reglaj termostactice în cazul serpentinilor, respectiv prin termosifon (autorecirculare) în cazul grătarelor.

Pentru sarcini termice reduse se pot utiliza și vaporizatoare coaxiale, ca cel din figura 2.62.

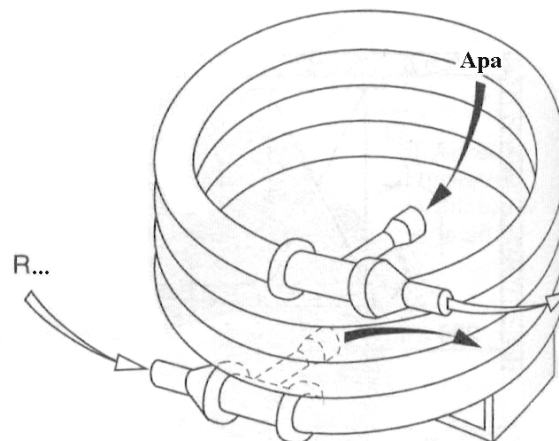


Fig. 2.62. Vaporizator coaxial

2.3.2.2. Vaporizatoare înnecate

Aceste aparate sunt de tip multitubular, ca în figura 2.63. Se utilizează foarte des în instalații cu compresoare centrifugale pentru răcirea apei glaciale (având temperatura foarte apropiată de 0°C). În acest caz se utilizează țevi speciale din cupru, de tipul celor prezentate în prima parte a acestui capitol.

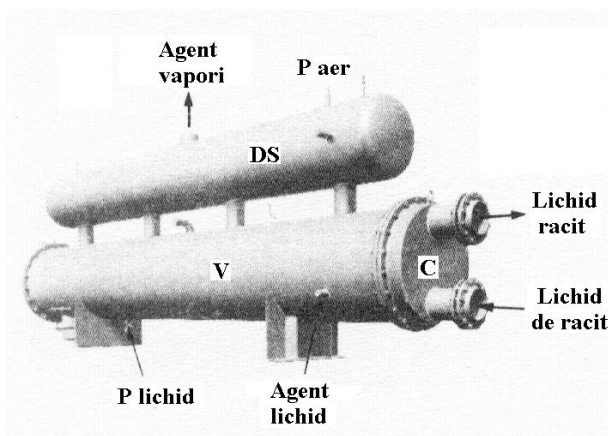


Fig. 2.63. Vaporizator multitubular înnecat

V – vaporizator; DS – dom pentru separarea vaporilor de lichid; C – capac;
P – purjă (aerisire)

Caracteristic este faptul că agentul răcit circulă printre țevi și se răcește până la temperaturi în general pozitive (ca să nu înghețe în țevi). Spațiul dintre țevi este ocupat de agentul frigorific lichid, care vaporizează. Vaporii sunt colectați în domul separator din partea superioară a aparatului, de unde sunt aspirați de compresor. Picăturile de lichid care pot să fie antrenate, se reîntorc din dom înapoi în spațiul dintre țevi.



Fig. 2.64. Schema de curgere a agenților într-un vaporizator multitubular înnecat

Pentru puteri frigorifice sub 1200 kW, unii constructori montează în mantaua fasciculului de țevi pentru vaporizator și mantaua condensatorului, realizând astfel construcții foarte compacte.

Dacă se utilizează acest tip de vaporizator, în instalații având compresoare cu piston sau elicoidale lubrifiate, este necesar să fie prevăzut și un sistem de colectare a uleiului și de reîntoarcere în compresor. În cazul utilizării amoniacului, construcția este realizată din oțel, iar uleiul este recuperat dintr-un colector amplasat în partea inferioară.

Alimentarea cu agent frigorific se poate realiza în două moduri:

- Prin ventil de reglaj de joasă presiune, caz în care nivelul lichidului din vaporizator este menținut constant prin intermediul unui ventil de reglaj cu flotor și a unui sistem de vase comunicante, care să asigure același nivel al lichidului în ventilul de reglaj și în vaporizator. Acest sistem implică utilizarea unui rezervor de lichid pentru alimentarea vaporizatorului în perioadele de suprasarcină (sau de sarcină maximă).
- Prin ventil de reglaj de înaltă presiune, caz în care nivelul lichidului din vaporizator nu mai este menținut constant, aici ajungând întreaga cantitate de lichid obținută în condensator. La calculul volumului vaporizatorului se va ține seama de acest aspect, astfel încât să fie eliminat riscul ca picături de lichid să fie aspirate în compresor datorită umplerii vaporizatorului.

Avantajele acestui tip de vaporizator sunt în principal următoarele:

- asigură debite mari de vapori de agent frigorific, ceea ce le face utilizabile împreună cu compresoarele centrifugale;
- asigură puteri frigorifice mari, necesare în instalațiile cu amoniac pentru realizarea de temperaturi foarte scăzute;
- coeficientul global de transfer termic este îmbunătățit prin utilizarea țevilor speciale cu suprafețe extinse.

Dezavantajele principale ale vaporizatoarelor în necate sunt:

- prezintă riscul înghețării agentului intermediar în țevi în special la răcirea apei sub 2...3°C;
- existența unei cantități mari de agent frigorific lichid în interiorul mantalei, face ca datorită presiunii hidrostatice, la baza aparatului temperatura de vaporizare să fie sensibil mai mare decât la suprafață;
- generează o încărcătură mare de agent frigorific, ceea ce crește costurile cu agentul frigorific;
- necesitatea eliminării uleiului de ungere impune utilizarea unor dispozitive speciale;
- coeficientul global de transfer termic este înrăutățit deoarece lichidul răcit are viscozitatea mare (este aproape de solidificare), ceea ce generează un regim de curgere laminar sau tranzitoriu (monopropilen glicol).

Vaporizatoarele cu amoniac pentru răcirea saramurii pot să fie amplasate și în poziție verticală (vaporizatoare Trépaud), caz în care saramura circulă prin spațiul dintre țevi și manta, iar amoniacul vaporizează în interiorul țevilor.

2.3.2.3. Vaporizatoare cu detentă uscată

Aceste vaporizatoare se mai numesc și uscate, fiind caracterizate de circulația și vaporizarea agentului frigorific prin interiorul țevilor, în timp ce agentul intermediar este răcit între țevi, așa cum se observă în figura 2.65. Acest tip de circulație rezolvă problemele ridicate de vaporizatoarele înecate și în special elimină pericolul înghețării apei în țevi. Se utilizează în special pentru freoni, iar țevile sunt drepte sau în U, nervurate interior sau având miez de tip stea. Circulația agentului intermediar printre țevi, se realizează transversal față de țevi, datorită utilizării șicanelor.

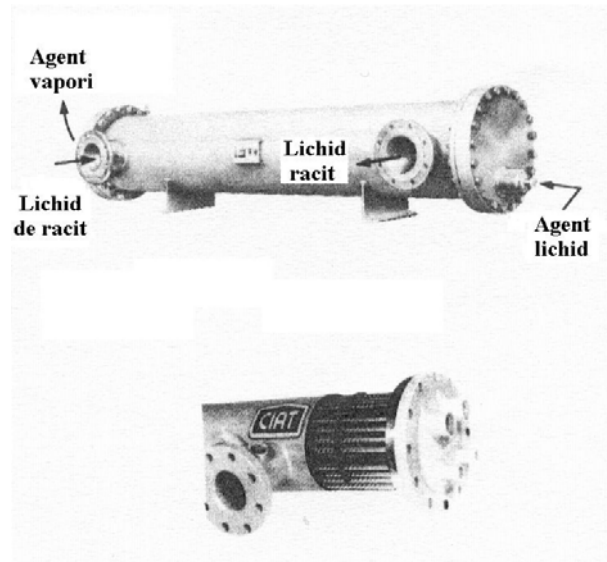


Fig. 2.65. Vaporizator multitubular cu detentă uscată

Alimentarea cu agent frigorific este realizată prin intermediul ventilelor de reglaj termostactice sau electronice, astfel încât la ieșirea din vaporizator, vaporii să fie ușor subrăciți. Viteza de curgere a agentului frigorific trebuie să fie suficient de mare pentru a asigura reîntoarcerea uleiului de ungere.

Datorită particularităților constructive, există puțini producători de asemenea vaporizatoare uscate.

2.4. Condensatoare

În orice mașină frigorifică, rolul condensatorului este de a evacua căldura cedată de agentul frigorific prin condensare. Căldura evacuată de condensator reprezintă practic suma dintre căldura absorbită de vaporizator din mediul răcit și echivalentul caloric al lucrului mecanic din compresor. În pompele de căldură condensatorul are același rol, dar este aparatul care realizează efectul util, furnizând căldură mediului încălzit.

În funcție de natura agentului de răcire, există trei tipuri de condensatoare:

- răcite cu aer;
- răcite cu apă;
- răcite mixt (cu apă și aer).

Dimensionarea condensatoarelor este foarte importantă, deoarece la fiecare grad de creștere a temperaturii de condensare, puterea absorbită de compresor crește cu cca. 4%.

2.4.1. Condensatoare răcite cu aer

Aerul ca agent termic are avantajul că este cel mai abundent și mai ieftin, deci este utilizat intens, chiar dacă prezintă proprietăți termofizice mediocre din punct de vedere termic. Principalul parametru care influențează comportarea condensatorului este temperatura termometrului uscat (temperatura aerului). Acest parametru variază în timp, de la un anotimp la altul, ziua față de noapte, sau chiar de la o oră la alta. În aceste condiții trebuie să se aleagă totuși o valoare a temperaturii aerului în funcție de care să se determine temperatura de condensare și trebuie să se cunoască și valorile maxime și minime pe care le va avea temperatura de condensare în funcție de temperatura aerului. În cazul pompelor de căldură, problema se pune diferit, deoarece temperatura aerului la intrarea în condensator este constantă, fiind apropiată de temperatura care trebuie realizată.

Condensatoarele cu circulație naturală a aerului sunt utilizate în aparatele frigorifice casnice, frigider și congelatoare.

Condensatoarele cu circulație forțată a aerului sunt cele mai răspândite în instalații comerciale și industriale, iar curgerea aerului este asigurată de ventilatoare. Cele mai importante caracteristici ale acestor aparate sunt următoarele:

- agentul frigorific, curge în curenți încrucișați (își schimbă sensul de curgere prin condensator);
- zona de desupraîncălzire a vaporilor, reprezintă 5...10 % din suprafața condensatorului și se găsește la intrarea agentului frigorific în aparat;
- zona de subrăcire a vaporilor reprezintă tot 5...10 % din suprafața condensatorului și se găsește la ieșirea agentului frigorific din aparat;
- zona de condensare propriu-zisă, la temperatură constantă se găsește în partea centrală a aparatului și reprezintă 80...90 % din suprafața condensatorului;
- temperatura de condensare nu este riguros constantă datorită căderilor de presiune, dar pentru calcule preliminare sau de alegere, această variație a temperaturii poate să fie neglijată;
- debitul de aer este uzual între 300...600 m³/h pentru fiecare kW de sarcină termică a condensatorului;
- aerul se încălzește în condensator cu cca. 5...10 °C;
- puterea motoarelor de antrenare a ventilatoarelor este de cca. 20...40 W pentru fiecare kW de sarcină termică a condensatorului;

- diferența dintre temperatura de condensare și temperatura aerului la intrare este de cca. 10...15 (20) °C, valorile mai mici corespunzând temperaturilor de condensare mai reduse și deci unor consumuri energetice mai reduse;
- suprafața de schimb de căldură este de cca. 0,3...0,4 m²/kW;
- sarcina termică nominală a condensatoarelor este afectată de altitudine, astfel dacă la nivelul mării este de 100%, la 1000 m altitudine devine 90%, iar la 2000 m altitudine devine 84%.

În figura 2.66 este prezentată o schemă de principiu a curgerii într-un condensator răcit cu aer în curgere forțată.



Fig. 2.66. Schema de curgere într-un condensator răcit cu aer

Bateriile de condensare pot să fie orizontale, ca în figura 2.67 unde aerul este vehiculat de patru ventilatoare, respectiv două ventilatoare ca în figura 2.68, sau verticale dar indiferent de construcție, prezintă un cadru metalic și un suport pentru ventilatoare.

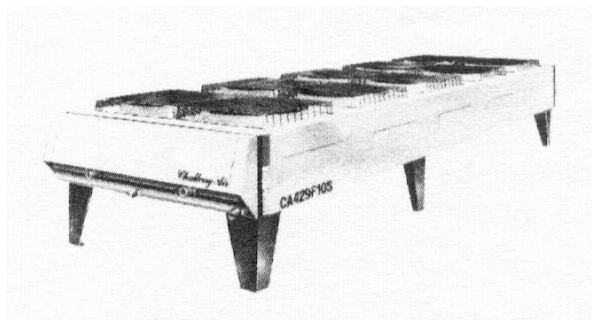


Fig. 2.67. Condensator orizontal răcit cu aer, cu patru ventilatoare

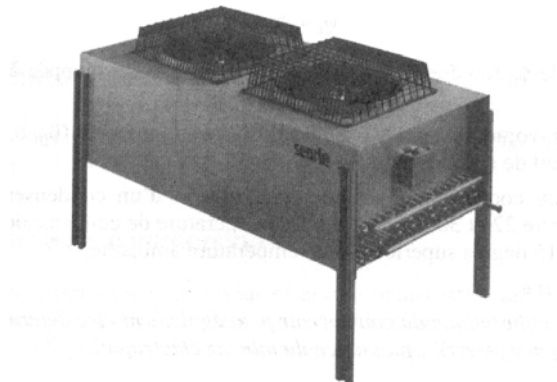


Fig. 2.68. Condensator orizontal răcit cu aer, cu două ventilatoare

Ventilatoarele pot să fie de tip axial sau centrifugal, în cazul celor din urmă fiind posibilă montarea de conducte pentru evacuarea aerului dacă aparatul este montat în interior. Turația ventilatoarelor trebuie să fie cât mai redusă, pentru a nu se produce zgomot puternic, de aceea în mod uzual nu se depășește turația de 1000 rot/min. Unele ventilatoare prezintă două turații în vederea reglării temperaturii de condensare și a sarcinii termice a condensatorului. Aceste turații pot fi de exemplu 1000 și 500 rot/min.

De obicei, pentru freoni bateriile de condensare au țevi din cupru și aripioare din aluminiu, iar pentru amoniac, au țevi din oțel și aripioare tot din aluminiu.

În figura 2.69 este prezentat un grup compresor – condensator răcit cu aer, pentru a se exemplifica o modalitate uzuală de legare în circuit a condensatoarelor răcite cu aer.



Fig. 2.69. Grup compresor – condensator răcit cu aer

2.4.2. Condensatoare răcite cu apă

Aceste aparate pot să utilizeze diverse surse de apă:

- apă potabilă (scumpă);
- apă de mare (corozivă);
- apă de râu sau din puțuri, sau din lacuri;
- apă industrială.

În consecință se ridică problema calității apei, deoarece se pot produce depuneri și problema evacuării apei încălzite, care poate să genereze poluare. De cele mai multe ori apa este recirculată după o răcire prealabilă în turnuri de răcire.

Temperatura de condensare este determinată de temperatura apei la intrarea în condensator și de debitul apei de răcire. Temperatura apei variază mai puțin decât temperatura aerului, iar variația este mai degrabă sezonieră. În cazul pompelor de căldură, este mai importantă temperatura apei la ieșirea din condensator, decât temperatura apei la intrare.

2.4.3.1. Condensatoare multitubulare orizontale

Aceste condensatoare, având construcția de tipul celei prezentate în figura 2.70, sunt cele mai utilizate în instalații industriale de puteri mari, deoarece prezintă câteva avantaje:

- sunt ușor de montat atât în clădiri cât și în exterior;
- permit realizarea unor grupuri preasamblate, ceea ce reduce manopera de montaj pe șantier;
- permit curățarea ușoară a țevilor.

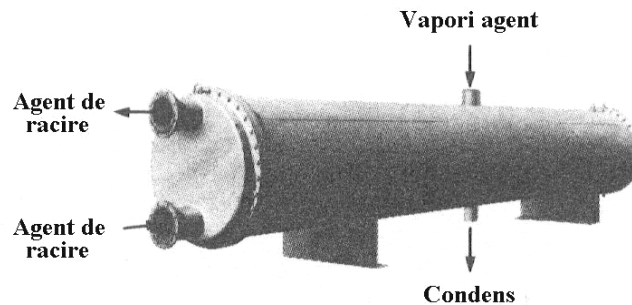


Fig. 2.70. Condensator multitubular orizontal, răcit cu apă

O schemă a curgerii agentului frigorific și a apei de răcire în condensatoarele multitubulare orizontale este prezentată în figura 2.71.



Fig. 2.71. Schema de curgere într-un condensator multitubular orizontal

Câteva dintre caracteristicile acestor aparate sunt următoarele:

- țevile condensatoarelor pentru amoniac sunt lise și realizate din oțel, iar cele ale condensatoarelor pentru freoni sunt realizate din cupru și adesea sunt nervurate;
- vaporii de agent frigorific sunt introduși în aparat pe la partea superioară, în spațiul dintre țevi și manta, condensează pe suprafața exterioară a țevilor, iar lichidul acumulat în partea inferioară este evacuat printr-un racord amplasat în această zonă;
- apa de răcire circulă prin țevi, racordul de intrare fiind amplasat în zona inferioară a capacului, iar cel de evacuare în zona superioară, acest tip de circulație a apei putând să asigure o ușoară subrăcire a condensului;
- apa se încălzește în aparat cu 2...3°C în cazul apei de mare, cu 4...6°C în cazul apei industriale recirculate, cu 5...15°C în cazul apei de râu, respectiv cu 10...30°C în cazul apei potabile;
- viteza de curgere a apei prin țevi este de 1,5...3 m/s;

- pentru o viteză medie de curgere a apei (2 m/s), coeficienții de transfer termic sunt de cca. $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$ în cazul amoniacului, respectiv $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ în cazul freonilor;
- temperatura de condensare este cu 4...5 °C mai mare decât temperatura apei la ieșirea din condensator.

Pentru puteri frigorifice mici, în locul condensatoarelor multitubulare orizontale se pot utiliza condensatoare de tip țevă în țevă sau cu serpentină imersată, ca cel din figura 2.72.

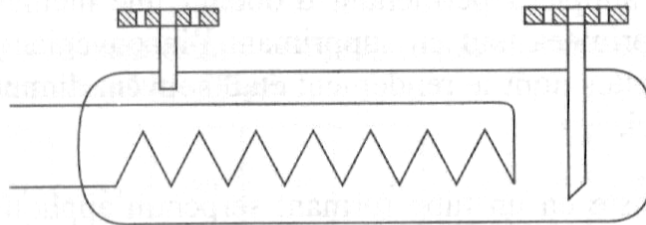


Fig. 2.72. Schema unui condensator cu serpentină imersată

2.4.3.2. Condensatoare multitubulare verticale

Aceste aparate se utilizează în instalații cu amoniac, dar au o utilizare tot mai redusă, existând tendința înlocuirii lor cu condensatoare cu evaporare forțată. Din punct de vedere constructiv sunt tot aparate multitubulare, dar având fascicul de țevi montat vertical. Câteva dintre cele mai importante diferențe sunt următoarele:

- nu există capace cu șicane;
- apa este introdusă prin țevi prin partea superioară, dintr-un bazin de alimentare;
- fiecare țevă are montată în partea superioară un dispozitiv care asigură alimentarea peliculară cu apă și care imprimă apei o mișcare elicoidală;
- țevile au un diametru de 50...60 mm;
- alimentarea cu vapori se realizează la jumătatea înălțimii mantalei, în spațiul dintre aceasta și țevi;
- evacuarea condensului format pe suprafața exterioară a țevilor se realizează prin partea inferioară.

Avantajele acestui tip de condensator sunt următoarele:

- necesită un spațiu de amplasare redus;
- nu este pretențios la calitatea apei;
- este ușor de curățat chiar și în timpul funcționării;
- permite preluarea de suprasarcini, prin mărirea debitului de apă, fără a genera căderi de presiune suplimentare, semnificative;
- asigură coeficienți de transfer termic ridicat, datorită curgerii peliculare a ambilor agenți (apa la interior și condensul la exteriorul țevilor).

2.4.3.3. Condensatoare coaxiale

Aceste tipuri de aparate se utilizează în instalații mici și medii, în special pentru freoni. Se întâlnesc în particular în grupuri monobloc pentru răcirea aerului, sau apei, unde sunt realizate sub formă de spirală elicoidală, pentru a ocupa mai puțin spațiu. Caracteristicile tehnice ale acestor condensatoare sunt în principal următoarele:

- apa se încălzește cu 5...10 °C;
- temperatura de condensare este cu 3...5 °C mai mare decât a apei la ieșire;
- sarcina termică este de 1...100 kW.

În figura 2.73 este prezentată schema de funcționare a unui condensator coaxial.

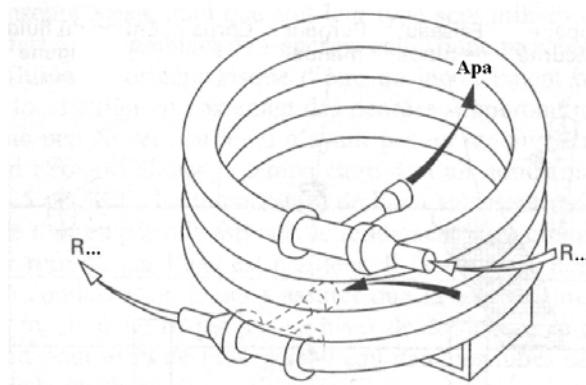


Fig. 2.73. Schema de principiu a unui condensator coaxial

2.4.3. Condensatoare răcite mixt

Caracteristica acestor condensatoare este că utilizează ca agent de răcire aerul atmosferic și apa care de obicei este stropită peste suprafața de schimb de căldură. Există două tipuri de asemenea aparate, după cum aerul se găsește în circulație naturală sau forțată:

- Condensatoare atmosferice (cu circulație naturală a aerului);
- Condensatoare cu evaporare forțată (cu circulație forțată a aerului).

2.4.3.1. Condensatoare atmosferice

Se utilizează des în instalații industriale de puteri mari și sunt realizate din țevi montate în poziție orizontală sau verticală sub formă de grătare. Au avantajul că nu necesită spațiu pentru montare în sala mașinilor, fiind amplasate de regulă pe acoperișul clădirilor, de exemplu pe sala mașinilor.

Pentru recircularea apei care stropește țevile schimbătoare de căldură, sub aparat se montează o tavă colectoare cu racorduri:

- pentru recirculare cu ajutorul unei pompe;
- pentru preaplin;
- pentru golire;
- pentru alimentare cu apă proaspătă.

Procesul de transfer termic între agentul frigorific, apă și aerul umed atmosferic, este foarte complex, realizându-se în paralel cu un proces de transfer masic între apă și aer, deoarece o parte din apă se evaporă și trece în aer.

Acesta este și unul din motivele pentru care este necesară completarea cu apă proaspătă. Al doilea motiv care impune obligativitatea acestei operații este acela că o parte din apă se pierde prin stropire în jurul aparatului.

Apa se încălzește relativ puțin în aceste aparate, deoarece după ce preia căldura de la agentul frigorific este răcită de aerul atmosferic din jurul condensatorului.

2.4.3.2. Condensatoare cu evaporare forțată

Aceste vaporizatoare sunt foarte moderne și utilizate pe scară tot mai largă în instalațiile industriale. În figura 2.74, se observă că practic sunt incluse două aparate într-unul singur. Cele două aparate sunt condensatorul propriu-zis și turnul de răcire a apei.

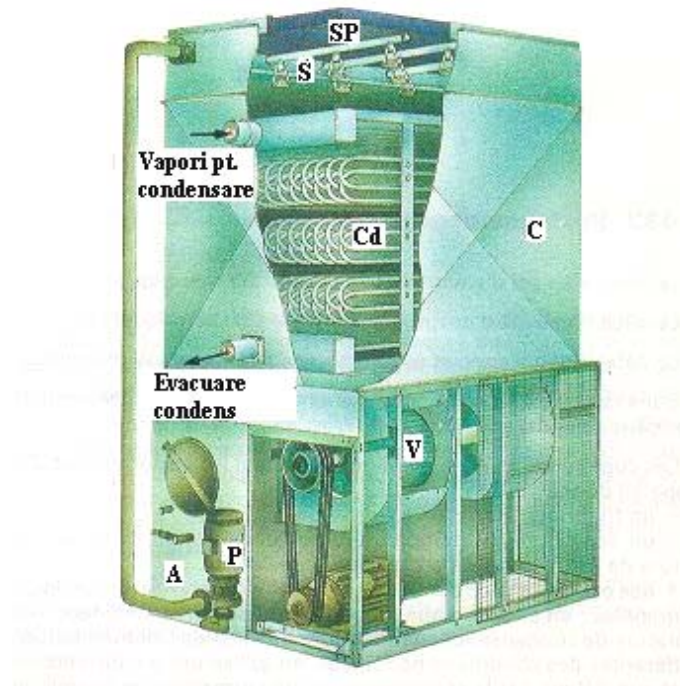


Fig. 2.74. Condensator cu evaporare forțată

S – dispozitiv de stropire; SP – separator de picături;
Cd – condensatorul propriu-zis; C – carcasă metalică; V – vaporizator;
P – pompă pentru recircularea apei; A – bazin de colectare a apei de stropire

Acest tip de condensator se compune din trei părți principale:

- O baterie de condensare realizată din țevi din oțel lise, care formează un ansamblu de serpentine. Alimentarea serpentinilor se realizează printr-un distribuitor orizontal amplasat în partea superioară a serpentinilor, iar evacuarea condensului se realizează printr-un colector de asemenea orizontal, amplasat în partea inferioară a serpentinilor. Baterie de condensare este închisă într-o carcasă din tablă, care formează un canal de curgere pentru aer. În cazul utilizării amoniacului, această baterie este precedată de una realizată din țevi nervurate, pentru desupraîncălzirea vaporilor.

- Un ventilator axial sau centrifugal, care circulă forțat aerul atmosferic de jos în sus, peste țevi. La ieșirea din aparat se montează un separator de picături, pentru a limita pierderea de apă.

- Un sistem de recirculare a apei cu ajutorul unei pompe care aspiră din tava de colectare și trimite apa spre dispozitivele de stropire amplasate deasupra țevilor schimbătoare de caldură.

În aparat se realizează două tipuri de transfer termic:

- convectiv între țevi și apă, care preia căldura latentă de vaporizare;
- prin evaporare (transfer termic și de masă) între apă și aer.

Caldura preluată de apă determină evaporarea unei părți din aceasta, la temperatura constantă a termometrului umed. Sarcina termică a aparatului depinde de diferența de entalpie dintre aerul umed care intră în condensator din atmosferă și aerul umed saturat în contact cu apa din jurul suprafețelor de transfer termic. Practic, temperatura apei rămâne constantă, fiind răcită integral de aer.

Funcționarea acestui condensator depinde mult de temperatura termometrului umed, care este cu cca. 8...12 °C mai redusă decât temperatura termometrului uscat. În consecință, temperatura de condensare în aceste aparate poate să fie cu cca. 8...12 °C mai redusă decât cea din condensatoarele răcite cu aer. Astfel se pot realiza economii de energie care pot să ajungă până la 30%. Acesta este unul din motivele pentru care se utilizează tot mai des acest tip de condensator.

3. CALCULUL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

3.1 Condensator răcit cu aer

3.1.1. Funcționare. Particularități constructive

Condensatoarele răcite cu aer sunt utilizate preponderent în instalațiile de puteri frigorifice mici dar și în instalații industriale de puteri mari, amplasate în zone cu surse de apă insuficiente sau atunci când se dorește economisirea acesteia.

Condensatorul este unul dintre cele mai importante schimbătoare de căldură dintr-o instalație frigorifică. În acesta are loc transferul termic de la vaporii supraîncălziți de agent frigorific la agentul termic de răcire, care în cazul de față este aerul, având o circulație forțată peste serpentinele condensatorului. Vaporii de agent frigorific sunt refuși de către compresor în distribuitorul de vapori de unde sunt distribuiți în serpentinele plane nervurate ale condensatorului. În urma transferului termic se produce condensarea agentului frigorific în interiorul țevilor, iar condensul se scurge gravitațional colectându-se într-un colector inferior de lichid care unește toate secțiunile la baza inferioară.

Acest aparat se assemblează din țevi drepte legate prin coturi și poate fi realizat din 2 până la 8 secții legate în paralel pe circuitul de agent frigorific și spălate în serie de către aer. Țevile sunt cel mai des confecționate din cupru cu lamele de aluminiu. Contactul lamelei cu țeava se poate realiza prin mărirea diametrului interior al țevii. Se poate utiliza un procedeu hidraulic, introducând ulei sub presiune, care determină creșterea diametrului interior al țevii cu realizarea unui bun contact între lamele și țeavă; sau un procedeu mecanic prin împingerea forțată prin țevi a unei bile sau a unui trunchi de con cu diametrul cu 0,5 mm mai mare decât al țevii.

Viteza aerului în secțiunea îngustată este de (2...5) m/s. Densitatea de flux termic are valoarea $q_{se} = 180...350 \text{ W/m}^2$. Serpentinele sunt încadrate într-o ramă care constituie canalul de curgere a aerului circulat de ventilator. Față de sensul de curgere a aerului, țevile din fascicul se pot dispune în coridor sau decalat.

3.1.2. Stabilirea regimului de temperaturi

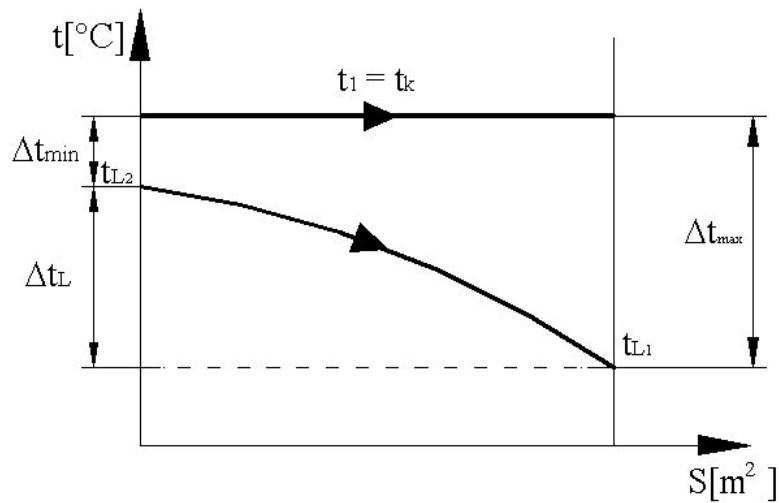


Fig.3.1. Diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței

Din datele de proiectare ale instalației frigorifice se cunosc: agentul termic primar (agentul frigorific), debitul masic (\dot{m}_1) de agent frigorific, agentul termic secundar (aerul), sarcina termică a aparatului (Φ_k), temperatura de condensare (t_k) și temperatura aerului la intrarea în aparat (t_{L1}).

În general, încălzirea aerului într-un astfel de aparat este $\Delta t = (4...6)^{\circ}\text{C}$, iar diferența dintre temperatura de condensare a agentului frigorific (freon) și temperatura de intrare a agentului termic secundar (aer) este: $t_k - t_{L1} = (10...20)^{\circ}\text{C}$.

Se consideră temperatura de intrare a agentului termic secundar (t_{L1}) ca fiind temperatura medie a lunii celei mai calde pentru localitatea în care va funcționa instalația.

Temperatura de ieșire a agentului termic secundar este dată de relația:

$$t_{L2} = t_{L1} + \Delta t_L, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.1)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură este aceeași pentru curgerea în echicurent și contracurent și se determină cu următoarea relație în cazul schimbătoarelor de căldură în care unul sau ambii agenți își schimbă starea de agregare:

$$\Delta t_m = \Delta t_{mEC} = \Delta t_{mCC} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.2)$$

unde: $\Delta t_{\max} = t_k - t_{L1}$ și $\Delta t_{\min} = t_k - t_{L2}$.

Temperatura medie a aerului:

$$t_{m2} = t_{Lm} = t_k - \Delta t_m, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.3)$$

Temperatura medie a agentului frigorific este egală cu temperatura de condensare, care se consideră constantă pe toată durata procesului de condensare:

$$t_{m1} = t_k, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.4)$$

3.1.3. Proprietățile termofizice ale fluidelor

Pentru cei doi agenți de lucru se vor determina proprietățile termofizice corespunzătoare temperaturii medii a fiecărui fluid (t_{m1} respectiv t_{m2}), adică: densitatea (ρ), căldura specifică masică la presiune constantă (c_p), conductivitatea termică (λ), viscozitatea cinematică (ν) și criteriul Prandtl ($Pr = \frac{\nu}{a}$), în care $a = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ reprezintă difuzivitatea termică.

3.1.4. Stabilirea debitelor

Debitul masic de agent frigorific (\dot{m}_1) este cunoscut din datele de proiectare.

Scriind ecuația de bilanț termic pe condensator pentru ambele fluide de lucru, se obține debitul masic de aer necesar condensării:

$$\begin{aligned} \Phi_k &= \dot{m}_1 q_k = \dot{m}_L c_{pL} \Delta t_L \\ \Rightarrow \dot{m}_L &= \frac{\Phi_k}{c_{pL} \Delta t_L}, \quad [\text{kg/s}] \end{aligned} \quad (3.5)$$

Debitul volumic de aer va fi:

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L}, \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3.6)$$

3.1.5. Stabilirea regimului de curgere

Curgerea agenților de lucru are loc astfel:

- agentul frigorific: condensează în interiorul țevilor orizontale;
- aerul: are o curgere forțată peste fascicul de țevi nervurate.

Pentru stabilirea regimului de curgere este necesară cunoașterea materialelor de construcție (pentru țevi și lamele), a dimensiunilor constructive și modul de așezare a țevilor în fascicul, motiv pentru care se adoptă următoarele:

- *țevă*: material (pentru freoni se alege Cu 99,5 %, $\lambda_{Cu}, \rho_{Cu}, c_{pCu}$), diametrul exterior (d_e) și grosimea peretelui țevii (δ), (conform paragrafului 3.1.9);
- *lamele*: material ($\lambda_h, \rho_h, c_{ph}$), grosimea lamelei (δ_n) în milimetri (conform paragrafului 3.2.1), pasul dintre două lamele consecutive $u = (2 \dots 6) \text{mm}$;

- *așezarea țevilor în fascicul* se poate realiza:
 - *în coridor* (se aleg dimensiunile, în milimetri, pentru pasul transversal s_1 și pentru pasul longitudinal s_2);
 - *decalat* sau *în șah* (se aleg dimensiunile, în milimetri, pentru pasul transversal s_1 , pasul longitudinal s_2 și pasul diagonal s'_2).

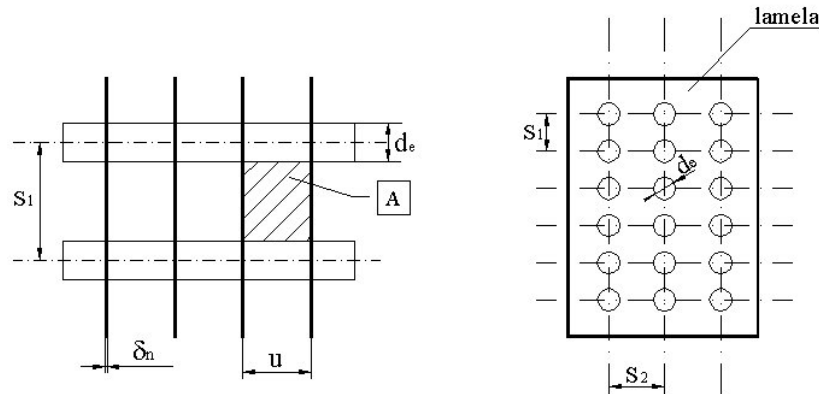


Fig. 3.2 Dispunerea țevilor într-un fascicul

Pentru configurația aleasă a fascicului de țevi se calculează diametrul echivalent al secțiunii transversale de curgere a aerului peste fasciculul de țevi:

$$d_{ech} = \frac{4A}{P}, \quad [m] \quad (3.7)$$

unde:

A - secțiunea transversală de curgere a aerului dintre două țevi și două lamele succesive, în $[m^2]$;

P - perimetrul udat de aer la trecere prin secțiunea A, în $[m]$.

În cazul particular al acestui model de calcul, se va considera așezarea țevilor din fascicul sub formă de coridor, pentru care diametrul echivalent este dat de relația următoare:

$$d_{ech} = \frac{4A}{P} = \frac{4(s_1 - d_e)(u - \delta_n)}{s_1 - d_e + u - \delta_n}, \quad [m] \quad (3.8)$$

Se impune o viteză de curgere a aerului prin secțiunea îngustată $w_L \in [2,5] m/s$.

Criteriul Reynolds pentru aer se determină astfel:

$$Re_L = \frac{w_L d_{ech}}{\nu_L} \quad (3.9)$$

În funcție de valoarea lui Re , se deosebesc următoarele categorii de procese de transfer de căldură prin convecție:

- convecție în regim laminar, când $0 < Re < 2320$;
- convecție în regim tranzitoriu, când $2320 < Re < 4(10^7)$;
- convecție în regim turbulent, când $Re > 4(10^7)$.

Pentru cazul particular analizat, aerul va avea o curgere laminară peste fasciculul de țevi, adică $Re_L < 2320$.

3.1.6. Calculul coeficienților de convecție

Pentru *calculul coeficientului de convecție pe partea agentului frigorific*, în cazul condensării peliculare a acestuia în țevi orizontale din cupru se utilizează relația:

$$\alpha_1 = 0,725 \sqrt[4]{\frac{g l_k \rho_1 \lambda_1^3}{v_1 d_i (t_{m1} - t_p)}}, \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}] \quad (3.10)$$

unde:

g - accelerația gravitațională, $[\text{m}/\text{s}^2]$;

l_k - căldura latentă de condensare, $[\text{J}/\text{kg}]$;

ρ_1, λ_1, v_1 - parametrii termofizici ai agentului primar la temperatura t_{m1} ;

d_i - diametrul interior al țevii, $[\text{m}]$

t_p - temperatura peretelui țevii de partea agentului termic primar.

Înlocuind valorile numerice ale mărimilor enumerate mai sus (care sunt cunoscute), în relația (3.10), α_1 devine o funcție de $(t_{m1} - t_p)$:

$$\alpha_1 = C \cdot (t_{m1} - t_p)^{-1/4}, \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}] \quad (3.11)$$

unde:

C - constantă a cărei valoare se determină prin înlocuirea parametrilor cunoscuți.

Calculul coeficientului de convecție pe partea aerului la convecția forțată a acestuia peste fasciculul de țevi nervurate cu nervuri lamelare și dispunerea țevilor în coridor se efectuează utilizând următoarea relație criterială:

$$\text{Nu}_L = C \text{Re}^n \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right)^m \quad (3.12)$$

unde:

$C = A \cdot B$ - reprezintă o constantă,

Exponenții n și m se calculează conform relațiilor:

$$A = \left[\begin{array}{l} 0,518 - 0,02315 \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right) + \\ + 0,425 \cdot 10^{-3} \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right)^2 - \\ - 3 \cdot 10^{-6} \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right)^3 \end{array} \right] \quad (3.13)$$

$$B = \left(1,36 - 0,24 \frac{\text{Re}}{1000} \right) \quad (3.14)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right) \quad (3.15)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \left(\frac{\text{Re}}{1000} \right) \quad (3.16)$$

$$L = Z \cdot s_2, \quad [\text{mm}] \quad (3.17)$$

- lățimea nervurii (lungimea ei în lungul curentului).

$Z = (2 \dots 8)$ - numărul de secții ale condensatorului.

Relația criterială (3.12) este valabilă dacă sunt îndeplinite condițiile: $500 < \text{Re} < 2320$, $u / d_e = (0,18 \dots 0,35)$, $t_{mL} = (-40 \dots +40)^\circ \text{C}$, $L / d_{\text{ech}} = (4 \dots 50)$ și $s_1 / d_e = (2 \dots 5)$.

Din ecuația criterială (3.11), cunoscând relația explicită a criteriului Nusselt rezultă:

$$\text{Nu}_L = \frac{\alpha_L d_{\text{ech}}}{\lambda_L} \Rightarrow \alpha_L = \frac{\text{Nu}_L \lambda_L}{d_{\text{ech}}}, \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.18)$$

Se va calcula coeficientul de convecție pe partea aerului pornind de la numărul de secții alese pentru condensator, conform tabelului 3.1:

Tab. 3.1. Calculul coeficientului de convecție pe partea aerului

Z =		2	3	4	5	6	7	8
Mărimea	Relația							
L	(3.17)							
L/d _{ech}								
A	(3.13)							
B	(3.14)							
C								
n	(3.15)							
m	(3.16)							
Nu _L	(3.12)							
α _L	(3.18)							

Se observă că valorile lui α_L obținute în tabelul de mai sus se încadrează într-un interval restrâns, motiv pentru care se va calcula o valoare medie α_{Lm}, ca fiind media aritmetică a valorilor din tabelul 3.1:

$$\alpha_2 = \alpha_{Lm} = \frac{\sum_{i=2}^{i=8} \alpha_{Li}}{i-1}, \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.19)$$

Se calculează coeficientul de convecție de partea aerului raportat la suprafața exterioară de schimb de căldură:

$$\alpha_{LS_e} = \alpha_{Lm} \left(\frac{S_n}{S_e} E + \frac{S_b}{S_e} \right), \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.20)$$

unde :

$$S_e = \pi d_e, \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (3.21)$$

- suprafața exterioară a țevii, pe 1m liniar de țevă (fără lamele);

$$S_b = \pi d_e (u - \delta_n) \frac{1}{u}, \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (3.22)$$

- suprafața pe țeava de bază între lamele, pe 1m liniar de țevă;

$$S_n = S_{en} + S_b, \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (3.23)$$

- suprafața exterioară totală, pe 1m liniar de țevă;

$$S_{en} = 2 \left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \quad [\text{m}^2/\text{m}] \quad (3.24)$$

- suprafața exterioară a lamelei, pe 1m liniar;

E = coeficient de eficacitate a schimbului de căldură prin lamelă (nervură),

$$E = \frac{\text{th}(mh')}{mh'} = \frac{1}{mh'} \cdot \frac{e^{mh'} - e^{-mh'}}{e^{mh'} + e^{-mh'}} \quad (3.25)$$

în care:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{Lm}}{\lambda_n \delta_n}}, [m^{-1}] \quad (3.26)$$

- gradul de încărcare termică a lamelei (nervurii);

$$h' = \frac{d_e}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,8051g\rho'), [m] \quad (3.27)$$

- înălțimea convențională a lamelei;

$$\rho' = 1,28 \frac{S_1}{d_e} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0,2}, \quad (3.28)$$

- constantă.

3.1.7. Densitatea de flux termic

Densitatea de flux termic pentru agentul frigorific, raportată la suprafața interioară de schimb de căldură, devine o funcție de $(t_{m1}-t_p)$, prin înlocuirea expresiei (3.11) în relația lui Qsi:

$$\alpha_{1Si} = \alpha_1 (t_{m1} - t_p) = C (t_{m1} - t_p)^{3/4}, [W / m^2] \quad (3.29)$$

Densitatea de flux termic pe partea aerului, raportată la suprafața interioară de schimb de căldură, se determină ca o funcție de (t_p-t_{Lm}) , astfel:

$$q_{2Si} = \frac{t_p - t_{Lm}}{\frac{1}{\alpha_{LS_e}} \cdot \frac{d_i}{d_e} + \frac{S_0}{S_e} \left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + R_c} = \quad (3.30)$$

$$= C(t_p - t_{Lm}), [W / m^2]$$

unde:

R_c - rezistența termică de contact dintre lamelă și țevă (se consideră nulă pentru asamblarea prin presare);

S_e = se determină cu relația (3.21);

$$S_0 = \pi d_i, [m^2/m] \quad (3.31)$$

- suprafața interioară a țevii, pentru 1m liniar de țevă;

$\left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)$, $[m^2K/W]$ - suma rezistențelor termice conductive induse de grosimea

peretelui țevii și de depunerile de vopsea, ulei, praf, etc. pe suprafața țevilor.

În tabelul 3.2 sunt redată valori ale coeficientului λ pentru câteva materiale.

Tab.3.2. Conductivitatea termică a unor materiale

Materialul	Temperatura [°C]	Densitatea [kg/m ³]	Conductivitatea termică [W/mk]
Oțel 0,1% C	0	7850	59,31
Cupru pur	0	8930	488,46
Cupru tehnic	20	8960	348,9
Apă	20	1000	0,555
Aer uscat	-20	1,365	0,0226
Aer uscat	40	1,092	0,0265
Depunere calcaroasă din piatră	20	1000...2500	0,15...2,33
Gheață	0	150...800	0,12...1,28
Depuneri de ulei mineral	20	-	0,14
Vopsea uscată	20	-	0,23
Oxizi de fier	20	700	0,153...0,159
Aluminiu tehnic	0	2700	202,36
Aluminiu tehnic	100	2700	205,85
Duraluminiu (95,5%Al+4%Cu+0,5%Mg)	-100	-	124
Duraluminiu (95,5%Al+4%Cu+0,5%Mg)	20	2790	159,33

Pentru a determina *valoarea reală a densității de flux termic* se aplică metoda grafo-analitică. În conformitate cu aceasta pentru diferite valori ale lui $t_p \in (t_{Lm}, t_{ml})$, se calculează mărimile din tabelul 3.3 și se trasează graficul $q_{Si} = f(t_p)$ în care se suprapune dreapta (q_{2Si}) peste curba (q_{1Si}):

Tab. 3.3. Calculul temperaturii peretelui și densității de flux termic

t_p	Relația	t_{Lm}	t_{p1}	...	t_{pn}	$t_{m1}=t_k$
$t_{m1} - t_p$	-					
q_{1Si}	(3.29)					
$t_p - t_{Lm}$	-					
q_{2Si}	(3.30)					

Punctul determinat din grafic sau tabel, de coordonate (t_p, q_{Si}) , pentru care valoarea lui q_{1Si} coincide (sau este foarte apropiată) cu valoarea lui q_{2Si} , determină *valoarea reală a densității de flux termic* care se va lua în calcul mai departe și pe care o vom nota cu q_{Si} .

3.1.8. Calculul constructiv

Suprafața interioară de schimb de căldură a aparatului este dată de relația:

$$S_i = \frac{\Phi_k}{q_{Si}}, \quad [\text{m}^2] \quad (3.32)$$

Secțiunea liberă de trecere a aerului se determină cu următoarea relație:

$$A_L = \frac{\dot{V}_L}{w_L}, \quad [\text{m}^2] \quad (3.33)$$

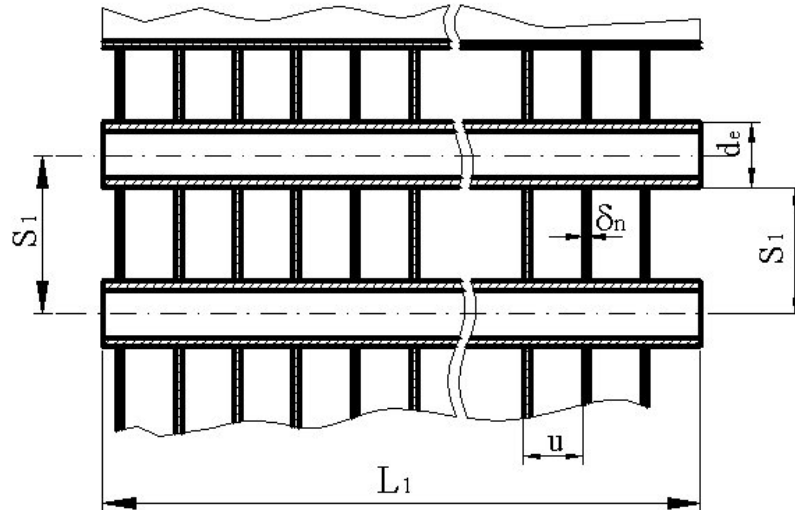


Fig. 3.3 Secțiunea liberă de trecere a aerului

Explicitând secțiunea liberă de trecere a aerului, din punct de vedere geometric, se determină *lungimea țevii dintr-o secție*:

$$\begin{aligned} A_L &= L_1 s_1 - d_e L_1 - \frac{(s_1 - d_e) \delta_n L_1}{u} = \\ &= L_1 (s_1 - d_e) \left(1 - \frac{\delta_n}{u} \right) \Rightarrow \quad (3.34) \\ \Rightarrow L_1 &= \frac{A_L u}{(s_1 - d_e)(u - \delta_n)}, \quad [\text{m}] \end{aligned}$$

Lungimea totală a țevilor din aparat este dată de relația:

$$L_t = \frac{S_i}{\pi d_i}, \quad [\text{m}] \quad (3.35)$$

Numărul de secții legate în paralel pe circuitul de aer este un număr întreg (se rotunjește în plus dacă se obține un număr cu zecimale):

$$Z = \frac{L_t}{L_1} \quad (3.36)$$

Cu numărul real de secții determinat de relația (3.36), se *recalculează lungimea reală a țevii dintr-o secție*:

$$L_1 = \frac{L_t}{Z}, \quad [\text{m}] \quad (3.37)$$

Se consideră raportul:

$$k = \frac{H^*}{B^*} = 1 \quad (3.38)$$

unde:

$$H^* = m s_1, [m] \quad (3.39)$$

- reprezintă înălțimea unei secții;

$$B^* = \frac{L_1}{m}, [m] \quad (3.40)$$

- reprezintă lungimea unei secții;

Înlocuind relațiile (3.39) și (3.40) în ecuația (3.38) rezultă numărul de țevi orizontale, paralele, dispuse într-o secție verticală (se rotunjește astfel încât să fie număr întreg):

$$m = \sqrt{\frac{kL_1}{s_1}} \quad (3.41)$$

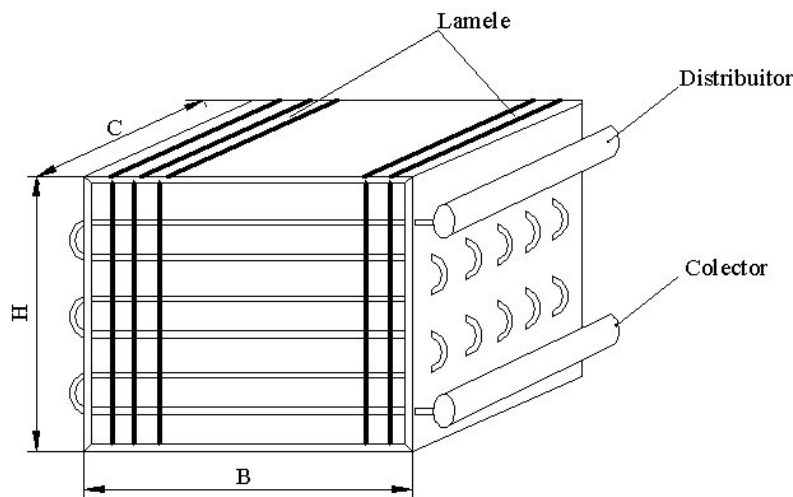


Fig. 3.4 - Cotele aparatului

Lățimea unei secții se calculează cu relația:

$$C^* = Z \cdot s_2, [m] \quad (3.42)$$

Pentru a determina dimensiunile reale ale carcasei în care sunt introduse secțiile condensatorului (mai puțin distribuitorul și colectorul, care, de obicei, sunt amplasate în afara carcasei), se adaugă o distanță minimă de 12,5 mm considerată din centrul ultimului rând de țevi până la capătul lamelei (în orice direcție), plus 5mm pentru profilul ramei aparatului, rezultând *dimensiunile reale ale aparatului*: $H = \text{înălțimea}$, $B = \text{lungimea}$, $C = \text{lățimea}$.

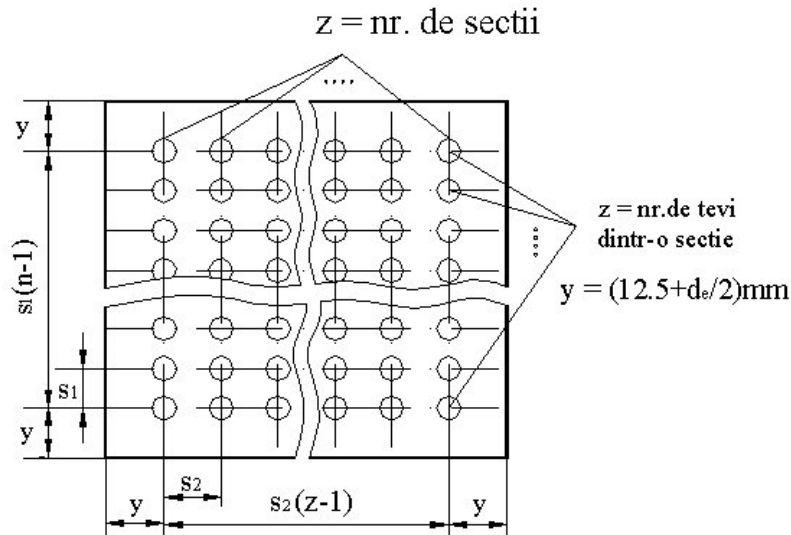


Fig. 3.5 Profilul unei lamele

3.1.9. Calculul conductelor și distribuitorilor

În instalațiile frigorifice și circuitele anexe ale acestora, circulația agentului frigorific, a agentului intermediar și a apei se face prin intermediul conductelor.

Determinarea diametrului conductelor se poate efectua pe baza alegerii vitezei medii admise de curgere pentru segmentul din instalație calculat, după relația:

$$d_i = \sqrt{\frac{4\dot{V}_i}{\pi w_i}} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_i}{\pi \rho_i w_i}}, \text{ [m]} \quad (3.43)$$

unde:

\dot{m}_i , [kg/s] - debitul masic de agent de lucru care circulă prin conducta considerată;

ρ_i , [kg/m³] - densitatea agentului corespunzătoare traseului de conductă;

w_i , [m/s] - viteza agentului pe traseul considerat.

Pentru acest tip de aparat care, în general, funcționează în *instalații frigorifice cu freoni de puteri mici și medii*, se aleg conducte din cupru, datorită maleabilității acestuia și ușurinței de prelucrare.

Trebuie remarcat un aspect important și anume: cu relația (3.43) s-a calculat *diametrul interior al conductei*, motiv pentru care la valoarea calculată se adună de două ori grosimea peretelui țevii (care, pentru țevi rotunde trase din cupru, este de 1mm pentru diametre interioare $d_i \leq 20\text{mm}$; 1,5 mm pentru $d_i = 25$ și 32mm și 2 mm pentru $d_i = 38$ și 49mm) și apoi se alege diametrul exterior standardizat cel mai apropiat de valoarea rezultată (conform STAS 523-74 "Țevi rotunde, trase din cupru pentru instalații frigorifice", sau pentru țevi din oțel OLT35R cu dimensiunile prevăzute de STAS 9378-74 "Țevi din oțel fără sudură pentru instalații frigorifice").

La dimensionarea conductelor pentru freoni se ține seama de necesitatea alegerii unor viteze de curgere suficient de ridicate pentru a permite antrenarea uleiului de către agentul frigorific, dată fiind miscibilitatea accentuată a freonilor cu uleiul.

Se recomandă următoarele valori pentru viteze:

- (7...15)m/s pentru *conducte de aspirație*;
- (10...20)m/s pentru *conducte de refulare*;
- 0,5m/s pentru *conductele de lichid* de pe traseul condensator-rezervor-vaporizator.

Legăturile conductelor cu aparatele se realizează cu fittinguri și racorduri din alamă. Îmbinările dintre țevile din cupru și racorduri sau chiar dintre două țevi se fac prin:

- "lipituri tari" la diametre mai mari de 12 mm, realizate cu aliaje de argint,
- "lipituri moi" la diametre sub 12 mm, realizate cu aliaje de cositor sau antimoniu,
- sudura cu cupru fosforos pentru toate diametrele.

Diametrul distribuitorului superior se determină analog cu cel al conductelor, cu deosebirea că se alege o valoare a vitezei de curgere corespunzătoare conductei de refulare care se împarte la numărul de secții paralele legate la distribuitor (de exemplu: pentru o viteză de refulare $w_r = 15\text{m/s}$, în relația (3.43) se introduce valoarea $w_d = \frac{w_r}{Z}$, [m/s] și densitatea agentului în starea de refulare). Calculul diametrului colectorului inferior respectă aceeași regulă de mai sus, cu deosebirea că $w_c = \frac{w_1}{Z}$ unde $w_1 = 0,5\text{m/s}$.

3.1.10. Calculul fluido-dinamic

În cazul acestui aparat, prezintă o importanță deosebită calculul pierderilor de presiune pe partea aerului, deoarece pe baza acestora se determină puterea electrică necesară antrenării ventilatorului. Înălțimea coloanei de apă echivalentă căderii de presiune pe partea aerului în aparat este:

$$h_L = A \left(\frac{L}{d_{\text{ech}}} \right) (w\rho)_L^{1,7}, \quad [\text{mmH}_2\text{O}] \quad (3.44)$$

unde:

A - coeficient ce ține cont de rugozitatea suprafeței $\left\| \begin{array}{l} = 0,007 \text{ suprafețe netede} \\ = 0,0113 \text{ suprafețe rugoase} \end{array} \right.$

L - lungimea parcursului aerului în aparat (=C, lățimea aparatului), [m];

Pierderea de presiune pe partea de aer în aparat este dată de relația:

$$\Delta p_L = \rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot g \cdot h_L, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.45)$$

Puterea electrică necesară antrenării ventilatorului se determină astfel:

$$P = \frac{\dot{V}_L \Delta p_L}{\eta_v}, \quad [\text{W}] \quad (3.46)$$

unde:

η_v - randamentul ventilatorului (este funcție de caracteristica ventilatorului - se alege din catalog).

Din cataloage de specialitate se alege un ventilator axial orizontal cu puterea electrică apropiată de cea calculată (eventual, se rotunjește astfel încât să fie număr întreg).

3.1.11. Calculul de rezistență

Verificarea la încovoiere a unui panou

Se consideră țeava ca fiind o grindă de secțiune inelară simplu rezemată la ambele capete. Pe o distanță a [mm] se consideră că există cotelurile. Pe o țeavă acționează *sarcina uniform distribuită* (q), unde:

$$q = (m_n + m_{tl} + m_{ag}) \frac{g}{B}, \quad [\text{N/m}] \quad (3.47)$$

unde:

$$m_n = m_{n1} \cdot n_n, \quad [\text{kg}] \quad (3.48)$$

- masa nervurilor (lamelilor) de pe o țeavă;

$$m_{n1} = \rho_n \delta_n \left(s_1 s_2 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right), \quad [\text{kg}] \quad (3.49)$$

- masa dintr-o lamelă ce îi revine unei țevi;

$$n_n = \frac{B}{u - \delta_n} \quad (3.50)$$

- numărul nervurilor (lamelilor) de pe o țeavă;

$$m_{tl} = \rho_{Cu} \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)B}{4}, \quad [\text{kg/bucata}] \quad (3.51)$$

- masa unei țevi;

$$m_{ag} = \rho_1 \frac{\pi d_i^2}{4} B, \quad [\text{kg}] \quad (3.52)$$

- masa agentului frigorific din interiorul unei țevi; (3.52)

Masa unei lamele este dată de relația:

$$m_l = \rho_n \delta_n \left(BH - Zm \frac{\pi d_e^2}{4} \right), \quad [\text{kg/bucata}] \quad (3.53)$$

unde:

Z = numărul de secții, relația (3.36);

m = numărul de țevi dintr-o secție, relația (3.41).

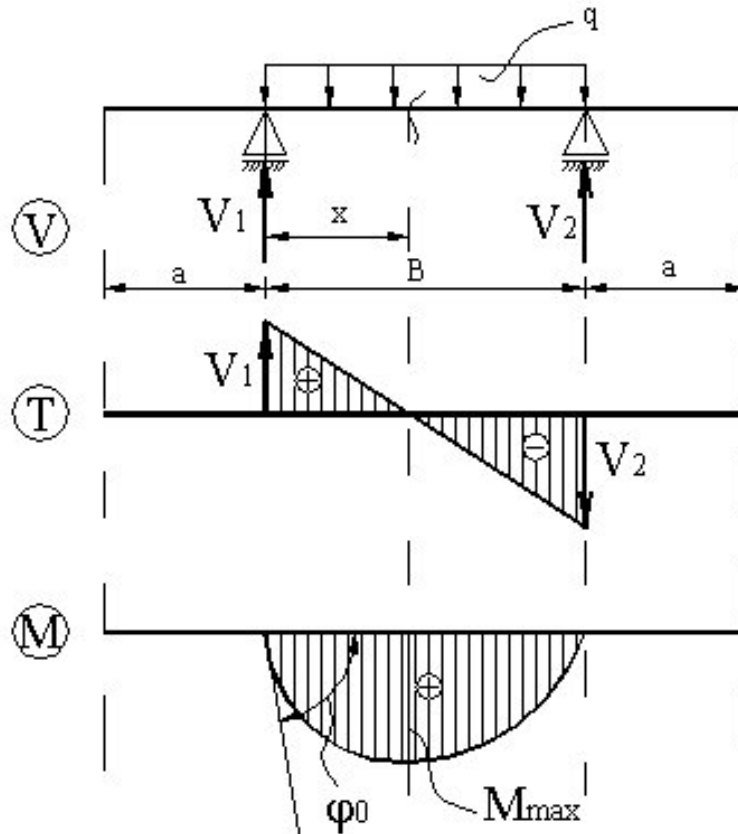


Fig. 3.6. Încovoierea unei țevi

Forțele de reacțiune din reazeme sunt:

$$V_1 = V_2 = \frac{qB}{2}, \quad [\text{N}] \quad (3.54)$$

Momentul încovoietor într-o secțiune x dintre cele două reazeme este:

$$M_x = V_1 x - q \frac{x^2}{2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pt } x = 0, x = B \Rightarrow M = 0, [\text{Nm}] \\ \text{pt } x = \frac{B}{2} \Rightarrow M_{\max} = V_1 \frac{B}{2} - q \frac{B^2}{8} = q \frac{B^2}{8}, [\text{Nm}] \end{array} \right. \quad (3.55)$$

Se calculează modulul de rezistență la încovoiere pentru o secțiune inelară:

$$W_z = \frac{\pi}{16} \left(\frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e} \right), \quad [\text{m}^3] \quad (3.56)$$

Tensiunea de încovoiere pentru momentul maxim este:

$$\sigma_i = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq \sigma_a, \quad [\text{N}/\text{m}^2] \quad (3.57)$$

și trebuie să aibă o valoare mai mică decât tensiunea admisibilă la încovoiere a materialului din care este confecționată țeava.

Săgeata statică este: $M_x = \frac{q(Bx - x^2)}{2}$, pentru care ecuația fibrei medii deformată devine:

$$\begin{aligned} EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} &= -M_x = -\frac{q}{2}(Bx - x^2) \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{d^2 y}{dx^2} &= -\frac{q}{2EI_z}(Bx - x^2) \Rightarrow \\ \Rightarrow y &= -\frac{q}{2EI_z} \left(B \frac{x^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1 x + C_2 \end{aligned}$$

Se determină constantele C_1 și C_2 scriind condițiile pe reazeme și în mijlocul barei:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{pentru } x = 0, x = B \Rightarrow y = 0 \Rightarrow C_2 = 0 \\ \text{pentru } x = \frac{B}{2} \Rightarrow \text{tg}\varphi = \frac{dy}{dx} = 0 \Rightarrow C_1 = \frac{qB^3}{24EI_z} \end{array} \right.$$

Ecuațiile de deformații devin:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dy}{dx} = \frac{q}{2EI_z} \left(\frac{x^3}{3} - \frac{Bx^2}{2} + \frac{B^3}{12} \right) \\ y = \frac{q}{2EI_z} \left(\frac{x^4}{12} - \frac{Bx^3}{6} + \frac{B^3 x}{12} \right) \end{array} \right.$$

Săgeata maximă pentru $x = \frac{B}{2}$ și modulul de elasticitate $E_{cu} = 2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ este :

$$f = \frac{5qB^4}{384EI_z} = \frac{5M_{\max} B^2}{48EI_z}, \quad [\text{m}] \quad (3.58)$$

unde:

$$I_z = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{32}, \quad [\text{m}^4] \quad (3.59)$$

- momentul de inerție axial

Unghiul de înclinare a fibrei medii pe reazeme este:

$$\varphi_0 = \frac{qB^3}{24EI_z} \quad (3.60)$$

3.1.12. Gabaritul și masa aparatului

Înălțimea (H), lungimea (B) și lățimea(C) aparatului sunt cele determinate în paragraful 3.1.8. Volumul ocupat de aparat este:

$$V = H \cdot B \cdot C, [\text{m}^3] \quad (3.61)$$

Masa întregului aparat este dată de suma dintre masa țevilor, a lamelelor și a racordurilor:

$$M_{\text{ap}} = M_t + M_l + M_r, [\text{kg}] \quad (3.62)$$

unde:

$$M_t = \rho_{\text{Cu}} L_t \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4}, [\text{kg}] \quad (3.63)$$

- masa totală a țevilor;

$L_t, [\text{m}]$ - lungimea totală a țevilor din aparat, relația (3.35);

$$M_l = m_l \cdot n_n, [\text{kg}] \quad (3.64)$$

- masa tuturor lamelelor din aparat;

$m_l, [\text{kg}]$ - masa unei lamele, relația (3.53);

n_n , - numărul de lamele din aparat, relația (3.50);

$$M_r = M_c + M_d, [\text{kg}] \quad (3.65)$$

- masa racordurilor (colector și distribuitor);

$$M_c = \rho_{\text{Cu}} L_c \frac{\pi(d_{ce}^2 - d_{ci}^2)}{4}, [\text{kg}] \quad (3.66)$$

- masa colectorului;

d_{ce}^2, d_{ci}^2, L_c - sunt dimensiunile colectorului;

$$M_d = \rho_{\text{Cu}} L_d \frac{\pi(d_{de}^2 - d_{di}^2)}{4}, [\text{kg}] \quad (3.67)$$

- masa distribuitorului;

d_{de}^2, d_{di}^2, L_d - sunt dimensiunile distribuitorului.

3.2. Răcitor de aer

3.2.1. Funcționare. Particularități constructive

Vaporizatorul este aparatul în care *agentul frigorific fierbe* pe baza căldurii preluată de la sursa rece, respectiv de la mediul răcit. În cadrul acestui aparat aerul se răcește, iar uneori se usucă, având o mișcare forțată, de aceea un aparat de acest tip se mai numește și *răcitor de aer*.

Scopul acestui aparat este de a răci aerul în diferite procese tehnologice, alimentare (refrigerare, congelare), sau pentru condiționarea aerului. Răcirea se poate realiza la diferite temperaturi, cu umiditatea relativă diferită, având loc fenomenul de depunere a umidității sub formă de zăpadă.

După modul de răcire a aerului, răcitoarele se pot grupa în trei categorii :

- răcitoare de aer *prin suprafață* (uscate),
- răcitoare de aer *prin contact* (umede),
- răcitoare de aer *combinat*.

Cele mai utilizate sunt răcitoarele de aer prin suprafață în care aerul cedează căldură agentului frigorific sau agentului intermediar care curge prin interiorul țevilor. Aparatul prin țevile căruia circulă agent frigorific se numește *răcitor de aer cu acțiune directă* și are rolul de vaporizator în instalațiile frigorifice.

Răcitoarele de aer prin suprafață se pot executa din țevi netede sau nervurate. Nervurarea permite intensificarea transferului de căldură și o construcție mai compactă a aparatului.

Suprafețele nervurate pot fi : lamelare, nervurate prin înfășurare sau spiralare, prin roluire, sau cu nervuri individuale presate. În cazul nervurării lamelare, o lamelă reprezintă o nervură comună pentru mai multe țevi. Nervurile fără guler se fac cu grosimi de (0,4 ... 0,5) mm , din oțel moale, alamă sau duraluminiu. Exisă și nervuri cu guler ștanțat confecționat din aluminiu moale cu grosimi de (0,2 ... 0,3) mm. Pasul nervurilor în aparatele care funcționează în regim de formare a zăpezii este de (8 ... 15) mm, uneori chiar (20 ... 25) mm - la aparatele de condiționare a aerului.

Țevile răcitoarelor cu nervuri lamelare sunt din oțel pentru diametre cuprinse între (18 ...25)mm și din cupru pentru diametre mai mici (8 ... 16)mm. În cazul utilizării țevilor și nervurilor din oțel, pentru îmbunătățirea contactului dintre nervură și țevă, după asamblare, se supun zincării la cald, metodă ce prezintă avantajul că realizează protecția anticorozivă a suprafețelor exterioare, dar și dezavantajul unui cost ridicat al materialului necesar zincării.

În cele ce urmează se va analiza cazul unui răcitor de aer utilizat în industria alimentară, destinat răcirii aerului din camerele de păstrare sau congelare a produselor.

3.2.2. Stabilirea regimului de temperaturi

În funcție de procesul tehnologic în care se încadrează instalația frigorifică (nivelul de frig care trebuie realizat), de cantitatea și tipul produselor alimentare ce urmează a fi răcite, se stabilește metoda de răcire, temperatura medie a aerului din camera frigorifică (mediul răcit) și nivelul umidității relative a acestuia:

$$t_{Lm} = t_L, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.68)$$

Temperatura de vaporizare este determinată de temperatura mediului răcit:

$$t_0 = t_{Lm} - \Delta t_v, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.69)$$

unde:

$\Delta t_v = (10 \div 20)^{\circ}\text{C}$ - în funcție de durata procesului de congelare și proprietățile agentului frigorific ce se dorește a fi utilizat în instalație.

Factorii enumerați anterior permit calculul necesarului de frig ($\Phi_0, [\text{W}]$), stabilirea parametrilor de funcționare ai instalației frigorifice (t_0, p_0, t_k, p_k) și calculul efectiv al instalației frigorifice.

În acest caz fluidul cald este aerul (mediul răcit) pentru care se va utiliza indicele "L", iar fluidul rece este agentul frigorific, pentru care se va utiliza indicele "0".

Se admite o variație a aerului răcit din camera frigorifică: $\Delta t_L = (3 \div 5)^{\circ}\text{C}$, în funcție de care se stabilesc valorile acestuia:

- la intrare:

$$t_{L1} = t_L + \frac{\Delta t_L}{2}, \quad [^{\circ}\text{C}], \quad (3.70)$$

- la ieșire:

$$t_{L2} = t_L - \frac{\Delta t_L}{2}, \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad (3.71)$$

Procesul teoretic de răcire uscată a aerului umed cu $t_{sr} < t_r$ este redat în figura 3.7.

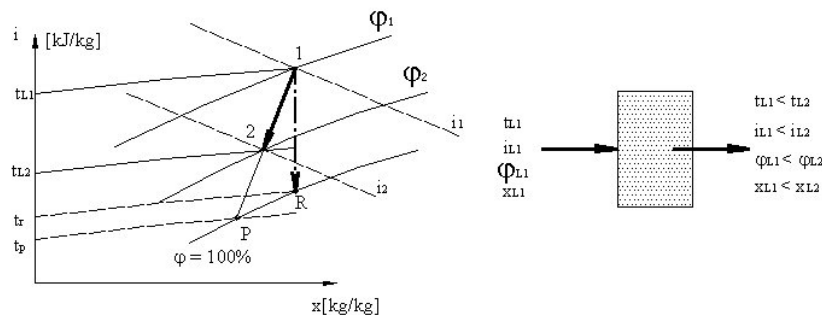


Fig. 3.7. Procesul teoretic de răcire uscată a aerului umed

Se notează cu t_p temperatura medie pe suprafața de schimb de căldură (pe partea aerului umed) și cu t_r temperatura punctului de rouă pentru aerul umed. Temperatura t_r se determină cu diagrama (i-x), la intersecția verticalei din starea inițială 1 cu $\phi = 100\%$.

În funcție de relația dintre cele două temperaturi (t_r, t_p), apar două situații de răcire a aerului umed, întâlnite frecvent în spațiile destinate păstrării produselor alimentare:

a) $t_p > t_r$, răcirea se produce la $x = ct.$, iar umiditatea relativă crește ($\varphi_2 > \varphi_1$);

b) $t_p < t_r$, se produce răcirea și uscarea aerului ($x_2 < x_1$) deoarece o parte din vaporii de apă din aer condensează pe suprafața de răcire. Răcirea se produce până în starea 2 ($t_{L2} > t_p$) cu micșorarea conținutului de umiditate, proces utilizat în practică pentru uscarea aerului necesar diverselor aplicații. În spațiile frigorifice se întâlnesc două situații:

b.1) $0^\circ\text{C} < t_p < t_r$, caz în care pe suprafața de răcire se depune umiditatea din aer sub formă lichidă (condensat);

b.2) $t_p < 0^\circ\text{C}$, caz în care pe suprafața de răcire se formează zăpadă, care trebuie îndepărtată periodic.

Se recunoaște cazul de lucru după efectuarea următoarei analize a parametrilor aerului răcit:

- la temperaturile t_{L1}, t_{L2} se determină din tabele sau cu diagrama Mollier pentru aerul umed, parametrii $\varphi_{L1}, i_{L1}, x_{L1}, \varphi_{L2}, i_{L2}, x_{L2}$;
- se determină aceiași parametri pentru $t_p = t_{L2} - [0, \text{max.}10]^\circ\text{C}$ și se întocmește un tabel asemănător celui descris mai jos, cu ajutorul căruia se determină temperatura limită inferioară de răcire a suprafeței de schimb de căldură de partea aerului (t_{pmin}), care va corespunde celei mai mici valori a raportului de termoumiditate determinat cu relația:

$$\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{i_{L1} - i_p}{x_{L1} - x_p} = f(t_p) \Rightarrow t_{pmin}, [^\circ\text{C}] \quad (3.72)$$

Tab.3.4. Calculul raportului de termoumiditate

$t_p, [^\circ\text{C}]$	$t_p = t_{L2}$	$t_p = t_{L2} - 1^\circ\text{C}$	$t_p = t_{L2} - 2^\circ\text{C}$...	$t_p = t_{L2} - 10^\circ\text{C}$
$i_{L2}, [\text{kJ/kg}]$					
$x_{L2}, [\text{kg/kg}]$					
$\varepsilon, [\text{kJ/kg}]$					

3.2.3. Proprietățile termofizice ale fluidelor

Pentru cei doi agenți de lucru se vor determina proprietățile termofizice corespunzătoare temperaturii medii a fiecărui fluid: pentru t_0 (se consideră constantă pentru întregul proces de vaporizare) - $\rho_0, c_{p0}, \lambda_0, \nu_0, Pr_0$, respectiv pentru t_{Lm} - $\rho_L, c_{pL}, \lambda_L, \nu_L, Pr_L$.

3.2.4 Stabilirea debitelor

Debitul masic de agent frigorific (\dot{m}_0) este cunoscut din calculul instalației frigorifice.

Scriind ecuația de bilanț termic pe vaporizator, pentru ambele fluide de lucru, se obține debitul masic de aer necesar vaporizării:

$$\begin{aligned}\Phi_0 &= \dot{m}_0 q_0 = \dot{m}_L c_{pL} \Delta t_L \\ \Rightarrow \dot{m}_L &= \frac{\Phi_0}{c_{pL} \Delta t_L}, \quad [\text{kg/s}]\end{aligned}\quad (3.73)$$

Debitul volumic de aer va fi calculat cu relația (3.6).

3.2.5. Stabilirea regimului de curgere

Răcitoarele de aer sunt constituite din baterii de vaporizare montate în interiorul unei carcase și ventilatoare pentru circulația forțată a aerului peste fasciculele de țevi. În interiorul țevilor circulă agentul frigorific care fierbe, iar la exterior circulă aerul antrenat de ventilatoare.

Pentru stabilirea regimului de curgere este necesară cunoașterea materialelor de construcție (pentru țevi și nervuri), a dimensiunilor constructive și așezarea țevilor în fascicul, motiv pentru care se adoptă următoarele:

- țevă*: material ($\lambda_t, \rho_t, c_{pt}$), diametrul exterior (d_e) și grosimea peretelui țevii (δ_t) standardizate;
- nervuri*: material ($\lambda_n, \rho_n, c_{pn}$), grosimea lamelei (δ_n) în milimetri, pasul dintre două lamele consecutive (u) în milimetri;
- așezarea țevilor în fascicul* se poate face în *coridor* sau *decalat* (conform 3.1.5).

Se alege o valoare a vitezei de curgere a aerului $w_L = (1 \div 10) \text{m/s}$, asupra căreia se va reveni prin calcul în paragraful 3.2.6.

Se alege o anumită configurație a țevilor în fascicul. Pentru cazul particular al acestui model de calcul, se consideră așezarea decalată (în șah) a țevilor în fascicul.

Viteza agentului frigorific prin țevi depinde de numărul de secții (Z) montate în paralel, care sunt legate la distribuitor și se determină din relația debitului masic (în cazul în care se alege numărul de secții):

$$\begin{aligned}\dot{m}_0 &= \rho_0 A w_0 Z = \rho_0 \frac{\pi d_i^2}{4} w_0 Z \\ \Rightarrow w_0 &= \frac{4 \dot{m}_0}{Z \rho_0 \pi d_i^2}, \quad [\text{m/s}]\end{aligned}\quad (3.74)$$

apoi se verifică valoarea produsului $(w \cdot \rho)_0, [\text{kg/m}^2 \text{s}]$ - denumit *viteză masică de mișcare a agentului termic în țevă*, astfel încât acesta să aibă valoarea recomandată pentru agentul termic utilizat.

În cazul în care nu se alege numărul de secții, se ia din tabele valoarea recomandată a vitezei masice $(w \cdot \rho)_0, [\text{kg/m}^2 \text{s}]$ a agentului frigorific utilizat, rezultând viteza de deplasare a acestuia prin țevile vaporizatorului $(w_0), [\text{m/s}]$.

3.2.6. Calculul coeficienților de convecție

a) Coeficientul de convecție în cazul freonilor care fierb în interiorul țevilor, la valori relativ mici ale densității de flux termic, se determină cu relația:

$$\alpha_0 = C \cdot q_0^{0,15} (w\rho)_0^n, \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.75)$$

unde:

constantele C și n depind de tipul freonului, astfel:

- pentru R22: $C=32, n=0,47,$
- pentru R12: $C=23,4, n=0,47;$

Densitatea de flux termic pentru agentul frigorific variază în funcție de diferența dintre temperatura peretelui și temperatura de vaporizare, după relația:

$$q_0 = \alpha_0 (t_p - t_0), \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (3.76)$$

Înlocuind relația (3.75) în (3.76) se obține:

$$\begin{aligned} q_0 &= [C(w\rho)_0^n (t_p - t_0)]^{1/0,85} = \\ &= C_1 (t_p - t_0)^{1/0,85}, \quad [\text{W}/\text{m}^2] \end{aligned} \quad (3.77)$$

unde:

C_1 - constantă ce rezultă în urma înlocuirii valorilor pentru C, n, $(w\rho)_0$.

b) Calculul coeficientului de convecție pe partea aerului pentru fascicule nervurate are o importanță deosebită. Se disting următoarele cazuri:

b.1) Pentru fascicul de țevi cu nervuri circulare spiralate sau individuale, rare și relativ joase, se poate utiliza relația:

$$\text{Nu}_L = C C_s C_z \left(\frac{d_{\text{ech}}}{u} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{u} \right)^{-0,14} \text{Re}_L^m \psi \quad (3.78)$$

unde:

d_{ech} , [mm] - diametrul echivalent (conform paragraful 3.1.5)

u, h, [mm] - pasul și înălțimea nervurii;

C, m - coeficienți ce țin cont de așezarea țevilor în fascicul, astfel:

- pentru fascicul în coridor: $C=0,105$ și $m=0,72$

- pentru fascicul decalat: $C=0,23$ și $m=0,65;$

C_s - coeficient ce ține cont de pasul țevilor din fascicul, astfel:

- pentru fascicul în coridor pentru $\frac{s_2}{d_e} \geq 2$:

$$C_s = 1 \quad (3.79)$$

- pentru fascicul decalat:

$$C_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s'_2 - d_e} \right)^{0,2} \quad (3.80)$$

- s_1, s'_2 sunt pașii transversal, respectiv diagonal;

C_z - factor ce depinde de numărul de secții, astfel:

- pentru fascicul în coridor: $\begin{cases} z \geq 4 \Rightarrow C_z = 1 \\ z < 4 \Rightarrow 1 < C_z < 1,6 \end{cases}$

$$\text{- pentru fascicul decalat: } \begin{cases} z = 1 \Rightarrow C_z = 1 \\ 1 < z < 10 \Rightarrow C_z \in (0,8;1) \end{cases}$$

$\psi = (0,058 \div 1) \cdot (\text{mh}') -$ coeficient ce ține cont de neuniformitatea schimbului de căldură pe înălțimea nervurii, pentru (mh') -conform relațiile (3.26) și (3.27).

Relația (3.78) este aplicabilă în următoarele condiții:

- pentru *fascicul în coridor*: $500 < \text{Re} < 25000$

$$\frac{d_e}{u} = (3 \div 8); \frac{h}{u} = (0,36 \div 4,3); C_s = (0,85 \div 1);$$

- pentru *fascicul decalat*: $300 < \text{Re} < 22500$

$$\frac{d_e}{u} = (1,4 \div 2,5); \frac{h}{u} = (0,36 \div 5); C_s = (0,46 \div 2,18).$$

b.2) În cazul *fascicului de țevi cu nervuri rotunde, presate sau sudate* se poate utiliza următoarea relație, valabilă pentru $5000 < \text{Re} < 370000$:

$$\text{Nu}_L = C C_s C_z \varphi_e^{-m} \text{Re}^n \text{Pr}^{0,33} \quad (3.81)$$

unde:

$\varphi_e = (1 \div 20) -$ reprezintă gradul de nervurare exterioară;

- pentru *fascicul în coridor*:

$$C = 0,2; m = 0,7; n = 0,65 \varphi_e^{0,07};$$

$$C_s = \left[1 + \left(\frac{2s_1}{d_e} + 3 \right) \left(1 - \frac{s_2}{2d_e} \right)^3 \right]^{-2} \quad (3.82)$$

- pentru *fascicul decalat*:

$$C = 0,36; m = 0,5; n = 0,6 \varphi_e^{0,07};$$

$$z \geq 4; C_s = \left(\frac{s_1 - d_e}{s'_2 - d_e} \right)^{0,1} \quad (3.83)$$

b.3) În cazul *nervurilor dese și înalte (lamelare) și dispunerea țevilor din fascicul în coridor* este indicat să se considere că schimbul de căldură are loc prin canale îngustate, adică să se considere modelul lamele prevăzute cu țevi și nu țevi cu nervuri, pentru care este valabilă relația (3.12) aplicabilă la condensatoare lamelare și răcitoare de aer fără depunere de brumă și în condițiile în care $\text{Re}_L = (500 \dots 2500)$, $u = (5 \dots 6) \text{mm}$, $h/u = (2 \dots 3)$.

b.4) Pentru un răcitor de aer cu *suprafață lamelară și dispunerea decalată a țevilor din fascicul*, care nu se încadrează în domeniul de aplicare a relației (3.12), se determină *densitatea de flux termic de partea aerului raportată la suprafața interioară de transfer de căldură* cu relația:

$$q_{L}^{Si} = \frac{t_{Lm} - t_p}{\frac{1}{\alpha_L^* S_e} + \frac{\delta_z}{\lambda_z S_e} + \frac{\delta_t}{\lambda_t S_m}}, \quad [W/m^2] \quad (3.84)$$

unde:

δ_z, λ_z - mărimi caracteristice depunerilor de zăpadă (conform relația 3.30);

S_0, S_e = suprafețe de transfer de căldură date de relațiile (3.31) și (3.21);

$$\alpha_L^* = \alpha_{Lc} \left(\frac{S_n E + S_b}{S_0} \right), \quad [W/m^2K] \quad (3.85)$$

- coeficient de convecție real, redus la suprafața interioară de schimb de căldură;

S_n, S_b, E - se calculează cu relațiile (3.23), (3.22), respectiv (3.25);

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{Lc}}{\lambda_n \delta_n}}, \quad [m^{-1}] \quad (3.86)$$

- gradul de încărcare termică a nervurii;

α_{Lc} , [W/m²K] - coeficient de convecție convențional (sau corectat) care depinde de

felul în care are loc schimbul de căldură între aer și perete, astfel:

➤ pentru $t_p > t_r$

$$\alpha_{Lc} = \alpha_L, \quad (3.87)$$

adică schimbul de căldură este uscat, fără depuneri de umiditate (conform paragraful 3.2.2);

➤ pentru $0^\circ C < t_p < t_r$

$$\alpha_{Lc} = \xi \alpha_L, \quad (3.88)$$

unde $\xi = 1 + 2480 \frac{X_{L1} - X_{L2}}{t_{L1} - t_{L2}}$ este cazul în care pe perete apare depunerea umidității sub formă

de rouă, iar ξ este coeficientul de depunere a umidității pe suprafața exterioară;

➤ pentru $t_p < 0^\circ C$

$$\alpha_{Lc} = \frac{1}{\frac{1}{\xi \alpha_L} + \frac{\delta_z}{\lambda_z}}, \quad (3.89)$$

unde $\xi = 1 + 2880 \frac{X_{L1} - X_{L2}}{t_{L1} - t_{L2}}$ este cazul în care pe suprafața peretelui apare depunerea de

umiditate sub formă de zăpadă. În acest caz ξ ține cont atât de căldura latentă de condensare a vaporilor de aer din atmosferă, cât și de căldura latentă de solidificare. Grosimea stratului de zăpadă depinde de umiditatea aerului, de viteza de circulație a aerului prin aparat, dar și de durata dintre două decongelări succesive. Această grosime este, în general, de (4...5)mm, dar poate crește până la (10...12)mm și în realitate nu poate depăși jumătate din spațiul dintre două nervuri, adică $\delta_z = \frac{1}{2}(u - \delta_n)$, [mm]. Conductivitatea termică a zăpezii depinde de grosimea stratului de zăpadă, dar și de intensitatea schimbului de căldură și masă atât între cristalele de zăpadă, cât și între aer și aceste cristale (exemplu: pentru o zăpadă afânată cu $\rho_z = 100 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow \lambda_z = 0,116 \text{ W/mK}$, iar pentru o zăpadă mai densă, cu

$\rho_z = 300 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow \lambda_z = 0,232 \text{ W/mK}$). Acesta este cazul în care se încadrează modelul particular propus inițial.

$$\alpha_L = 18w_L^{0,578}, [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.90)$$

- coeficientul teoretic de convecție a aerului.

Relația (3.90) este valabilă în condițiile în care:

$$u = (1 \div 5)\text{mm}, \delta_n = (0,1 \div 1)\text{mm},$$

$$d_e = (9 \div 16)\text{mm}, s_1 = (20 \div 30)\text{mm}, s_2 = (10 \div 50)\text{mm}, z \leq 4$$

În acest moment, se poate observa că densitatea de flux termic de partea aerului depinde de coeficientul teoretic de convecție, $q_L^{Si} = f(\alpha_L)$, care la rândul său depinde de viteza aerului (w_L) prin aparat. Din acest motiv, se studiază mai întâi variația lui $\alpha^* = f(w_L)$ conform tabelului 3.5, iar apoi variația lui $q_L^{Si} = f(\alpha_L, t_p) = f(w_L, t_p)$ conform tabelului 3.6.

Tab. 3.5. Variația lui α^*

w_L , [m/s]	Relația	1	10
α_L , [W/m ² K]	(3.90)			
α_{Lc} , [W/m ² K]	(3.87), (3.88) sau (3.89), în funcție de cazul particular în care ne aflăm.			
α_L^* , [W/m ² K]	(3.85)			

Tab. 3.6. Variația lui q_L^{Si}

w_L	α_L^* din tab. 3.6	$t_p = t_{L2}$	$t_p = t_{p \min}$
		q_L^{Si} , relația (3.84)		
1				
2				
...				
...				
10				

Pentru stabilirea *valorii reale a densității de flux termic (q_{Si})* cu ajutorul căreia se va efectua calculul constructiv, se aplică metoda grafo-analitică explicitată în paragraful 3.1.7, astfel:

Tab. 3.7. Aplicarea metodei grafo-analitice

t_p , [°C]	Relația	$t_p = t_{L2}$	$t_p = t_{p \min}$
q_0 , [W/m ²]	(3.77)			
q_L^{Si} , [W/m ²]	(3.84)			

Construind graficul $q_L^{Si} = f(t_p)$, de o formă asemănătoare celui din figura 3.8, se determină punctul de coordonate (q_L^{Si}, t_p) în care dreapta (q_0) intersectează curba (q_L^{Si}) .

3.2.7. Calcul constructiv

Suprafața interioară de schimb de căldură se determină cu relația:

$$S_i = \frac{\Phi_0}{q_{Si}}, \quad [\text{m}^2] \quad (3.91)$$

Lungimea totală a țevelor din aparat (L_t) este dată de relația (3.35).

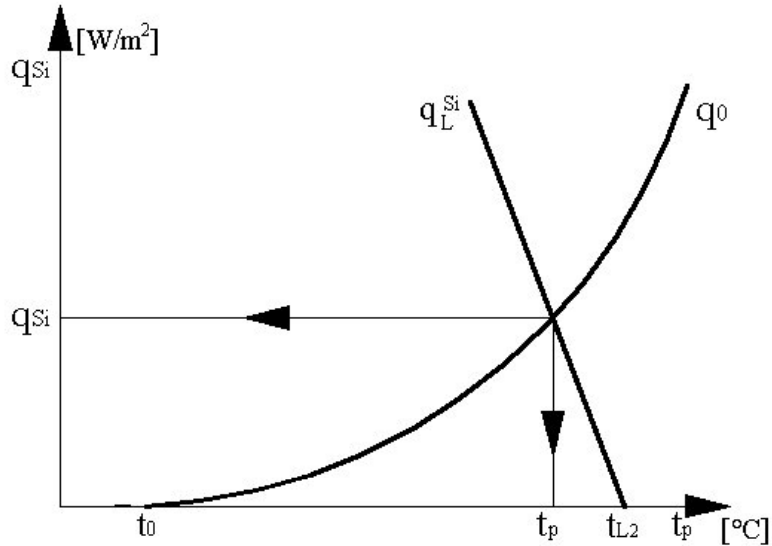


Fig. 3.8 Graficul $q^{Si} = f(t_p)$

Secțiunea liberă de trecere a aerului (A_L) se determină cu relația (3.33).

Explicitând secțiunea S_i din punct de vedere geometric, pentru cazul particular al dispunerii decalate a țevelor în fascicul, rezultă lungimea țevii dintr-o secție:

$$A_L = L_1 \left[s_1 - \left(d_e + \frac{2\delta_n h}{u} \right) \right] \quad (3.92)$$

$$\Rightarrow L_1 = \frac{A_L}{s_1 - \left(d_e + \frac{2\delta_n h}{u} \right)}, \quad [\text{m}]$$

Numărul de secții ale aparatului (Z) este dat de relația (3.37).

Pentru celelalte cote ale aparatului se aplică un raționament de calcul identic cu cel din paragraful 3.1.8. Calculul conductelor și distribuitorilor, calculul fluido-dinamic, calculul de rezistență, cât și gabaritul și masa aparatului se determină în mod asemănător celor de la condensatorul răcit cu aer.

3.3. Subrăcitor de tip țeavă în țeavă

3.3.1. Rolul și funcționarea aparatului

În cadrul unei instalații frigorifice, acest aparat este utilizat cel mai des în scopul *subrăcirii agentului frigorific după condensare*, de unde rezultă și amplasarea lui imediat după condensator (situația din figura 3.9a și b subrăcitoarele sunt notate cu “SR”), dar și pentru *răcirea vaporilor supraîncălziți* refulați de compresoarele din treapta de joasă presiune (situația din figura 3.9b răcitorul intermediar este notat cu “RI”). Denumirea aparatului în sine, “*țeavă în țeavă*”, este sugerată de modelul său constructiv și funcțional, astfel: agentul termic ce efectuează răcirea (în general apă), circulă în interiorul unor țevi cu diametrul interior mai redus, amplasate în alte țevi cu diametrul mai mare, astfel încât, în spațiul inelar creat între cele două țevi circulă agentul frigorific lichid, care are o temperatură mai ridicată. Materialul care se alege pentru țevi depinde de tipul agentului frigorific.

Se prezintă în continuare modelul de calcul al unui subrăcitor de tip țeavă în țeavă din cadrul unei instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori pentru care se cunosc:

- t_{wi} , [°C] - temperatura agentului de răcire la intrare în condensator,
- t_r , [°C] - temperatura mediului răcit (aerul dintr-un spațiu frigorific),
- agentul frigorific care circulă în interiorul instalației,
- Φ_0 , [W] - puterea frigorifică.

3.3.2. Calculul instalației frigorifice

Este necesar să se efectueze calculul termic al instalației frigorifice pentru a determina atât presiunile și temperaturile la care este supus aparatul, cât și sarcina termică a subrăcitorului.

Temperatura de vaporizare se determină pe baza temperaturii mediului răcit, astfel:

$$t_0 = t_r - \Delta t_v, \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.93)$$

unde:

$\Delta t_v = (7 \dots 15)^\circ\text{C}$ - diferența medie de temperatură din vaporizator;

Temperatura de condensare este determinată de temperatura de intrare a agentului de răcire:

$$t_k = t_{wm} + \Delta t_{km}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.94)$$

unde:

$$t_{wm} = 0,5\Delta t_{wk} + t_{wi}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.95)$$

- temperatura medie a agentului de răcire;

Δt_{wk} - încălzirea apei în condensator

$$= \begin{cases} (3 \div 4)^\circ\text{C} \text{ la condensatoarele navale,} \\ (5 \div 6)^\circ\text{C} \text{ in conditii obisnuite,} \\ (7 \div 8)^\circ\text{C} \text{ daca este putina apa.} \end{cases}$$

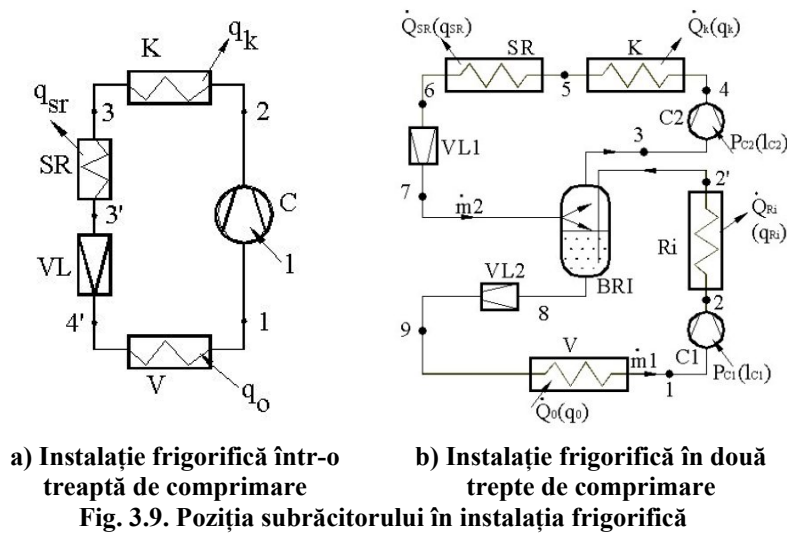
Δt_{km} - diferența medie de temperatură din condensator = $\begin{cases} (5 \div 6)^\circ\text{C} \text{ pentru amoniac,} \\ (6 \div 8)^\circ\text{C} \text{ pentru freoni.} \end{cases}$

Din tabele sau diagrame corespunzătoare agentului frigorific utilizat, pentru (t_0) și (t_k) se citesc valorile presiunilor de vaporizare (p_0), respectiv de condensare (p_k), cu ajutorul

căroră se determină raportul de comprimare $H = \frac{P_k}{P_0}$. Valoarea acestui raport va indica dacă

se alege instalație frigorifică cu una sau două trepte de comprimare, după care se alege tipul de instalație compatibilă cu datele de proiectare. Se efectuează calculul termic al instalației frigorifice din care rezultă debitul masic de agent frigorific* (\dot{m}_1) și sarcina termică a subrăcitorului (Φ_{sr}) în [W].

***NOTĂ:** Se adoptă următoarea convenție de notare: se consideră agent primar fluidul mai cald și toți parametrii săi vor purta indicele "1", iar fluidul mai rece se consideră agent secundar și toți parametrii acestuia vor purta indicele "2".



3.3.3. Stabilirea regimului de temperaturi

Acest paragraf stabilește temperaturile celor doi agenți termici în subrăcitorul de tip "țeavă în țeavă" la intrare/ieșire, diferența medie logaritmică de temperatură și temperaturile medii corespunzătoare celor doi agenți.

Pentru *agentul termic secundar (de răcire)*, temperaturile de intrare/ieșire sunt:

- la intrare: t_2' - cunoscut din datele de proiectare,
- la ieșire:

$$t_2'' = t_2' + \Delta t_{wk}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.96)$$

Pentru *agentul termic primar (agentul frigorific)*, temperaturile de intrare/ieșire sunt:

- la intrare: t_1' - t_k (relația 3.94)
- la ieșire:

$$t_1'' = t_1' - \Delta t_{km}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.97)$$

După stabilirea temperaturilor de intrare/ieșire, se reprezintă diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură a aparatului (t, S).

Se va nota cu:

$\Delta t_1 = t_1' - t_1''$ - gradul de răcire al agentului termic primar;

$\Delta t_2 = t_2'' - t_2'$ - gradul de incalzire al agentului termic secundar.

În practică se poate întâlni una din variantele de mai jos:

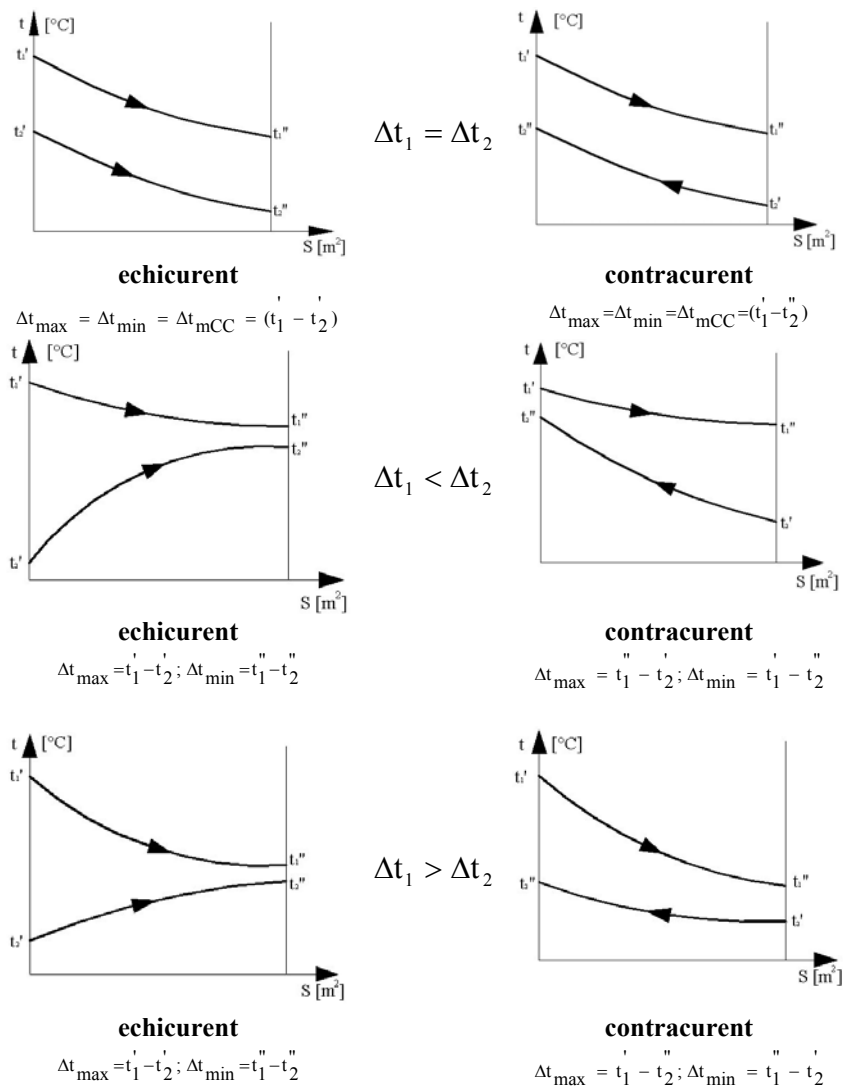


Fig. 3.10. Diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței

Diferența medie logaritmică de temperatură (Δt_{mCC}) pentru curgerea în echicurent sau contracurent se determină cu relația (3.2), iar în cazul curgerii mixte sau în curent încrucișat, intervine factorul de corecție (F), astfel:

$$\Delta t_m = F \cdot \Delta t_{\text{mCC}}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.98)$$

Factorul de corecție se scoate din diagramele de curgere pentru diferite schimbătoare de căldură și depinde de variabilele P, R și de schema de curgere a aparatului, prezentând următoarele expresii de calcul:

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\Delta t_2}{t_1' - t_2'} \leq 1; \quad (3.99)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \neq 1$$

Ca o regulă generală, în calcul nu trebuie utilizați factori de corecție $F < 0,75$. Pentru a crește valoarea lui F, trebuie modificate debitele, sau temperaturile sistemului, sau chiar schema de curgere.

Există și alte variante de calcul a diferenței medii logaritmice de temperatură:

dacă $1 \leq \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 2$, se poate admite că variația reală a temperaturii fluidelor poate fi exprimată printr-o variație liniară, astfel încât diferența medie logaritmică de temperatură se poate calcula în mod aproximativ cu media aritmetică, caz în care eroarea de calcul este sub 4%:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.100)$$

➤ dacă $1 \leq \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 4,8$, o relație de calcul aproximativă, cu o eroare maximă de 4%, este:

$$\Delta t_m = 0,4\Delta t_{\max} + 0,6\Delta t_{\min}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.101)$$

➤ dacă $1 \leq \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \leq 10$, relația cu precizia cea mai ridicată, eroarea fiind de 0,8%, este:

$$\Delta t_m = \frac{\left(\frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} + 2\sqrt{\Delta t_{\max}\Delta t_{\min}} \right)}{3}, [^{\circ}\text{C}] \quad (3.102)$$

Pentru *calculul temperaturilor medii* ale agenților de lucru, se determină mai întâi variația de temperatură a fiecărui agent și se deosebesc următoarele cazuri:

$$\Delta t_2 < \Delta t_1 \Rightarrow t_{m2} = \frac{t_2' + t_2''}{2}; t_{m1} = t_{m2} + \Delta t_m \quad (3.103)$$

$$\Delta t_1 < \Delta t_2 \Rightarrow t_{m1} = \frac{t_1' + t_1''}{2}; t_{m2} = t_{m1} - \Delta t_m \quad (3.104)$$

3.3.4. Proprietățile termofizice ale fluidelor

La temperaturile medii (t_{m1} , respectiv t_{m2}) se determină proprietățile termofizice ale celor două fluide, adică: $\rho_{1,2}; c_{p1,2}; \lambda_{1,2}; \nu_{1,2}; Pr_{1,2}$.

3.3.5. Stabilirea debitelor

Debitul masic de agent frigorific este cunoscut din paragraful 3.3.2.

Ecuția de bilanț termic pe subrăcitor, în condițiile în care randamentul schimbului de căldură este de 100%, permite determinarea *debitului masic al agentului de răcire*:

$$\begin{aligned} \Phi_{Sr} &= \dot{m}_1 c_{p1} \Delta t_1 = \dot{m}_2 c_{p2} \Delta t_2 \\ \Rightarrow \dot{m}_2 &= \frac{\Phi_{Sr}}{c_{p2} \Delta t_2}, \quad [\text{kg/s}] \end{aligned} \quad (3.105)$$

3.3.6. Stabilirea vitezelor și secțiunilor de curgere

Curgerea agenților de lucru se desfășoară așa cum este prezentat în paragraful 3.3.1.

În acest paragraf se stabilesc vitezele de curgere ale agenților și secțiunile corespunzătoare, deci diametrele țevilor necesare. Se consideră următoarele notații:

- pentru țeava interioară avem diametrul interior (d_i) și diametrul exterior (d_e),
- pentru țeava exterioară avem diametrul interior (D_i) și diametrul exterior (D_e).

Se aleg vitezele aproximative de curgere în intervalul de valori recomandat:

$$w_1^* = (0,8...1,6)m/s ; \quad w_2^* = (1...2)m/s$$

Varianta I

Cu aceste valori se calculează secțiunile totale aproximative de curgere necesare agenților de lucru:

$$S_{T1}^* = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 w_1^*}, [m^2]; \quad S_{T2}^* = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 w_2^*}, [m^2] \quad (3.106)$$

În funcție de secțiunea de curgere pentru o singură țeavă, din punct de vedere geometric, relația (3.106) se poate scrie:

$$S_{T1}^* = n_1 S_1^* \quad ; \quad S_{T2}^* = n_2 S_2^* \quad (3.107)$$

unde:

n_1 = numărul de secții prin care circulă în paralel agentul primar;

n_2 = numărul de secții prin care circulă în paralel agentul secundar;

O secție dintr-un astfel de aparat este reprezentată în figura 3.12, deci aparatul poate cuprinde mai multe asemenea secții legate la un distribuitor comun de agent frigorific care va distribui agentul în paralel prin toate secțiile, respectiv unul comun pe partea de agent secundar cu distribuție paralelă în toate secțiile.

$$S_1^* = \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4}, [m^2] \quad (3.108)$$

- secțiunea de curgere a unei țevi pentru agentul primar:

$$S_2^* = \frac{\pi d_i^2}{4}, [m^2] \quad (3.109)$$

- secțiunea de curgere a unei țevi pentru agentul secundar.(3.109)

Se aleg diametrele (d_i , d_e și D_i , D_e) standardizate ale țevilor interioară și exterioară, se calculează secțiunile (S_1^* , S_2^*), după care, din relațiile (3.107) rezultă numărul de secții n_1 și n_2 - se aleg numere întregi.

Se adoptă numărul real de secții dispuse în paralel (n), astfel încât să fie îndeplinite condițiile:

$$n_1 = n_2 = n; \quad n \leq 4 \text{ secții} \quad (3.110)$$

Se calculează secțiunile totale reale de curgere a agenților (S_{T1} și S_{T2}) cu relațiile (3.107) și vitezele reale de curgere (w_1 și w_2) din relațiile (3.106), în condițiile impuse de (3.110).

Varianta II

Considerând că aparatul este format dintr-o singură secție, valorile adoptate ale vitezelor se introduc în ecuațiile debitelor masice rezultând diametrele interioare aproximative ale țevelor, (d_i) aplicând relația (3.43), iar pentru (D_i) se are în vedere secțiunea inelară de curgere, deci ecuația devine:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &= \rho_1 \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4} w_1 \\ \Rightarrow D_i^2 &= d_e^2 + \sqrt{\frac{4\dot{m}_1}{\pi\rho_1 w_1}}, \text{ [m]} \end{aligned} \quad (3.111)$$

Pentru fiecare tip de țevă, diametrele exterioare se determină adunând la diametrul interior de două ori grosimea țevii. Cu valorile obținute se caută în standardele de țevi corespunzătoare, valorile cele mai apropiate, rezultând *valorile reale ale* (d_i , d_e și D_i , D_e). Cu aceste valori *se recalculează secțiunile reale de curgere* (S_{T1} și S_{T2}) cu relațiile (3.108) și (3.109), *vitezele reale de curgere* (w_1 și w_2) ale celor doi agenți din ecuațiile de debit masic:

$$\dot{m}_1 = S_{T1} \rho_1 w_1, \text{ [kg/s];} \quad (3.112)$$

$$\dot{m}_2 = S_{T2} \rho_2 w_2, \text{ [kg/s]}$$

și se verifică dacă valorile lor se încadrează în intervalele recomandate.

3.3.7. Calculul coeficienților de convecție

a) Pentru agentul termic secundar (de răcire) Regimul de curgere este dat de criteriul Reynolds raportat la diametrul interior (d_i) prin care curge acest agent:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{ech}}{v_2} = \frac{w_2 d_i}{v_2} \quad (3.113)$$

Pentru cazul în care curgerea prin țevi rotunde este turbulentă ($Re > 10^4$) și $Pr \geq 0,7$, se utilizează relația:

$$Nu_2 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_c \varepsilon_l \varepsilon_r \quad (3.114)$$

unde:

ε_c = factor de corecție care ține cont de influența variației proprietăților fizice ale stratului limită asupra convecției; se calculează diferențiat, în funcție de natura fluidului:

- pentru lichide:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{Pr_L}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad (3.115)$$

- pentru gaze:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{T_g}{T_p} \right)^n, \text{ unde } \left\| \begin{array}{l} n = 0,25 \text{ la incalzire} \\ n = 0,8 \text{ la racire} \end{array} \right. \quad (3.116)$$

în care:

Pr_L - reprezintă criteriul Prandtl al agentului secundar la temperatura lichidului;

Pr_p - criteriul Prandtl al agentului secundar la temperatura peretelui;

T_p - temperatura absolută a peretelui;

T_g - temperatura absolută a gazului;

ε_1 - coeficient de corecție care ține cont de faptul că la intrarea într-o conductă sau canal, curgerea este turbulentă și intervine pentru conducte scurte ($l/d < 50$); la curgerea laminară și turbulentă efectul porțiunii de intrare dispare, se poate considera:

$$\varepsilon_1 = 1 \text{ pt } \begin{cases} l/d > 50 & \text{in regim laminar} \\ l/d > 15 & \text{in regim turbulent} \end{cases} \quad (3.117)$$

Pentru *curgerea turbulentă a gazelor și lichidelor* coeficientul de corecție ε_1 se poate stabili cu relațiile:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = 1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{0.7} & \text{daca } 2 < l/d < 20 \\ \varepsilon_1 = 1 + 6\frac{d}{l} & \text{daca } 20 < l/d < 50 \end{cases} \quad (3.118)$$

ε_r = apreciază influența schimbării direcției de curgere a fluidului asupra transferului de căldură (comparativ cu procesul de curgere printr-o țevă dreaptă) prin relația:

$$\varepsilon_r = 1 + 1,8 \frac{d_i}{R} \quad (3.119)$$

în care R reprezintă raza de curbură.

Coeficientul de convecție pentru agentul termic secundar se determină cu relația (3.18) în care diametrul echivalent este egal cu diametrul interior ($d_{ech} = d_i$).

b) Pentru agentul termic primar (agentul frigorific - în cazul particular prezentat)

Criteriul Reynolds se determină cu relația (3.9), în care diametrul echivalent calculat cu relația (3.8) se raportează la spațiul inelar prin care circulă acest agent și devine:

$$d_{ech} = \frac{4 \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_e^2)}{\pi (D_i + d_e)} = (D_i - d_e), \quad [m] \quad (3.120)$$

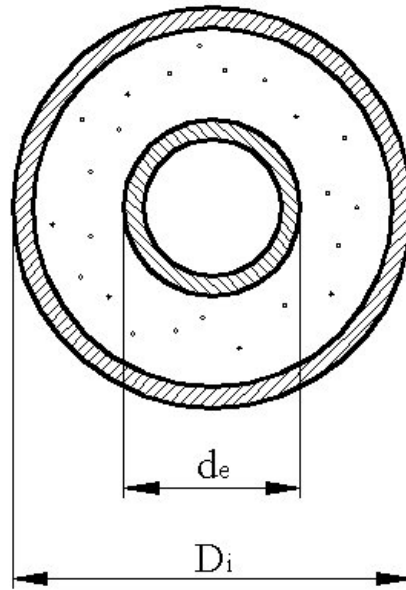
În funcție de regimul de curgere se alege relația pentru criteriul Nusselt. Pentru astfel de aparate este recomandat regimul turbulent de partea ambelor fluide de lucru, în scopul intensificării schimbului de căldură.

În cazul canalelor inelare, la care schimbul de căldură are loc numai pe țeava interioară, se utilizează următoarea relație valabilă pentru regim turbulent de curgere:

$$Nu = 0,017 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{D_i}{d_e}\right)^{0.18} \varepsilon_c \varepsilon_1 \quad (3.121)$$

unde: ε_c și ε_l sunt aceleași ca în cazul a), dar calculați pentru agentul primar.

Coeficientul de convecție pentru agentul termic primar se determină cu relația (3.18), în care diametrul echivalent este dat de relația (3.120).



3.11 - Secțiune prin conducte

3.3.8. Calculul coeficientului global de schimb de căldură

În acest caz, coeficientul global de schimb de căldură se raportează la suprafața exterioară a țevii interioare, astfel:

$$k_{se} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \left(\sum_{j=1}^m \frac{\delta_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \frac{d_e^2}{d_i^2}}, \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.122)$$

în care:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{imp}}{\lambda_{imp}} + \frac{\delta_{ulei}}{\lambda_{ulei}} - \text{pentru cazul amoniacului, suma rezistențelor termice introduse}$$

de diverse impurități și ulei - deoarece amoniacul nu dizolvă uleiul care crează o peliculă pe suprafața exterioară a țevii interioare;

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{imp}}{\lambda_{imp}} - \text{pentru cazul freonilor, cunoscut fiind faptul că aceștia dizolvă uleiul;}$$

$$\sum_{j=1}^m \frac{\delta_j}{\lambda_j} = \frac{\delta_{teava}}{\lambda_{teava}} + \frac{\delta_{piatra}}{\lambda_{piatra}} + \frac{\delta_{rugina}}{\lambda_{rugina}} - \text{reprezintă suma rezistențelor termice introduse de}$$

materialul țevii, de depunerile de piatră din apă, de rugină, etc. pe suprafața interioară a țevilor din interior.

3.3.9. Calculul constructiv

Din ecuația bilanțului termic se determină *suprafața totală exterioară a țevilor interioare*:

$$S_e = \frac{\Phi_{sr}}{k_{se} \Delta t_m}, \quad [m^2] \quad (3.123)$$

Din punct de vedere geometric, această suprafață este repartizată pe (n) secții paralele înmulțite cu lungimea unei secții, de unde rezultă *lungimea unei secții*:

$$S_e = \pi d_e n L_s \Rightarrow L_s = \frac{S_e}{\pi d_e n}, \quad [m] \quad (3.124)$$

O secție este formată dintr-un număr (m) de țevi orizontale cu lungimea (L_1) fiecare, dispuse pe înălțimea secției, cu pasul $s_1 = (2,5 \dots 3) \cdot D_e$ între ele, deci *lungimea unei țevi dintr-o secție (L_1)* este:

$$L_s = m \cdot L_1 \Rightarrow L_1 = \frac{L_s}{m}, \quad [m] \quad (3.125)$$

Înălțimea aparatului (H) depinde de numărul de țevi dintr-o secție (m), la care se adaugă un spațiu minim de intervenție: jos de aproximativ 0,350m, iar sus de cca. 0,150m, astfel încât:

$$H = (m - 1)s_1 + 0,350 + 0,150, \quad [m] \quad (3.126)$$

Dacă rezultă un aparat prea înalt, atunci se micșorează numărul de țevi (m) dintr-o secție și, fie se mărește lungimea individuală (L_1) a țevilor dintr-o secție (se revine asupra acestor dimensiuni după efectuarea calculului de rezistență), fie se mai adaugă una sau două secții (de obicei secțiile sunt în număr par).

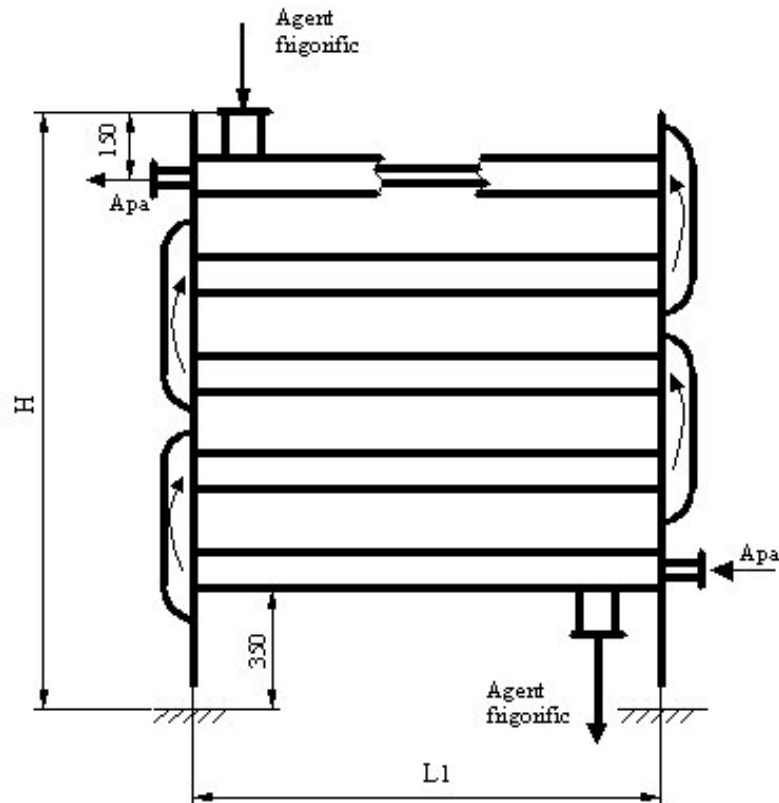


Fig. 3.12. Schema de curgere și cotele aparatului

3.3.10. Calculul de rezistență

Ipoteze de calcul:

- calculul se efectuează pentru țeava interioară considerată ca o grindă de secțiune inelară, simplu rezemată;
- țeava este solicitată de o sarcină (q) uniform distribuită, alcătuită din două componente:
 - greutatea proprie a țevii (q_1),
 - greutatea agentului termic secundar care circulă în interior (q_2);
- se consideră că lipsește agentul termic primar de la exteriorul țevii.

Sarcina uniform distribuită ce solicită țeava simplu rezemată este dată de relația:

$$q = q_1 + q_2, \quad [\text{N/m}] \quad (3.127)$$

unde:

$$q_1 = m_t g, \quad [\text{N/m}] \quad (3.128)$$

- greutatea uniform distribuită a țevii;
- m_t , [kg/m] - masa țevii pe 1m liniar;
- g - accelerația gravitațională;

$$q_2 = \rho_2 \frac{\pi d_i^2}{4} g, \quad [\text{N/m}] \quad (3.129)$$

- greutatea uniform distribuită a agentului secundar.

Țeava este supusă unei încovieri al cărei moment este maxim la mijlocul țevii și se calculează cu relația (3.55) în care lungimea țevii $B=L_1$ (așa cum a fost notată în acest caz).

Se determină modulul de rezistență al secțiunii cu relația (3.56), după care se verifică dacă tensiunea de încoviere, pentru momentul maxim, este mai mică sau egală cu tensiunea maximă admisibilă pentru materialul țevii, conform relației (3.57).

Săgeata maximă (f) pe care o face țeava se determină cu ajutorul relației (3.58).

Dacă săgeata maximă sau tensiunea de încoviere sunt mai mari decât valorile admisibile, se mărește numărul de țevi dintr-o secție (m), deci va rezulta o lungime mai mică a țevilor (L_1) și o înălțime (H) mai mare. Acestea se vor recalcula până când este satisfăcut calculul de rezistență. Dacă este necesar, se mărește numărul de secții și se recalculează $w_{1,2}$, $\alpha_{1,2}$, k_{Se} , S_e .

3.3.11. Calculul fluidodinamic

Pierderea totală de presiune se determină cu relația:

$$\Delta p_T = \Delta p_f + \Delta p_l + \Delta p_g + \Delta p_a, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.130)$$

în care:

Δp_f - reprezintă pierderile de presiune prin frecare (sau liniare), $[\text{N/m}^2]$;

Δp_l - pierderile locale de presiune, $[\text{N/m}^2]$;

Δp_g - pierderi de presiune gravitaționale, $[\text{N/m}^2]$;

Δp_a - pierderi de presiune datorate accelerării masei de fluid, $[\text{N/m}^2]$.

• **Pierderile de presiune prin frecare (liniare)** sunt date atât de frecarea fluidului cu pereții conductei, pe porțiunile liniare ale acesteia, cât și de frecarea dintre straturile de fluid. Conform relației lui Darcy–Weisbach, acestea sunt:

$$\Delta p_f = f_T \cdot \frac{L}{d_{ech}} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.131)$$

unde:

f_T - coeficient de frecare liniară la curgerea neizotermă a fluidului prin aparat;

d_{ech} - diametrul interior al țevii sau diametrul hidraulic echivalent al secțiunii de curgere, în $[\text{m}]$;

$L = zL_1$ - lungimea totală rectilinie parcursă de fluid în schimbătorul de căldură, în $[\text{m}]$;

$z = m \cdot n$ - numărul de treceri ale fluidului prin aparat.

Curgerea fluidelor prin schimbătoarele de căldură se realizează *neizoterm* datorită transferului de căldură, ceea ce afectează modul de determinare a pierderilor de presiune.

Coeficientul de frecare liniară la curgerea neizotermă se poate determina cu ajutorul relației valabilă în condițiile $5 \cdot 10^3 < Re_f < 2,5 \cdot 10^5$; $0,3 < \eta_p / \eta_f < 38$; $1,3 < Pr_f < 180$:

$$f_T = f \left(\frac{\eta_p}{\eta_f} \right)^n = f \left(\frac{Pr_p}{Pr_f} \right)^{1/3} \quad (3.132)$$

în care: $\left\{ \begin{array}{l} n = 0,14 \text{ la incalzirea fluidului} \\ n = 0,28 Pr_f^{0,25} \text{ la racirea fluidului} \end{array} \right.$

f - coeficient de frecare liniară la curgerea izotermă, care depinde de regimul de curgere și de starea pereților conductei prin care curge fluidul, mai exact, de rugozitatea relativă $\varepsilon = \Delta / d$, în care Δ este rugozitatea absolută a peretelui și reprezintă înălțimea medie a asperităților peretelui, fiind exprimat ca o funcție de forma $f = f(Re, \varepsilon)$. Câteva dintre relațiile de calcul al coeficientului de frecare la curgerea izotermă a fluidelor sunt date în tabelul 3.8.

Se recomandă următoarele valori ale rugozității absolute (Δ):

- pentru conducte noi din oțel de calitate obișnuită, se admite $\Delta = (0,03 \div 0,05)\text{mm}$,
- pentru conducte din oțel uzate (ruginite, cu cruste medii, sau curățate după folosire îndelungată), se admite $\Delta = (0,15 \div 0,4)\text{mm}$,
- pentru conducte noi, trase din cupru, alamă, plumb $\Delta = (0,00135 \div 0,0015)\text{mm}$,
- pentru conducte uzate, trase din cupru, alamă, plumb $\Delta \leq 0,03\text{mm}$,
- pentru furtunuri din cauciuc $\Delta \cong 0,0016\text{mm}$.

Pierderile locale de presiune sunt produse de o rezistență hidraulică locală (armătură, cot, derivație, variație de secțiune, etc.) și se determină cu relația:

$$\Delta p_1 = \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.133)$$

în care ζ este coeficientul de pierderi locale de presiune, adimensional; în cazul a "n" rezistențe locale înseriate, în relația (3.133) se înlocuiește ζ cu $\sum_{i=1}^n \zeta_i$.

În tabelul 3.9 se regăsesc câteva dintre valorile uzuale ale coeficientului ζ .

Pierderile de presiune gravitaționale intervin la conductele aflate la înălțimi diferite și sunt date de relația:

$$\Delta p_g = gH(\rho_a - \rho_b), \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.134)$$

în care, $\rho_{a,b}$ reprezintă densitățile fluidului în două secțiuni ale conductei.

Pierderile de presiune datorate accelerării fluidului intervin datorită variației debitului volumetric de agent termic, la trecerea acestuia printr-un canal cu secțiunea transversală constantă și au o valoare foarte mică în comparație cu pierderile totale de presiune, motiv pentru care se pot neglija:

$$\Delta p_a = \frac{\rho_b w_b^2}{2} - \frac{\rho_a w_a^2}{2}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.135)$$

în care $w_{a,b}$ sunt vitezele fluidului în secțiunile a și b de intrare/ieșire a canalului considera

Tab. 3.8. Relații pentru calculul căderilor de presiune liniare

Regim de curgere	Natura peretelui	Relația de calcul	Domeniul de aplicabilitate	Condiția de valabilitate
Laminar	Netezi și rugoși	$f = 64 / Re$	$0 < Re < 2320$	-
Turbulent	Netezi hidraulic $f=f(Re)$	$f = 0,3164 Re^{-0,25}$	$4000 < Re < 10^5$	$Re < Re_1$
		$f = 0,184 Re^{-0,237}$	$5000 < Re < 2 \cdot 10^5$	
		$f = 0,0054 + 0,3964 Re^{-0,3}$	$10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	
		$f = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237}$	$10^5 < Re < 3,24 \cdot 10^6$	
		$f = (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2}$	$3000 < Re < 10^7$	
	Semirugoși hidraulic $f=f(Re, \epsilon)$	$f = 0,0055 \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \epsilon + 10^6 / Re \right)^{1/3} \right]$	$4000 < Re < 10^7$	$Re_1 < Re < < Re_2$
		$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \lg \left(\frac{2,5 \epsilon}{Re \sqrt{3,72 f}} \right)$	-	
		$f = 0,11 \left(\epsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	-	
	Rugoși hidraulic $f=f(\epsilon)$	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \lg \frac{3,72}{\epsilon}$	$10^5 < Re < 10^8$	$Re > Re_2$
		$f = 0,11 \cdot \epsilon^{0,25}$	-	

*** **Notă:** Se definesc criteriile Reynolds limită, astfel: $Re_1 \approx 10 / \epsilon$, $Re_2 \approx 560 / \epsilon$

Tab. 3.9. Căderi de presiune locale

Natura rezistenței locale	Coefficientul ζ
- Colector de intrare / ieșire (fără întoarcere)	1,0
- Colector de intrare / ieșire (cu o întoarcere de 90°)	1,5
- Cot standard la 45°	0,3
- Cot standard la 90°	0,74
- Cot de 180° între treceri sau secțiuni	2,5
- Intrare / ieșire din țevi	1,0
- Întare în spațiul dintre țevi	1,5
- Cot în țevile în formă de "U"	0,5
- Întoarcere cu 180° pe lângă șicane, în spațiul dintre țevi	1,5
- Cot de 90° în spațiul dintre țevi	1,0
- Ieșire din spațiul dintre țevi, sub un unghi de 90°	1,0
- Deplasarea transversală în spațiul dintre țevi (m = numărul de țevi dintr-un rând)	$\frac{3m}{Re^{0,2}}$
- Curgerea prin serpentine rotunde (n = numărul de spire)	$0,5 \cdot n$
- Vană obișnuită	0,5...1,0
- Ventil de colț deschis	3,0
- Ventil de trecere cu d = 50mm, complet deschis	4,5
- Ventil de trecere cu d = 400mm, complet deschis	7,6
- Robinet de trecere, parțial deschis	0,6...2,0
- Îmbinare cu flanșe	0,04

Calculul pierderilor de presiune în spațiul dintre țevi

Pentru aparatele la care *curgerea are loc printre țevi și șicane*, avem două posibilități de determinare a pierderilor de presiune pentru fluidul care curge extratubular:

a) Se determină *pierderile de presiune locale* care sunt date de suma dintre pierderile transversale de presiune și pierderile longitudinale, astfel:

$$\Delta p_l = \Delta p_{\text{trans}} + \Delta p_{\text{long}}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.136)$$

unde:

$$\Delta p_{\text{trans}} = (n_s + 1)n_r \zeta_{1r} \frac{w_{tr}^2 \rho}{2}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.137)$$

- pierderile de presiune transversale;

$$\Delta p_{\text{long}} = n_s \zeta_s \frac{w_{\text{long}}^2 \rho}{2}, \quad [\text{N/m}^2] \quad (3.138)$$

- pierderile de presiune longitudinale;

n_r - numărul de rânduri de țevi în sensul curgerii;

n_s - numărul de șicane transversale;

$\zeta_{1r} = f(\text{Re})$ - coeficient de pierderi locale la trecerea printr-un rând de țevi;

ζ_s - coeficient de pierderi locale care ține cont de rotirea cu 180° a fluidului în jurul șicanei.

b) La *curgerea transversală peste un fascicul de țevi* pierderea de presiune a fluidului considerat se poate determina cu relația:

$$\Delta p_{\text{fascicul}} = 2n\zeta\rho w_{\text{max}}^2 \left(\frac{\eta_p}{\eta_f} \right)^{0,14} \quad (3.139)$$

în care:

n - numărul de rânduri de țevi în direcția curgerii;

w_{max} = viteza maximă a fluidului în secțiunea minimă de curgere, în [m/s];

ζ - coeficientul pierderilor de presiune, pentru care Iacob a propus următoarele relații empirice, valabile pentru $\text{Re} > 1000$:

- pentru așezarea țăvilor în coridor:

$$\zeta = \left\{ 0,044 + \frac{0,08s_2 / d_e}{[(s_1 - d_e)]^{0,43+1,13\frac{d_e}{s_2}}} \right\} \text{Re}_{\text{max}}^{-0,15} \quad (3.140)$$

- pentru așezarea decalată a țăvilor:

$$\zeta = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{[(s_1 - d_e) / d_e]^{1,08}} \right\} \text{Re}_{\text{max}}^{-0,16} \quad (3.141)$$

unde:

$\text{Re}_{\text{max}} = \frac{w_{\text{max}} d_{\text{ech}}}{\nu}$ este calculat pentru viteza maximă în secțiunea minimă;

s_1 - pasul transversal al fasciculului (distanța dintre axele a două țevi vecine de pe același rând, măsurată perpendicular pe direcția de curgere);

s_2 - pasul longitudinal (distanța dintre axele a două rânduri de țevi, măsurată în direcția curgerii fluidului).

În domeniul $10^2 < Re < 5 \cdot 10^4$, coeficientul ζ se mai poate determina prin relațiile:

- pentru așezarea țevilor în coridor:

$$\zeta = 0,33 Re_{\max}^{-1/5} \quad (3.142)$$

- pentru așezarea decalată a țevilor:

$$\zeta = 0,75 Re_{\max}^{-1/5} \quad (3.143)$$

3.4. Condensator multitubular orizontal în manta

3.4.1. Funcționare. Particularități constructive

Acest tip de aparat este utilizat în instalațiile de puteri frigorifice mari și medii. Pentru că au un volum relativ mare de agent frigorific la presiune ridicată, aceste aparate intră sub incidența prescripțiilor special prevăzute pentru recipiente sub presiune elaborate de ISCIR, cu denumirea "*Prescripții tehnice C14*" și trebuie să se conformeze prescripțiilor standardizate pentru instalațiile frigorifice prin *SR ISO 5149 "Instalații frigorifice mecanice utilizate pentru răcire și încălzire. Prescripții de siguranță"*.

Condensatoarele multitubulare orizontale se amplasează fie în interiorul sălilor de mașini, fie în imediata apropiere a acestora, la un nivel suficient de ridicat astfel încât să se asigure curgerea condensului spre rezervoarele de lichid și în poziții care să permită accesul pentru revizie, demontarea capacelor și introducerea periiilor de sârmă pentru curățarea depunerilor de rugină și calcar de pe țevi.

Acest aparat face parte din categoria *schimbătoarelor de căldură prin suprafață*, la care *mediul de răcire este apa*. Aceasta circulă forțat printr-un fascicul de țevi orizontale, mandrinate sau sudate în două plăci tubulare, iar condensarea agentului frigorific se produce în spațiul dintre țevi și manta. Capacele laterale sunt prevăzute cu șicane care permit realizarea mai multor treceri succesive pentru apa de răcire.

Construcția acestor condensatoare pentru freoni diferă de cea pentru amoniac, având în vedere particularitățile acestor agenți: proprietățile fizice care conduc la valori a coeficienților de convecție mai reduse pentru freoni. Din acest motiv pentru freoni se utilizează țevi nervurate cu nervuri joase, având forme și dimensiuni constructive diferite, în scopul intensificării schimbului de căldură. În cazul amoniacului țevile nervurate nu se justifică, deoarece amoniacul antrenează ulei care se depune pe suprafața exterioară a țevilor, acoperind golurile dintre nervuri, ajungându-se la o țeavă netedă.

Pentru freoni, în general, se utilizează țevi cu dimensiuni mai reduse, iar colectorul inferior este, deasemenea, mai redus ca dimensiuni pentru că nu mai necesită colectarea unor cantități însemnate de ulei.

3.4.2. Calculul instalației frigorifice

Pentru proiectarea unui astfel de aparat se consideră cunoscute:

- t_{2i} , [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura apei la intrare în aparat,
- Φ_0 , [W] - puterea frigorifică a instalației.

***Observație:** Se păstrează convenția de notare adoptată în paragraful 3.3.2.

Din calculul instalației frigorifice (conform paragrafului 3.3.2) rezultă următoarele elemente:

- t_k [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura de condensare, relația (3.94),
- t_{2e} [$^{\circ}\text{C}$] - temperatura apei la ieșire din condensator, relația (3.96),
- Φ_k [W] - sarcina termică a condensatorului,
- \dot{m}_1 [kg/s] - debitul masic de agent frigorific.

3.4.3. Stabilirea regimului de temperaturi

Se trasează diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură.

Utilizând diagrama, se determină diferența medie logaritmică de temperatură cu relația (3.2), în care se recomandă pentru diferența minimă de temperatură valori mai mari de $(2...3)^{\circ}\text{C}$ în cazul amoniacului și peste $(3...4)^{\circ}\text{C}$ în cazul freonilor.

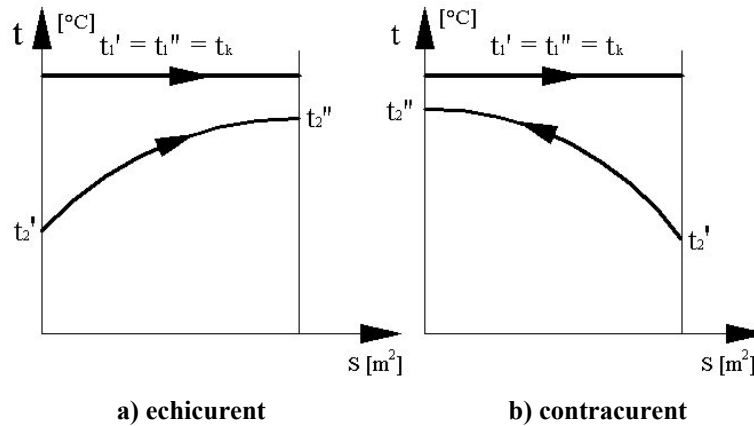


Fig.3.13. Variația temperaturii în lungul suprafeței

Temperatura medie a agentului frigorific (t_{m1}) este egală cu temperatura de condensare, considerată constantă pe toată durata procesului de condensare, relația (3.4).

Temperatura medie a apei (t_{m2}) este dată de relația (3.104).

3.4.4. Proprietățile termofizice ale fluidelor

La temperaturile medii (t_{m1} , respectiv t_{m2}) se determină proprietățile termofizice ale celor două fluide, adică: $\rho_{1,2}; c_{p1,2}; \lambda_{1,2}; \nu_{1,2}; Pr_{1,2}$.

3.4.5. Stabilirea debitelor

Debitul masic de agent frigorific este cunoscut din paragraful 3.4.2.

Ecuția de bilanț termic pe condensator, în condițiile în care randamentul schimbului de căldură este de 100%, permite determinarea debitului masic al agentului de răcire:

$$\begin{aligned} \Phi_k &= \dot{m}_1 q_1 = \dot{m}_2 c_{p2} \Delta t_2 \\ \Rightarrow \dot{m}_2 &= \frac{\Phi_k}{c_{p2} \Delta t_2}, \quad [\text{kg/s}] \end{aligned} \quad (3.144)$$

3.4.6. Stabilirea regimului de curgere

a) Pentru agentul termic secundar (apa)

Se adoptă viteza aproximativă de curgere a apei în funcție de agentul frigorific utilizat în instalație, între limitele:

- pentru amoniac $w_2^* = (0,8 \div 1,5) \text{ m/s}$,
- pentru freoni (țeavi nervurate) $\left\{ \begin{array}{l} w_2^* \cong 2,5 \text{ m/s, pentru tevi din cupru,} \\ w_2^* < 2 \text{ m/s, pentru tevi din otel.} \end{array} \right.$

De asemenea, se adoptă țeava prin care curge apa, în funcție de natura agentului frigorific, cu valorile standardizate pentru diametrele și grosimea peretelui țevii (d_i, d_e, δ_{t2}), după cum este explicat în paragraful 3.1.9. Se recomandă valori $d_e < \phi 22 \times 1 \text{ mm}$ pentru țevi din cupru în cazul freonilor, iar în cazul amoniacului, țevi din oțel cu următoarele dimensiuni $\phi 25 \times 2,5 \text{ mm}$, $\phi 32 \times 3 \text{ mm}$, $\phi 38 \times 3 \text{ mm}$, sau $\phi 45$ sau $57 \times 3,5 \text{ mm}$ pentru condensatoarele mari.

Valorile adoptate se introduc în ecuația continuității, rezultând numărul de țevi cuprinse într-o trecere a apei:

$$\dot{m}_2 = A_2 \rho_2 w_2^* = \left(n_z \frac{\pi d_i^2}{4} \right) \rho_2 w_2^* \quad (3.145)$$

$$\Rightarrow n_z = \frac{4 \dot{m}_2}{\pi d_i^2 \rho_2 w_2^*}$$

Se alege n_z număr întreg.

Pentru obținerea întregii suprafețe active de transfer de căldură, sunt necesare " z_2 " treceri, numărul total de țevi fiind:

$$n = n_z z_2 \quad (3.146)$$

Realizarea numărului necesar de treceri pe partea agentului de răcire, se asigură prin dispunerea unor șicane în capacele sau camerele de distribuție ale schimbătoarelor. Se alege numărul necesar de treceri, în funcție de construcția dorită, ținând cont de faptul că: la un număr par de treceri, racordurile de intrare și ieșire ale agentului de răcire care circulă prin țevi se găsesc pe același capac sau cameră de distribuție, iar la un număr impar de treceri, racordurile sunt dispuse pe capace, respectiv camere de distribuție opuse.

Cunoscând numărul total de țevi, se calculează valoarea reală a vitezei de curgere a apei:

$$w_2 = \frac{4 \dot{m}_2}{n \rho_2 \pi d_i^2}, \quad [\text{m/s}] \quad (3.147)$$

Se stabilește regimul de curgere al apei cu ajutorul criteriului Reynolds, relația (3.113). În general se asigură un regim turbulent de curgere, în scopul intensificării transferului de căldură între cei doi agenți de lucru.

b) Pentru agentul termic primar (agentul frigorific)

În vederea stabilirii regimului de curgere a agentului primar prin spațiul dintre manta și țevi (extratubular), este necesară determinarea secțiunii libere de curgere a acestuia.

În cazul dispunerii pe hexagoane sau cercuri concentrice, se obține (conform figurii 3.14) pasul dintre țevi $t = (1,22 \dots 1,37) d_e$ pentru țevi din oțel, iar pentru țevi cu pereți subțiri din cupru sau alamă pasul este $t = 1,2 d_e$, în ambele cazuri $(t - d_e) = (5 \dots 13) \text{ mm}$ și un număr maxim "b" de țevi pe diagonala celui mai mare hexagon, sau pe diametrul cercului exterior.

Considerând distanța dintre ultimul rând de țevi și peretele mantalei "u_p" (de obicei u_p=d_e), obținem diametrul interior al mantalei:

$$D_i = D' + d_e + 2u_p = (b-1)t + d_e + 2u_p \quad (3.148)$$

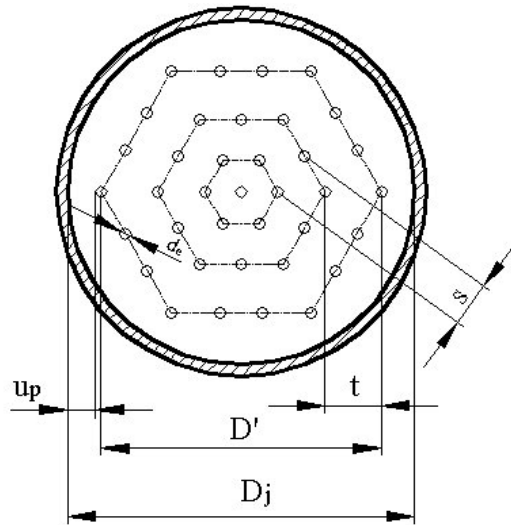


Fig. 3.14. Dispunerea țevilor în fascicul

Dimensiunea obținută se ajustează la o valoare reală, prevăzută de standardul de țevi pentru construcție și mai departe, în calcule, se va considera această valoare.

Secțiunea liberă de curgere a agentului primar este:

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - nd_e^2) \quad [m^2] \quad (3.149)$$

Viteza de curgere a fluidului cald prin aparat va fi:

$$w_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 A_1} \quad [m/s] \quad (3.150)$$

Se determină criteriul Reynolds (Re₁) cu relația (3.9), în care diametrul echivalent, conform relației (3.8), devine egal cu:

$$d_{ech} = \frac{4A_1}{P_1} = \frac{4 \cdot \pi (D_i^2 - nd_e^2)}{4 \pi (D_i + nd_e)} = \frac{(D_i^2 - nd_e^2)}{(D_i + nd_e)} \quad (3.151)$$

În timpul curgerii sale prin aparat, agentul frigorific își schimbă starea de agregare.

După modul de formare a fazei lichide pe suprafața de schimb de căldură, se deosebesc două tipuri principale de condensare: peliculară și nucleică.

Condensarea peliculară (cazul schimbătorului de căldură studiat) apare când condensul format udă suprafața de schimb de căldură creând o peliculă continuă care, sub acțiunea forței gravitaționale și de frecare, se deplasează pe verticală, mărindu-și grosimea.

Curgerea peliculei de condensat poate fi:

- laminară, pentru $Re < 1600$, în cazul pereților de înălțime mică și debite specifice de condensat reduse; transferul de căldură se realizează, în principal, prin conducție termică în pelicula de condensat;
- turbulentă, pentru $Re \geq 1600$, în cazul pereților cu înălțime mare și debite specifice de condensat ridicate; procesul de căldură se intensifică prin apariția turbioanelor care amestecă mai bine condensul în peliculă.

3.4.7. Calculul coeficienților de convecție

a) Pentru agentul termic secundar

Se aplică relația criterială (3.114), apoi se determină *coeficientul de convecție* (α_2) cu relația (3.18), în care diametrul echivalent este egal cu diametrul interior ($d_{ech} = d_i$).

b) Pentru agentul termic primar

b.1) În cazul *condensării peliculare în regim laminar*, se disting următoarele situații:

➤ Pentru *fascicul orizontal cu țevi netede*, coeficientul de convecție este:

$$\alpha_1 = 0,725 \cdot \beta^4 \sqrt{\frac{l_k \rho_1 \lambda_1^3 g}{v_1 d_e (t_k - t_p)}} = C (t_k - t_p)^{-1/4} \quad (3.152)$$

în care:

mărimile $l_k, \rho_1, \lambda_1, v_1, g, t_p$ sunt cele explicitate pentru relația (3.10);

$\beta = N^{-1/4}$ - coeficient ce ține seama de influența grosimii peliculei de condensat, în cazul dispunerii țevilor în coridor, șah sau Ginabat;

N - numărul de rânduri de țevi orizontale din aparat;

C - constantă numerică rezultată în urma introducerii valorilor cunoscute.

➤ Pentru *fascicul orizontal cu țevi nervurate* (cazul freonilor), se determină un *coeficient de convecție redus*, dat de relația:

$$\alpha_{1r} = \alpha_1 \left(\frac{S_n}{S_e} E^{3/4} + \frac{S_b}{S_e} \right), \quad [\text{W} / \text{m}^2 \text{K}] \quad (3.153)$$

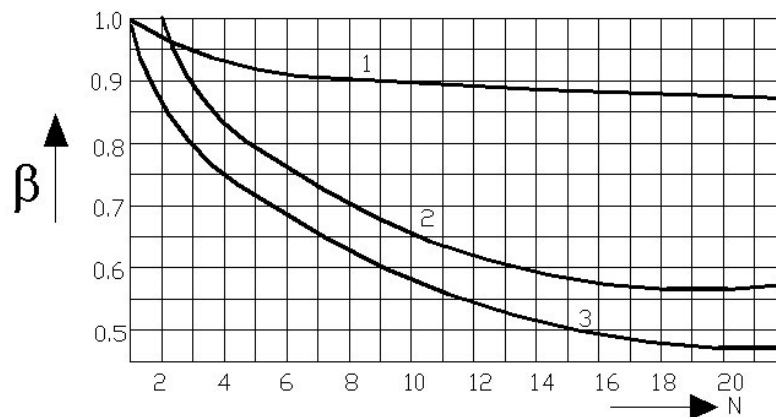


Fig.3.15. Coeficientul $\beta = f(N)$

în care:

se consideră pentru nervuri: h - înălțimea, u - pasul, δ_n - grosimea, toate exprimate în [m].

$$S_n = 2\pi(r_n^2 - r_e^2)n_n, [\text{m}^2 / \text{m}] \quad (3.154)$$

- suprafața laterală a nervurilor pentru 1 metru liniar de țevă;

$r_e = d_e / 2$, [m] - raza corespunzătoare diametrului exterior al țevii;

$$r_n = r_e + h, [m] \quad (3.155)$$

- raza exterioară a nervurii;

$$n_n = 1/u \quad (3.156)$$

- numărul nervurilor de pe 1 metru liniar de țevă;

S_e - suprafața exterioară a țevii netede, relația (3.21);

S_b - suprafața pe țeava de bază cuprinsă între două nervuri, pentru 1 metru liniar de țevă, relația (3.22);

E - eficiența termică a nervurii, relația (3.25), în care:

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_n \delta_n}}, [m^{-1}] \quad (3.157)$$

- gradul de încărcare termică a nervurii;

h' - înălțimea convențională a nervurii are următoarele relații de calcul:

- pentru nervuri rotunde:

$$h' = h \left(1 + 0,35 \ln \frac{r_n}{r_e} \right), [m] \quad (3.158)$$

- pentru nervuri dreptunghiulare și hexagonale este valabilă relația

$$h' = r_e (\rho - 1) (1 + 0,805 \lg \rho) \quad (3.159)$$

cu deosebirea că:

- la nervuri dreptunghiulare

$$\rho = 1,28 \frac{B}{d_e} \sqrt{\frac{A}{B}} - 0,2 \quad (3.160)$$

- la nervuri hexagonale

$$\rho = 1,27 \frac{B}{d_e} \sqrt{\frac{A}{B}} - 0,3 \quad (3.161)$$

unde A este latura mare a nervurii, iar B este latura mică.

b.2) În cazul *condensării peliculare în regim turbulent*, pe suprafețe orizontale, se poate aplica relația criterială a lui Labunțov, valabilă pentru $Re_{ct} > 3200$:

$$Nu = 1,14 \left(\frac{g \rho^2 d_e^3}{\eta^2} \right)^{1/3} Re_{ct}^{-0,282} \left(\frac{Pr_L}{Pr_p} \right)^{0,32} \quad (3.162)$$

în care:

$$Re_{ct} = 9,11 \left[\frac{d_e \lambda (t_k - t_p) \rho^2 g^{1/3}}{\eta^{5/3} l_k} \right]^{3/4} \quad (3.163)$$

În acest caz, coeficientul de convecție se determină cu relația (3.18), în care diametrul echivalent este cel indicat de relația (3.151).

3.4.8. Densitatea de flux termic

Densitatea de flux termic pentru agentul primar, raportată la suprafața interioară de schimb de căldură, devine o funcție de (t_p) prin înlocuirea relațiilor (3.152) și (3.153), astfel:

$$q_{1Si} = \alpha_{1r} (t_k - t_p) \frac{d_e}{d_i} = \quad (3.164)$$

$$= C_1 (t_k - t_p)^{3/4}, \quad [W/m^2]$$

unde: C_1 - constantă rezultată din înlocuirea valorilor cunoscute.

Densitatea de flux termic pentru agentul secundar, raportată la suprafața interioară de schimb de căldură, este tot o funcție de temperatura peretelui (t_p), după cum urmează:

$$q_{2Si} = \frac{t_p - t_{2m}}{\frac{1}{\alpha_2} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{d_i}{d_e} \sum_{j=1}^m \frac{\delta_j}{\lambda_j}} = \quad (3.165)$$

$$= C_2 (t_p - t_{2m}), \quad [W/m^2]$$

unde:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{\text{piatra}}}{\lambda_{\text{piatra}}} + \frac{\delta_{\text{rugina}}}{\lambda_{\text{rugina}}} - \text{reprezintă suma rezistențelor termice introduse de depunerile}$$

de piatră și rugină pe suprafața interioară a țevilor;

$$\sum_{j=1}^m \frac{\delta_j}{\lambda_j} = \frac{\delta_{\text{teava}}}{\lambda_{\text{teava}}} + \frac{\delta_{\text{ulei}}}{\lambda_{\text{ulei}}} - \text{reprezintă suma rezistențelor termice introduse de materialul}$$

țevii și - numai în cazul amoniacului - de depunerile de ulei.

C_2 - constantă ce rezultă în urma înlocuirii valorilor cunoscute.

Se aplică metoda grafo-analitică, descrisă în paragrafele 3.1.7 și 3.2.6, pentru determinarea valorii reale a densității de flux termic (q_{Si}) și a temperaturii corespunzătoare a peretelui, rezolvând tabelul 3.10 și trasând graficul corespunzător, asemănător celui prezentat în figura 3.8.

Tab. 3.10. Aplicarea metodei grafo-analitice

t_p , [$^{\circ}C$]	Relația	$t_p = t_{2m} + 1$	$t_p = t_k - 1$
q_{1Si} , [W/m^2]	(3.164)			
q_{2Si} , [W/m^2]	(3.165)			

3.4.9 Calculul constructiv

Aplicând relația (3.32) se determină suprafața interioară de schimb de căldură.

Lungimea totală a țevilor din aparat (L_t) este dată de relația (3.35).

Cunoscându-se numărul total de țevi din aparat "n" dat de relația (3.146) și notând cu " L_1 " lungimea unei țevi, putem scrie:

$$L_t = n \cdot L_1 = n_z z_2 L_1, \quad [m] \quad (3.166)$$

Disponerea țevilor în plăcile tubulare se poate face sub formă de: *poligoane regulate, cercuri concentrice și triunghiuri isoscele.*

Disponerea țevilor după *hexagoane regulate*, utilizată de obicei în șah, poate fi considerată ca o dispunere în formă de triunghiuri echilaterale. În acest caz, numărul de țevi din fascicul este:

$$n_0 = 3a(a-1) + 1 = \frac{3(b^2 - 1)}{4} + 1 \quad (3.167)$$

în care:

a - numărul de țevi așezate pe latura celui mai mare hexagon,

b = (2a-1) - este numărul de țevi așezate pe diagonala celui mai mare hexagon.

În cazul plăcilor tubulare rotunde, așezarea după hexagoane conduce la utilizarea incompletă a suprafeței disponibile, deci la reducerea *coeficientului de utilizare a plăcii* (ψ).

În figura 3.16 se poate urmări așezarea țevilor suplimentare pe o placă cu dispunere hexagonală, iar din tabelul 3.11 se pot extrage alte date importante atât pentru dispunerea după hexagoane, cât și după circumferințe.

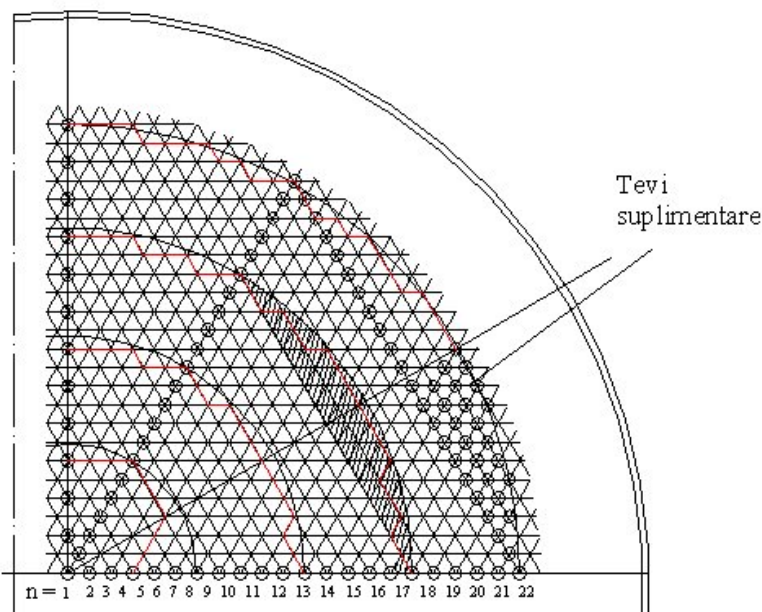


Fig.3.16 - Dispunerea țevilor suplimentare

În cazul dispunerii țevilor după *pătrate*, $a = b$ și $n_0 = a^2$.

La dispunerea țevilor după *cercuri concentrice* (țeava centrală având numărul de ordine zero), numărul de țevi pe circumferința "x" este:

$$m_x = 2\pi \cdot x \quad (3.168)$$

La schimbătoarele de căldură cu țevi orizontale, utilizate ca și *condensatoare*, pentru fluidul care circulă în spațiul extratubular, în vederea reducerii numărului de țevi spălate succesiv de condensul care se scurge, se procedează în două feluri:

- se așează orizontal diagonala hexagonului,
- se înclină diagonala hexagonului cu un unghi φ față de orizontală, astfel încât condensul care se scurge de pe țevile superioare să cadă tangent la suprafața laterală a țevilor de rândurile inferioare, realizându-se așezarea *Ginabat*.

Unghiul de înclinare necesar este dat de relația:

$$\sin(30^\circ - \varphi) = \frac{\overline{BC}}{AC} = \frac{d_e}{2t} \quad (3.169)$$

Pentru valoarea medie $t/d_e = 1,25$ se obține unghiul $\varphi = 6^\circ 30'$.

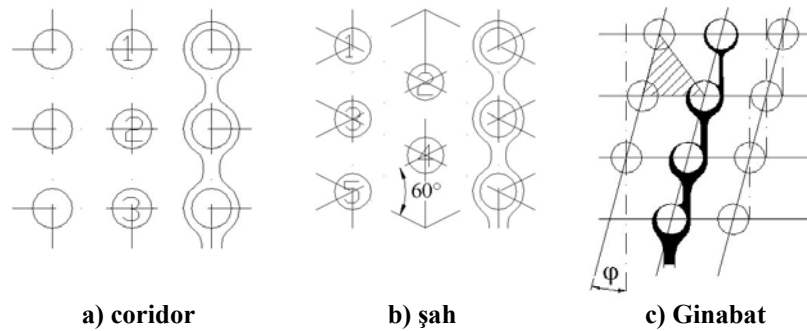


Fig.3.17. Dispunerea țevilor în fascicul

Datele prezentate anterior, referitoare la dispunerea țevilor în plăcile tubulare, sunt valabile pentru schimbătoarele de căldură cu o singură trecere și pentru cele cu mai multe treceri, cu condiția ca pereții despărțitori să nu afecteze distanțele dintre țevi sau dispunerea acestora. La celelalte aparate este necesară reprezentarea grafică în scopul dispunerii țevilor în plăcile tubulare.

Tab. 3.11. Dispunerea țevilor în plăcile tubulare

Dispunerea în hexagon								Dispunerea pe circumferință		
Nr. țevi pe latura exterioară a hexagonului "a"	Nr. țevi pe diagonală, "b"	Nr. țevilor din fasciculul hexagonal, "n ₀ "	Nr. țevi suplimentare, "m"			Nr. țevi suplimentare în toate sectoarele, "m _x "	Nr. total de țevi "n"	Nr. de circumferințe	Nr. țevi pe circumferința cea mai mare	Nr. total de țevi "n"
			Pe primul rând, "m ₁ "	Pe al doilea rând, "m ₂ "	Pe al treilea rând, "m ₃ "					
1	1	-	-	-	-	-	4	-	-	-
2	3	7	-	-	-	-	7	1	6	7
3	5	19	-	-	-	-	19	2	12	19
4	7	37	-	-	-	-	37	3	18	37
5	9	61	-	-	-	-	61	4	25	62
6	11	91	-	-	-	-	91	5	31	93
7	13	127	-	-	-	-	127	6	37	130
8	15	169	3	-	-	18	187	7	43	173
9	17	217	4	-	-	21	241	8	50	223
10	19	271	5	-	-	30	301	9	56	279
11	21	331	6	-	-	36	367	10	62	341
12	23	397	7	-	-	42	439	11	69	410
13	25	469	8	-	-	48	517	12	75	485
14	27	547	9	2	-	66	613	13	81	566
15	29	631	10	5	-	90	721	14	87	653
16	31	721	11	6	-	102	823	15	91	747
17	33	817	12	7	-	114	931	16	100	847
18	35	919	13	8	-	126	1045	17	106	953
19	37	1027	14	9	-	138	1165	18	118	1066
20	39	1111	15	12	-	142	1303	19	119	1185
21	41	1261	16	13	4	198	1459	20	125	1310
22	43	1387	17	14	7	228	1615	21	135	1441
23	45	1519	18	15	8	246	1765	22	138	1579
24	47	1657	19	16	9	264	1921	23	144	1723
25	49	1801	20	17	10	282	2083	24	150	1873

Alegerea corectă a numărului de treceri, a lungimii țevilor din fascicul și a altor elemente constructive din schimbător se realizează respectând algoritmul de calcul prezentat în tabelul 3.12 și anume: pentru valori diferite ale numărului de treceri "z₂" (numere pare sau impare) se alege din tabelul 3.11 un grup de valori pentru numărul "b", cărora le corespunde un număr "n₀" țevi pe suprafața hexagonului respectiv și un număr total de țevi în fascicul "n". Cu relația (3.166) se determină lungimea unei țevi din fascicul (L₁), iar cu relația (3.148) diametrul interior al virolei (D_i), care se va corecta în funcție de STAS la valoarea cea mai apropiată (D_i^{STAS}); se calculează raportul (L₁/D_i^{STAS}) și se alege numărul de treceri pentru care acest raport are valori cuprinse în intervalul [4,8].

Tab. 3.12. Alegerea numărului de treceri

Z ₂ =	
Nr. crt	Mărimea	Relația			
1.	b	tabel 3.12			
2.	n ₀	tabel 3.12			
3.	n	tabel 3.12			
4.	L ₁	(3.166)			
5.	D _i	(3.148)			
6.	D _i ^{STAS}	Conf. STAS			
7.	L ₁ / D _i ^{STAS}	∈ [4,8]			

Șicanele sunt pereți despărțitori de grosime (3...4)mm, dispuși longitudinal (în lungul țevilor) sau transversal (perpendicular pe țevi) în scopul realizării unui număr de treceri pentru fluidul care circulă în spațiul extratubular. Numărul și mărimea șicanelor se determină prin calcul constructiv și depind de modelul ales pentru schimbătorul de căldură.

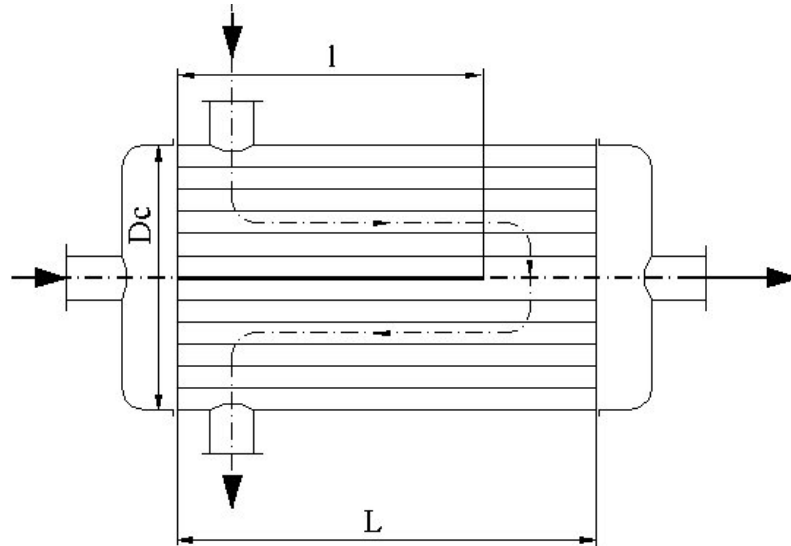


Fig.3.18 - Schimbător de căldură cu șicane longitudinale în spațiul extratubular

- La curgerea longitudinală, (figura 3.18) secțiunea liberă de trecere prin spațiul extratubular depinde de diametre și dispunerea țevilor în placa tubulară - în coridor sau șah, ambele cazuri putând fi evaluate în funcție de valoarea unghiului φ :
- pentru $\varphi = \pi/2$ fasciculul este dispus în coridor,
 - pentru $0 < \varphi < \pi/2$ fasciculul este în șah (eșichier).

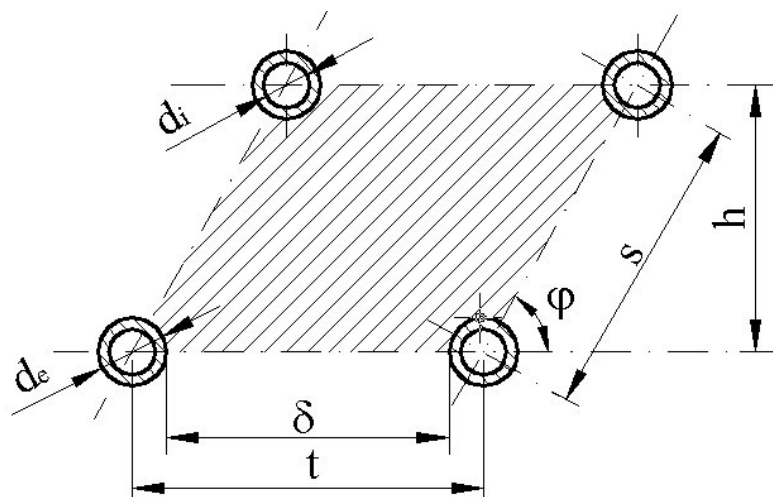


Fig.3.19 - Dispunerea țevilor într-un fascicul

Secțiunea liberă de curgere se poate determina cu relația:

$$A_{IL} = n \left(\frac{t \cdot s \cdot \sin \varphi}{\psi} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right), \quad [m^2] \quad (3.170)$$

unde:

ψ = coeficient de acoperire (utilizare) a plăcii tubulare și are următoarele valori:

pentru care se recomandă următoarele valori:

- dispunerea în hexagon:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,8...0,9$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,6...0,8$
- dispunerea pe cercuri concentrice:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,7...0,8$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,5...0,7$
- dispunerea în vârful unor pătrate:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,65...0,75$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,45...0,65$.

Numărul de treceri longitudinale ale fluidului din spațiul extratubular este dat de relația:

$$z_{II} = \frac{\pi D_i^2 w_1 \rho_1 (1-x)}{4 \dot{m}_1} \quad (3.171)$$

unde:

$x = \frac{n d_e^2}{D_i}$ - reprezintă gradul de umplere cu țevi a secțiunii transversale.

În acest caz, numărul de șicane longitudinale este :

$$m_{II} = z_{II} - 1 \quad (3.172)$$

Din secțiunea diametrală transversală prin care se face legătura dintre cele două treceri se determină lungimea șicanei longitudinale:

$$\begin{aligned} A_{IT} = A_1 &= D_i (L_1 - l) - b d_e (L_1 - l) = \\ &= D_i (L_1 - l) (1 - x_T) \Rightarrow \\ \Rightarrow l &= \frac{L_1 A_1}{D_i - b d_e}, \quad [m] \end{aligned} \quad (3.173)$$

unde:

b - numărul de țevi dispuse în plan diametral (sau în dreptul șicanei),

$x_T = \frac{b d_e}{D_i} = 0,75...0,8$ - gradul de umplere cu țevi a planului diametral.

- *La curgerea transversală* (figura 3.20) în care șicanele în formă de segment de cerc sunt dispuse perpendicular pe axa țevilor, secțiunea liberă de trecere transversală este:

$$A_{IT} = \frac{L_1(D_i - bd_e)}{z_{IT}}, \quad [m^2] \quad (3.174)$$

iar secțiunea liberă longitudinală de trecere este:

$$A_{IL} = \frac{D_i^2}{8}(\omega - \sin \omega)(1 - x), \quad [m^2] \quad (3.175)$$

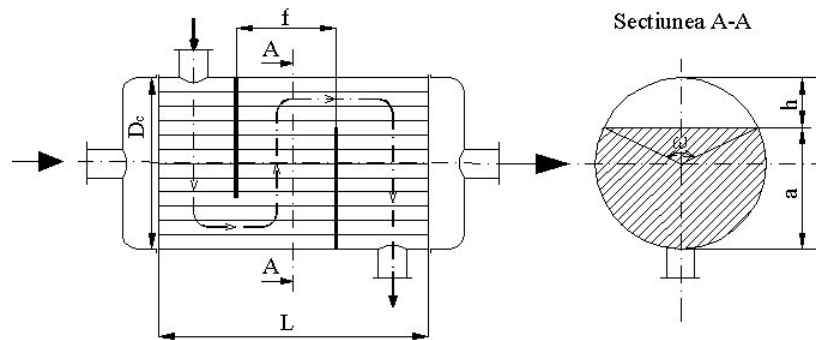


Fig.3.20 - Schimbător de căldură cu șicane transversale

Numărul de treceri este:

$$z_{IT} = \frac{L_1(D_i - bd_e)}{A_{IT}} \quad (3.176)$$

Valorile uzuale sunt: pentru unghiul $\omega = (110 \dots 150)$, iar pentru înălțimea șicanei $h = (0,6 \dots 0,8)D_i$.

Distanța dintre șicane este:

$$f = L_1 / z_{IT} \quad (3.177)$$

Numărul de șicane este dat de relația:

$$m_{IT} = z_{IT} - 1 \quad (3.178)$$

- *La curgerea transversală prin șicane de tip inel sau disc* (figura 3.21), secțiunea liberă longitudinală de curgere este:

$$A_{IL} = \frac{\pi D_{inel}^2 (1 - x)}{4}, \quad [m^2] \quad (3.179)$$

Secțiunea medie necesară curgerii fluidului este dată de relația:

$$A_{IT} = A_1 = 1,11f(1 - x)(D_{inel} + \sqrt{D_i^2 - D_d^2}), \quad [m^2] \quad (3.180)$$

în care:

$$D_d = \sqrt{D_i^2 - \frac{4A_1}{\pi(1-x)}}, \quad [\text{m}] \quad (3.181)$$

- diametrul exterior al discului,

$$D_{\text{inel}} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1-x)}}, \quad [\text{m}] \quad (3.182)$$

- diametrul interior al inelului,

$$f = \sqrt{\frac{A_1}{1-x}}, \quad [\text{m}] \quad (3.183)$$

- distanța între șicane.

Numărul de treceri este $z_{\text{IT}} = L_1 / f$, iar numărul de șicane $m_{\text{IT}} = z_{\text{IT}} - 1$.

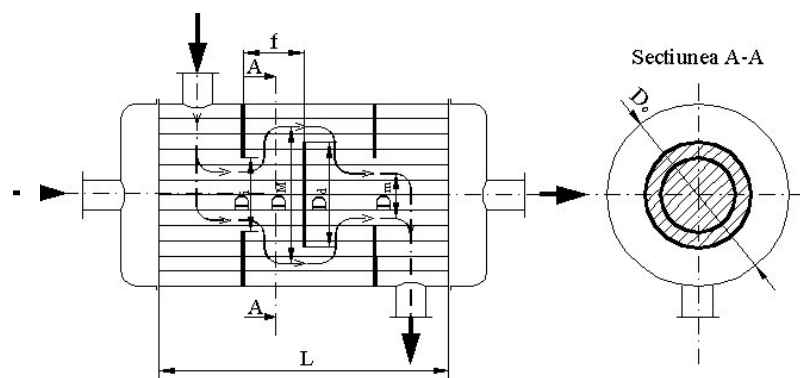


Fig.3.21 – Schimbător de căldură cu șicane transversale tip disc-inel

Pentru placa tubulară se recomandă diametre:

$$D_p = D_i + (100...200), [\text{mm}] \quad (3.184)$$

Diferitele construcții de *mantale (virole)* se deosebesc între ele prin modul de asamblare cu placa tubulară. Grosimea peretelui mantalei se recomandă a fi de (4...12)mm, în funcție de presiunea agentului termic primar și de diametrul mantalei, pentru presiuni până la 19,62 bar în spațiul dintre țevi. Pentru diametrul interior al virolei se recomandă valori $D_i = (400...2000)\text{mm}$, la intervale de câte 200mm.

Colectoarele sunt de formă cilindrică, fiind prevăzute cu flanșe. În funcție de diametrul racordurilor, lungimea colectoarelor este de (200...800)mm, cu grosimi ale pereților de (5...14)mm.

3.4.10. Calculul fluidodinamic

Se determină pierderile de presiune atât pentru agentul termic secundar care circulă în interiorul țevilor, cât și pentru agentul primar din spațiul extratubular, conform algoritmului de calcul prezentat în paragraful 3.3.11.

3.5 Condensator cu evaporare forțată

3.5.1 Funcționare. Particularități constructive

Acest tip de aparat face parte din categoria *condensatoarelor cu răcire mixtă*, în care apa și aerul sunt utilizați simultan ca agenți de răcire. Pelicula de apă care se scurge la exteriorul țevilor, constituie un mediu de trecere a căldurii de condensare de la agentul frigorific (care condensează în interiorul țevilor) la aerul care are o circulație forțată peste fasciculul de țevi și în contracurent cu pelicula de apă. Secțiunile aparatului sunt compuse din serpentine plane verticale sau înclinate. Partea de apă care se pierde prin evaporare și prin stropii antrenate de aer, trebuie să fie completată cu apă proaspătă.

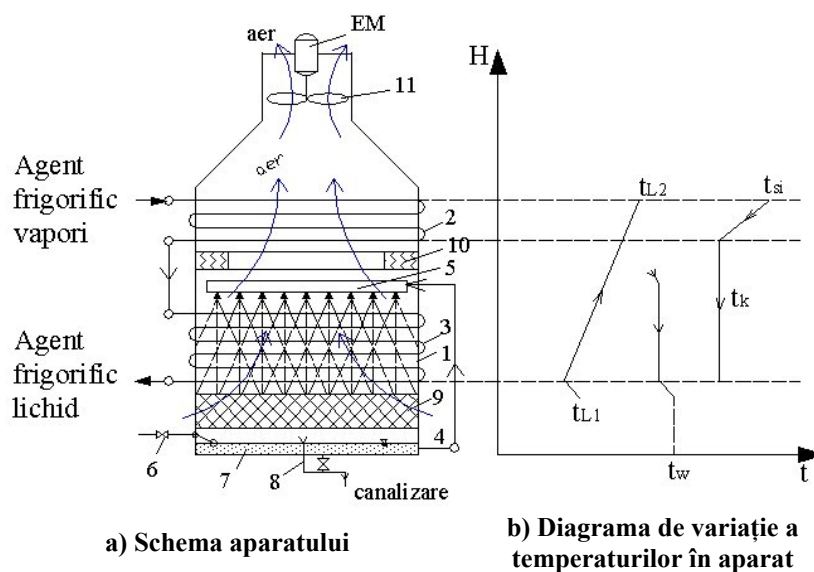


Fig.3.22 - Condensator cu evaporare forțată

În figura 3.22 a) este redată schema aparatului constituit din carcasa 1 cu secțiune pătrată sau dreptunghiulară, în care pot fi dispuse două categorii de serpentine: 2 - pentru desupraîncălzire și 3 - cu rol de condensare. Din cuva 7 apa este preluată de pompa 4 care o trimite în distribuitorul 5 (amplasat totdeauna deasupra serpentinei 3) de unde este pulverizată prin duze de stopire peste suprafața de condensare. Pentru a menține nivelul apei constant, cuva 7 este prevăzută cu un robinet cu plutitor 6, o pâlnie de prea-plin și o scurgere la canalizare 8. La bază, carcasa condensatorului este prevăzută cu o sită 9, având ochiuri relativ mari, prin care este aspirat aer de către ventilatorul 11. Picăturile de apă antrenate de aer sunt reținute de separatorul de picături 10. În zona serpentinei de desupraîncălzire are loc evaporarea picăturilor fine de apă care au trecut de separatorul de picături. Figura 3.22 b) redă modul de variație a temperaturilor aerului, apei și agentului frigorific pe înălțimea aparatului.

Condensatoarele cu evaporare forțată *se montează în aer liber* deasupra sălii mașinilor sau, în cazul amoniacului, dacă rezervoarele de agent frigorific sunt amplasate în exteriorul sălii de mașini, atunci ele se amplasează pe platforme speciale, ridicate pe suporturi de beton sau metal, deasupra rezervoarelor.

Pentru a asigura o stropire corectă a serpentinei se procedează la curățarea periodică a duzelor, iar pentru evitarea depunerilor din apă pe suprafețele de transfer termic, se recomandă utilizarea stațiilor de dedurizare a apei și a filtrelor sau a bazinelor de decantare pentru apa cu impurități.

Dacă depunerile calcaroase depășesc 5 mm grosime, după golirea aparatului de agent, se procedează la curățarea suprafețelor prin mijloace mecanice (ciocănirea țevilor la exterior cu ciocane de lemn și utilizarea periilor de sârmă sau a frezelor pentru interiorul țevilor), sau chimice (recircularea unor soluții de 6...8% acid formic sau 5...10% acid clorhidric, urmată de o bună spălare).

3.5.2. Stabilirea regimului de temperaturi

Se consideră cunoscute: debitul agentului frigorific (\dot{m}_k), temperatura de condensare (t_k) care se consideră constantă pe toată durata procesului, puterea de condensare (Φ_k), starea aerului la intrare în condensator (temperatura t_{L1} și umiditatea relativă φ_1) și temperatura apei proaspete de completare (t_{wp}).

După cum este prezentat în figura 3.23, la trecerea sa prin aparat, aerul suferă o încălzire de la t_{L1} la t_{L2} și o umidificare de la φ_1 la φ_2 .

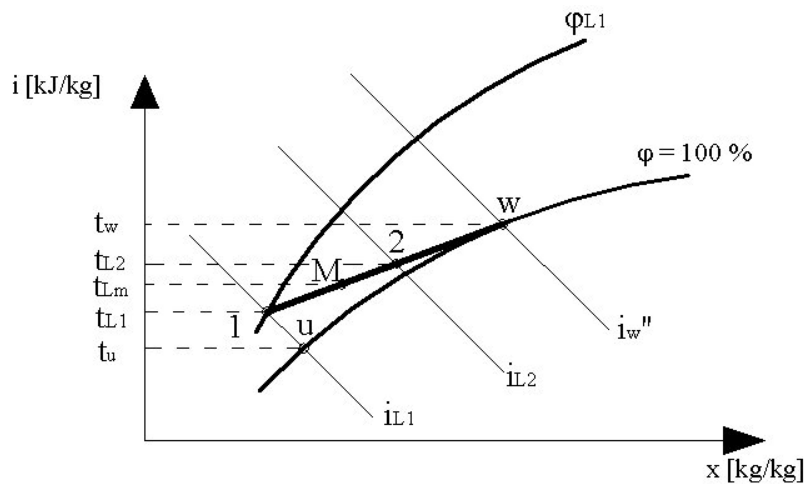


Fig.3.23. Procesul de încălzire și umidificare a aerului

Pentru starea inițială a aerului se poate determina, din diagrama Mollier a aerului umed, entalpia specifică în punctul "1" (i_{L1}), iar punctul de intersecție dintre dreapta (i_{L1}) și curba de umiditate relativă $\varphi = 100\%$ reprezintă starea de saturație adiabatică, iar acesteia îi corespunde temperatura termometrului umed t_u .

Pentru acest tip de aparat se apreciază *temperatura medie a apei* la trecerea sa peste serpentine, cu relația aproximativă:

$$t_{wm} = t_u + (8 \cdot 10)^0 \text{C} \quad (3.185)$$

Această temperatură corespunde punctului "W" din diagrama ($i-x$), aflat la intersecția dintre direcția transformării 1-2 a aerului umed și umiditatea relativă φ_{100} , având entalpia specifică (i_w) a cărei valoare se citește din diagramă.

Pentru caracterizarea stării finale a aerului se determină entalpia specifică a acestei stări:

$$\begin{aligned} i_{L2} - i_{L1} &= \xi(i_w - i_{L1}) \\ \Rightarrow i_{L2} &= i_{L1} + \xi(i_w - i_{L1}), \quad [\text{kJ/kg}] \end{aligned} \quad (3.186)$$

unde ξ este coeficient de corecție ce ține cont de forma exterioară a țevilor, astfel:

- pentru țevi netede $\xi = 0,5 \cdot 0,7$;
- pentru țevi nervurate $\xi = 0,7 \cdot 0,85$.

Punctul "2" este rezultatul intersecției segmentului (1W) cu dreapta (i_{L2}) și îi corespunde temperatura t_{L2} . Considerând că *temperatura medie a aerului prin aparat* este media aritmetică dintre temperatura de intrare și cea de ieșire, se identifică pe diagrama (i-x) punctul "M" corespunzător acestei valori, respectiv entalpia (i_M):

$$t_{Lm} = \frac{t_{L1} + t_{L2}}{2}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.187)$$

3.5.3. Proprietățile termofizice ale fluidelor

Pentru *agentul frigorific* aflat la temperatura constantă t_k rezultă parametrii termofizici: $\tau_k, \rho_k, \lambda_k, \nu_k$ a căror semnificație se cunoaște din subcapitolele precedente.

Pentru *apă* se determină parametrii $\rho_w, \eta_w, \nu_w, \lambda_w, Pr_w$ corespunzători temperaturii t_{wm} .

Pentru *aer* se determină parametrii ρ_L, ν_L, λ_L corespunzători temperaturii t_{Lm} .

3.5.4. Stabilirea debitelor

Debitul de agent frigorific se consideră cunoscut în urma efectuării calculului ciclului frigorific.

Determinarea debitului masic al apei de răcire se poate efectua prin două metode:

Varianta I

Conform literaturii de specialitate, se admite *debitul volumic de apă recirculată* ca fiind:

- pentru instalații cu refularea aerului: $\dot{V}_w = (4,51) \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ pentru 1kW putere termică,
- pentru instalații cu aspirația aerului: $\dot{V}_w = (2,74) \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ pentru 1kW putere termică.

Debitul masic de apă recirculată este determinat prin:

$$\dot{m}_w = \dot{V}_w \rho_w, \quad [\text{kg/s}] \quad (3.188)$$

Varianta II

În general, *debitul volumic de apă proaspătă* reprezintă (10...20)% din debitul volumic de apă recirculată, rezultă că se poate determina *debitul masic de apă proaspătă*:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{wp} &= (10...20)\% \cdot \dot{V}_w \\ \Rightarrow \dot{m}_{wp} &= (10...20)\% \frac{\dot{m}_w \rho_w}{\rho_{wp}}, \quad [\text{kg/s}] \quad (3.189) \end{aligned}$$

Se impune condiția conform căreia *coeficientul de recirculare a apei* de către pompă, determinat cu relația (3.190), să aibă valorile de mai jos:

$$a = \frac{\dot{m}_{wp}}{\dot{m}_w} \Rightarrow \dot{m}_w = \frac{\dot{m}_{wp}}{a}, \quad [\text{kg/s}] \quad (3.190)$$

în care:

$a = 1$ când toată apa utilizată la răcirea condensatorului este evacuată la canalizare;

$a = 0,2...0,3$ în cazul alimentării parțiale cu apă proaspătă.

Cunoscând temperatura apei proaspete de completare (t_{wp}), coeficientul de recirculare al apei (a) și considerând temperatura medie a apei din relația (3.185) ca fiind media aritmetică între intrarea și ieșirea acesteia peste serpentinele de condensare, rezultă temperatura apei la ieșire (t_{w2}).

$$t_{wm} = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} \Rightarrow t_{w2} = 2t_{wm} - t_{w1}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.191)$$

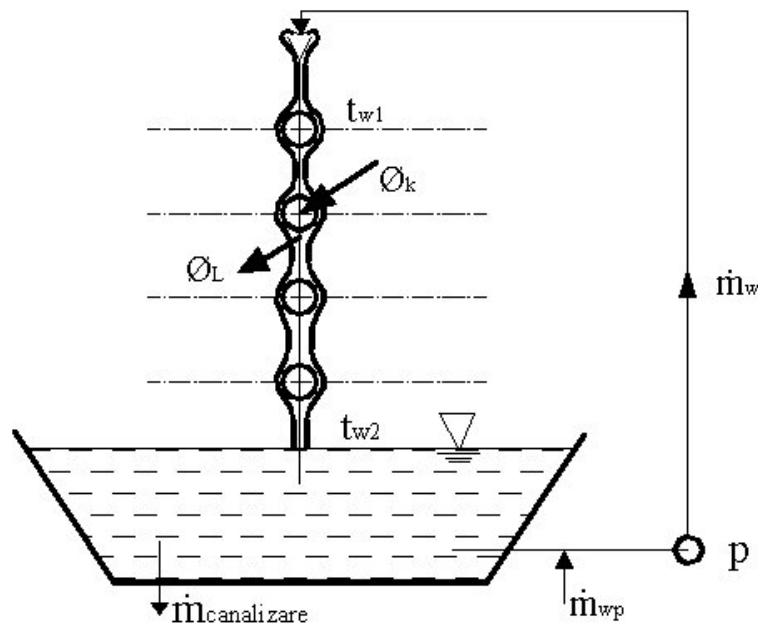


Fig.3.24. Schema de repartitie a debitelor de apă

Se poate scrie ecuația de bilanț termic pe pompă, din care rezultă temperaturile de intrare/ieșire a apei în funcție de (a), (t_{wp}) și (t_{wm}), astfel:

$$\begin{aligned} t_{w1} &= \frac{at_{wp} + 2t_{wm}(1-a)}{2-a}, \\ t_{w2} &= \frac{2t_{wm} - at_{wp}}{2-a}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.192) \end{aligned}$$

Considerând că întreaga cantitate de căldură de condensare este transmisă aerului, potrivit ecuației de bilanț termic rezultă *debitul masic de aer necesar*:

$$\begin{aligned} \Phi_k &= \dot{m}_L (i_{L2} - i_{L1}) \\ \Rightarrow \dot{m}_L &= \frac{\Phi_k}{i_{L2} - i_{L1}}, \quad [\text{kg/s}] \end{aligned} \quad (3.193)$$

3.5.5. Stabilirea regimurilor de curgere

➤ Pentru *agentul frigorific* ce condensează în interiorul țevilor, se adoptă viteza de curgere și diametrul țevii conform paragrafului 3.1.9. Rezultă criteriul Reynolds (Re_k) calculat cu ajutorul relației (3.113). În acest moment se poate determina și numărul de secții paralele prin care curge agentul frigorific (se adoptă număr întreg):

$$\dot{m}_k = \left(z \frac{\pi d_i^2}{4} \right) \rho_k w_k \Rightarrow z = \frac{4 \dot{m}_k}{\pi d_i^2 \rho_k w_k} \quad (3.194)$$

➤ Criteriul Reynolds pentru *apa* care curge pelicular pe suprafața exterioară a țevilor este:

$$Re_w = \frac{4 w_p b}{v_w} \quad (3.195)$$

unde:

$$w_p = \frac{\Gamma}{\rho_w b}, \quad [\text{m/s}] \quad (3.196)$$

- viteza de curgere a peliculei de apă;

$$b = 1,943 \sqrt{\frac{v_w \Gamma}{g \rho_w}}, \quad [\text{m}] \quad (3.197)$$

- grosimea peliculei de apă;

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w}{P}, \quad [\text{kg/ms}] \quad (3.198)$$

- densitatea de stropire;

$$P = 2L_1 z, \quad [\text{m}] \quad (3.199)$$

- perimetrul de stropire;

L_1 = lungimea unei țevi orizontale dintr-o secție, [m].

Se consideră fasciculul de condensare format din "z" secții plan verticale sau înclinate (număr întreg), iar fiecare secție compusă din "m" țevi orizontale, de lungimea " L_1 " fiecare.

În general, se adoptă, numărul de secții astfel încât pașii dintre secții și dintre țevile dintr-o secție, măsuțați din centrul unei țevi, să fie egali cu diametrul exterior al țevii sau al nervurii (în cazul freonilor) plus un spațiu de aproximativ (15...30)mm pentru curgerea aerului, iar lungimea unei țevi orizontale $L_1 < 1,5\text{m}$ pentru a asigura un gabarit cât mai redus al aparatului.

➤ Stabilirea criteriului Reynolds pe partea *aerului* se face cu ajutorul relației:

$$Re_L = \frac{w_L (d_e + 2b)}{v_1} \quad (3.200)$$

în care se recomandă următoarele valori pentru viteza aerului:

- pentru instalațiile cu amoniac: $w_L = (1,6 \div 2,5) \text{m/s}$,
- pentru instalațiile cu freoni (țevi nervurate): $w_L = (3 \div 4) \text{m/s}$.

3.5.6. Calculul coeficienților de convecție

a) Pentru agentul frigorific

Coeficientul de convecție se determină cu relația (3.10) în care $t_p = t_{wm}$, iar în urma înlocuirii valorilor cunoscute, se obține coeficientul de convecție ca o funcție de temperatura medie a apei (t_{wm}):

$$\alpha_k = C \cdot (t_k - t_{wm})^{-1/4}, \quad [W / m^2 K] \quad (3.201)$$

Mai există și alte posibilități de determinare a coeficientului de convecție pentru agentul frigorific, de exemplu, aplicând relațiile criteriale de mai jos, apoi relația (3.18):

- pentru țeavă scurtă și viteză mică a vaporilor ($Re_{vaporii} < 35000$), Chato propune relația:

$$Nu_k = 0,555 \left\{ \frac{d_i^3 (\rho_c - \rho_v) g}{v_k \lambda_k (t_k - t_{wm})} \cdot \left[l_k + 0,68 c_p (t_k - t_{wm}) \right] \right\}^{1/4} \quad (3.202)$$

- pentru țeavă lungă, cu $Re_{vaporii} > 20000$, după Akers:

$$Nu_k = 0,026 Pr^{1/3} \cdot \left\{ \frac{d_i}{\eta_k} \left[\rho_v w_v \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{1/2} + \rho_c w_c \right] \right\}^{0,8} \quad (3.203)$$

unde indicii “c” și “v” se referă la starea de condens, respectiv de vapori a agentului frigorific.

b) Pentru apă

Se recomandă utilizarea următoarelor relații criteriale la curgerea peliculară și laminară:

- pentru $Re_w = 1,1 \dots 200$:

$$Nu_w = 0,51 Re_w^{0,33} Pr_w^{0,48} \quad (3.204)$$

- pentru $Re_w > 200$:

$$Nu_w = 0,10 Re_w^{0,63} Pr_w^{0,48} \quad (3.205)$$

după care, utilizând relația (3.18) adaptată la notațiile prezente în acest paragraf, se obține:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_e}, \quad [W / m^2 K] \quad (3.206)$$

c) Pentru aer

Aerul, prin convecție forțată, preia căldura transmisă de agentul frigorific prin intermediul peliculei de apă, la curgerea sa în lungul fascicului de țevi, iar coeficientul său de convecție poate fi stabilit astfel:

c.1) Pentru *fascicul de țevi netede*, considerând $s_1 =$ pasul frontal, $s_2 =$ pasul longitudinal (în lungul curentului de aer) și în condițiile în care $Pr_L = (0,71 \dots 500)$, $s_1/s_2 = (0,6 \dots 2,5)$ pentru *dispunerea țevilor în coridor* și $s_1/s_2 = (0,33 \dots 2,8)$, iar pentru *dispunerea decalată* este valabilă următoarea relație criterială:

$$Nu_L = C \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_L^n Pr_L^m \quad (3.207)$$

în care:

C_s, C_z – coeficienți explicitați în paragraful 3.2.6 b.1);

Coeficienții C, n și m sunt conform tabelului nr. 3.13.

Tab. 3.13. Valorile coeficienților din relația (3.207)

Regim de curgere	Dispunere în coridor			Dispunere decalată			s ₁ /s ₂
	C	n	m	C	n	m	
Laminar 100 < Re < 10 ³	0,52	0,5	0,3 6	0,71	0,5	0,3 6	-
Tranzitoriu 10 ³ < Re < 200 · 10 ³	0,27	0,6 3	0,3 6	0,35 $\left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2}$	0,6	0,3 6	<2
				0,4			>2
Turbulent Re > 10 ⁵	0,03 3	0,8	0,4	0,031	0,8 2	0,4	-

c.2) Pentru *fascicul de țevi nervurate* se consideră cazurile expuse la punctul b) din paragraful 3.2.6.

După aplicarea relației criteriale, coeficientul de convecție pentru aer se determină cu relația (3.18).

3.5.7 Determinarea suprafeței de transfer termic

a) Din ecuația de transfer termic a căldurii de condensare de la agentul frigorific la pelicula de apă, se determină suprafața de transfer, care va rezulta ca o funcție de temperatura medie a apei de răcire:

$$\begin{aligned} \Phi_k &= kS_1(t_k - t_{wm}) \\ \Rightarrow S_1 &= \frac{\Phi_k}{k(t_k - t_{wm})}, \quad [\text{m}^2] \end{aligned} \quad (3.208)$$

unde:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{ulei}}{\lambda_{ulei}} + \frac{\delta_{teava}}{\lambda_{teava}} + \frac{\delta_{piatra}}{\lambda_{piatra}}\right) \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (3.209)$$

reprezintă coeficientul global de transfer termic între agentul frigorific și pelicula de apă;

Depunerile de ulei se iau în considerare numai pentru amoniac, iar cele de piatră numai dacă este cazul.

b) De la pelicula de apă, fluxul termic de condensare trece prin schimb de căldură și masă la aer, conform ecuației:

$$\Phi_k = \dot{m}_L (i_{L2} - i_{L1}) = \sigma (\beta S_2) \cdot \Delta i_{Lm} , \quad [W] \quad (3.210)$$

în care:

$$\sigma = \frac{\alpha_L}{c_{pL}} , [kg/m^2s] \quad (3.211)$$

- coeficient de schimb de masă;

c_{pL} , [J/kgK] - căldura specifică masică a aerului la temperatura medie;

$\beta = (1,5 \cdot 2)$ - coeficient de majorare a suprafeței peliculei de apă în comparație cu suprafața metalică (S_2);

$$\Delta i_{Lm} = \frac{i_{L2} - i_{L1}}{\ln \frac{i_w - i_{L1}}{i_w - i_{L2}}} = i_w - i_M , [J/kg] \quad (3.212)$$

- variația medie logaritmică de entalpie specifică între cele două medii de transfer termic, apă – aer;

Din ecuația (3.210) se determină suprafața de transfer termic (S_2) și ținând cont de faptul că entalpia specifică a apei este o funcție de temperatura medie a acesteia, adică $i_w=f(t_{wm})$, rezultă că $\Delta i_{Lm} = f(t_{wm})$, deci implicit $S_2=f(t_{wm})$:

$$S_2 = \frac{\Phi_k}{\sigma \beta \Delta i_{Lm}} = f(t_{wm}) , \quad [m^2] \quad (3.213)$$

Se aplică metoda grafoanalitică pentru determinarea suprafeței optime de transfer termic, căreia îi corespunde o anumită valoare a temperaturii t_{wm} , de aceea se întocmește tabelul 3.14.

Tab. 3.14. Aplicarea metodei grafo-analitice

Nr. crt.	Mărimea	Relația	$t_{wm} = t_u + 8^{\circ}C$	$t_{wm} = t_u + 8,5$	$t_{wm} = t_u + 9$	$t_{wm} = t_u + 9,5$	$t_{wm} = t_u + 10$
1.	α_k	(3.201)					
2.	α_w	(3.206)					
3.	k	(3.209)					
4.	S_1	(3.208)					
5.	α_L	Par.3.5.6 c1)					
6.	σ	(3.211)					
7.	i_w	Diagr.(i-x)					
8.	Δi_{Lm}	(3.212)					
9.	S_2	(3.213)					

Se reprezintă grafic variația mărimilor S_1 , respectiv S_2 în funcție de temperatura medie a apei, iar punctul de intersecție al celor două curbe, de coordonate (S, t_w) va fi caracterizat de suprafața reală de transfer termic, căreia îi corespunde temperatura reală a apei din aparat (t_w).

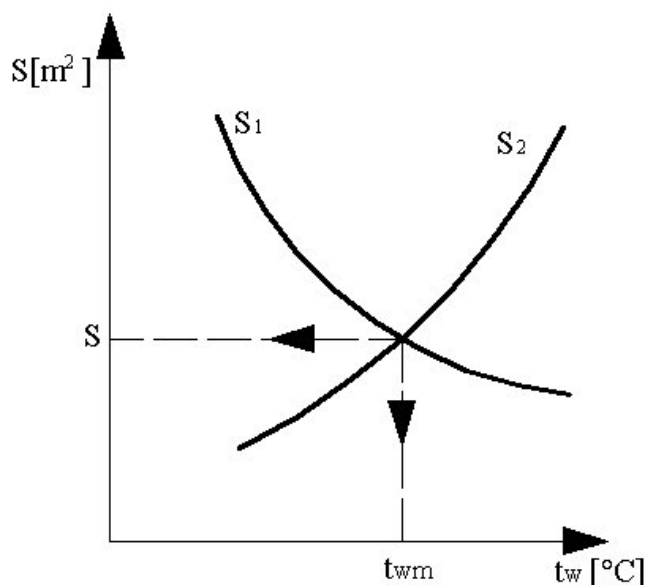


Fig.3.25. Gracicul de variație $S_{1,2} = f(t_{wm})$

Din punct de vedere constructiv, se poate scrie desfășurat expresia suprafeței de transfer termic, din care rezultă numărul de țevi orizontale dintr-o secție (m – număr întreg):

$$S = \pi d_e L_1 m z \Rightarrow m = \frac{S}{\pi d_e L_1 z} \quad (3.214)$$

În acest moment se pot corela dimensiunile m , z , L_1 , astfel încât cotele de gabarit ale aparatului să fie rezonabile (se preferă un aparat mai înalt, datorită amplasării acestuia în spații deschise).

După ce se stabilesc valorile definitive pentru mărimile L_1 și z , din ecuația densității de stropire (3.198) rezultă debitul masic real de apă necesar aparatului, a cărui valoare trebuie să satisfacă următoarea condiție:

$$\dot{m}_w > \dot{m}_e + \dot{m}_s \quad (3.215)$$

unde:

$$\dot{m}_e = \sigma \beta S (x_{L2} - x_{L1}) \text{ [kg/s]} \quad (3.216)$$

- debitul de apă pierdută prin evaporare;

x_{L1}, x_{L2} , $\left[\frac{\text{kg vapor apă}}{\text{kg aer uscat}} \right]$ - umiditatea absolută a aerului în stările 1 și 2;

$\dot{m}_s \cong 50\% \cdot \dot{m}_e$, [kg/s] - debitul de apă pierdută prin stropi.

Se impune condiția geometrică de secțiune transversală a condensatorului cu evaporare forțată, astfel încât pasul transversal dintre secții să asigure curgerea aerului prin această secțiune dată de ecuația:

$$A_L = \frac{\dot{m}_L}{\rho_L w_L}, \text{ [m}^2\text{]} \quad (3.217)$$

În acest mod se verifică dacă pasul transversal ales inițial în paragraful 3.5.5 îndeplinește condiția de mai sus.

În continuare, se efectuează calculul de rezistență pentru țevile din fascicul, rezistența fluido-dinamică atât pentru agentul frigorific condensat, cât și pentru aer, se calculează cotele de gabarit și masa aparatului, conform modelelor prezentate anterior.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **Arădău,D., Costiuc,L.** "Ciclul mașinii frigorifice într-o treaptă cu R134a" Conferința națională de termotehnică ediția a III-a, București (1993), pp. 367-370.
- [2] **Ataer,O.E., Gogus,Y.** "Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system" Int. J. Refrig. (1991), Vol. 14, March, pp. 86-92.
- [3] **Baehr,H.D.,** Kältechnik, 17, nr. 5, (1965), pp. 143.
- [4] **Barret,M.** "La modélisation thermodynamique des fluides frigorigènes" Revue Générale du Froid 12, dec. (1989) pp. 690-695.
- [5] **Bălan,M.** "Complemente de proces calcul și construcție a instalațiilor frigorifice. Modelarea ciclurilor frigorifice", At. de multiplicare al UT Cluj-Napoca, 1997.
- [6] **Bălan,M.** "Instalații frigorifice. Teorie și programe pentru instruire", Ed. Toderescu, Cluj-Napoca, 2000.
- [7] **Bălan,M., Mădărășan,T.** "Software for Thermal Calculus and Teaching of Refrigerating Cycles", Proceedings of the IASTED International Conference Modeling and Simulation, Colombo, Sri Lanka, July 26-28, (1995), ISBN: 0-88986-222-2, pp. 68-71.
- [8] **Bălan,M., Mădărășan,T., Mrenes,M.** "Asupra calculului termic al unor cicluri frigorifice cu freoni în două trepte de comprimare". Conferința Națională de Termotehnică ediția a V-a, Cluj-Napoca 26-27 mai (1995), vol. II, pp. 381-388.
- [9] **Bălan,M., Mădărășan,T.** "Pedagogical software for the study of the refrigerating cycles" Meeting of International Institute of Refrigeration, Commissions B1, B2, E1, E2. Research, Design and Construction of Refrigeration and Air Conditioning Equipments in Eastern European Countries, Bucharest, Romania, September 10-13, (1996), ISBN: 2 903 633-89-4, pp. 374-379.
- [10] **Bernier,J.** "La réserve de liquide haute pression. Pourquoi? Quand? Combien?" Revue Pratique du froid et du Conditionnement d'air nr. 732, 25 juin (1991), pp. 104-107.
- [11] **Breidert,H.J.** "Calcul des chambres froides" PYC Edition, Paris 1998.
- [12] **Casari,R., Marchio,D.** "L'enseignement du conditionnement d'air assiste par ordinateur familiarise aux nouvelles techniques de conception et d'exploitation des installations" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1416-1420.
- [13] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 1: Basic equations" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 1, January, pp. 7-12.
- [14] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 2: Program listings" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 2, March, pp. 52-60.
- [15] **Chan,C.Y., Haselden,G.G.** "Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part 3: Use of the program in the computation of standard refrigeration cycles" Int. J. Refrig. (1981), Vol. 4, No. 3, May, pp. 131-134.
- [16] **Chapom,C., Mondot,M.** "Water loop heat pump system modelling" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1476-1480.
- [17] **Chiriac,F.** "Instalații frigorifice", Ed. Didactică și Pedagogică, București 1981.
- [18] **Chiriac,F., Leca,A., ș.a.** "Procese de transfer de căldură și de masă în instalațiile industriale", Ed. Tehnică, București, 1982.
- [19] **Cleland,A.C.** "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties" Int. J. Refrig. (1986), No. 9, pp. 346-351.

- [20] **Cleland, A.C.** "A rapid empirical method for estimation of energy savings resulting from refrigeration plant alterations" *Refrigeration Sci. Technol.* (1988), No. 3, pp. 215-221.
- [21] **Cleland, A.C.** "Food refrigeration processes: analysis, design and simulation" Elsevier Science Publishers, London, (1990), pp. 191-231.
- [22] **Cleland, A.C.** "Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a" *Int. J. Refrig.* (1994), Vol. 17, No. 4, pp. 245-249.
- [23] **Colding, L., Holst, J., Danig, P.O., Thuesen, S.E.** "Dynamic model of refrigerating systems using air cooled condensers" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1208-1212.
- [24] **Conde, M.R., Suter, P.** "HPDesign - A computer program for simulation of domestic heat pumps" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1448-1453.
- [25] **Conde, M.R., Suter, P.** "The simulation of direct expansion evaporator coils for air-source heat pumps" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1459-1464.
- [26] **Darrow, J.B., Lovatt, S.J., Cleland, A.C.** "Assessment of a simple mathematical model for predicting the transient behaviour of a refrigeration system" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1189-1192.
- [27] **Davidescu, A., Mucica, H.** "Schimbul de căldură în instalațiile industriale", Ed. Tehnică, - București, 1964.
- [28] **Dănescu, A., ș.a.** "Termotehnică și mașini termice", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- [29] **deRossi, F., Mastrullo, R., Mazzei, P.** "Exergetic and thermodynamic comparison of R12 and R134a as vapour compression refrigeration working fluids" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 3, pp. 156-160.
- [30] **Domanski, P.A., McLinden, M.O.** "A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures" *Int. J. Refrig.* (1992), Vol. 15, No. 2, pp. 81-88.
- [31] **Escanes, F., Perez-Segarra, C.D., Oliva, A.** "Numerical simulation of capillary-tube expansion devices" *Int. J. Refrig.* (1995), Vol. 18, No. 2, pp. 113-122.
- [32] **Fikiin, K.A., Fikiin, A.G.** "Modèle numérique du refroidissement de matières alimentaires et d'autres corps solides de forme géométrique variée" *Int. J. Refrig.* (1989), Vol. 12, July, pp. 224-231.
- [33] **Finer, S.I., Cleland, A.C., Lovatt, S.J.** "Simple mathematical model for predicting the transient behaviour of an ice-bank system" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 312-320.
- [34] **Goodwin, A.R.H., Defibaugh, D.R., Weber, L.A.** "The vapor pressure of 1, 1, 1, 2-Tetrafluorethane (R134a) and Chlorodifluoromethane (R22)" *Int. J. Thermophysics*, (1992) Vol. 13, No. 5, pp. 837-857.
- [35] **Guallar, J.** "Curso sobre aire acondicionado" Universidad de Zaragoza, (1996).
- [36] **Hafner, J., Gaspersic, B.** "Simplified model of closed piston compressor" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1265-1268.
- [37] **Hara, T., Shibayama, M., Kogru, H., Ishiyama, A.** "Computer simulation of cooling capacity for a domestic refrigerator-freezer" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1193-1197.
- [38] **Henrion, M., Feidt, M.** "Comportement en régime transitoire de divers type d'échangeurs de chaleur; modélisation et conséquences" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1260-1264.
- [39] **Herbas, T.B., Dalvi, E.A., Parise, J.A.R.** "Heat recovery from refrigeration plants: Meeting load and temperature requirements" *Int. J. Refrig.* (1990), Vol. 13, July, pp. 264-269.

- [40] **Huber,M.L., Ely,J.F.**, "An equation of state formulation of the thermodynamic properties of R134a (1, 1, 1, 2-tetrafluoroethane)" *Int. J. Refrig.* (1992), Vol. 15, No. 6, pp. 393-400.
- [41] **James,S.J., Bailey,C.** "Process design data for beef chilling" *Int. J. Refrig.* (1989), Vol. 12, January, pp. 42-49.
- [42] **Jung,D.S., Radermacher,R.** "Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants" *Int. J. Refrig.* (1991), Vol. 14, July, pp. 223-232.
- [43] **Jung,D.S., Radermacher,R.** "Performance simulation of a two-evaporator refrigerators charged with pure and mixed refrigerants" *Int. J. Refrig.* (1991), Vol. 14, September, pp. 254-263.
- [44] **Kabelac,S.** "A simple set of equations of state for process calculations and its application to R134a and R152a" *Int. J. Refrig.* (1991), Vol. 14, July, pp. 217-222.
- [45] **Khan,S.H., Zubair,S.M.** "Thermodynamic analyses of the CFC-12 and HFC-134a refrigeration cycles" *Energy*, (1993), Vol. 18, No. 7, pp. 717-726.
- [46] **Kicighin,M.A., Kostenko,G.N.** "Schimbătoare de căldură și instalații de vaporizare", Ed. Tehnică, București, 1958.
- [47] **Kotzaoglanian,B.** "Manuel du depeneur" Kotzaoglanian SARL, 1998.
- [48] **Kuijpers,L., Miner,S.M.** "The CFC issue and the CFC forum at the 1989 Purdue IIR conference" *Int. J. Refrig.* (1989), Vol. 12, May, pp. 118-124.
- [49] **Lavrenchenko,G.K., Ruvinskij,G.Y., Iljushenko,S.V., Kanaev,V.V.** "Thermo physical properties of refrigerant R134a" *Int. J. Refrig.* (1992), Vol. 15, No. 6, pp. 386-392.
- [50] **Leca,A., Badea,A., ș.a.** "Procese și instalații termice în centrale nucleare electrice", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979.
- [51] **MacArthur,J.W.** "Transient heat pump behaviour: a theoretical investigation" *Int. J. Refrig.* (1984), Vol. 7, No. 2, March, pp. 123-132.
- [52] **MacArthur,J.W.** "Analytical representation of the transient energy interactions in vapor compression heat pumps"; *ASHRAE Transactions*, (1984), Vol. 90, No. 1-B, pp. 982-996.
- [53] **MacArthur,J.W., Grald,E.W.** "Prediction of cyclic heat pump performance with a fully distributed model and a comparison with experimental data"; *ASHRAE Transactions*, (1987), Vol. 93, Pt. 2, pp. 1159-1178.
- [54] **Manole,D.M., Lage,J.L.** "Thermodynamic optimization method of a triple effect absorption system with wasted heat recovery" *Int. J. Heat and Mass Transfer*, (1995) Vol. 38, No. 4, pp. 655-663.
- [55] **Marinescu,M., Baran,N., Radcenco,V.** "Termodinamică tehnică" Vol.II, Ed. Matrix Rom, București, 1998.
- [56] **Martin,J.J., You,Y.C.** "Development of an equation of state for gases" *AiChe J.* (1955) nr. 1, pp. 142-151.
- [57] **Mădărășan,T., Bălan,M.** "Termodinamica tehnică" Ed. Sincron, Cluj-Napoca, 1999.
- [58] **Mădărășan,T., Bălan,M.** "Program for Teaching and Computer Aided Analysis of the Working Cycles of One-Step Refrigerating Plants with R12 in Permanent Regime", *Modern Training Methods in Engineering International Symposium Cluj-Napoca* (1993), pp. 39-43.
- [59] **Mădărășan,T., Bălan,M.** "Program pentru analiza asistată de calculator a ciclurilor instalațiilor frigorifice". Conferința Națională de Termotehnică ediția a III-a, București 28-29 mai (1993), vol. II, pp. 358-361.
- [60] **Mădărășan,T., Bălan,M.** "Set de programe pentru calculul termic al instalațiilor frigorifice și reprezentarea proceselor de lucru în diagrame termodinamice", *Termotehnică și mașini termice - 45 de ani de învățământ superior la Galați, Galați* (1993), pp. 90-97.
- [61] **Mădărășan,T., Bălan,M.** "FRIG-M. Produs informatic pentru calculul termic și predarea asistată de calculator a ciclurilor de funcționare ale instalațiilor frigorifice. Precizie și performanțe". *Rev. Termotehnica an II, nr. 1/(1994)*, pp. 17-67.

- [62] **Mădărășan, T., Bălan, M.** "FRIG-M. Produs informatic pentru calculul termic și predarea asistată de calculator a ciclurilor de funcționare ale instalațiilor frigorifice. Organizare și rezultate". Rev. Termotehnica an II, nr. 1/(1994), pp. 90-126.
- [63] **Mădărășan, T., Bălan, M., Bălan, G.** "Cu privire la optimizarea calculului termic al ciclurilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori". Conferința Națională de Termotehnică ediția a IV-a, Timișoara 3-4 iunie (1994), vol. IV, pp. 58-63.
- [64] **Miron, V.** "Aparate schimbatoare de caldă. Recomandări privind calculul termic", Ed. Zigotto, Galați, 1999.
- [65] **Miyara, A., Koyama, S., Fujii, T.** "Performance evaluation of a heat pump cycle using NARMs by a simulation with equations of heat transfer and pressure drop" Int. J. Refrig., (1993), Vol. 16, No. 3, pp. 161-168.
- [66] **Morrison, G., McLinden, M.O.** "Azeotropy in refrigerant mixtures" Int. J. Refrig. (1993), Vol. 16, No. 2, pp. 129-137.
- [67] **Morsy, T.E.** "Extended Benedict-Webb-Rubin equation of state, application to eight fluorine compounds" J. Chem. Data (1970) nr. 15, pp. 256-265.
- [68] **Moujaes, S.F.** "Cyclic simulation of a model describing heat transfer from a ground-coupled water source heat pump, considering transient effects on both soil and water sides" Int. J. Refrig. (1990), Vol. 13, September, pp. 330-335.
- [69] **Mulapi, W., Pilatte, A., Jadot, R.** "Algorithmes simples pour l'évaluation rapide des propriétés des mélanges binaires de fluides frigorigènes" Int. J. Refrig. (1990), Vol. 13, November pp. 364-370.
- [70] **Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W.** "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of start-up transients" ASHRAE Transactions, (1985), Vol. 91, pp. 427-444.
- [71] **Murphy, W.E., Goldschmidt, V.W.** "Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of shutdown transients" ASHRAE Transactions, (1986), Vol. 92, pp. 186-202.
- [72] **Niculiță, P.** "Îndrumătorul specialiștilor frigotehniști din industria alimentară", Ed. Ceres, București, 1991.
- [73] **Niculiță, P., Ceangă, E., Bumbaru, S.** "Automatizarea în tehnica frigului", Ed. Teora, București, 1999.
- [74] **Noack, H., Seidel.** "Pratique des installations frigorifiques", PYC Edition, Paris 1991.
- [75] **Nyers, J., Stoyan, G.** "A dynamical model adequate for controlling the evaporator of a heat pump" Int. J. Refrig. (1994), Vol. 17, No. 2, pp. 101-108.
- [76] **Peculea, M.** "Instalații criogenice în zece lecții", Ed. Conphys, Rm. Vâlcea, 1997.
- [77] **Pop, M.G., Leca, A. s.a.** "Îndrumar. Tabele, nomograme și formule termodinamice" vol I-III, Ed. Tehnică București (1987).
- [78] **Popa, B., Vintilă, C.** "Termotehnică și mașini termice", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
- [79] **Porneală, S.** "Stabilirea cu ajutorul calculatorului electronic a condițiilor optime de funcționare a instalațiilor frigorifice cu freon 12" Rev. Chim. 27, nr 2, (1976), pp. 140-146.
- [80] **Porneală, S. s.a** "Tehnologia utilizării frigului artificial" Univ. Galați (1986).
- [81] **Porneală, S.** "Procese în instalații frigorifice. Culegere de probleme" Univ. Galați (1989).
- [82] **Porneală, S., Porneală, D.** "Instalații frigorifice și climatizări în industria alimentară. Teorie și aplicații numerice" Ed. Alma, Galați, 1997.
- [83] **Porneală, S., Porneală, D., Dinache, P.** "Tehnica frigului și climatizării în industria alimentară. Teorie și aplicații numerice", Ed. Fundatiei Universitare "Dunărea de Jos", Galați, 2000.
- [84] **Radcenco, V. s.a.** "Procese în instalații frigorifice" EDP București (1983).
- [85] **Radcenco, V. s.a.** "Instalații de pompe de căldură" ET București (1985).
- [86] **Radcenco, V., Grigoriu, M., Duicu, T., Dobrovicescu, A.** "Instalații frigorifice și criogenie - Probleme și aplicații". Ed. T., București (1987).

- [87] **Rane,M.V., Amrane,K., Radermacher,R.** "Performance enhancement of a two-stage vapour compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier" *Int. J. Refrig.*, (1993), Vol. 16, No. 4, pp. 247-257.
- [88] **Rane,M.V., Radermacher,R.** "Feasibility study of a two-stage vapour compression heat pump with ammonia-water solution circuits: experimental results" *Int. J. Refrig.*, (1993), Vol. 16, No. 4, pp. 258-264.
- [89] **Rapin,P., Jacquard,P.** "Formulaire du froid" 11 édition, Ed. Dunod, Paris 1999.
- [90] **Rajendran,N., Pate,M.B.** "A computer model of the startup transients in a vapor-compression refrigeration system" I.I.F.-I.I.R.- Commissions B1, B2, E1, E2 - Purdue (U.S.A.) - (1986)/1 pp. 201-213.
- [91] **Raznjevic,K.** "Tabele și diagrame termodinamice" București ET (1978).
- [92] **Rășenescu,I.** "Fenomene de transfer", Ed. Didactică și Pedagogică, București,1984.
- [93] **Rogers,S., Tree,D.R.** "Algebraic modelling of components and computer simulation of refrigerator steady state operation" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1225-1230.
- [94] **Rooke,S., Goldschmidt,V.W.** "Modeling the transient behavior of heat pump systems: considerations for control" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1465-1470.
- [95] **Serge,S.** "SEF: Un système expert pour le froid" *Revue Générale du Froid*, 5, juin (1991), pp. 49-53.
- [96] **Setlacec,V., Zaharia,C.** "Mașini, utilaje si instalații din industria alimentară" EDP, București, 1978.
- [97] **Sherif,S.A., Raju,S.P., Padki,M.M., Chan,A.B.** "A semi-empirical transient method for modelling frost formation on a flat plate" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 321-329.
- [98] **Stamatescu,C.** "Tehnica frigului" vol 1. ET București (1972).
- [99] **Stamatescu,C. s.a.** "Tehnica frigului" vol 2. Calculul si construcția mașinilor si instalațiilor frigorifice industriale. ET București (1979).
- [100] **Sugalski,A., Jung,D.S., Radermacher,R.** "Quasi-transient simulation of domestic refrigerators" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1244-1248.
- [101] **Svensson,C.** "On-line steady-state optimizing control of continuous processes. Application to a heat pump" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1471-1475.
- [102] **Tamatsu,T., Sato,H., Watanabe,K.** "An equation of state for 1, 1-difluorethane (HFC 152a)" *Int. J. Refrig.* (1993), Vol. 16, No. 5, pp. 347-352.
- [103] **Vargas,J.V.C., Parise,J.A.R.** "Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control" *Int. J. Refrig.*, (1995), Vol. 18, No. 4, pp. 235-243.
- [104] **Vidmar,V., Gaspersic,B.** "Dynamic simulation of domestic refrigerators with refrigerants R12 and R134a" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1250-1254.
- [105] **Vlădea,I.** "Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii", Ed. Didactică și Pedagogică, Bucuresti, 1974.
- [106] **Votsis,P.P., Tassou,S.A., Wilson,D.R., Marquand,C.J.** "Dynamic characteristics of an air-to-water heat-pump system" *Int. J. Refrig* (1992), Vol15, No. 2, pp. 89-94.
- [107] **Wang,H., Touber,S.** "Saving energy with better capacity control systems" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1218-1224.
- [108] **Wenxue,H., Kraft,H.** "A mathematical model of an evaporator based on the step exciting method" *Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration*, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1213-1217.

- [109] **Wojtas,K., Maczec,K.** "Simplified dynamic response characteristics for compressor refrigerating-heat pumping unit" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1203-1207.
- [110] **Xiuling,Y., Youhong,C., Deling,X., Yian,G., Xing,L.** "A computer simulation and experimental investigation of the working process of a domestic refrigerator" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1198-1202.
- [111] **Yan,Q., Wang,X.L.,** "Studies on the behaviour of a capillary tube in a small refrigeration system" Proceedings of the XVIII-th International Congress of Refrigeration, Aug. 10-17, (1991), Montreal, Canada, Vol. III, pp. 1255-1259.
- [112] **Yuan,Q.S., Blaise,J.C., Duminil,M.** "Modélisation d'une pompe a chaleur industrielle" Int. J. Refrig., (1989), Vol. 12, March, pp. 77-87.
- [113] *** "Manualul inginerului termotehnician", Vol.II, Ed. Tehnică, București,1986.
- [114] *** "Thermodynamic properties of HFC-134a refrigerant (1, 1, 1, 2-tetrafluorethane). S. I. Units" Du Pont.