

Angela PLEȘA

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

Teorie și aplicații



UTPRESS

Cluj-Napoca, 2024

ISBN 978-606-737-728-6

Angela PLEȘA

SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

Teorie și aplicații



UTPRESS

Cluj-Napoca, 2024

ISBN 978-606-737-728-6



Editura U.T.PRESS
Str. Observatorului nr. 34
400775 Cluj-Napoca
Tel.: 0264-401.999
e-mail: utpress@biblio.utcluj.ro
www.utcluj.ro/editura

Recenzia: Conf.dr.ing. Paula Ungureșan
Conf.dr.ing. Florin Bode

Pregătire format electronic on-line: Gabriela Groza

Copyright © 2024 Editura U.T.PRESS

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau ilustrațiilor din această carte este posibilă numai cu acordul prealabil scris al editurii U.T.PRESS.

ISBN 978-606-737-728-6

Cuprins

Cap. 1 NOȚIUNI TEHNICE ELEMENTARE	6
1.1 Noțiuni generale privind unitățile de măsură	6
1.2 Relații de conversie a unităților de măsură	8
Cap. 2 STADIUL ACTUAL ÎN TEHNICA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ	13
2.1 Noțiuni de bază. Definiții	13
2.2 Domenii de utilizare.....	14
2.3 Agenți termodinamici	16
2.4 Clasificarea schimbătoarelor de căldură.....	23
2.5 Orientări și tendințe în dezvoltarea schimbătoarelor de căldură	29
Cap. 3 CALCULUL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ	30
3.1 Calculul general al schimbătoarelor de căldură.....	30
3.2 Ecuațiile de bază utilizate în calculul schimbătoarelor de căldură	31
3.3 Calculul termic al schimbătoarelor de căldură recuperative	34
3.4 Determinarea proprietăților termofizice ale agenților termici.....	40
3.5 Determinarea debitelor	40
3.5.1 Aplicații la proprietăți termofizice, debite și ecuația de bilanț termic.....	41
3.6 Stabilirea regimurilor de curgere.....	49
3.7 Determinarea coeficientului global de schimb de căldură	50
3.7.1 Propagarea căldurii prin conducție	50
3.7.2 Propagarea căldurii prin convecție	55
3.7.3 Schimbul global de căldură.....	62
3.7.4 Aplicații la schimbul global de căldură.....	65
3.8 Calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură recuperative	70
3.8.1 Aplicații la calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură	78
3.9 Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură.....	87
3.9.1 Aplicații la calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură	92
3.10 Calculul de rezistență	95
3.10.1 Aplicație la calcul de rezistență	98
Cap.4 ANALIZA PERFORMANȚELOR SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ	108
4.1 Analiza exergetică a schimbătoarelor de căldură	108
4.2 Indici de performanță.....	110

4.3	Considerarea efectului depunerilor	118
4.4	Intensificarea transferului termic în aparatele schimbătoare de căldură	119
Cap. 5	SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU TRANSFORMARE DE FAZĂ	130
5.1	Sisteme frigorifice.....	130
5.2	Condensatoare	134
5.2.1	Considerații generale, clasificare	134
5.2.2	Calculul termic al condensatoarelor	134
5.2.3	Condensatoare răcite cu apă.....	135
5.2.4	Condensatoare răcite cu aer	145
5.2.5	Condensatoare cu răcire mixtă.....	148
5.2.6	Evoluția performanțelor schimbătoarelor de căldură	150
5.2.7	Aplicații privind condensatoarele cu agenți frigorifici	152
5.3	Vaporizatoare	159
5.3.1	Definiție. Clasificare	159
5.3.2	Calculul de dimensionare a vaporizatoarelor	161
5.3.3	Vaporizatoare pentru răcirea aerului	162
5.3.4	Elemente de automatizare și control	164
5.3.5	Vaporizatoare pentru răcirea lichidelor.....	169
5.3.6	Aplicații privind vaporizatoarele cu freoni.....	173
Cap. 6	REGENERATOARE DE CĂLDURĂ	184
6.1	Considerații generale.....	184
6.2	Clasificare	184
6.3	Tipuri constructive.....	185
6.4	Calculul termic al regeneratoarelor	190
6.4.1	Calculul regeneratoarelor cu umplutură metalică.....	190
6.4.2	Calculul regeneratoarelor cu umplutură ceramică.....	191
Cap.7	ECHIPAMENTE TERMICE	194
7.1	Boilere	194
7.2	Calculul termic al boilerelor.....	200
7.3	Degazoare. Considerații generale.....	204
7.4	Vase de expansiune. Dimensionarea vasului de expansiune închis.....	206
Cap. 8	IZOLAȚII TERMICE	210
8.1	Rolul izolațiilor termice.....	210
8.2	Materiale izolatoare	211

8.3	Caracteristici termotehnice ale unor materiale de construcție și izolatoare	215
8.4	Calculul izolațiilor termice	220
8.5	Aplicații privind calculul izolațiilor	224
Cap. 9	BIBLIOGRAFIE	228

Cap. 1 NOȚIUNI TEHNICE ELEMENTARE

1.1 Noțiuni generale privind unitățile de măsură

Din anul 1961 în România a fost adoptat ca singurul sistem de unități de măsură legal și obligatoriu, sistemul internațional de unități (SI), la baza căruia stau două tipuri de unități de măsură, în funcție de mărimile pe care le reprezintă, astfel:

- unități fundamentale, asociate mărimilor fundamentale independente care nu sunt definite prin relații de legătură cu alte mărimi;
- unități derivate care rezultă din ecuațiile mărimilor derivate, definite prin relații de legătură cu alte mărimi.

În tabelul 1.1 sunt prezentate unitățile de măsură fundamentale (conf. STAS 737/1-82) cu simbolizarea mărimilor corespunzătoare, așa cum sunt utilizate în prezenta carte.

Tab.1.1 - Unități de măsură fundamentale în (SI)

Nr. crt.	Mărimea fundamentală		Unitatea de măsură în SI	
	Denumire	Simbol	Denumire	Simbol
1.	Lungime	l	metru	m
2.	Masă	m	kilogram	kg
3.	Timp	τ	secundă	s
4.	Intensitatea curentului electric	I	amper	A
5.	Temperatură termodinamică	T	Kelvin	K
6.	Cantitate de substanță	n	mol	mol
7.	Intensitate luminoasă	L	candelă	cd

Pentru formarea multiplilor și a submultiplilor zecimali ai unităților de măsură din sistemul internațional (SI) se folosesc prefixele indicate în tabelul 1.2.

Tab.1.2 – Multipli și submultipli ai unităților de măsură în SI (STAS 737/4-84)

Nr.	Factor numeric zecimal	Denumire	Simbol
MULTIPLI			
1.	$10 = 10^1$	deca	da
2.	$100 = 10^2$	hecto	h
3.	$1\ 000 = 10^3$	kilo	k
4.	$1\ 000\ 000 = 10^6$	mega	M
5.	$1\ 000\ 000\ 000 = 10^9$	giga	G
6.	$1\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{12}$	tera	T
7.	$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{15}$	peta	P
8.	$1\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 000 = 10^{18}$	exa	E

SUBMULTIPLI			
1.	$0,1 = 10^{-1}$	deci	d
2.	$0,01 = 10^{-2}$	centi	C
3.	$0,001 = 10^{-3}$	mili	m
4.	$0,000001 = 10^{-6}$	micro	μ
5.	$0,000000001 = 10^{-9}$	nano	n
6.	$0,0000000000001 = 10^{-12}$	pico	p
7.	$0,0000000000000001 = 10^{-15}$	femto	f
8.	$0,000000000000000001 = 10^{-18}$	atto	a

În tabelul 1.3 sunt indicate câteva dintre unitățile de măsură derivate (conf. STAS 737/2-82), utilizate în această carte.

Tab.1.3 - Unități de măsură derivate ale (SI)

Nr. crt.	Mărimea fundamentală		Unitatea de măsură în SI		
	Denumire	Simbol	Denumire	Simbol	Observații
1.	Arie	S	metru pătrat	m^2	
2.	Volum	V	metru cub	m^3	
3.	Densitate	ρ	kilogram pe metru cub	$\frac{kg}{m^3}$	
4.	Viteză	w	metru pe secundă	m/s	
5.	Viteză unghiulară	ω	radian pe secundă	rad/s	
6.	Accelerație	a	metru pe secundă la pătrat	m/s^2	
7.	Frecvență	v	hertz	Hz	
8.	Forță	F	Newton	N	$1 N = kg \cdot \frac{m}{s^2}$
9.	Presiune	p	Pascal	Pa	$1 Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m \cdot s^2}$
10.	Vâscozitate dinamică	η ; (v_{din})	Pascal· secundă	$Pa \cdot s$	$1 Pa \cdot s = \frac{kg}{m \cdot s}$
11.	Vâscozitate cinematică	ν ; (v_{cin})	Metru pătrat pe secundă	m^2/s	
12.	Energie, lucru mecanic, căldură	E, L, Q	Joule	J	$1 J = N \cdot m = kg \cdot \frac{m^2}{s^2}$
13.	Putere	P	Watt	W	$1 W = \frac{J}{s} = kg \cdot \frac{m^2}{s^3}$

14.	Entropie	H	Joule pe Kelvin	$\frac{J}{K}$	$1 \frac{J}{K} = \frac{kg \cdot m^2}{s^2 \cdot K}$
15.	Căldură specifică masică	c	Joule pe kilogram· Kelvin	$\frac{J}{kg \cdot K}$	$1 \frac{J}{kg \cdot K} = \frac{m^2}{s^2 \cdot K}$
16.	Conductivitate termică	λ	Watt pe metru·Kelvin	$\frac{W}{m \cdot K}$	$1 \frac{W}{m \cdot K} = \frac{kg \cdot m}{s^3 \cdot K}$

1.2 Relații de conversie a unităților de măsură

În tehnică se utilizează și alte unități de măsură, pentru care există formule de legătură cu cele agreate de SI.

Diverse unități de măsură [1]:

1 in (inch) = 1 Țol = 25,4 mm;

1 dm³ = 10⁻³ m³ = 0,999 litri;

1 gallon (S.U.A.) = 3,785 litri = 0,8327 gallon (Anglia);

1 gallon (Anglia) = 4,546 litri = 1,201 gallon (S.U.A.);

1 baril petrol (S.U.A.) = 158,987 litri = 42 gallon(S.U.A.) = 34,9726 gallon (Anglia);

1 milă = 1,60935 km;

1 pound = 12 uncii = 0,37324 kg;

1 carat S.U.A. = 0,2056 g

➤ Lungime

Tab.1.4 – Frațiuni de Țol și corespondența în milimetri [1, pg.151]

Fracțiune Țol (inch)	Corespondența mm	Fracțiune Țol (inch)	Corespondența mm
1/16	1,587	9/16	14,287
1/8	3,175	5/8	15,875
3/16	4,762	11/16	17,462
1/4	6,35	3/4	19,05
5/16	7,937	13/16	20,637
3/8	9,525	7/8	22,225
7/16	11,112	15/16	23,812
1/2	12,7	1	25,4

➤ **Temperatură****Tab.1.5 – Formule de transformare a scărilor termometrice [1, 2]**

Temperatura (T)	Kelvin T (K)	Celsius (°C)	Fahrenheit (°F)	Réaumur (°R)
Grade Kelvin	T (K)	°C + 273,15	$\frac{5}{9} \cdot (°F + 459,67)$	°R + 218,52
Grade Celsius	T-273,15	°C	$\frac{5}{9} \cdot (°F - 32)$	$\frac{5}{9} \cdot (°R)$
Grade Fahrenheit	$\frac{9}{5} \cdot T - 459,67$	$\frac{9}{5} \cdot (°C) + 32$	°F	$\frac{9}{4} \cdot (°R) + 32$
Grade Réaumur	T-218,52	$\frac{4}{5} \cdot (°C)$	$\frac{4}{9} \cdot (°F - 32)$	°R

➤ **Presiune****Tab.1.6 – Unități de presiune (STAS 9446-85)**

Presiune (p)	$\frac{N}{m^2}$	bar	$\frac{kg \cdot f}{m^2}$	$\frac{kg \cdot f}{cm^2}$	atm	Torr
	(Pa)	bar	(mm H ₂ O)	at	760 torr	mm Hg
Pascal, $Pa = \frac{N}{m^2}$	1	10 ⁻⁵	0,101972	1,019272·10 ⁻⁵	9,86923·10 ⁻⁶	7,50062·10 ⁻³
bar	10 ⁵	1	1,01972·10 ⁴	1,01972	0,98693	750,062
$\frac{kg \cdot f}{m^2} = 1mmH_2O$	9,80665	9,80665·10 ⁻⁵	1	10 ⁻⁴	9,6784·10 ⁻⁵	0,0735559
Atmosferă tehnică 1at = $\frac{kg \cdot f}{cm^2}$	9,80665 ·10 ⁴	0,980665	10 ⁴	1	0,967841	735,559
Atmosferă fizică 1atm = 760 torr	101325	1,01325	1,03323·10 ⁴	1,03323	1	760
Torr = mm Hg	133,322	1,333·10 ⁻³	13,5951	13,5951·10 ⁻⁴	1,31579·10 ⁻⁶	1

Presiunea (p) este mărimea fizică scalară definită prin raportul dintre valoarea forței (F) care acționează perpendicular și uniform pe o suprafață și aria S a acelei suprafețe, astfel:

$$[p]_{SI} = \frac{[F]_{SI}}{[S]_{SI}} = \frac{N}{m^2} = Pa \quad (\text{Pascal})$$

Considerând accelerația gravitațională $g = 9,80665 \text{ m/s}^2 \approx 9,81 \text{ m/s}^2$, se pot face următoarele aproximări tehnice ale unităților de măsură:

1 kg·f reprezintă forța care imprimă masei de 1 kg o accelerație gravitațională de $9,81 \text{ m/s}^2$, adică:

$$1 \text{ kg}\cdot\text{f} = 1 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 9,81 \text{ N} ;$$

$$1 \text{ at} = 1 \frac{\text{kg}\cdot\text{f}}{\text{cm}^2} = 9,81 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,981 \text{ bar} ;$$

$$1 \text{ at} = 1 \frac{\text{kg}\cdot\text{f}}{\text{cm}^2} = 1 \frac{\text{kg}\cdot\text{f}}{10^{-4}\cdot\text{m}^2} = \frac{10^4 \text{kg}\cdot\text{f}}{\text{m}^2} = 10^4 \text{ mmH}_2\text{O} = 10 \text{ mH}_2\text{O}$$

$$1 \text{ atm} = 760 \text{ torr} = 760 \text{ mmHg} = 1,01325 \text{ bar} ;$$

$$1 \text{ mmH}_2\text{O} = 1 \frac{\text{kg}\cdot\text{f}}{\text{m}^2} = 9,81 \text{ Pa} = 9,81 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 9,81 \cdot 10^{-5} \text{ bar} .$$

➤ Energie

Tab.1.7 – Unități de măsură pentru energie [1, 2]

Energie (E), căldură (Q), lucru mecanic (L)	J (W·s)	W·h	cal ₁₅	1 cal _{IT}	Btu
1 Joule = 1 W·s	1	$2,7777 \cdot 10^{-4}$	0,23892	0,23884	$0,947813 \cdot 10^{-3}$
1 Wh	3600	1	860,112	859,824	3,4121268
1 cal ₁₅	4,1855	$1,1626 \cdot 10^{-3}$	1	0,999664	$3,9670 \cdot 10^{-3}$
1 cal _{IT}	4,1868	$1,1629 \cdot 10^{-3}$	1,00031	1	$3,9683 \cdot 10^{-3}$
1 Btu (British thermal unit)	1055,06	0,293064	252,074	251,990	1

De reținut : 1 kWh = 3600 kJ = 3,6 MJ = 860 kcal

Tab.1.8 – Echivalarea unor energii [1]

$1 \text{ J} = 1 \text{ W} \cdot \text{s} = 1 \frac{\text{W} \cdot \text{h}}{3600} = 1 \text{ N} \cdot \text{m} = 1 \text{ kg} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$	J
Energia unei cuante de lumină	$3,02 \cdot 10^{-19}$
Energia cinetică a unei molecule de gaz la 20°C	$6,067 \cdot 10^{-21}$
Sensibilitatea minimă la atingerea pielii	$4,2 \cdot 10^{-9}$
Topirea unui fulg de zăpadă	$1 \cdot 10^{-2}$
Căldura de topire pentru 1 kg de gheață	$3,35 \cdot 10^5$

Încălzirea unui kg de apă cu 1 °C	4186,8
Conținutul energetic al unui gram de grăsime	$3,9 \cdot 10^4$
Lucrul mecanic corespunzător unei bătăi de inimă umană	1,1
Energia consumată zilnic de inima umană	$1,1 \cdot 10^5$
Energia necesară zilnic unui om cu vârsta cuprinsă între 30 și 35 ani:	
- Cu activitate ușoară	1 · 10
- Muncă grea	$1,28 \cdot 10^7$
Energia degajată de un fulger mediu	$1,3 \cdot 10^5$
Mari cutremure de pământ	$4,2 \cdot 10^{14}$
Energia cinetică a unui uragan ($1,5 \cdot 10^6$ MWh)	$5,4 \cdot 10^{15}$
Conversia mondială de energie prin fotosinteză	$1,23 \cdot 10^{21}$
Potențialul total de energie al mareelor	$8,988 \cdot 10^{13}$
Energia de rotație a pământului în jurul axei proprii	$2,16 \cdot 10^{29}$
Radiația anuală a tuturor stelelor asupra pământului	$1,13 \cdot 10^{17}$
Radiația anuală a lunii asupra pământului	$5,61 \cdot 10^{19}$
Radiația totală anuală a soarelui asupra pământului	$5,36 \cdot 10^{24}$
1 kg de ulei	$2,93 \cdot 10^7$
1 kg de uraniu U ₂₃₅ la fisiune	$7,56 \cdot 10^{13}$

➤ **Putere**

Tab.1.9 – Unități de măsură utilizate pentru putere [1, 2]

Putere (P), flux termic (\dot{Q})	W	$\frac{kg \cdot f \cdot m}{s}$	$\frac{kcal_{IT}}{h}$	CP	HP	$\frac{Btu}{h}$
1 Watt = 1J/s	1	0,10197	$860 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,341 \cdot 10^{-3}$	3,412
$1 \frac{kg \cdot f \cdot m}{s}$	9,81	1	8,432	$1,333 \cdot 10^{-2}$	$1,315 \cdot 10^{-2}$	33,462
1 kcal _{IT} /h	1,163	0,118	1	$1,581 \cdot 10^{-3}$	$1,5596 \cdot 10^{-3}$	3,9683
1 cal putere (CP)	735,5	75	632,42	1	0,9863	2509,66
1 horsepower (HP)	745,7	76,04	641,19	1,014	1	2544,47
$\frac{Btu}{h}$	0,293	0,03	0,252	$3,985 \cdot 10^{-4}$	$3,9301 \cdot 10^{-4}$	1
1 CP electric = 746 W						

Tab.1.10 – Puterea calorică inferioară H_i a unor combustibili [1, 3, 4, 5]

Combustibil	kJ/kg
Antracit (Anina Sud)	22805
Huilă (Lupeni)	20766
Lignit (Rovinari)	7896
Alcool 90 %	23865
Alcool 100 %	26716
Petrol	43105
Benzină de petrol	42035
Motorină (motoare Diesel)	41843
Metan pentru motoare	48567
Metan (CH ₄)	49949
Metanol	19930
Eanol	28865
Etenă	47195
Izobutan	45613
Hodrogen	120971
Gaz de cocs	36342
GPL – gaz petrolier lichefiat	40193
Salcie energetică (Salix viminalis)	19738
Plop (bucăți lemn masiv autohton)	19685
Cireș (autohton)	19499
Fag (autohton)	19051
Mesteacăn (autohton)	18034
Lemn de brad	16224
Brichete floarea soarelui cu umiditate (5,9 ...6,2) %	17070 ... 17370
Brichete cânepă	16600 ... 16740
Peleți de plop (umiditate 10 %)	16151
Peleți de fag (umiditate 10 %)	15896

Cap. 2 STADIUL ACTUAL ÎN TEHNICA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

2.1 Noțiuni de bază. Definiții

Acest curs își propune să informeze cititorul cu noțiunile de bază despre schimbătoarele de căldură și agenții termodinamici de lucru din aceste echipamente, prin definiții, principii de funcționare, caracteristici tehnice și termofizice, domeniile lor de utilizare. De asemenea, este expusă o clasificare a schimbătoarelor de căldură, după diverse criterii, cu exemplificări și explicații, menite să ajute la identificarea acestora în diverse instalații termice.

Schimbătoarele de căldură reprezintă aparate care au drept scop transferul de căldură de la un fluid la altul, în procese de încălzire, răcire, recuperare de căldură, condensare, evaporare sau alte procese termice în care sunt prezente două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite.

Schimbătoarele de căldură pot funcționa în instalațiile industriale ca *organe principale* – părți componente ale unor procese tehnologice, sau ca *organe secundare* introduse din considerente economice sau de protecție (a cazanelor noi față de rețelele termice învechite). În toate cazurile ele trebuie să satisfacă o serie de condiții, astfel [6, pg.35]:

- asigurarea unui schimb intens de căldură între agenții termici;
- respectarea regimului termic impus;
- respectarea pierderilor de presiune;
- securitate și fiabilitate în exploatare;
- o construcție simplă, compactă și economică din punct de vedere al investiției, exploatării și întreținerii.

Factorii care influențează cheltuielile de investiție și exploatare a schimbătoarelor de căldură sunt: posibilitatea realizării unui regim termic ridicat cu pierderi de presiune scăzute, depuneri ușor de îndepărtat, grad mare de răspândire și cost redus.

Alături de sistemele de conducte și pompe, schimbătoarele de căldură reprezintă echipamentele termomecanice cele mai răspândite în industrie, de aceea rezultă necesitatea perfecționării și modernizării continue a acestor aparate, dar și optimizarea proceselor ce se desfășoară în ele.

2.2 Domenii de utilizare

Schimbătoarele de căldură au aplicabilitate în domenii foarte variate, cum ar fi [6]:

- În sisteme de încălzire și condiționare: stații în sistemele de încălzire urbană (fig.2.1), industrială sau individuală, producerea apei calde menajere, extragerea căldurii în sistemele cu pompă de căldură, recuperarea căldurii în sistemele geotermale, răcirea pe circuitele sistemelor cu pompe de căldură și în instalațiile de climatizare.

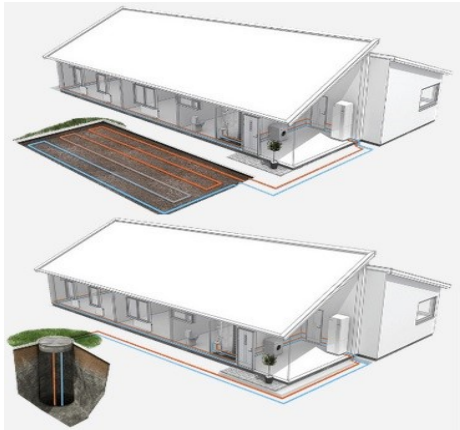


Fig.2.1- Instalații cu pompe de căldură [7]



Fig.2.2- Platformă petrolieră [8]

- Domeniul turismului - hoteluri și complexe balneoclimaterice: cu centrale sau puncte termice proprii, pentru încălzire și apă caldă menajeră, preparare apă (chiar și minerală) pentru băi și tratament, încălzire apă din piscine și ștranduri.
- Industria extractivă și petrolieră (fig.2.2). pentru răcirea echipamentelor termice de lucru și a lubrifiantilor.
- Industria alimentară și a băuturilor: (fig.2.3) schimbătoarele de căldură sunt disponibile pentru răcirea, pasteurizarea și concentrarea laptelui și a produselor lactate, a sucurilor din fructe și legume, a băuturilor răcoritoare, a berii, a cidrului și a vinului, în rafinarea uleiului, în producerea înghețatei, a supelor și alimentelor pentru copii, în industria de prelucrare a zahărului, etc.



Fig.2.3- Vitrine frigorifice [9]



Fig.2.4- Platformă chimică [10]

- *Industria chimică și farmaceutică* (fig.2.4) necesită presiuni de lucru înalte și durată de viață mare a schimbătoarelor de căldură în condiții de funcționare cu medii deosebit de corozive, pentru recuperarea căldurii, încălzirea, răcirea și evaporarea apei, acizilor, alcalilor, emulsiilor, dispersiilor și altor soluții apoase care necesită procesare termică; pentru răcirea reacțiilor exoterme sau de fisiune, recuperarea căldurii, condensarea aburului și vaporilor de solvenți; pentru protecția mediului prin utilizarea proceselor termice în circuite închise.

Schimbătoarele de căldură cu plăci oferă o gamă largă de posibilități de alegere a materialelor, astfel încât aparatele să satisfacă cerințe dure la prețuri competitive în raport cu celelalte tipuri de schimbătoare, ceea ce le asigură un succes tot mai mare în acest sector.

- *Industria navală* (fig.2.5) preferă utilizarea schimbătoarelor de căldură cu plăci pentru sistemele centralizate de răcire a apei și a lubrifianților specifici motoarelor navale, în recuperarea căldurii, deoarece construcția lor compactă și utilizarea titanului în compoziția materialului pentru plăci, le fac de neînlocuit. Un alt mare avantaj îl reprezintă folosirea lor cu rol de vaporizatoare și condensatoare, în instalațiile pentru producerea apei dulci din apa de mare.



Fig.2.5- Șantier naval [11]

- *Instalații industriale* (fig.2.6) utilizate pentru: încălzire / răcire în procesele de lubrifiere și pentru agenți termici speciali (uleiuri, soluții saline sau caustice), răcitoare industriale pentru mașini de sudură, prese hidraulice, lagăre, compresoare, centrale nucleare, aeronautică, recuperare de căldură în instalații de vopsire sau ventilație, evaporarea apelor uzate, sisteme de separare a lichidelor.



Fig.2.6-Instalații industriale

- *Industria frigorifică* utilizează schimbătoarele de căldură cu rol de vaporizator (fig.2.7) condensator, supraîncălzitor, subrăcitor, răcitor intermediar, recuperator de căldură cu sau fără condensare parțială, răcitoare de ulei și pot utiliza diferite medii de răcire, cum ar fi: agenți frigorifici, solvenți organici, apa, diferite soluții de saramură (amestecuri de glicol, clorură de calciu, alcoolii), soluții vâscoase (ulei), etc.



Fig.2.7- Depot frigorific

- *Instalații pentru desalinizarea apei de mare.*

- *Lucrări de construcții* care necesită înghețarea terenurilor acvifere în vederea săpării puțurilor de mină, galeriilor de metrou sau tunele subterane, a barajelor, a depozitelor subterane de gaze lichefiate, etc. sau prerăcirea componentelor betonului în cazul executării unor structuri masive de beton (baraje).

2.3 Agenți termodinamici

Agenții termodinamici sau agenții de lucru sunt fluide purtătoare de căldură constituite dintr-o substanță sau un amestec de substanțe, prin intermediul cărora se realizează transferul de energie de la un sistem termodinamic la altul, sau se transformă o formă de energie în alta, sau cu ajutorul cărora se desfășoară un proces termodinamic. În tehnica schimbătoarelor de căldură, dar și în alte domenii similare, se practică denumirile de *agent termic primar* pentru fluidul cu temperatura mai ridicată și *agent termic secundar* pentru fluidul cu temperatura mai scăzută.

Cerințele impuse schimbătoarelor de căldură sunt în mare măsură determinate de caracteristicile agenților termici care circulă în cadrul acestor aparate, agenți care trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- densitate mare, sau volum specific al vaporilor cât mai mic;
- vâscozitate mică;
- capacitate termică mare realizată cu debite cât mai reduse;
- căldura de transformare de fază ridicată (căldura latentă de condensare sau vaporizare);
- trebuie să fie stabili din punct de vedere termic și chimic, sub acțiunea îndelungată a temperaturilor înalte sau joase;
- să nu prezinte pericol de inflamabilitate, explozie sau toxicitate și să nu fie poluant (să aibă un potențial cât mai scăzut de distrugere a stratului de ozon);
- să nu formeze depuneri pe suprafața de schimb de căldură a aparatului.

Pentru asigurarea fiabilității și siguranței în exploatare, agenții termodinamici utilizați în schimbătoarele de căldură din diverse procese tehnologice, trebuie să fie neagresivi sub acțiunea îndelungată a temperaturilor ridicate.

Printre agenții termodinamici utilizați în mod frecvent se numără: apa, aerul, aburul, gazele de ardere, gaze și amestecuri de gaze, amestecuri de lichide, ulei, soluții de săruri, metale topite, etc.

Alegerea agenților termodinamici se face în funcție de procesul tehnologic și condițiile de lucru ale schimbătorului de căldură integrat în procesul tehnologic. Cei mai răspândiți agenți termici utilizați pentru încălzire sunt apa, aburul, gazele de ardere și agenții frigorifici specifici pompelor de căldură, iar în procesele de răcire: apa, aerul, soluții de săruri în apă, agenți frigorifici de răcire.

Ca agenți termici de încălzire sau răcire se pot utiliza și deșeurile de producție sau subprodusele provenite din surse secundare. Prețul scăzut al acestora trebuie să conducă la soluții la care aspectele economice să fie subordonate soluției constructive și funcționale.

Apa este cel mai utilizat agent termodinamic (fig.2.8) datorită unor avantaje tehnico-economice, cum ar fi:

- ✓ gradul mare de răspândire și costul redus,
- ✓ coeficient ridicat de transfer de căldură (spre exemplu, la schimbătoarele de căldură cu plăci coeficientul global de transfer de căldură poate atinge valori în jur de 10000 W/m²K),
- ✓ căldura latentă de vaporizare mare ($l_k=2250$ kJ/kg),
- ✓ posibilitatea transportului la distanță cu pierderi de temperatura sub 1 °C la 1 km.



Fig. 2.8 - Apa

Dar există și inconveniente care ridică valoarea investițiilor pentru acest agent, cum ar fi: dependența temperaturii de presiune, necesitatea unor stații de pompare, de epurare și dedurizarea apei (prin vaporizare sau chimic).

Aburul (fig.2.9) este un agent termic cu numeroase avantaje, fiind ușor de transportat, având o valoare ridicată a căldurii latente de vaporizare și un coeficient de convecție ridicat, iar la o presiune dată îi corespunde o temperatură de condensare constantă.

Utilizarea vaporilor permite o reglare ușoară a procesului de încălzire.

Ca dezavantaje, trebuie amintit că utilizarea temperaturilor ridicate reclamă presiuni mari, iar apariția condensului, care trebuie evacuat permanent cu ajutorul unor aparate auxiliare, impune limitarea distanței de transport a acestui agent termic sau randamente termice mai scăzute la producere.



Fig.2.9- Locomotivă cu abur

În instalațiile tehnologice de încălzire cu vapori se utilizează abur, pentru care la temperaturi de saturație relativ mici (150....200) °C corespund presiuni până la 16 bar. Trebuie amintit faptul că transportul aburului necesită instalații termice performante, bine izolate termic.

Un alt agent termic aflat la “îndemâna industriei” este reprezentat de gazele rezultate din arderea combustibililor, (fig.2.10) care au marele avantaj al independenței temperaturii față de presiune, ceea ce face posibil obținerea unor temperaturi peste 1000 °C la presiunea atmosferică, dar care au o posibilitate redusă de reglare termică și transport, murdăresc și uzează suprafețele de contact, iar coeficientul redus de schimb de căldură nu le face totdeauna agreabile.

În plus, este necesar un traseu de canale de fum de secțiuni mari pentru transportul gazelor la distanță, ceea ce implică pierderi importante de căldură.



Fig. 2.10 -Termoșemineu

Aerul (fig.2.11) un agent termic ieftin și la îndemână, prezintă aceleași dezavantaje ca și gazele, motiv pentru care el este utilizat în instalațiile mici de răcire și încălzire.



Fig.2.11- Ventilatoare

Agenții frigorifici

Sunt fluide care, în cadrul unei instalații frigorifice, transportă căldura preluată de la corpul sau mediul supus răcirii, către mediul ambiant reprezentat de apa sau aerul de răcire a condensatorului, iar în cazul pompelor de căldură transferă căldura de la sursa rece (mediul ambiant) la sursa caldă utilizată în scopul încălzirii unui spațiu.

Agenții frigorifici cei mai răspândiți sunt:

- amoniacul (R717), utilizat cu precădere la obținerea unor temperaturi joase, până în apropierea temperaturii de solidificare $t_{sol} = -77,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- hidrocarburile pure (propan, butan, pentan) pot fi folosite ca alternativă în multe situații, în cazul în care sunt optimizate ecologic din punct de vedere al purității;
- freonii (fig.2.12) sunt utilizați pe scară largă în tehnica frigului și a pompelor de căldură datorită numeroaselor avantaje pe care le prezintă; aceste amestecuri de gaze se numără printre factorii de distrugere a stratului de ozon, motiv pentru care asistăm în prezent la mutații deosebite în aceste domenii, materializate prin înlocuirea unor agenți frigorifici cu alții care să corespundă sub aspect ecologic.



Fig.2.12 –Butelii cu freon [12]

Prin *Protocolul de la Montreal (1987)* s-a stabilit inițial o listă de substanțe dăunătoare stratului de ozon cu doar 5 clorofluorocarburi complet halogenate (CFC-11; CFC-12; CFC-113; CFC-114; CFC-115) utilizate ca agenți frigorifici și 3 haloni (Halon-1211; Halon1301; Halon-2402) utilizați la stingătoarele de incendii. Această listă a fost ulterior completată cu alte substanțe, prin amendamentele de la *Londra (1990)* și *Copenhaga (1992)*.

Protocolul de la Kyoto (1997) a introdus pe lista gazelor cu efect de seră: dioxidul de carbon (CO₂), metanul (CH₄), peroxidul de azot (N₂O), hidrofluorocarburile (HFC), perfluorocarburile (PFC) și hexafluorura de sulf (SF₆).

Simbolizarea agenților frigorifici se face conform ASHRAE 34-2007 și ISO 817-2005, cu simbolul R (este prescurtarea de la denumirea în limba engleză “Refrigerant”) urmat de un număr care are o semnificație specifică fiecărei grupe de agenți.

În funcție de structura moleculară, agenții derivați din hidrocarburi sunt cuprinși în următoarele grupe de substanțe dăunătoare ozonului (ODS):

- hidrocarburi fluoroclorurate CFC, exemplul: R11, R12.
- hidrocarburi parțial cloroflorurate HCFC, exemplul: R22, R141b.
- hidrocarburi fluorurate HFC, exemplul: R134a.
- hidrocarburi nehalogenate HC: exemplul R600a.

Agenții frigorifici zeotropi sunt cuprinși în seria 400 și sunt simbolizați prin numărul agenților frigorifici și concentrația masică a acestuia. Agenții componenți sunt înscriși în ordinea crescătoare a temperaturii de fierbere, de exemplu:

- ✓ R407A [R32/R125/R134a (20/40/40)];
- ✓ R407B [R32/R125/R134a (10/70/20)];
- ✓ R407C [R32/R125/R134a (23/25/52)].

Agenții frigorifici azeotropi sunt cuprinși în seria 500, de exemplu: R507 [R125/R143a (50/50)]. Amestecurile de componente organice sunt cuprinse în seria 600, de exemplu: R600a – izobutan.

Amestecurile de componente anorganice sunt cuprinse în seria 700 la care se adaugă masa moleculară, de exemplu:

- ✓ R717 - amoniacul NH₃ cu masa moleculară 17;
- ✓ R718 – apa, cu masa moleculară 18;
- ✓ R729 – aerul, cu masa moleculară 29;
- ✓ R732 – oxigenul, având masa moleculară 32;
- ✓ R744 – dioxidul de carbon, cu masa moleculară 44.

Utilizarea acestor gaze este strict reglementată prin Regulamentul (CE) nr.842/2006 al Parlamentului European care precizează utilizarea, izolarea, recuperarea și distrugerea gazelor fluorurate de tip HFC introducând un control riguros al utilizării acestora.

De asemenea, Regulamentul (CE) nr.303/2008 precizează modul prin care se certifică personalul și societățile comerciale care manipulează *echipamentele staționare* de refrigerare, de climatizare și pompe de căldură care conțin anumite gaze fluorurate cu efect de seră, iar pentru *sistemele de climatizare auto* este prevăzut Regulamentul (CE) nr.307/2008.

Prin *Acordul de la Paris*, adoptat în decembrie 2015, comunitatea internațională dorește să asigure tranziția către o economie cu un conținut redus de carbon, prin stimularea cercetării și inovării în domeniul tehnologiilor curate care folosesc energii nepoluante și prin implementarea rezultatelor cât mai rapid pe piață.

În tabelele 2.1 și 2.2 sunt redați o serie de agenți frigorifici cu indicativul, denumirea, temperatura de fierbere, dar și cei doi indicatori calitativi ai acestor substanțe și anume: potențialul de încălzire globală (GWP) și potențialul lor de distrugere a stratului de ozon (ODP). Aceste două caracteristici sunt predominante în încadrarea lor ca și substanțe periculoase, prin interacțiunea lor cu mediul ambiant.

Tab.2.1 – Agenți frigorifici din seriile metan, etan, propan, hidrocarburi și compuși anorganici [13]

Simbol	Denumire	Temperatura normală de fierbere	GWP	ODP
SERIA METAN				
R11	Triclorfluormetan	+23,8	3800	1,0
R12	Diclordifluormetan	-29,0	8100	1,0
R13	Clortrifluormetan	-81,4	14000	0,8
R22	Clordifluormetan	-40,8	1500	0,055
R50	Metan	-161,0	21	
SERIA ETAN				
R134a	1,1,1,2-tetrafluoretan	-26,2	1300	
R170	Etan	-89,0	3	
SERIA PROPAN				
R290	Propan	-42,0	3	
HIDROCARBURI				
R600	Butan	0	3	
R600a	Izobutan	-12,0	3	
COMPUSI ANORGANICI				
R717	Amoniac	-33	630	
R718	Apa	100	0	
R744	Bioxid de carbon	-78	1	


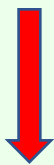
Tab.2.2 – Agenți frigorifici din seriile compuşilor zeotropici, azeotropici și perfluorocarbură [13]

Simbol	Denumire	Temperatura normală de fierbere	GWP
COMPUSI ZEOTROPICI - seria R400			
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	-46,5...-45,7	3260
R407A	R32/125/134a (20/40/40)	-45,2...-38,7	1770
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	-43,8...-36,7	1520
R410A	R32/125 (50/50)	-51,6...-51,5	1720
COMPUSI AZEOTROPICI - seria R500			
R500	R12/152a (73,8/26,2)	-33,5	6000
R502	R22/115 (48,8/51,2)	-45,4	4400
R507A	R125/143a (50,0/50,0)	-46,7	3300
R508B	R23/116 (46,0/54,0)	-88,3	11850
R509A	R22/218 (44,0/54,0)	-47,0	4580
PERFLUOROCARBURI (PFC)			
CF ₄	Perfluorometan		5700
C ₂ F ₆	Perfluoroetan		11900
C ₄ F ₁₀	Perfluorobutan		8600
C ₅ F ₁₂	Perfluoropentan		8900
C ₆ F ₁₄	Perfluorohexan		9000
c-C ₄ F ₈	Perfluorociclobutan		10000

Ca și agenți intermediari de răcire se utilizează pe scară largă: apa, aerul, soluțiile de apă și clorură de sodiu, respectiv apă și clorură de calciu, propilenglicol, etilenglicol, glicerină, alcool etilic.

Din punct de vedere al restricțiilor de securitate și mediu, standardul SR EN 378-1:2008 face o clasificare a agenților frigorifici pe grupe de securitate, în funcție de gradul de toxicitate și inflamabilitate, așa cum este indicat în tabelul 2.3.

Tab.2.3 – Sistemul de clasificare a freonilor pe grupe de securitate [13]

INFLAMABILITATEA	TOXICITATEA		
	Sensul de creștere a toxicității 		
Sensul de creștere a inflamabilității 	INFLAMABILITATEA	Scăzută	Ridicată
	Grupa 1 = Neinflamabil	A1	B1
	Grupa 2 = Inflamabilitate scăzută	A2	B2
	Grupa 3 = Inflamabilitate ridicată	A3	B3

În funcție de gradul de inflamabilitate [14], clasificarea agenților frigorifici se împarte în următoarele trei grupe, pe baza limitei inferioare de inflamabilitate la presiunea atmosferică și temperatura camerei (conform ANSI/ASTM E 681):

- grupa 1: este reprezentată de agenți frigorifici care nu sunt inflamabili în stare de vapori la orice concentrație în aer;
- grupa 2: conține acei agenți frigorifici a căror limită inferioară de inflamabilitate este mai mare sau egală cu 3,5 % volum în amestec cu aerul pe volum aer;
- grupa 3: Agenți frigorifici a căror limită inferioară de inflamabilitate este mai mică de 3,5 % volum în amestec cu aerul pe volum aer.

În funcție de gradul de toxicitate, agenții frigorifici se clasifică în două grupe:

- **grupa A:** conține acei agenți frigorifici care la concentrația medie în timp egală sau mai mare de 400 ml/m³ (400 ppm (V/V)) nu au efecte adverse asupra majorității lucrătorilor care pot fi expuși la aceștia zi de zi, timp de 8 ore, respectiv 40 de ore pe săptămână;
- **grupa B:** este formată din agenții frigorifici care la concentrația medie în timp este mai mică de 400 ml/m³ (400 ppm (V/V)) și care nu au efecte adverse pe majoritatea lucrătorilor care pot fi expuși la aceștia zi de zi, timp de 8 ore, respectiv 40 de ore pe săptămână.

Produșii toxici ai acestor gaze pot rezulta prin descompunere din contactul cu flăcările sau cu suprafețe fierbinți în anumite condiții. Produșii de descompunere majori ai grupei de agenți frigorifici L1 (A1), cu excepția dioxidului de carbon, sunt acidul clorhidric și acidul fluorhidric, care își fac simțită prezența prin mirosul extraordinar de iritant chiar și în concentrații reduse.

Dar cel mai rău caz de încadrare pentru toxicitate poate să nu fie la fel cu cel mai rău caz de încadrare pentru inflamabilitate. Din acest motiv, un agent frigorific pentru care există îndoieli privind încadrarea în grupa de securitate adecvată, este clasificat în acea grupă care are cele mai mari precauții. În acest sens, standardul european SR EN 378-1/2002 impune o grupare simplificată astfel:

L1 = A1;

L2 = A2, B1, B2;

L3 = A3, B3.

2.4 Clasificarea schimbătoarelor de căldură

Marea diversitate constructivă a schimbătoarelor de căldură permite o clasificare amplă a acestora, după mai multe criterii, astfel [6, pg.36]:

a.) După modul de transmitere a căldurii:

- schimbătoare *recuperative* (sau de suprafață), sunt acele aparate prin care circulă cel puțin doi agenți termodinamici de lucru ce sunt separați prin suprafețe solide (metalice, ceramice, plastice, materiale compozite, etc.) și care fac schimb de căldură între ei prin intermediul acestor suprafețe; exemple de astfel de aparate: condensatoare, vaporizatoare, radiatoare, boilere cu serpentină sau cu rezistențe electrice, panouri cu tuburi vidate sau cu tuburi radiante, etc.

- schimbătoare *regenerative*, agenții termici sunt separați de un perete despărțitor și au rol de a îmbunătăți performanțele tehnologice ale unuia dintre ei;

- schimbătoare *cu amestec*, sunt aparate în care agenții termici sunt în contact direct.

b.) După regimul de lucru:

- schimbătoare *cu regim de funcționare staționar (cu acțiune continuă)*, în care temperaturile agenților termici nu variază în timp într-un sector dat al suprafeței de schimb termic, acestea sunt recuperatoarele;

- schimbătoare *cu regim de funcționare nestaționar (cu acțiune periodică)*, caracterizate prin variația în timp a temperaturii agenților termici, într-un sector dat al suprafeței de schimb termic, de exemplu: regeneratoare, acumulatori, boilere.

c.) După starea de agregare a agenților termici:

- schimbătoare *fără schimbarea stării de agregare a agenților termici* (la trecerea prin schimbătorul de căldură agenții termici nu își modifică starea de agregare, de exemplu: radiatorul auto prin care intră și iese apa de răcire a motorului cu ardere internă),

- schimbătoare *cu schimbarea stării de agregare* (unul sau ambii agenți termici își modifică starea de agregare la trecerea prin schimbătorul de căldură, de exemplu: cazane de abur, vaporizatoare, condensatoare).

d.) După direcția de curgere a agenților termici există patru tipuri de curgere:

- curgere în echicurent (fig.2.13): deplasarea agenților termici se face în același sens;

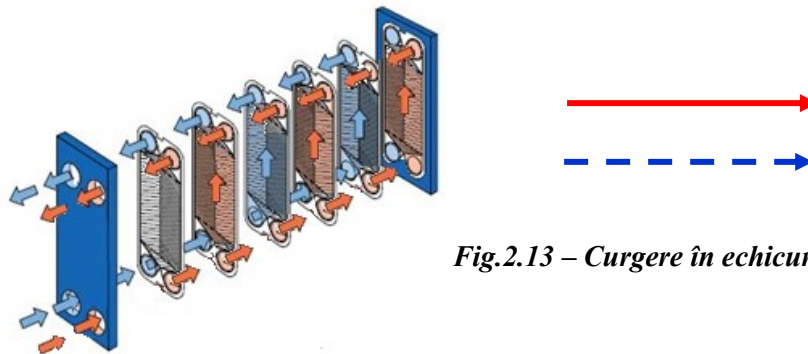


Fig.2.13 – Curgere în echicurent

- curgere în contracurent (fig.2.14): deplasarea agenților termici are loc în sensuri contrare;

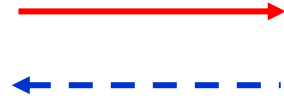
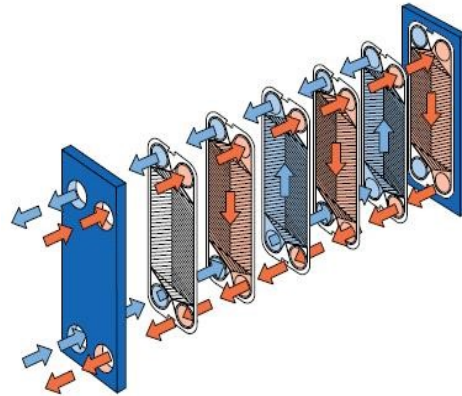
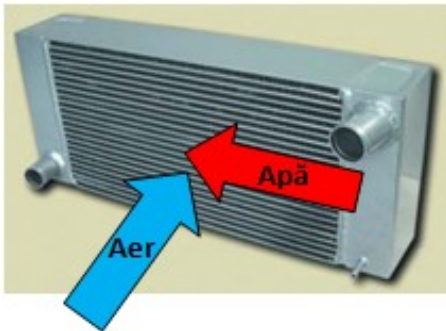


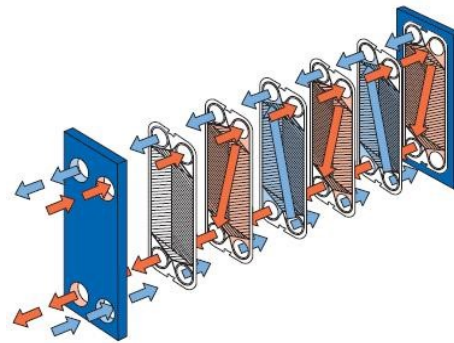
Fig.2.14 – Curgere în contracurent [6]



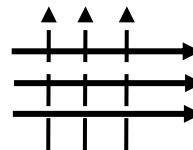
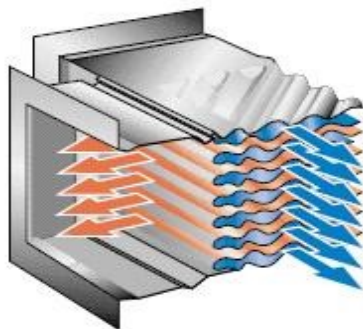
- curgere în curent încrucișat (fig. 2.15): agenții termici se deplasează pe direcții perpendiculare;



a) Radiator auto



b) Schimbător de căldură cu plăci [6]



c) Schimbător de căldură cu plăci [6]

Fig.2.15 – Curgere în curent încrucișat

- curgere în curent mixt, (fig.2.16) direcțiile de deplasare ale agenților termici formează diferite combinații ale curgerilor specificate anterior.

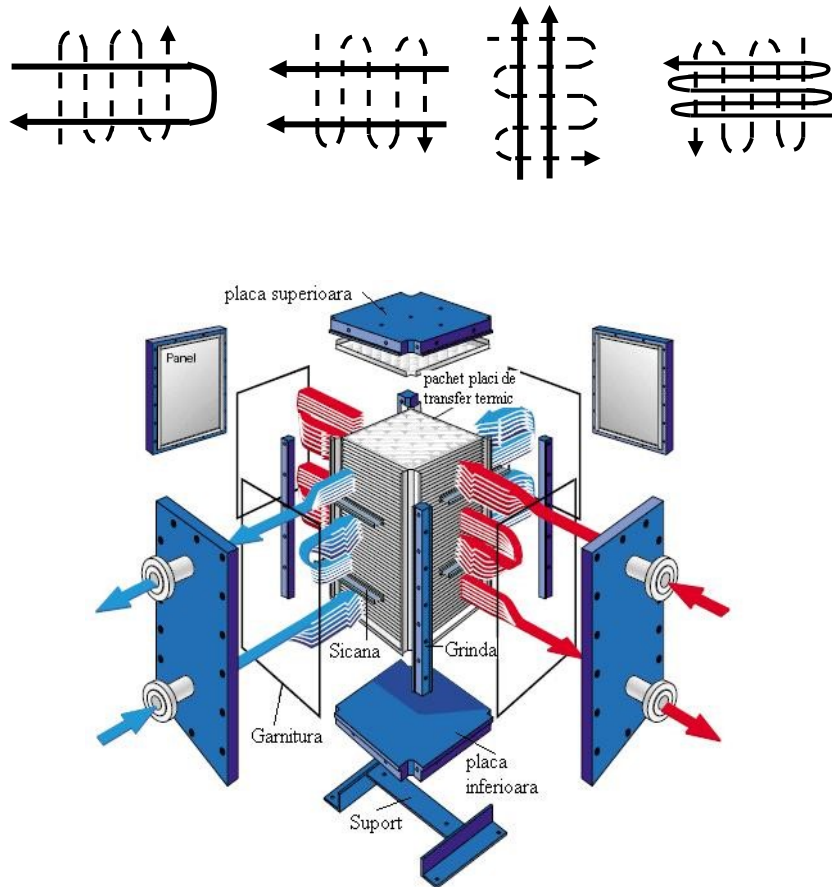


Fig.2.16 - Montajul unui schimbător tip “Compabloc” având curgere mixtă [15]

e.) După numărul de treceri ale agenților termici:

- cu o singură trecere (agenții termici se deplasează pe o singură cale, fără a-și schimba sensul de mișcare: fluidul 2 din fig.2.17),

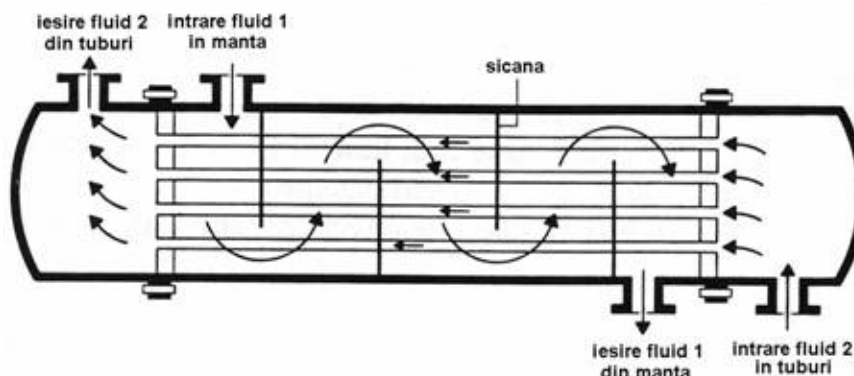


Fig.2.17 – Schimbător tubular: fluidul 1 are $z_1=5$ treceri peste șicane, iar fluidul 2 are $z_2=1$ trecere prin fasciculul de țevi [16]

- cu *mai multe treceri* (unul sau ambii agenți termici se deplasează prin câteva căi, schimbându-și succesiv sensul de mișcare: fluidul 1 din fig.2.17 care curge în spațiul dintre țevile din fascicul și mantaua aparatului, ocolind șicanele transversale pentru a asigura un timp mai îndelungat contactul indirect dintre cele două fluide de lucru din aparat), are numărul de treceri $z_1=5$ treceri.

f.) După materialul de construcție a suprafeței de schimb termic, distingem:

- schimbătoare *cu suprafețe metalice* (suprafața de transfer termic dintre fluidele de lucru este executată din metal),

- schimbătoare *cu suprafețe nemetalice* (suprafața de schimb termic este confecționată din materiale nemetalice, bune conducătoare de căldură, cum ar fi: grafit, materiale ceramice);

g.) După configurația suprafețelor de încălzire există o mare diversitate de modele, astfel:

- schimbătoare *tubulare*, fig.2.18, *orizontale* sau *verticale* (în care suprafața de încălzire este compusă dintr-un fascicul de țevi drepte așezate orizontal sau vertical);



Fig.2.18 – Schimbător tubular [17]



a) – serpentine plan verticale [19]



b) – serpentine rotunde [18]

Fig.2.19 – Schimbătoare cu serpentine

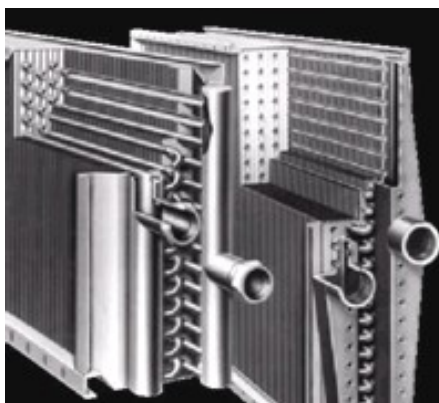


Fig.2.20 - Baterii de țevi cu lamele [19]

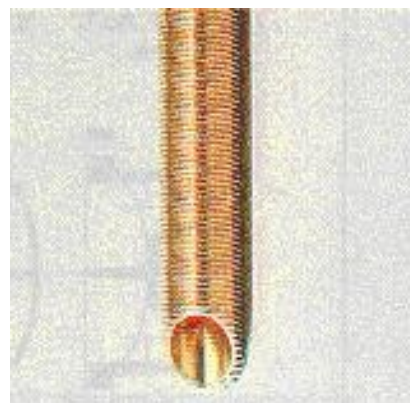


Fig.2.21 - Țevi cu nervuri exterioare [19]

- schimbătoare *cu serpentine* (fig.2.19) – cilindrice sau plane (elementele componente ale suprafeței de încălzire sunt serpentine cu alură cilindrică sau plan-verticale);
- schimbătoare *de tipuri speciale* - elementele suprafeței de încălzire pot fi: țevi cu lamele (fig.2.20), țevi cu aripioare (fig.2.21), plăci (fig.2.22), în fagure, spirale, etc.);
- schimbătoare *combinat* (suprafața de încălzire este confecționată din elemente de diferite configurații, de exemplu: țevi drepte și serpentine).

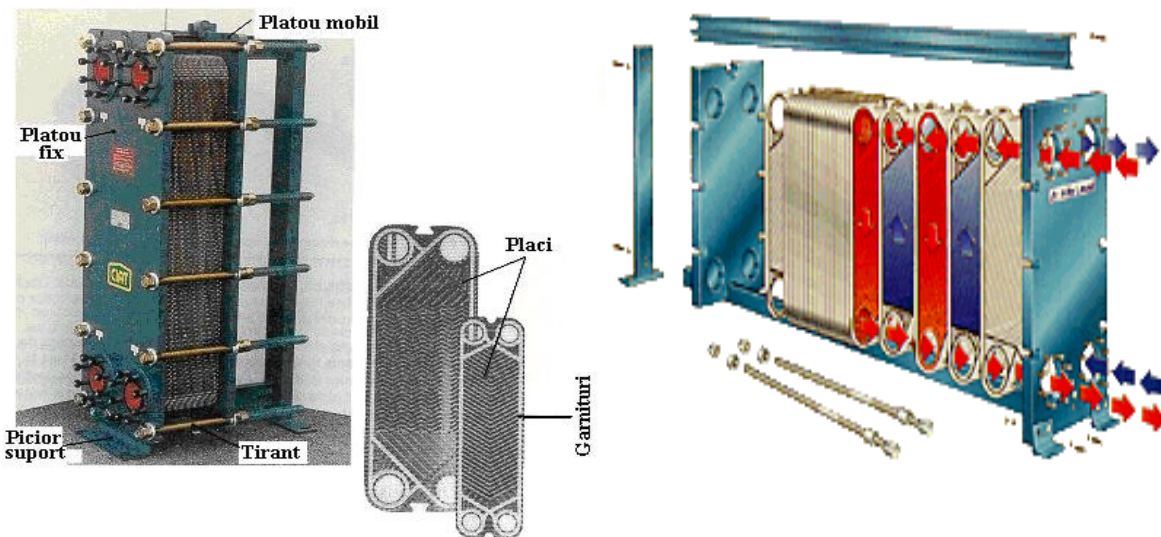


Fig.2.22 – Schimbătoare de căldură cu plăci [19]

- h.)** După modul de preluare a dilatărilor termice, schimbătoarele de căldură pot fi concepute sub următoarele forme:
- *rigide* (nu permit compensarea dilatărilor țevilor și mantalelor),
 - *semielastice* (permit o compensare parțială a dilatărilor, de exemplu: schimbător de căldură tubular cu compensator în formă de lentilă),
 - *elastice* – cu țevi duble, cu țevi în forma de “U”, cu cap mobil, cu presetupă la placa tubulară (permit compensarea totală a dilatărilor prin existența unei legături elastice între corpul aparatului și plăcile tubulare, sau între acestea și țevi; deplasarea liberă a țevilor la dilatarea termică este realizată fie printr-o construcție specială a țevilor duble sau în formă de “U”, fie cu placă tubulară mobilă sau cu presetupă);
- i.)** După modul de asamblare:
- schimbătoare *din elemente de tip “țevă în țevă”* – cu unul sau mai multe corpuri legate în serie, fig.2.23;
 - schimbătoare *tubulare în manta* - un mare număr de țevi drepte fig.2.24 sau în formă de „U” fig.2.25 sunt incluse într-o manta cilindrică;

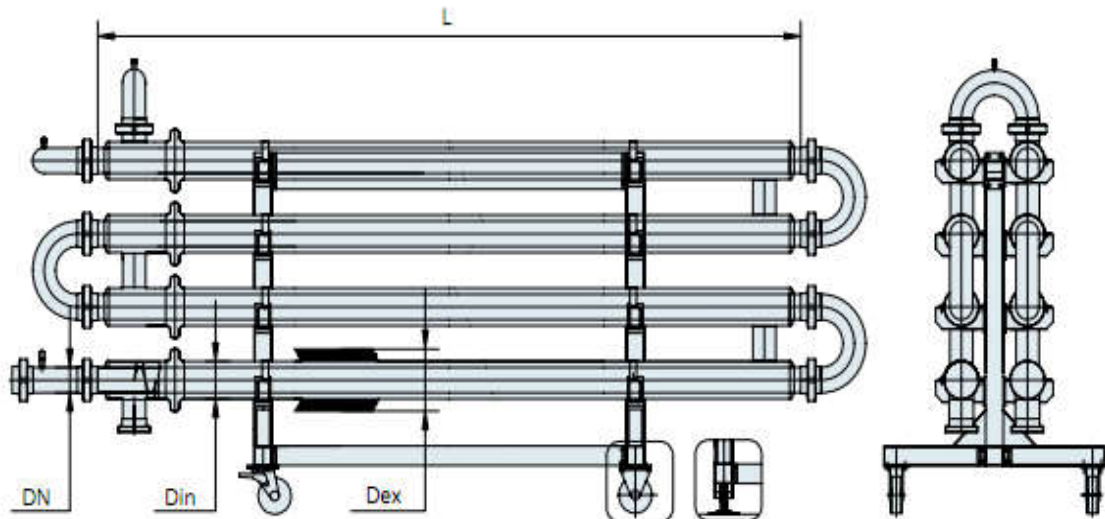


Fig.2.23 – Schimbător țevă în țevă [11]

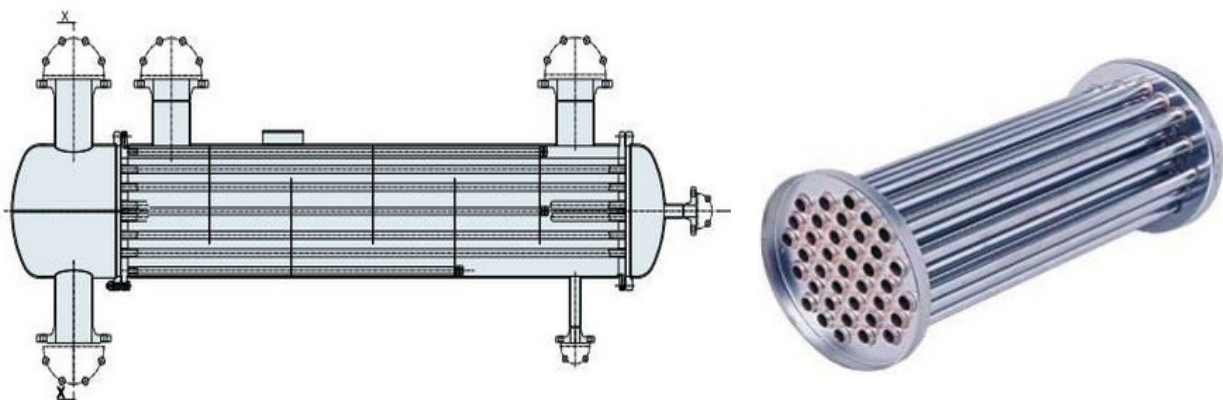


Fig.2.24 - Schimbător tubular cu fascicul de țevi drepte în manta [11]



Fig.2.25 - Schimbător cu țevi în formă de „U” [17]

- schimbătoare *cu cămașă* (suprafața de încălzire este formată din însăși pereții aparatului),
- schimbătoare *înecate* (compuse din elemente scufundate într-un singur corp),

- schimbătoare *cu stropire* (unul dintre agenții termici este stropit direct pe suprafața de schimb de căldură).

2.5 Orientări și tendințe în dezvoltarea schimbătoarelor de căldură

Dezvoltarea sectoarelor cu performanțe ridicate precum: energetica nucleară și convențională, tehnica spațială, industria alimentară, chimică, petrochimică și farmaceutică, etc, au determinat orientarea cercetărilor în domeniul schimbătoarelor de căldură spre:

- intensificarea proceselor de transfer termic prin: suprafețe extinse, promotori de turbulență, vibrații, aditivi, câmpuri electrostatice;
- realizarea de aparate compacte prin adoptarea unor soluții constructive diferite de tipul clasic (cu țevi și manta), de exemplu:
 - schimbătoare de căldură cu plăci ($k=3500\dots12000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$),
 - schimbătoare spirale ($k = 1800\dots2500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$),
 - schimbătoare lamelare ($k = 2000\dots3000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$);
- direcții de dezvoltare în scopul ridicării performanțelor acestor echipamente:
 - reducerea dimensiunilor de gabarit, prin creșterea suprafeței de transfer termic pe unitate de volum,
 - creșterea gradului de flexibilitate în proiectarea suprafețelor și a schemei de curgere,
 - intensificarea turbulentei,
 - micșorarea pierderilor de presiune.

Pentru a putea urma direcțiile amintite anterior, se va ține seama de: materialele de construcție, domeniul de temperaturi și presiuni, debite maxime admise, procesul de formare a depunerilor, alegerea și întreținerea aparatelor.

Cap. 3 CALCULUL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

3.1 Calculul general al schimbătoarelor de căldură

Prin calcul termic se înțelege determinarea analitică a schimbului de căldură ce se poate realiza între cei doi agenți termici, în cadrul unui schimbător de căldură.

*NOTĂ: Se adoptă următoarea convenție de notare:

- i.) se consideră agent termic primar fluidul mai cald și toți parametrii săi vor purta indicele "1" (spre exemplu: $t_1, c_{p1}, h_1, \dot{m}_1, \rho_1$, etc.), iar fluidul mai rece se consideră agent termic secundar și toți parametrii acestuia vor purta indicele "2" (spre exemplu: $t_2, c_{p2}, h_2, \dot{m}_2$, etc.);
- ii.) atât pentru agentul termic primar, cât și pentru cel secundar, mărimile termodinamice vor primi indicele (i) la intrarea în schimbătorul de căldură (de exemplu: t_{1i}, t_{2i}, h_{1i}) și indicele (e) la ieșirea din schimbător (de exemplu: t_{1e}, t_{2e}, h_{1e}).

Calculul termic general al unui schimbător de căldură se compune din:

- a.) calculul de proiectare, în cadrul căruia din fluxul termic al schimbătorului se determină suprafața de schimb termic și care cuprinde următoarele etape:
 - a.1) *calculul termic*, în care se stabilesc:
 - regimul de temperaturi ($t_{1i}, t_{1e}, t_{m1}, t_{2i}, t_{2e}, t_{m2}, \Delta t_{log}$);
 - se scot din tabele sau diagrame proprietățile termodinamice ale agenților termici, cum ar fi: căldura specifică masică la presiune constantă – c_p , în [J/kg·K], densitatea ρ , în [kg/m³], conductivitatea termică – λ , în [W/mK], vâscozitatea dinamică – μ_{din} (sau ν_{din}), în [Ns/m²], vâscozitatea cinematică – ν_{cin} , în [m²/s], numărul Prandtl – Pr, citite pentru temperaturile medii (t_{m1}, t_{m2}) determinate anterior;
 - debitele agenților termici, masic (\dot{m}), exprimat în [kg/s] și volumic (\dot{V}), în [m³/s];
 - se aleg țevile (materiale și dimensiuni standardizate) și se stabilesc secțiunile de curgere în vederea determinării vitezelor efective de curgere ale celor doi agenți termici de lucru;
 - coeficienții de convecție pentru fiecare agent termic (α_1, α_2);
 - coeficientul global de transfer termic (k).
 - a.2) *calculul constructiv (dimensional)*, are ca scop determinarea dimensiunilor principale ale schimbătorului de căldură și verificarea dimensiunilor adoptate în calculul termic; acest

calculul depinde de forma suprafeței de schimb de căldură și de tipul schimbătorului, conținând următoarele etape:

- determinarea secțiunilor libere de curgere a celor doi agenți termici,
- calculul geometric de repartiriție a suprafețelor (număr de țevi, număr de secții legate în paralel, lungimea unei țevi, pasul dintre țevi, dimensiunile de gabarit ale aparatului);

a.3) *calculul fluidodinamic*, constă în determinarea pierderilor de presiune pe traseele celor doi agenți termici (pierderi de presiune liniare, locale și totale), în scopul alegerii și dimensionării aparatelor și organelor de transport adiacente (pompe, ventilatoare, etc.);

a.4) *calculul de rezistență*, se efectuează la toate componentele schimbătoarelor în care fluidul are o presiune statică mai mare de $0,7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, pentru țevi, flanșe, capace, mantale.

b.) calculul de verificare se efectuează când sunt cunoscute debitele agenților termici, parametrii acestora, tipul și suprafața de schimb de căldură a aparatului, când dorim alegerea unui schimbător, sau să determinăm performanțele tehnice ale unui aparat existent.

3.2 Ecuțiile de bază utilizate în calculul schimbătoarelor de căldură

În ambele cazuri a) și b), calculul constă în rezolvarea simultană a două ecuații de bază pentru suprafața elementară (dS) prin care are loc transferul de căldură de la agentul cald la cel rece:

➤ ecuația de bilanț termic pe schimbător:

$$d\dot{Q} = -\eta_T \cdot d\dot{Q}_1 = d\dot{Q}_2 \quad (3.1)$$

unde: $d\dot{Q}$ - reprezintă fluxul de căldură schimbat în cadrul aparatului, [W];

η_T - randamentul termic al schimbătorului de căldură, [%];

$d\dot{Q}_1$ - fluxul de căldură cedat de agentul termic primar prin unitatea elementară de suprafață (dS), către agentul termic secundar;

$d\dot{Q}_2$ - fluxul de căldură primit de agentul termic secundar prin unitatea elementară de suprafață (dS), de la agentul termic primar.

Considerând cunoscute debitele masice ale agenților de lucru ($\dot{m}_{1,2}$) și căldurile specifice masice la presiune constantă ale acestora ($c_{p1,2}$), pentru o variație elementară de temperatură (dt), se pot scrie ecuațiile de transfer termic pentru fiecare fluid, sub forma:

$$d\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} dt, [W] \quad (3.2)$$

$$d\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} dt, [W] \quad (3.3)$$

Integrând cele două ecuații între intrarea și ieșirea din schimbător, pentru cazul în care fluidele nu își modifică starea de agregare, acestea devin:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1e} - t_{1i}), [W] \quad (3.4.1)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2e} - t_{2i}), [W] \quad (3.4.2)$$

Pentru acest caz, ecuația (3.1) de bilanț termic pe schimbător devine:

$$\dot{Q}_T = \eta_T \cdot \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1i} - t_{1e}) = \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2e} - t_{2i}), [W] \quad (3.4.3)$$

În cazul în care agenții termodinamici de lucru din schimbător își modifică starea de agregare (spre exemplu, în timpul fenomenelor de condensare sau vaporizare), ecuațiile se vor scrie în funcție de variația entalpiei specifice a acestora (h), măsurată în $[J/kg \cdot K]$, citită în starea de intrare, respectiv de ieșire a agentului termic din schimbător:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 (h_{1i} - h_{1e}), [W] \quad (3.5.1)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2i}), [W] \quad (3.5.2)$$

Pentru acest caz, ecuația generală de bilanț termic pe schimbător (3.1) se scrie sub forma:

$$\dot{Q}_T = \eta_T \cdot \dot{m}_1 (h_{1i} - h_{1e}) = \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2i}), [W] \quad (3.5.3)$$

➤ ecuația generală de transmitere a căldurii, care pentru o suprafață elementară (dS) are expresia $d\dot{Q}_T = k \cdot dS \cdot (t - t')$, $[W]$, și integrată între limitele 0 și S_{sc} , unde S_{sc} reprezintă suprafața de schimb de căldură care separă fluidele de lucru, devine:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log} \quad (3.6)$$

Din combinarea ecuațiilor (3.1), (3.4), (3.5) și (3.6), rezultă ecuația generală (3.7) de transfer termic pe un schimbător, dacă se ține seama de variația temperaturilor agenților termici:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= -\eta_T \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1e} - t_{1i}) = \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2e} - t_{2i}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{log} \\ \dot{Q}_T &= \eta_T \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1i} - t_{1e}) = \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2e} - t_{2i}) = k S \Delta t_{log} \end{aligned} \quad (3.7)$$

sau ecuația (3.8) pentru cazul în care agenții termodinamici suferă o transformare de stare (condensare, vaporizare, fierbere) și se ține seama de variația entalpiei specifice (Δh) a agenților în schimbător:

$$\dot{Q}_T = \eta_T \dot{m}_1 (h_{1i} - h_{1e}) = \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2i}) = k S \Delta t_{log}, [W] \quad (3.8)$$

În cazul schimbătoarelor de căldură de tip condensator (cu abur sau freoni, care reprezintă agentul cald și poartă indicele “1”), răcit cu aer sau apă (care constituie agentul rece și care va purta indice “2”), ecuația de bilanț termic pe aparat se scrie sub forma (3.8.1):

$$\dot{Q}_K = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{freon/abur}} = \dot{Q}_{\text{aer/apa}} \Leftrightarrow \quad (3.8.1)$$

$$\eta_T \cdot \dot{m}_1(h_{1i} - h_{1e}) = \dot{m}_2 c_{p2}(t_{2e} - t_{2i}) \quad (3.8.2)$$

În cazul schimbătoarelor de căldură de tip vaporizator cu agenți frigorifici care își schimbă starea de agregare (freoni, amoniac, care reprezintă agentul rece sau secundar, deci va purta indicele “2”), pe baza căldurii preluate de la un agent termic mai cald (care constituie agentul termic principal și va purta indice “1”), ecuația de bilanț termic pe schimbător se scrie sub forma (3.8.3). Agentul termic principal poate fi aerul, apa, saramura, sau orice alt fluid care trebuie răcit.

$$\dot{Q}_V = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{aer/apa/saramura}} = \dot{Q}_{\text{freon}} \Leftrightarrow \quad (3.8.3)$$

$$\eta_T \cdot \dot{m}_1 c_{p1}(t_{1i} - t_{1e}) = \dot{m}_2(h_{2e} - h_{2i}) \quad (3.8.4)$$

➤ ecuația de conservare a debitului, cu ajutorul căreia se dimensionează secțiunile de curgere a agenților de lucru, dar și vitezele acestora:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{m}_1 = \rho_1 \cdot w_1 \cdot A_1, \quad [kg/s] \\ \dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{V}_1 = w_1 \cdot A_1, \quad [m^3/s] \quad (3.9)$$

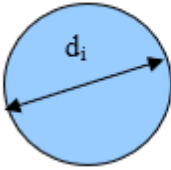
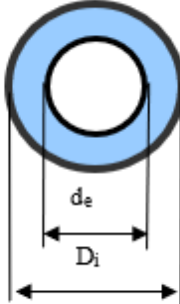
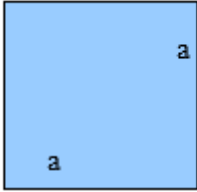

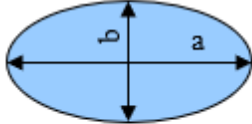
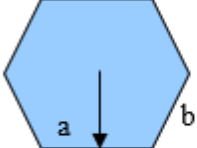
unde,

w_1 , reprezintă viteza de deplasare a agentului respectiv (1) prin secțiunea transversală de curgere A_1 , în [m/s];

A_1 , aria secțiunii transversale a canalului de curgere a agentului termic considerat, exprimată în [m²].

În tabelul 3.1 sunt redate formulele de calcul pentru diferite forme geometrice ale secțiunii transversale ale canalelor de curgere a agenților termici prin schimbătorul de căldură.

Tabel 3.1- Formule de calcul pentru aria secțiunii transversale de curgere

Forma secțiunii			
	Circulară	Inelară	Pătrată
A_1 , [m ²] Formula de calcul:	$A_1 = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4}$	$A_1 = \frac{\pi(D_i^2 - d_e^2)}{4}$	$A_1 = a^2$
Forma secțiunii			
	Dreptunghiulară	Eliptică	Hexagon regulat
A_1 , [m ²] Formula:	$A_1 = a \cdot b$	$A_1 = \pi \cdot a \cdot b$	$A_1 = 3 \cdot a \cdot b$

3.3 Calculul termic al schimbătoarelor de căldură recuperative

◆ Curgerea în echicurent și în contracurent

Calculul termic al schimbătoarelor presupune determinarea regimului de temperaturi între care lucrează acestea, mai precis, temperaturile celor doi agenți termici la intrarea și ieșirea din aparat, temperaturile medii corespunzătoare celor doi agenți termici de lucru și diferența medie logaritmică de temperatură.

Din datele de proiectare se stabilesc temperaturile de intrare și ieșire a agenților din aparat, iar cele necunoscute se determină în funcție de tipul, rolul și condițiile de funcționare ale aparatului, astfel încât să fie cunoscute în această etapă:

- temperatura agentului primar la intrare în schimbător (t_{1i}),
- temperatura agentului primar la ieșire din schimbător (t_{1e}),
- temperatura agentului secundar la intrare în schimbător (t_{2i}),
- temperatura agentului secundar la ieșire din schimbător (t_{2e}).

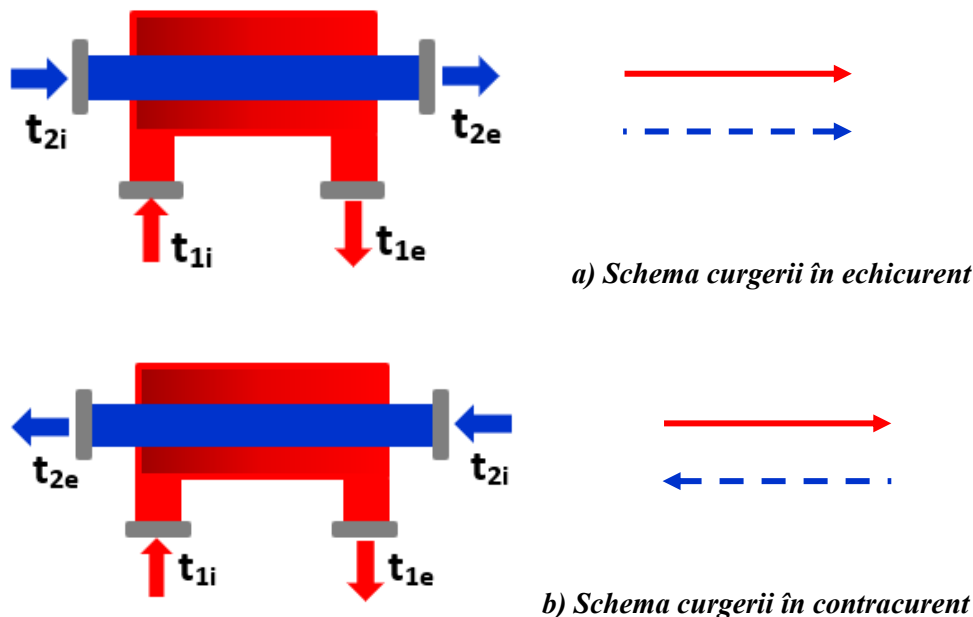


Fig.3.1 – Schema simplificată de curgere a agentului printr-un schimbător

Se va nota cu:

$\Delta t_1 = t_{1i} - t_{1e}$ = gradul de răcire (sau variația de temperatură) a agentului termic primar;

$\Delta t_2 = t_{2e} - t_{2i}$ = gradul de încălzire (sau variația de temperatură) a agentului termic secundar.

Temperaturile medii ale agenților de lucru din schimbător sunt date de relațiile:

- temperatura medie a agentului termic primar: $t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2}$ (3.10)
- temperatura medie a agentului termic secundar: $t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2}$

După stabilirea temperaturilor de intrare/ieșire din schimbătorul de căldură, se reprezintă diagrama de variație a temperaturii fiecărui agent termic care străbate aparatul, în lungul suprafeței de schimb de căldură a acestuia (t , S), în funcție de tipul de curgere (echicurent sau contracurent) ca în fig.3.2.

Diferența medie logaritmică de temperatură are aceeași formulă generală de calcul (3.11), atât pentru curgerea în echicurent și contracurent, cât și pentru cazurile în care unul sau ambii agenți își schimbă starea de agregare (condensare și vaporizare).

$$\Delta t_{log} = \Delta t_{logEC} = \Delta t_{logCC} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad (3.11)$$

- a) Pentru curgerea în echicurent, având diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură reprezentată în fig.3.2 a.1), b.1), c.1), diferența medie logaritmică de temperatură este dată de relația:

$$\Delta t_{log} = \frac{(t_{1i}-t_{2i})-(t_{1e}-t_{2e})}{\ln\left(\frac{t_{1i}-t_{2i}}{t_{1e}-t_{2e}}\right)} \quad (3.12)$$

b) Pentru *curgerea în contracurent*, există următoarele posibilități :

b.1) dacă $\Delta t_1 > \Delta t_2$, atunci :

$$\Delta t_{log} = \frac{(t_{1i}-t_{2e})-(t_{1e}-t_{2i})}{\ln\left(\frac{t_{1i}-t_{2e}}{t_{1e}-t_{2i}}\right)} \quad (3.13)$$

b.2) dacă $\Delta t_1 = \Delta t_2$, atunci :

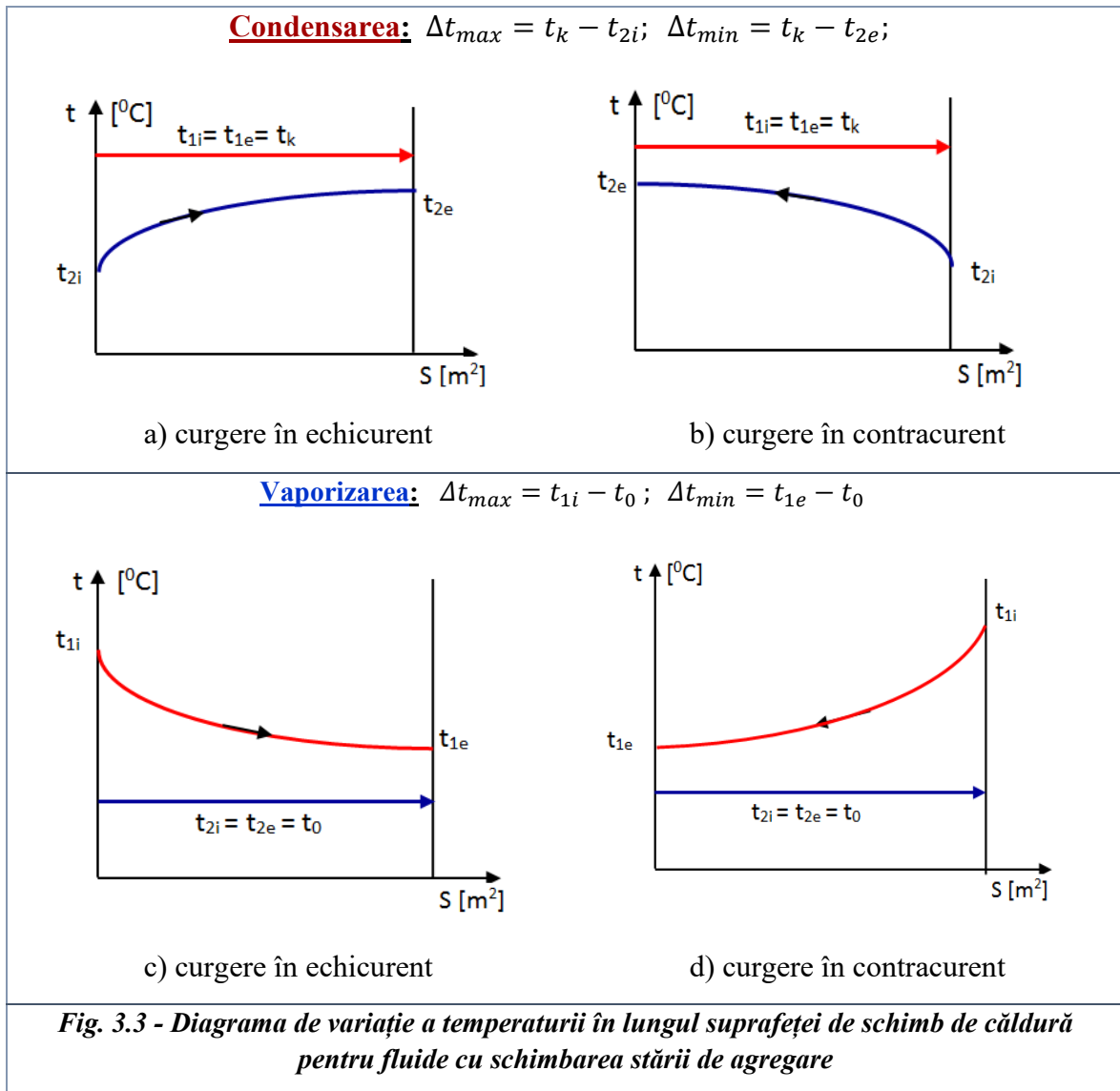
$$\Delta t_{log} = \Delta t_{max} = \Delta t_{min} = (t_{1i} - t_{2e}) = (t_{1e} - t_{2i}) \quad (3.14)$$

b.3) dacă $\Delta t_1 < \Delta t_2$, atunci :

$$\Delta t_{log} = \frac{(t_{1e}-t_{2i})-(t_{1i}-t_{2e})}{\ln\left(\frac{t_{1e}-t_{2i}}{t_{1i}-t_{2e}}\right)} \quad (3.15)$$

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

	<p><u>Cazul</u> $\Delta t_1 = \Delta t_2$</p>	
<p>a.1) curgere în echicurent $\Delta t_{\max} = t_{1i} - t_{2i};$ $\Delta t_{\min} = t_{1e} - t_{2e};$</p>		<p>a.2) contracurent – caz special $\Delta t_{\log} = \Delta t_{\max} = \Delta t_{\min} = t_{1i} - t_{2e}$</p>
	<p><u>Cazul</u> $\Delta t_1 < \Delta t_2$</p>	
<p>b.1) curgere în echicurent $\Delta t_{\max} = t_{1i} - t_{2i};$ $\Delta t_{\min} = t_{1e} - t_{2e}$</p>		<p>b.2) curgere în contracurent $\Delta t_{\max} = t_{1e} - t_{2i};$ $\Delta t_{\min} = t_{1i} - t_{2e}$</p>
	<p><u>Cazul</u> $\Delta t_1 > \Delta t_2$</p>	
<p>c.1) curgere în echicurent $\Delta t_{\max} = t_{1i} - t_{2i};$ $\Delta t_{\min} = t_{1e} - t_{2e}$</p>		<p>c.2) curgere în contracurent $\Delta t_{\max} = t_{1i} - t_{2e};$ $\Delta t_{\min} = t_{1e} - t_{2i}$</p>
<p>Fig. 3.2 - Diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură pentru fluide fără schimbarea stării de agregare</p>		



Temperaturile medii de lucru ale celor doi agenți termodinamici, respectiv a peretelui plăcii care separă agenții de lucru din schimbător, se determină astfel :

a) dacă $\Delta t_2 > \Delta t_1$ atunci :

$$t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2} \quad \text{și} \quad t_{m2} = t_{m1} - \Delta t_{log} \tag{3.16}$$

b) dacă $\Delta t_2 < \Delta t_1$ atunci :

$$t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2} \quad \text{și} \quad t_{m1} = t_{m2} + \Delta t_{log} \tag{3.17}$$

c) temperatura medie a peretelui suprafeței de transfer termic:

$$t_p = \frac{(t_{m1} + t_{m2})}{2}, [^{\circ}\text{C}] \tag{3.18}$$

◆ Curgerea mixtă sau în curent încrucișat

Calculul diferenței medii logaritmice de temperatură, în cazul curgerii mixte sau în curent încrucișat, se face cu ajutorul coeficientului de corecție (F), astfel:

$$\Delta t_{log} = F \cdot \Delta t_{logCC} \tag{3.19}$$

Factorul de corecție (F) 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 [20]:

$$P = \frac{t_{2e}-t_{2i}}{t_{1i}-t_{2i}} = \frac{\Delta t_2}{t_{1i}-t_{2i}} \leq 1 ; R = \frac{t_{1i}-t_{1e}}{t_{2e}-t_{2i}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \neq 1 \tag{3.20}$$

În figura 3.4 este redată diagrama de calcul a factorului de corecție F pentru schimbătorul de căldură cu o singură trecere, cu curgere încrucișată (transversală) și ambele fluide neamestecate [20].

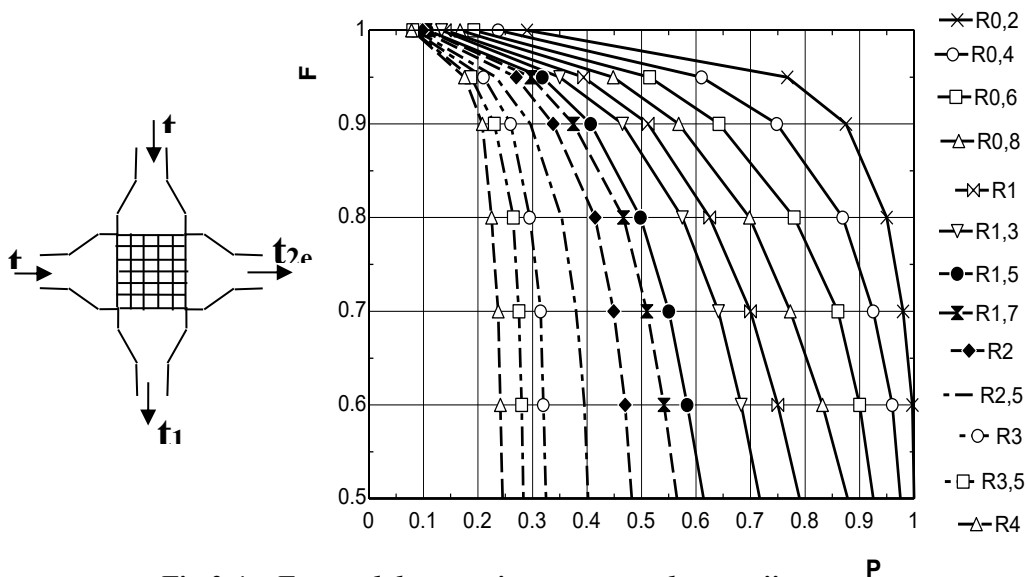


Fig.3.4 – Factorul de corecție pentru cazul curgerii încrucișate, fără amestecarea fluidelor [20]

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, spre exemplu [20]:

- a.) 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 %:

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.21)$$

b.) 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:

$$\Delta t_{\log} = 0,4 \cdot \Delta t_{\max} + 0,6 \cdot \Delta t_{\min} \quad (3.22)$$

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

$$\Delta t_{\log} = \frac{\left(\frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2} + 2 \cdot \sqrt{\Delta t_{\max} \cdot \Delta t_{\min}}\right)}{3} \quad (3.23)$$

3.4 Determinarea proprietăților termofizice ale agenților termici

Parametrii termofizici pentru fluidele de lucru și pentru peretele despărțitor, care reprezintă suprafața de transfer termic dintre cele două fluide, se calculează la valoarea temperaturilor medii ale fluidelor de lucru, menționate anterior (ecuațiile 3.16, 3.17).

Aceste mărimi termofizice sunt următoarele:

- densitatea $\rho_{1,2}$ [kg/m^3];
- vâscozitatea dinamică $\mu_{din1,2,p}$ (sau ν_{din}) [Ns/m^2];
- vâscozitatea cinematică $\nu_{cin1,2}$, [m^2/s] - se determină din formula de legătură cu vâscozitatea dinamică:

$$\nu_{din} = \rho \cdot \nu_{cin} \Rightarrow \nu_{cin} = \nu_{din}/\rho \quad (3.24)$$

- căldura specifică masică la presiune constantă $c_{p1,2,p}$, [J/kgK];
- conductivitatea termică $\lambda_{1,2,p}$, [W/mK];
- criteriul Prandtl ($Pr = \frac{\nu_{cin}}{a}$), în care $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ reprezintă difuzivitatea termică.

Calcululele de proiectare se vor desfășura în continuare utilizând numai aceste valori medii.

Parametrii termofizici enumerați mai sus pentru diferite fluide de lucru se pot determina cu ajutorul programelor Cool Pack și Engineering Equation Solver.

3.5 Determinarea debitelor

Debitul masic necunoscut (\dot{m}) de agent termic se determină din ecuația generală de transfer de căldură (3.4.3, respectiv 3.5.3 în cazul agenților termodinamici cu schimbare de fază), iar pentru debitul volumic se cunoaște relația:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \Rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}, \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (3.25)$$

3.5.1 Aplicații la proprietăți termofizice, debite și ecuația de bilanț termic

Aplicația 3.5.1.1

Să se determine parametrii termofizici pentru apa caldă care intră într-un calorifer cu temperatura de 90 °C și iese cu 70 °C. Se consideră presiunea de vehiculare a apei egală cu 2 bar.

Rezolvare:

Parametrii termofizici se determină la temperatura medie a apei:

$$t_m = \frac{(t_i + t_e)}{2} = \frac{70 + 90}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pentru determinarea acestor parametrilor se va utiliza programul Engineering Equation Solver (EES).

În prima etapă trebuie stabilite unitățile de măsură cu care se lucrează, astfel din meniul programului se selectează „Options” și „Unit Conversion Info” (fig.3.5).

Din fereastra unităților de măsură se bifează unitățile de măsură cu care se va lucra.

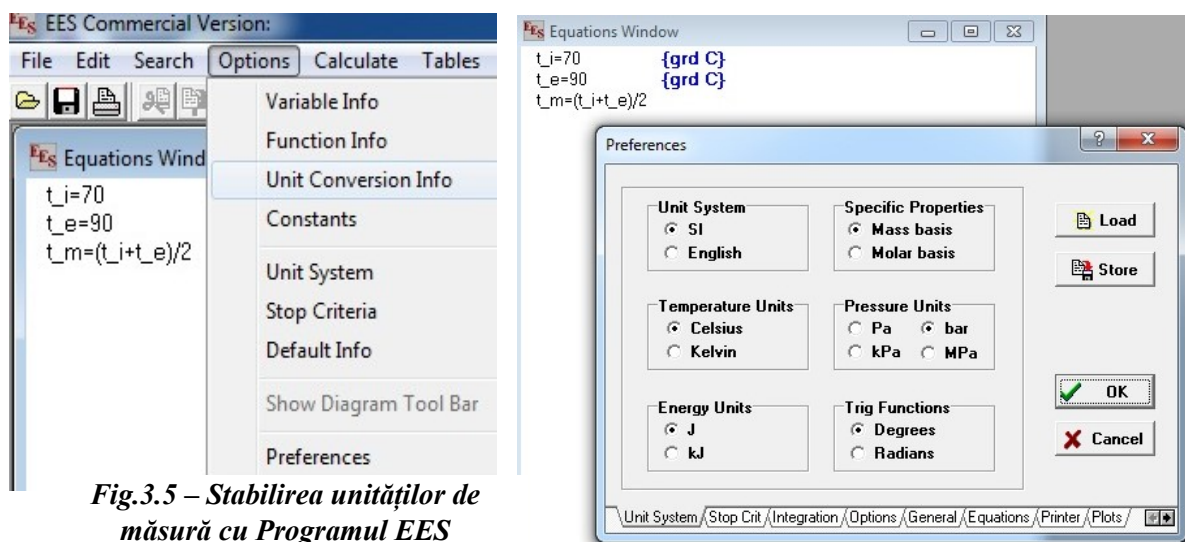


Fig.3.5 – Stabilirea unităților de măsură cu Programul EES

Programul se inițializează cu datele cunoscute: temperatura de intrare a apei (t_i), temperatura apei la ieșire (t_e), apoi se scrie ecuația temperaturii medii a apei prin aparat și se apelează la biblioteca programului pentru determinarea parametrilor termofizici (densitate, căldură specifică masică la $p=\text{const.}$, conductivitate, vâscozitatea dinamică, respectiv ecuația de legătură între vâscozitatea dinamică și cea cinematică și numărul criterial Prandtl).

Pașii menționați mai sus sunt indicați în imaginile următoare, apelând „Options” apoi „Function Info”:

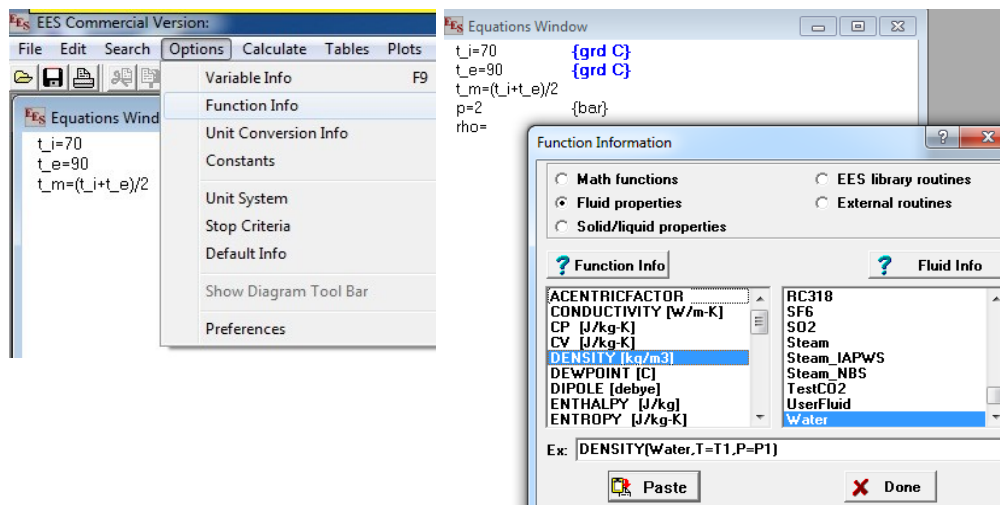


Fig.3.6 – Programul EES:

a) apelarea funcțiilor; b) accesarea proprietăților fluidelor

Programul se scrie în format text dar poate fi vizualizat și în format „Equations”. Programul pentru această aplicație, în cele două formate (text și ecuații), dar și rezultatele obținute sunt indicate în următoarele imagini (fig.3.7 și 3.8).

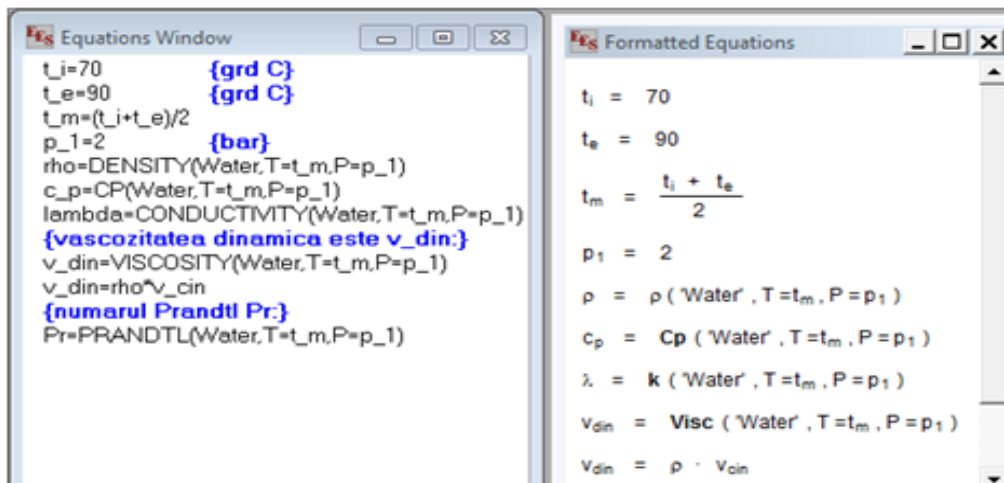
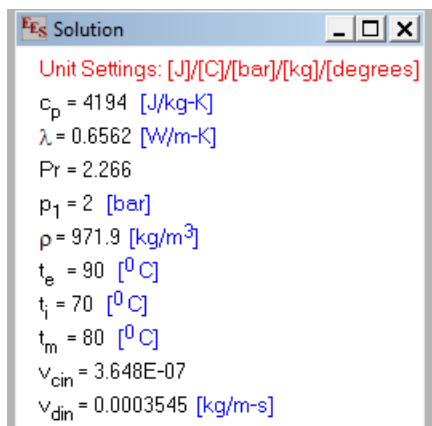


Fig.3.7 – Programul EES,

Scrierea algoritmului de calcul în format text și ecuații



În prezenta aplicație, în format EES, s-au făcut următoarele notații:

v_{din} , [kg/ms] – vâscozitatea dinamică citită de programul EES din diagrama agentului termodinamic considerat;

v_{cin} , [m²/s] – vâscozitatea cinematică pentru care trebuie aplicată formula de calcul (3.24).

Fig.3.8 – Rezultatele aplicației

Așadar, rezultatele obținute pentru temperatura medie a apei $t_m = 80$ °C sunt centralizate în tabelul 3.2.

Tab.3.2 – Parametrii termofizici ai apei la temperatura medie de 80 °C

ρ , [kg/m ³]	c_p , [J/kg·K]	λ , [W/m·K]	v_{din} , [kg/ms]	v_{cin} , [m ² /s]	Pr, [-]
971,9	4194	0,6562	$3,545 \cdot 10^{-4}$	$3,648 \cdot 10^{-7}$	2,266

Aplicația 3.5.1.2

Să se reprezinte grafic variația densității aerului pentru umiditatea relativă de 40 %, când temperatura acestuia variază de la -10 °C la +35 °C. Se consideră presiunea aerului egală cu 1 bar.

Rezolvare:

- Se scrie algoritmul de calcul pentru determinarea densității aerului, în condițiile inițiale date.
- Pentru a putea fi rezolvat tabelul în programul Engineering Equation Solver este necesar închiderea între acolade a funcției declarate corespunzătoare axei „0X” (cea care urmează să varieze într-un interval specificat), în cazul nostru valoarea inițială pentru $t_{ai} = (-10 \dots +35)$ °C, astfel încât ea să poată lua mai multe valori în tabel.
- Se generează un tabel cu 10 rânduri (sau mai multe), în care numărul de coloane poate să varieze în funcție de numărul de variabile pe care dorim să le calculăm (graficul permite suprapunerea mai multor curbe de variație în același grafic), ținând seama că prima coloană îi corespunde axei „0X”, iar celelalte axei „0Y”. Vor fi urmați pașii : „Tables”, „New Parametric Table” după cum se poate vedea în imaginea alăturată (fig.3.9).

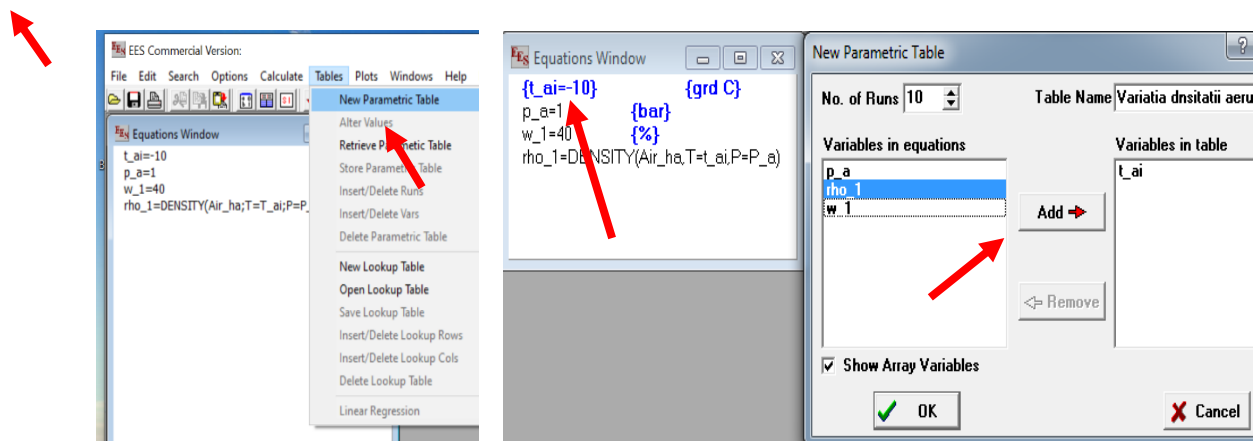


Fig.3.9 – Etapele generării unui tabel în programul EES

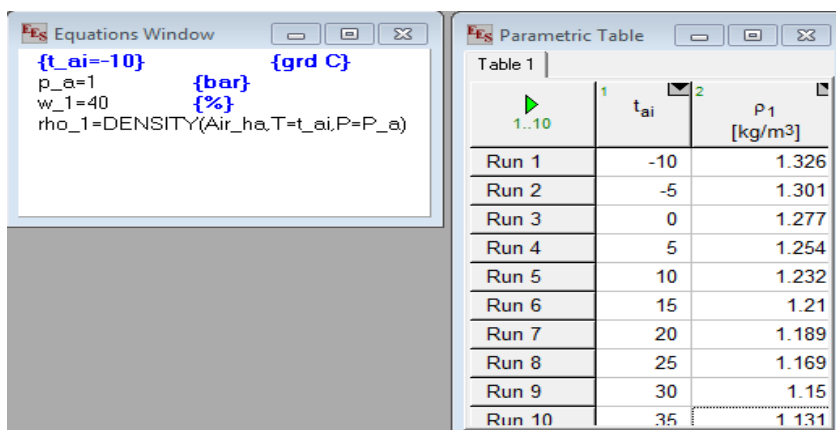


Fig.3.10 – Generarea tabelului în programul EES

Reprezentarea grafică presupune activarea următoarelor opțiuni: „Plots/ New Plot Window/ X-Y Plot”, după care se declară axele și intervalele de variație a acestor, activând “Grid lines”, actualizarea automată a graficului, tipul și culoarea liniei (fig.3.11).

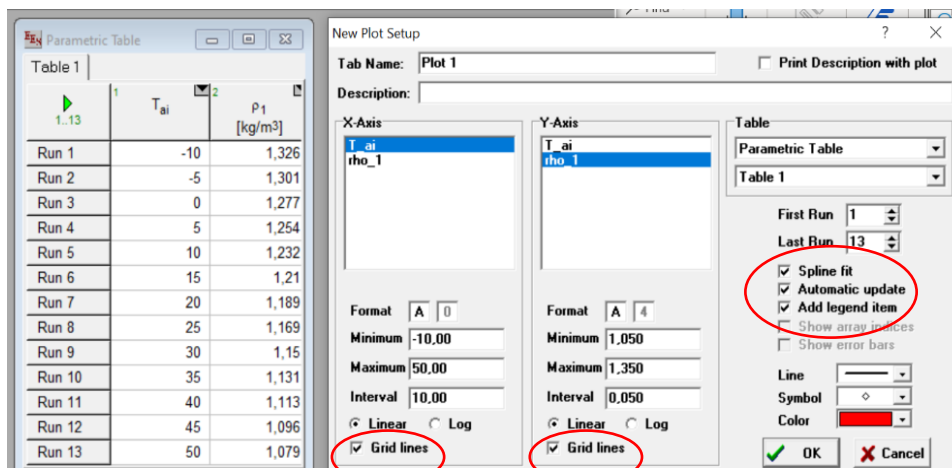
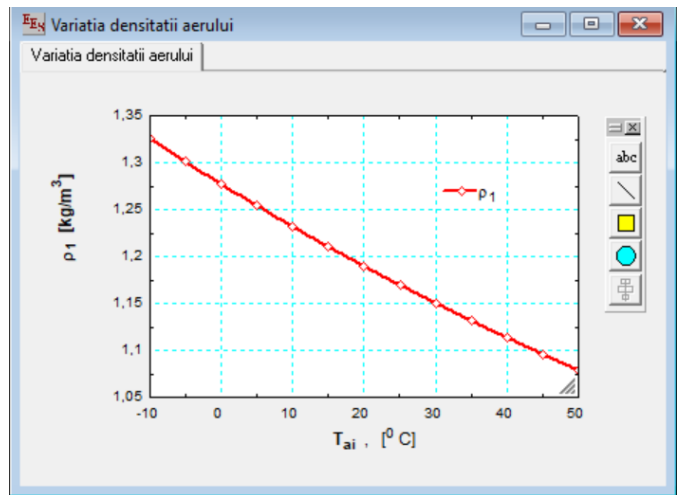


Fig.3.11 – Selectarea modelului de trasare a curbelor de variație în programul EES

Graficul rezultat pentru aplicația 3.2 este redat mai jos și scoate în evidență scăderea densității aerului pe măsură ce crește temperatura acestuia.

Fig.3.12 – Variația densității aerului în funcție de temperatură în programul EES



Aplicația 3.5.1.3

Care este puterea instalată a unui boiler de 80 litri, ce trebuie să încălzească apa de la 15 °C la 40 °C în timp de 20 minute? Presiunea apei se consideră 1 bar.

Date de intrare	Rezolvare	Rezultate
$V = 80 \cdot 10^{-3}$ $t_i = 15$ $t_e = 40$ $p_1 = 1$ $\tau = 20 \cdot 60$	$t_m = \frac{t_i + t_e}{2}$ $\rho = \rho(\text{'Water'}, T=t_m, P=p_1)$ $c_p = C_p(\text{'Water'}, T=t_m, P=p_1)$ $\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t$ $\Delta t = t_e - t_i$ $\dot{m} = \rho \cdot \frac{V}{\tau}$	$c_p = 436.8 \text{ [kW/K]}$ $\Delta t = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $\dot{m} = 0.06233 \text{ [kg/s]}$ $p_1 = 1 \text{ [bar]}$ $\dot{Q} = 680.7 \text{ [W]}$ $\rho = 934.9 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ $\tau = 1200 \text{ [s]}$ $t_e = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $t_i = 15$ $t_m = 27.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$ $V = 0.08 \text{ [m}^3\text{]}$

S-au notat: $V=80 \text{ litri}=80 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$, este volumul boilerului;
 $\tau=20 \text{ min}=20 \cdot 60 \text{ s}=1200 \text{ s}$, reprezintă timpul de încălzire a apei;
 $p=1 \text{ bar}$, presiunea apei.

Aplicația 3.5.1.4

Printr-o conductă de oțel cu dimensiunile $\varnothing 32 \times 3$ mm curge apă cu viteza de 1,3 m/s. Considerând densitatea apei 1000 kg/m^3 , calculați debitul masic și volumic al apei care curge prin conductă?

Date de intrare	Rezolvare	Rezultate
$\varnothing 32 \times 3$ mm $w = 1,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ $\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Dimensiunile conductei înseamnă: $d_{ext} = 32 \text{ mm} = 0.032 \text{ m}$ $g_{teava} = 3 \text{ mm} = 0.003 \text{ m}$ $d_{int} = d_{ext} - 2 \cdot g_{teava} =$ $= 32 - 2 \cdot 3 = 26 \text{ mm} = 0.026 \text{ m}$ Debitul masic al apei este: $\dot{m}_{apa} = \rho \cdot w \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4} \right)$ Debitul volumic este: $\dot{m}_{apa} = \rho \cdot \dot{V}_{apa} \Rightarrow \dot{V}_{apa} = \frac{\dot{m}_{apa}}{\rho}$	$\dot{m}_{apa} = 1000 \cdot 1,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0.026^2}{4}$ $= 0,69 \text{ kg/s}$ $\dot{V}_{apa} = \frac{0,69 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} =$ $= 0,69 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,69 \text{ litri/s}$

Aplicația 3.5.1.5

Printr-un calorifer care are puterea termică de 1400 W circulă apă caldă pe tur cu temperatura de 80°C și pe retur 65°C . Care este debitul volumic de apă care circulă prin calorifer?

Date de intrare

$$P = \dot{Q} = 1400 \text{ W}, \quad t_{ai} = 80^\circ\text{C}, \quad t_{ae} = 65^\circ\text{C}$$

Rezolvare

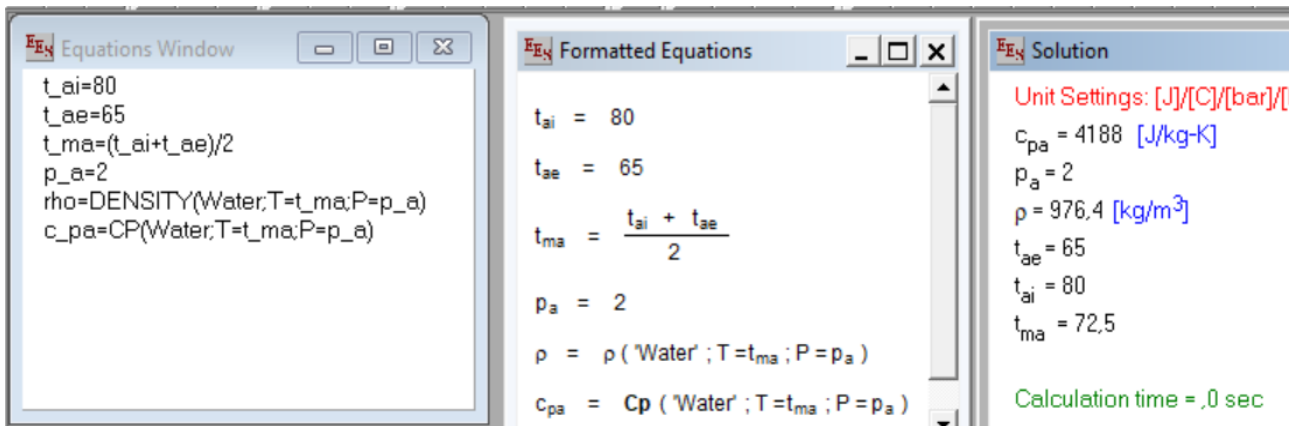
$$\left. \begin{array}{l} \dot{Q} = \dot{m}_{apa} \cdot c_p \cdot \Delta t \\ \dot{m}_{apa} = \rho \cdot \dot{V}_{apa} \\ \Delta t = (t_{ai} - t_{ae}) \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{Q} = \rho \cdot \dot{V}_{apa} \cdot c_p \cdot (t_{ai} - t_{ae}) \Rightarrow \dot{V}_{apa} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot (t_{ai} - t_{ae})}$$

Deoarece temperatura apei variază în lungul suprafeței caloriferului, trebuie calculate densitatea și căldura specifică a apei la presiune constantă la temperatura medie a apei.

Temperatura medie apei:

$$t_{ma} = \frac{(t_{ai} + t_{ae})}{2} = \frac{80 + 65}{2} = 72,5^\circ\text{C}$$

Se apelează la programul Engineering Equation Solver (EES) pentru determinarea proprietăților termofizice ale apei, considerând presiunea apei de 2 bar:



Rezultate

$$\begin{aligned} \dot{V}_{apa} &= \frac{1400 \frac{J}{s}}{976,4 \frac{kg}{m^3} \cdot 4188 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (80 - 65) K} = 2,28 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = \\ &= 0,0821 \frac{m^3}{h} = 82,1 \text{ litri/h} \end{aligned}$$

Aplicația 3.5.1.6

Se consideră un schimbător de căldură cu plăci, având circulația agenților în contracurent, cu puterea termică de 70 kW, în care un volum de 1530 litri apă fierbinte trebuie să se răcească în timp de 30 minute de la 80 °C la 55 °C, utilizând apă de la rețea care intră cu 10 °C și se încălzește până la 45 °C. Se consideră presiune pe ambele circuite $p_1=p_2=2\text{bar}$. Să se calculeze:

- debitul volumic de apă caldă ;
- randamentul termic al schimbătorului;
- debitul volumic de apă rece;
- dacă viteza de curgere a apei calde în aparat este de 3,5 m/s, să se calculeze diametrele de intrare/ieșire apă caldă în/din schimbător.

Date de intrare

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= 70 \text{ kW} = 70000 \text{ W}, V_1 = 1530 \text{ litri a. c.} = 1,53 \text{ m}^3, p_1=p_2=2\text{bar} \\ \tau &= 30 \text{ min} = 30 \cdot 60 = 1800 \text{ s}, t_{1i} = 80 \text{ }^\circ\text{C}, t_{1e} = 55 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2i} = 10 \text{ }^\circ\text{C}, t_{2e} = 45 \text{ }^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

Rezolvare

- $\dot{V}_1 = \frac{V_1}{\tau} = \frac{1,53}{1800} = 0,00085 \text{ m}^3/\text{s}$
- Se aplică ecuația (3.4.3) de bilanț termic pe schimbător:

$$\dot{Q}_T = \eta_t \cdot \dot{Q}_1 = \eta_t \cdot \rho_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \eta_t = \frac{\dot{Q}_T}{\rho_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e})} = \frac{70000}{979,2 \cdot 0,00085 \cdot 4185 \cdot (80 - 55)} = 0,8038 \cong 80,4 \%$$

Parametrii termofizici pentru cei doi agenți termici se determină cu ajutorul programului EES:

The screenshot displays the EES software interface with three panels:

- Equations Window:** Contains the following equations:


```
t_1i=80
t_1e=55
t_m1=(t_1i+t_1e)/2
p_1=2
rho_1=DENSITY(Water,T=t_m1;P=p_1)
c_p1=CP(Water,T=t_m1;P=p_1)
t_2i=10
t_2e=45
t_m2=(t_2i+t_2e)/2
p_2=2
rho_2=DENSITY(Water,T=t_m2;P=p_2)
c_p2=CP(Water,T=t_m2;P=p_2)
```
- Formatted Equations:** Shows the equations in a formatted mathematical style:


```
t_1i = 80
t_1e = 55
t_m1 = (t_1i + t_1e) / 2
p_1 = 2
rho_1 = rho ( 'Water' ; T=t_m1 ; P=p_1 )
c_p1 = Cp ( 'Water' ; T=t_m1 ; P=p_1 )
t_2i = 10
t_2e = 45
t_m2 = (t_2i + t_2e) / 2
p_2 = 2
rho_2 = rho ( 'Water' ; T=t_m2 ; P=p_2 )
c_p2 = Cp ( 'Water' ; T=t_m2 ; P=p_2 )
```
- Solution:** Displays the calculated values:


```
Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[l]
c_p1 = 4185 [J/kg-K]
c_p2 = 4183 [J/kg-K]
p_1 = 2
p_2 = 2
rho_1 = 979,2 [kg/m^3]
rho_2 = 996,4 [kg/m^3]
t_1e = 55
t_1i = 80
t_2e = 45
t_2i = 10
t_m1 = 67,5
t_m2 = 27,5
Calculation time = ,0 sec
```

c) Se aplică a doua egalitate a ecuației (3.4.3) de bilanț termic pe schimbător:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \eta_t \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \Rightarrow \dot{Q}_T = \dot{Q}_2 = \rho_2 \cdot \dot{V}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i}) \Rightarrow \\ &\Rightarrow \dot{V}_2 = \frac{\dot{Q}_T}{\rho_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})} \\ \dot{V}_2 &= \frac{70000}{996,4 \cdot 4183 \cdot (45 - 10)} = 4,798 \cdot \frac{10^{-4} m^3}{s} \cong 480 \text{ litri/s} \end{aligned}$$

3.6 Stabilirea regimurilor de curgere

Se stabilesc secțiunile de curgere ale celor doi agenți termici, pentru care se aleg viteze corespunzătoare de curgere, în intervale recomandate de literatura de specialitate, în funcție de rolul îndeplinit și modelul propus pentru schimbătorul de căldură. Regimul de curgere pentru fiecare agent termic este dat de criteriul Reynolds, conform relației:

$$Re = \frac{w \cdot d_{ech}}{v_{cin}} \quad (3.25)$$

în care:

w - viteza de curgere a agentului termic prin secțiunea indicată, [m/s]

v_{cin} - viscozitatea cinematică a agentului termic, [m²/s]

d_{ech} - reprezintă *diametrul echivalent de curgere* a agentului respectiv, în [m]

$$d_{ech} = \frac{4 \cdot A_{ST}}{P_u}, \quad (3.26)$$

în care: A_{ST} – reprezintă aria secțiunii transversale de curgere a agentului considerat, [m²]

P_u – reprezintă perimetrul udat de agentul termodinamic considerat, [m].

În general, procesul de transfer de căldură în cadrul unui schimbător de căldură este un fenomen complex care implică o combinație de procese simple de transmitere a căldurii.

Spre exemplu, transferul de căldură în interiorul schimbătoarelor se realizează prin convecție (naturală sau forțată, de la un fluid la un solid), conducție (prin pereții solizi ce despart cei doi agenți termici de lucru, inclusiv depunerile) și prin radiație (caz întâlnit în mod special la gazele de ardere, sau la sursele de căldură cu temperatura ridicată).

Formele de transfer termic cel mai frecvent întâlnite în cazul schimbătoarelor de căldură care fac parte integrantă din diverse procese tehnologice, sunt:

- convecție forțată de la un agent termic la peretele solid despărțitor (de regulă, peretele țevii/plăcii prin care se transmite căldura),
- conducție în interiorul peretelui despărțitor dintre agenții termici, inclusiv depunerile de calcar sau pelicule de ulei, rugină, etc. de pe acest perete,
- convecție forțată sau liberă de la peretele despărțitor la al doilea agent termodinamic de lucru.

De regulă, datorită dificultăților de ordin matematic și diversității situațiilor posibile, calculul convecției la curgerea prin conducte și canale se face utilizând relații date de criteriile de similitudine (tab.3.4).

3.7 Determinarea coeficientului global de schimb de căldură

3.7.1 Propagarea căldurii prin conducție

Relația de bază a transferului conductiv de căldură a fost propusă de Fourier în anul 1822 și furnizează expresia *fluxului de căldură transmis printr-un material* în care există gradientul de temperatură dt/dx :

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot S \cdot \frac{dt}{dx}, \quad [W]; \quad (3.27)$$

sau *fluxul termic unitar*, specific suprafețelor plane și paralele:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \cdot \frac{dt}{dx}, \quad [W/m^2] \quad (3.28)$$

unde:

S , [m²] - suprafața izotermă de schimb de căldură, plasată perpendicular pe direcția propagării fluxului termic.

Conductivitatea termică a corpurilor (λ) reprezintă un parametru termofizic determinant pentru procesul conductiv de transfer de căldură și depinde de natura corpurilor, de temperatura, densitatea, umiditatea și structura lor.

Dacă corpul primește o cantitate de căldură, ionii își intensifică oscilațiile în jurul poziției de echilibru, iar electronii liberi execută deplasări haotice, astfel încât valoarea energiei cinetice a electronilor și cea a energiei potențiale de oscilație a nodurilor rețelei, se mărește.

Conductivitatea termică este, deci, datorată atât electronilor, cât și fononilor (prin analogie cu fotonii corespunzători undelor elastice ale vibrației ionilor) $\lambda = \lambda_{el} + \lambda_{fon}$. La materialele metalice, datorită concentrației mari de electroni liberi $\lambda_{metal} \cong \lambda_{el}$, iar pentru materialele nemetalice $\lambda_{nemetala} = \lambda_{fon}$ [21].

Cunoscând faptul că contribuția electronilor liberi la stabilirea conductivității este de aproximativ (20 ... 30) de ori mai mare decât a fononilor, rezultă că $\lambda_{metal} \gg \lambda_{nemetala}$ [21].

Cea mai mare influență asupra conductivității termice o are temperatura, astfel pentru corpurile solide și omogene, în anumite intervale de temperatură, se poate considera că dependența este liniară:

$$\lambda = \lambda_0 \cdot (1 + \beta \cdot t), \quad [W/m \cdot K] \quad (3.29)$$

unde:

λ_0 , - reprezintă conductivitatea materialului la temperatura de 0⁰ C, [W/m·K]
 β - coeficient specific materialului (pentru metale prezintă valoare negativă).

În tabelul 3.3 și figura 3.13 sunt redată valorile conductivităților termice pentru diverse materiale, metale și aliaje metalice la temperaturi diferite.

În cazul materialelor de construcție și refractare, conductivitatea crește cu temperatura, expresiile de calcul având forma [1]:

- cărămidă roșie: $\lambda = 0,46 + 2,56 \cdot 10^{-4} \cdot t$, [W/m · K]
- șamotă: $\lambda = 0,7 + 6,4 \cdot 10^{-4} \cdot t$, [W/m · K]
- magnezită: $\lambda = 4,3 + 5,12 \cdot 10^{-4} \cdot t$, [W/m · K]

Tabelul 3.3 – Conductivitatea termică pentru diferite metale și aliaje [1]

Metalul	Temperatura	Conductivitatea termică λ , [W/mK]								
		-100	0	100	200	300	400	600	800	1000
Aluminiu pur		243	236	240	238	234	228	215	-	-
Duraluminiu (96%Al+4%Cu+Mg)		124	160	178	188	193	-	-	-	-
Silumin (87%Al+13%Si)		139	158	173	176	180	-	-	-	-
Alamă (70%Cu+30%Zn)		90	106	131	143	145	148	-	-	-
Oțel carbon $\approx 1\%$ C		-	43	42.8	42.2	41.5	40.6	36.7	32.2	-
Oțel crom $\approx 5\%$ Cr		-	36.3	35.2	34.7	33.5	31.4	28.0	27.2	27.2
Oțel inox 0,8% Cr		-	-	40	37	-	31	-	27	-

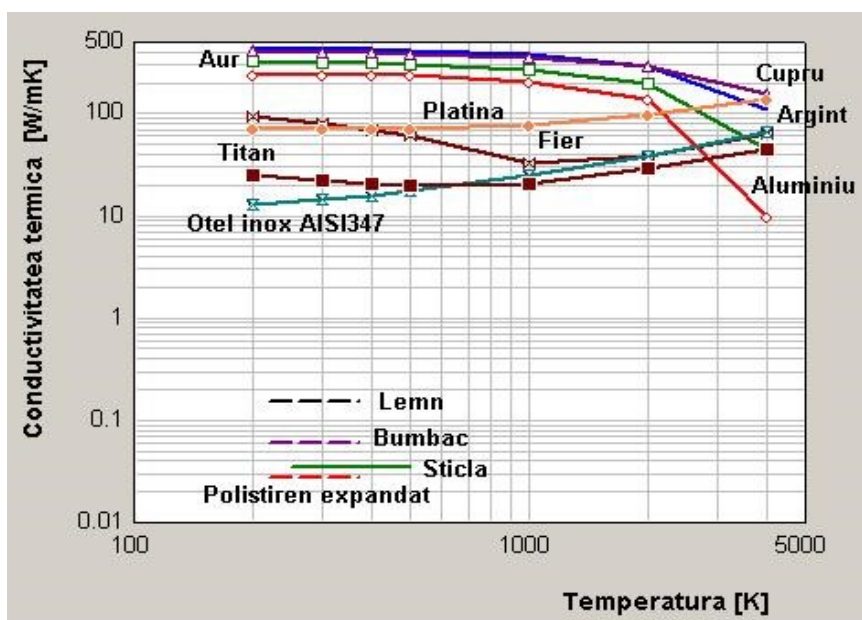


Fig.3.13 – Conductivitatea termică pentru diferite materiale solide [20]

Conductivitatea termică a materialelor poroase depinde în mod special de umiditatea acestora (w) prin relații de forma: $\lambda = \lambda_0 e^{0,08w}$, [W/m · K], în care λ_0 reprezintă conductivitatea materialului uscat, iar w - umiditatea exprimată în % [22].

În cazul materialelor termoizolante, conductivitatea termică deși crește cu temperatura, se păstrează în limitele unor valori reduse datorită proprietăților materialului respectiv, dar și a porozităților în care se află aer sau alte gaze care măresc mult rezistența materialului la conductivitate termică. De aceea, calitatea lor izolantă depinde de porozitatea sau compactitatea lor.

Expresiile de calcul sunt de forma [1]:

- vată minerală: $\lambda = 0,056 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot t$, $[W/m \cdot K]$
- vată de sticlă: $\lambda = 0,042 + 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot t$, $[W/m \cdot K]$.

Conducția termică prin lichide este realizată cu preponderență de către fononi și prezintă valori mai mici decât pentru solide, aproximativ (0,09 ... 0,7) W/m·K. Spre exemplu, în cazul apei conductivitatea termică este de 0,5674 la temperatura de 10 °C și de numai 0,6613 la temperatura de 90 °C. În figura 3.14 sunt reprezentate grafic valorile conductivității termice pentru diferite lichide în funcție de temperatură [20].

Conductivitatea termică a gazelor depinde în principal de temperatură și în mică proporție de presiune (până la valoarea corespunzătoare punctului critic), de aceea se poate calcula cu relația aproximativă: $\lambda = \lambda_0 (T/273)^{1,5}$, în care λ_0 este conductivitatea gazului la temperatura de 0 °C, iar T este temperatura absolută exprimată în K [23].

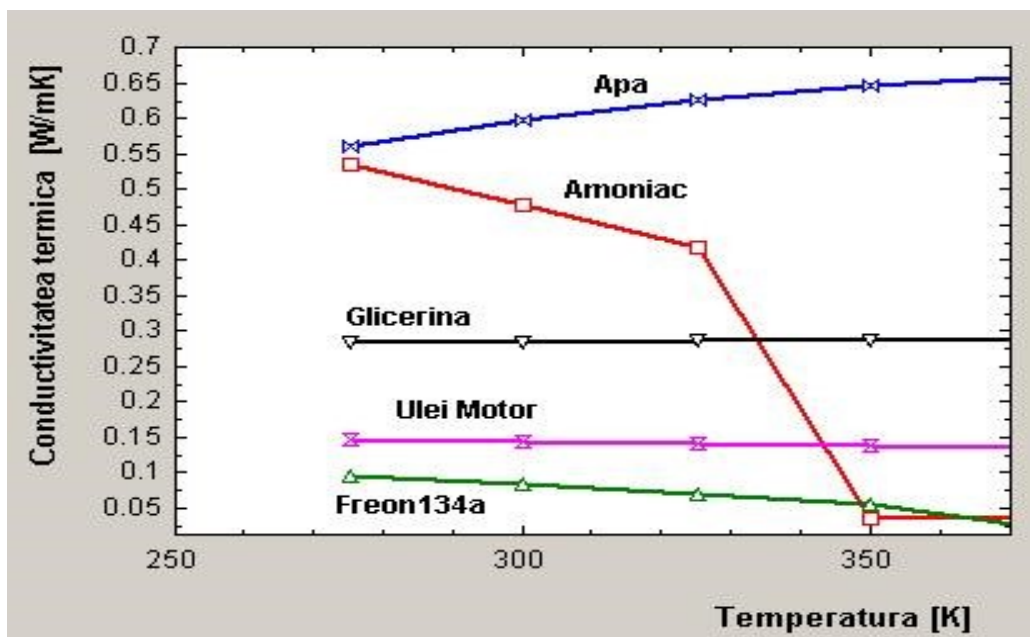


Fig.3.14 – Conductivitatea termică pentru diferite lichide [20]

Din cercetări experimentale, rezultă că în cazul aerului dependența conductivității termice de temperatură este de forma [24]:

$$\lambda = 2,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1+2 \cdot 10^{-4} \cdot T}{1+\frac{124}{T}} \cdot \sqrt{T}, \quad [W/m \cdot K] \quad (3.30)$$

Graficul din figura 3.15 reprezintă variația conductivității termice a unor gaze în funcție de temperatură [20].

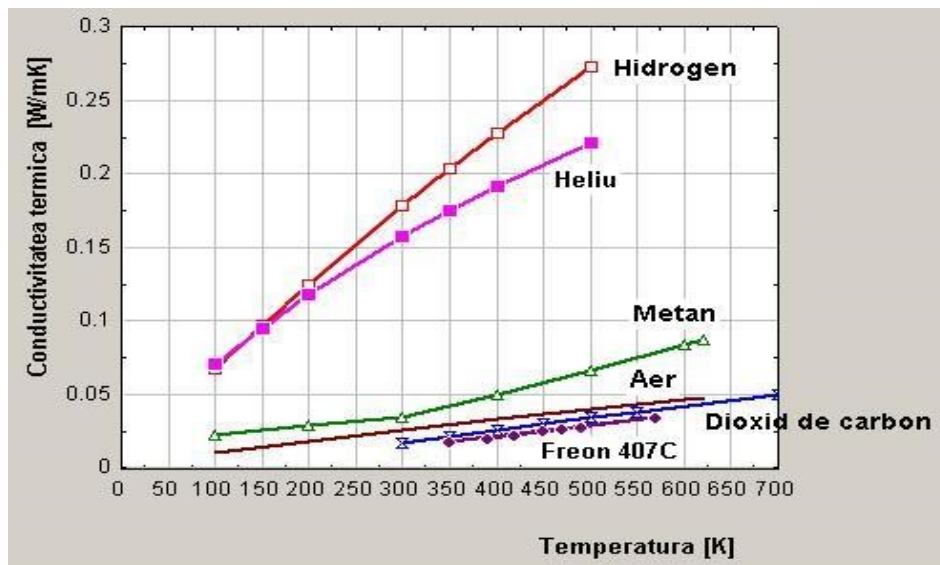


Fig. 3.15 – Conductivitatea termică pentru diferite gaze [20]

Ecuțiile diferențiale ale conducției termice se rezolvă pentru cazurile practice, cu ajutorul condițiilor de determinare univocă a procesului, care cuprind [20]:

- a) *condiții geometrice*, care determină forma geometrică și dimensiunile corpului;
- b) *condiții fizice*, care stabilesc valorile proprietăților termofizice ale corpului (c_p , ρ , λ , a – difuzivitatea termică, etc.) și variația în timp și spațiu a surselor interioare de căldură;
- c) *condiții inițiale*, care determină distribuția temperaturii în interiorul corpului, la momentul inițial $\tau = 0$;
- d) *condiții la limită sau de contur*, care definesc legătura corpului cu mediul ambiant și care pot fi exprimate în mai multe moduri:
 - d.1) *condiții la limită de tip Dirichlet*, se referă la cunoașterea distribuției temperaturilor pe suprafața corpului în fiecare moment; caz particular $t_p = ct.$;
 - d.2) *condiții la limită de tip Neumann*, stabilesc valorile densității de flux termic care străbate corpul pentru orice moment τ ; caz particular $\dot{q} = ct.$
 - d.3) *condiții la limită de tip Fourier*, stabilesc temperatura mediului ambiant și legea fluxului termic între suprafața corpului și mediul înconjurător;
 - d.4) *condiții la limită de contact*, definesc schimbul de căldură prin conducție între corpuri diferite aflate în contact termic perfect.

Astfel, dacă se consideră un perete omogen și izotrop cu grosimea δ și conductivitatea termică λ constantă, fără surse interioare de căldură, cu fețele plane paralele care au temperaturile t_{p1} , respectiv t_{p2} și cu suprafața S de schimb de căldură, fluxul termic unitar prin peretele considerat este de forma [20]:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{p1} - t_{p2}), \quad [W/m^2] \quad (3.31)$$

iar fluxul termic transmis prin toată suprafața peretelui devine:

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot S = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{p1} - t_{p2}) \cdot S = \frac{(t_{p1} - t_{p2}) \cdot S}{R_t}, \quad [W] \quad (3.32)$$

unde,

$R_t = \frac{\delta}{\lambda}$, $[m^2K/W]$ reprezintă *rezistența termică a peretelui*, iar

δ – grosimea acestuia, exprimată în $[m]$.

În majoritatea aplicațiilor practice se admite o variație a conductivității termice cu temperatura sub forma ecuației (3.29), care înlocuită în legea lui Fourier (3.28) face ca aceasta să devină [20]:

$$\dot{q} = -\lambda_0 \cdot (1 + \beta \cdot t) \cdot \frac{dt}{dx}, \quad [W/m^2] \quad (3.33)$$

iar expresia fluxului termic unitar devine:

$$\dot{q} = \frac{\lambda_0}{\delta} \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2}\right) \cdot (t_{p1} - t_{p2}) = \frac{\lambda_m}{\delta} \cdot (t_{p1} - t_{p2}), \quad \left[\frac{W}{m^2}\right] \quad (3.34)$$

în care,

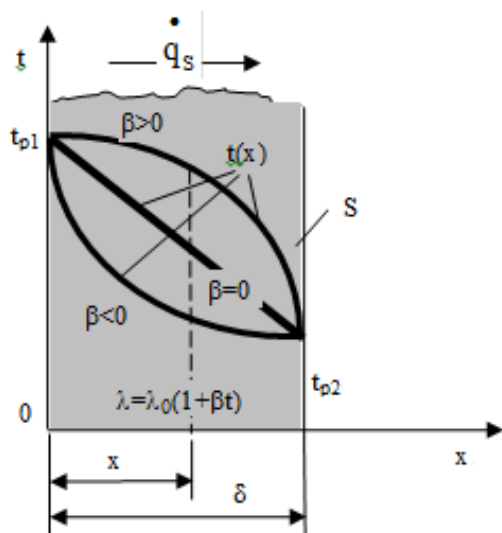
$$\lambda_m = \frac{1}{t_{p1} - t_{p2}} \int_{t_{p2}}^{t_{p1}} \lambda(t) dt = \lambda_0 \left(1 + \beta \cdot \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2}\right) = \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{2}, \quad \left[\frac{W}{m \cdot K}\right] \quad (3.35)$$

reprezintă conductivitatea termică medie a peretelui pentru intervalul de temperatură $[t_{p1}, t_{p2}]$ și care se calculează pentru temperatura medie a acestuia $t_{mp} = (t_{p1} + t_{p2})/2$, iar λ_1 respectiv λ_2 sunt conductivitățile termice calculate la temperaturile t_{p1} și t_{p2} .

Din cele de mai sus rezultă că relațiile de determinare a fluxului termic unitar (3.33) și (3.34) sunt structural identice, motiv pentru care sunt utilizate în aplicațiile practice.

În cazul în care variația conductivității este de forma (3.35) și $\beta \neq 0$, profilul temperaturii în perete se obține prin integrarea ecuației diferențiale (3.33), după separarea variabilelor, între limitele:

$$\begin{cases} x = 0 \Rightarrow t = t_{p1} \text{ și} \\ x > 0 \Rightarrow t = t(x) = \sqrt{\left(\frac{1}{\beta} + t_{p1}\right)^2 - \frac{2 \cdot \dot{q} \cdot x}{\lambda_0 \cdot \beta}} - \frac{1}{\beta} \end{cases} \quad (3.36)$$



Se observă faptul că distribuția temperaturii în perete nu este liniară, ci ia forma unei parabole :

- concavă ($\beta < 0$) sau
- convexă ($\beta > 0$)

în funcție de semnul factorului β (fig. 3.16) [20].

Fig. 3.16 – Distribuția temperaturii printr-un perete plan omogen [20]

3.7.2 Propagarea căldurii prin convecție

Transmiterea căldurii prin convecție se realizează prin intermediul curenților de fluid în proximitatea suprafețelor solide și este influențată de patru categorii de factori: proprietățile termofizice ale fluidului, regimul de curgere, natura mișcării, de forma și dimensiunile suprafeței de schimb de căldură.

Natura mișcării depinde de cauza care o generează și se deosebesc două tipuri de transfer convectiv [20]:

- a) *convecție liberă (naturală)* (fig.3.17) care se produce pe baza variației densității cu temperatura în diverse puncte ale fluidului, sau a mișcării maselor de fluid (curenți); un exemplu de convecție naturală la schimbătoarele de căldură îl reprezintă curgerea naturală a aerului peste suprafața radiatoarelor termice din tablă (caloriferul) [20];



Fig.3.17 - Convecția naturală a aerului care circulă pe lângă un radiator termic (calorifer) [20]

- b) *convecție forțată*, are loc sub efectul unei acțiuni mecanice exterioare (pompă, ventilator, suflantă, etc.) care produce deplasarea fluidului [25]. Acest fenomen este exemplificat în figura 3.18 prin trecerea forțată a aerului peste un radiator auto, executată de către un electroventilator.

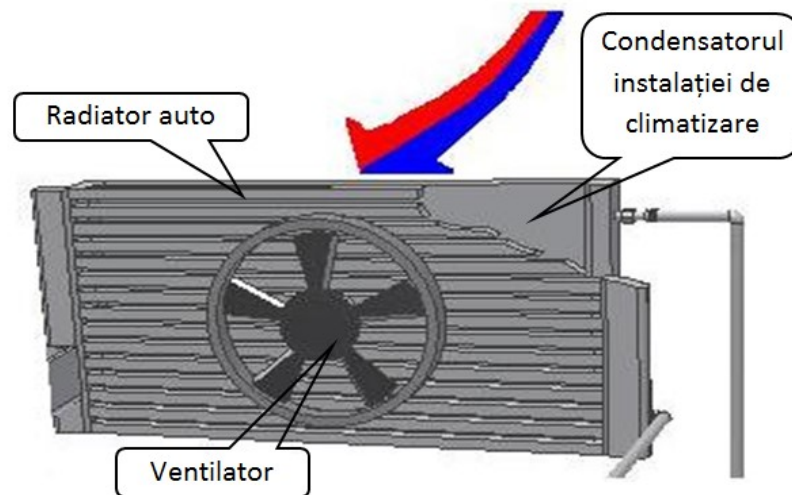


Fig.3.18 - Convecția forțată a aerului la un radiator auto [20]

Osborne Reynolds în lucrarea „O investigație experimentală a circumstanțelor care determină dacă mișcarea apei este directă sau sinusoidală” pune bazele deosebirii regimurilor de curgere prin intermediul numărului adimensional ce-i poartă numele Reynolds (Re) [20] și care pentru lichide are următoarele intervale:

- curgere în regim laminar, când $0 < Re < 2300$;
- curgere în regim de tranziție, când $2300 < Re < 10000$;
- curgere în regim turbulent, când $Re \geq 10000$, are loc prin conducție termică în stratul limită și prin transfer de masă și amestec de fluid în zona centrală a curgerii.

Transferul de căldură prin convecție este influențat de parametrii termofizici ai fluidelor, în special de conductivitatea termică (λ), densitate (ρ), căldură specifică masică la presiune constantă (c_p), difuzivitate termică (a), vâscozitate dinamică (μ_{din}), ce depind de temperatură pentru fiecare fluid în parte și într-o măsură mult mai mică de presiune [20].

Forma și dimensiunile suprafeței de schimb de căldură au un efect esențial asupra procesului de convecție. Geometria suprafeței de schimb de căldură (plană, cilindrică, circulară, spiralată sau în fascicul, nervurată, etc.) și orientarea acesteia față de direcția de curgere afectează caracteristicile stratului limită și creează condiții specifice de curgere și de transfer de căldură [20].

Calculul fluxului termic transmis prin convecție între un perete cald având suprafața S și un fluid rece, se face cu ajutorul legii lui Newton:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (t_p - t_f), [W] \quad (3.37)$$

sau fluxul termic unitar care se transmite prin unitatea de suprafață S :

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = \alpha \cdot (t_p - t_f), [W/m^2] \quad (3.38)$$

în care $t_{p,f}$ reprezintă temperatura suprafeței peretelui, respectiv a fluidului.

Definirea în acest mod a transferului de căldură prin convecție, face ca în coeficientul de convecție α să fie înglobați toți factorii care determină procesul de convecție și care au fost amintiți anterior. În felul acesta, α devine o funcție complexă, greu de determinat, cu multe variabile, de forma: $\alpha = f(l, w, t_p, t_f, c_p, \rho, \nu, a, \dots)$, unde l este o lungime caracteristică a curgerii, în [m].

Se dispune de patru metode principale de evaluare a coeficientului de convecție și anume:

- analiza dimensională combinată cu determinări experimentale;
- soluții matematice exacte ale ecuațiilor stratului limită;
- analiza aproximativă a stratului limită prin metode integrale;
- analogia între transferul de căldură, masă și impuls.

Toate aceste patru metode își aduc contribuția la înțelegerea fenomenului de transfer de căldură convectiv, dar nici una dintre ele nu poate rezolva singură toate problemele schimbului de căldură prin convecție, deoarece fiecare metodă prezintă o serie de limitări care restrâng utilizarea practică.

Analiza dimensională este o metodă care pornește de la premisa că orice fenomen poate fi descris printr-o ecuație în care intervin o serie de variabile. Analiza dimensională combină variabilele unui proces în relații adimensionale (denumite criterii), convenabil alese, care ușurează interpretarea rezultatelor și extind domeniul de aplicare al rezultatelor experimentale.

În procesele de transfer convectiv de căldură se utilizează similitudinea care permite extinderea rezultatelor experimentale sau teoretice obținute pe un model, la o întreagă clasă de procese ce se caracterizează prin valori identice ale unor grupări adimensionale – denumite criterii.

Cele mai utilizate criterii de similitudine în transferul convectiv sunt [26]:

- ✓ *Criteriul Prandtl* ($Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{c_p \rho \nu_{cin}}{\lambda}$), reprezintă raportul între difuzivitatea moleculară a impulsului și a căldurii;
- ✓ *Criteriul Reynolds* ($Re = \frac{w \cdot l}{\nu_{cin}}$), caracterizează regimul de curgere a unui fluid și se definește ca raportul dintre forțele de inerție și de vâscozitate;
- ✓ *Criteriul Grasshoff* ($Gr = \frac{g \cdot l^3 \Delta t \cdot \beta}{\nu_{cin}^2}$), ce caracterizează fenomenul de convecție naturală, unde g [m/s²] este accelerația gravitațională, $\Delta t = t_p - t_f$ este diferența de temperatură între perete și fluid, β [1/K] reprezintă coeficientul de dilatare volumică. Acest criteriul de similitudine poate fi interpretat ca fiind raportul dintre forța de ascensiune a unității de volum și forța de inerție a acestei unități;
- ✓ *Criteriul Nusselt* ($Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$), este raportul între gradientul temperaturii fluidului față de un perete și un gradient de referință;
- ✓ *Criteriul Péclet* ($Pe = Re \cdot Pr$), constituie raportul între fluxul termic convectiv și conductiv pentru aceeași valoare a diferenței de temperatură;

- ✓ *Criteriul Colburn* $\left(j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = St \cdot Pr^{2/3}\right)$ este o măsură a intensității transferului termic prin convecție forțată, folosit în special la comparația performanțelor suprafețelor extinse;
- ✓ *Criteriul Euler* $\left(Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w}\right)$, este raportul dintre forțele de presiune și forțele de inerție, evidențiind frecarea fluidelor la curgerea prin conducte și are o importanță deosebită în procesele de cavitație (dublul criteriului Euler reprezintă cifra de cavitație, când $\Delta p = p - p_v$, iar p_v este presiunea de vaporizare);
- ✓ *Criteriul Stanton* $\left(St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr \cdot \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p \cdot w}}\right)$, caracterizează transferul termic prin convecție forțată prin raportarea fluxului termic la capacitatea calorică a fluidului.

În practică, coeficientul de convecție rezultă din valoarea criteriului Nusselt, care la rândul lui va rezulta dintr-o relație criterială de forma $Nu = f(Re, Pr, Gr, Pe, \dots)$.

În anul 1904, la cel de-al III-lea Congres Internațional al Matematicienilor de la Heidelberg, L. Prandtl a introdus noțiunea de *strat limită* sau strat de frecare pentru mișcarea fluidelor caracterizate de frecare foarte mică. Acesta reprezintă un strat subțire dintr-un fluid ce aderă la peretele unui corp în lungul căruia se scurge, în care se manifestă forțele de frecare vâscoase și în care există gradienti de temperatură [21].

Determinarea coeficientului de convecție din *soluțiile matematice ale ecuațiilor stratului limită* necesită formularea ecuațiilor diferențiale ale convecției, care sunt [27]:

- *ecuația transferului de căldură*, care exprimă egalitatea între fluxul termic unitar transmis prin convecție și conducție:

$$\alpha(t_p - t_f) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0} \quad (3.39)$$

- *ecuația conservării energiei* (particularizată pentru un sistem care nu schimbă lucru mecanic cu exteriorul):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \quad (3.40)$$

- *ecuația de continuitate*:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (3.41)$$

- *ecuația termică de stare a fluidului*:

$$f(p, v, T) = 0 \quad (3.42)$$

- *ecuația de curgere (Navier-Stokes)* sub formă generalizată:

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial \tau} + \vec{w} \text{grad} \vec{w} = g(1 - \beta \Delta T) - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \nabla^2 \vec{w} + \frac{\nu}{3} \text{grad}(\text{div} \vec{w}) \quad (3.43)$$

unde:

w_x, w_y, w_z - reprezintă cele trei componente ale vitezei fluidului;

g - accelerația gravitațională;

β - coeficient de dilatație;

$\nabla^2 w$ - laplacianul vitezei.

Grosimea stratului limită (laminar) care se dezvoltă la suprafața unei plăci, a fost stabilită de Blasius sub forma expresiei [28]:

$$\delta = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (3.44)$$

în care $Re_x = w_\infty x / \nu$ corespunde valorii locale a criteriului Reynolds.

Expresia (3.43) indică faptul că la creșterea vitezei se produce scăderea grosimii stratului limită, rezultând că w_x atinge 99 % din valoarea lui w_∞ pentru $\frac{y}{x} \sqrt{Re_x} = 5$, unde y reprezintă tocmai grosimea stratului limită.

În transferul convectiv de căldură sunt definite două tipuri de straturi limită: un strat limită dinamic (δ) dat de distribuția vitezei pe grosimea acestuia și un strat limită termic (δ_t) definit ca fiind distanța de la suprafața peretelui până în punctul în care [28]:

$$t - t_s < 0,99 \cdot (t_b - t_s) \quad (3.45)$$

unde:

t este temperatura locală a fluidului,

t_b reprezintă temperatura fluidului în momentul de formare a stratului limită,

t_s temperatura suprafeței peretelui de separație între fluidele de lucru.

Grosimea stratului limită termic nu este totdeauna egală cu cea a stratului limită dinamic și acest lucru se poate observa în relațiile dintre cele două unde există o dependență de proprietățile termofizice și de regimul de curgere. În figurile 3.19 și 3.20 sunt evidențiate evoluțiile celor două straturi limită [20].

Pentru a determina relațiile dintre grosimile straturilor limită δ , δ_t și caracteristicile asociate de frecare și transfer termic, este necesar să se introducă parametri adimensionali. Conform calculelor lui Polhausen, legătura între grosimea stratului limită dinamic δ și cel termic δ_t este dată de relația [28]:

$$\delta_t = \frac{\delta}{Pr^{1/3}} \quad (3.46)$$

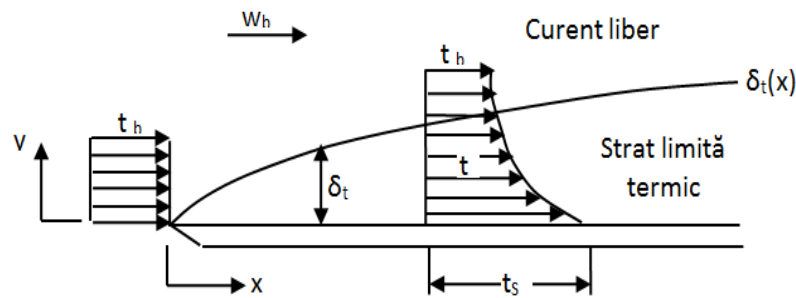


Fig.3.19 – Stratul limită termic format în vecinătatea peretelui de separație dintre fluide [20]

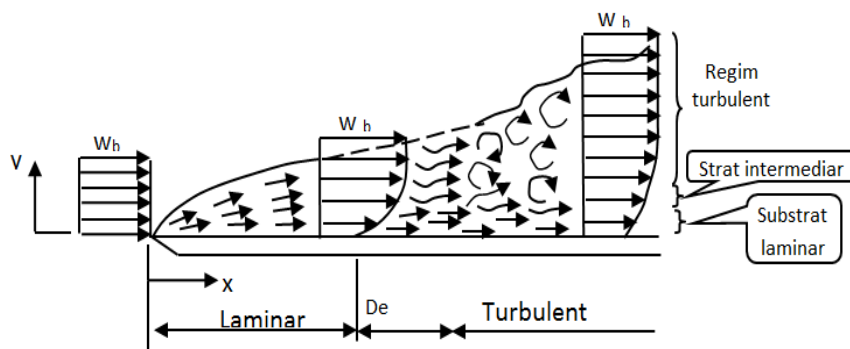


Fig.3.20 – Stratul limită dinamic format în vecinătatea peretelui de separație dintre fluide [20]

Fluxul unitar de căldură transmis prin stratul limită termic este:

$$\dot{q}_x = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0} = -0,332 \cdot \lambda \frac{Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{x} (t_\infty - t_p) \tag{3.47}$$

și după integrare pentru lungimea plăcii \$L\$ și împărțirea cu \$(t_p - t_\infty)\$ se obține expresia coeficientului de convecție forțată laminară pentru curgerea peste o placă plană [28]:

$$\alpha_x = \frac{\dot{q}_x}{t_p - t_\infty} = 0,332 \cdot \frac{\lambda}{x} \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{3.48}$$

sau ecuația criterială corespunzătoare:

$$Nu_x = \frac{\alpha_x \cdot x}{\lambda} = 0,332 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{3.49}$$

Valoarea medie a criteriului Nusselt se obține prin integrarea ecuației (3.49), rezultând o ecuație criterială de forma [28]:

$$Nu_L = 0,664 \cdot Re_L^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \tag{3.50}$$

Analiza aproximativă a stratului limită permite stabilirea coeficientului de convecție folosind ecuații simplificate pentru distribuția vitezei și temperaturii în stratul limită.

Pentru calculul transferului de căldură convectiv între fluid și perete, se scrie ecuația bilanțului energetic în regim permanent, sub formă simplificată:

$$\rho c_p \int_0^{\delta_t} (t - t_\infty) w_x dy = -\lambda \left. \frac{\partial t}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3.51)$$

În final se obține legătura dintre grosimea stratului limită termic și dinamic sub forma:

$$\delta_t = 0,9 \frac{\delta}{Pr^{1/3}} \quad (3.52)$$

Procedând similar cazului anterior, forma ecuației criteriale va rezulta [28]:

$$Nu_x = 0,36 \cdot Re_x^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.53)$$

cu o abatere a constantei numerice de $\approx 9\%$ față de relația (3.49).

În cazul particular al schimbătoarelor de căldură cu fascicul de țevi, cu țevi nervurate, cu plăci, cu plăci și aripioare, transferul termic de la fluidul cald la fluidul rece, prin intermediul peretelui despărțitor, este de forma *convecție – conducție – convecție*, iar fenomenul de convecție este de tip convecție forțată pentru intensificarea transferului termic de partea agentului cu coeficient de convecție mai scăzut (gazele).

De regulă, datorită dificultăților de ordin matematic și diversității situațiilor posibile, calculul convecției la curgerea prin canale se face folosind ecuațiile criteriale, corelate cu date experimentale.

Relațiile criteriale recomandate de literatura de specialitate au forma generalizată:

- în cazul curgerii în regim laminar: $Nu = f(Re, Gr, Pr) \varepsilon_t \varepsilon_l$,
- pentru regim de curgere turbulent: $Nu = f(Re, Pr) \varepsilon_t \varepsilon_l \varepsilon_r$, în care $\varepsilon_t, \varepsilon_l, \varepsilon_r$ sunt coeficienți de corecție ce țin seama de efectul temperaturii în stratul limită, de lungimea canalului și schimbarea direcției de curgere.

Expresiile recomandate pentru coeficienții de corecție în cazul fluidelor incompresibile sunt [21]:

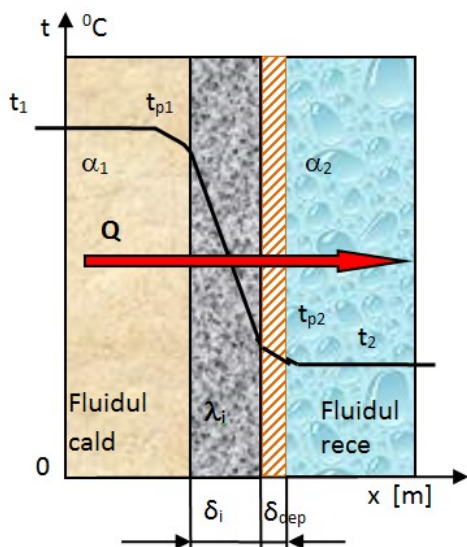
$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25} \quad \text{sau} \quad \varepsilon_t = \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0,14} \quad (3.54)$$

- ε_t - coeficient ce ia în considerare influența variației proprietăților termofizice ale stratului limită asupra convecției;
- ε_l - coeficient ce intervine în cazul conductelor și canalelor scurte și ia în considerare faptul că la intrare într-un canal, curgerea prezintă un caracter turbulent;
- ε_r - apreciază influența schimbării direcției de curgere a fluidului asupra transferului de căldură (comparativ cu procesul de curgere printr-un canal drept).

Se scrie câte o relație criterială Nusselt pentru fiecare agent termic în funcție de regimul propriu de curgere (tab.3.3), după care se determină coeficientul de convecție specific fiecărui agent de lucru, conform relației generale:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{ech}}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{ech}}, \quad [W/m^2K] \quad (3.55)$$

3.7.3 Schimbul global de căldură



În schema alăturată este reprezentat sensul fluxului termic la trecerea căldurii de la fluidul cald (1) la fluidul rece (2), prin intermediul suprafeței de separație dintre ele, considerând că această suprafață este formată din „i” starturi, fiecare având propria conductivitate termică „ λ_i ”.

Fig.3.21 – Transferul termic global printr-un perete plan cu depuneri

Se calculează coeficientul global de schimb de căldură cu relația generală:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{t-p} + R_{t-dep} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad \left[\frac{W}{m^2K} \right] \quad (3.56)$$

în care:

$R_{t-p} = \frac{\delta_{teava}}{\lambda_{teava}}$, $[m^2K/W]$ – rezistența termică a suprafeței de transmitere a căldurii (a peretelui ce separă fluidele de lucru);

$R_{t-dep} = \frac{\delta_{piatra}}{\lambda_{piatra}} + \frac{\delta_{rugină}}{\lambda_{rugină}} + \frac{\delta_{vopsea}}{\lambda_{vopsea}}$ - reprezintă suma rezistențelor termice introduse de depunerile de calcar din apă, rugină, vopsea, etc., care se află pe suprafața de transmitere a căldurii.

Se prezintă în tabelul nr. 3.4 câteva ecuații criteriale pentru calculul convecției forțate la curgerea prin țevi și canale, pentru cazul schimbătoarelor fără schimbarea stării de agregare.

Se poate observa și din tabelul nr. 3.4, că în cazul convecției forțate la curgerea prin țevi și canale a agenților termici fără schimbarea stării de agregare, relațiile criteriale în regim laminar sunt de forma $Nu = f(Re, Gr, Pr) \cdot \varepsilon_c \varepsilon_l$, iar pentru regim turbulent $Nu = f(Re, Pr) \cdot \varepsilon_c \varepsilon_l \varepsilon_r$

În aceste relații factorii ε_c , ε_l și ε_r au următoarele semnificații [21]:

- ε_c = factor de corecție care ține cont de influența variației proprietăților fizice ale stratului limită asupra convecției;
- ε_c se calculează diferențiat, în funcție de natura fluidului:

- pentru lichide:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{Pr_{lichid}}{Pr_{perete}} \right)^{0,25} \quad (3.57)$$

- pentru gaze:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{T_g}{T_p} \right)^n, \text{ unde } \begin{cases} n = 0,25 \text{ la incalzire} \\ n = 0,8 \text{ la racire} \end{cases} \quad (3.58)$$

în care:

Pr_{lichid} – reprezintă criteriul Prandtl al agentului termic la temperatura lichidului;

Pr_{perete} – criteriul Prandtl al agentului termic la temperatura peretelui de separație dintre fluidele de lucru;

T_p – temperatura absolută a peretelui de separație;

T_g – temperatura absolută a gazului.

- ε_l - 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:

$$\varepsilon_l = 1pt \quad \begin{cases} l/d > 50 & \text{in regim laminar} \\ l/d > 15 & \text{in regim turbulent} \end{cases} \quad (3.59)$$

Pentru *curgerea turbulentă a gazelor și lichidelor* coeficientul de corecție ε_l se poate stabili cu relațiile:

$$\begin{cases} \varepsilon_l = l + \left(\frac{d}{l} \right)^{0,7} & \text{daca } 2 < l/d < 20 \\ \varepsilon_l = l + 6 \frac{d}{l} & \text{daca } 20 < l/d < 50 \end{cases} \quad (3.60)$$

- ε_r = apreciază influența schimbării direcției de curgere a fluidului asupra transferului de căldură (comparativ cu procesul de curgere printr-o țevă dreaptă) prin ecuația (2.60) în care R reprezintă raza de curbură:

$$\varepsilon_r = 1 + 1,8 \cdot \frac{d_i}{R} \quad (3.61)$$

Tabel nr. 3.4 – Ecuatii criteriale de calcul a numărului Nusselt [27, 28]

Regimul de curgere	Relația de calcul													Autor		
Laminar	$Nu_m = 1,55 \left(Pe_m \frac{d}{l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0,14}$													Petuhov		
	Condiții de valabilitate : $Re_f < 2300$; $(1/Pe_m)(l/d) \leq 0,05$; $(Gr \cdot Pr)_m < 8 \times 10^5$; $0,07 \leq (\eta_p/\eta_f) \leq 1500$															
	$Nu_f = 1,4 \left(Re_f \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_f^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$													Miheev		
Condiții de valabilitate: $Re_f > 10$; $Re_f (d/l) Pr_f^{5/6} > 15$; $l/d > 10$																
$Nu_f = 1,86 \left(Pe_f \frac{d}{l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0,14}$													Sieder-Tate			
Condiții de valabilitate: $Re_f < 2100$; $Pe_f (d/l) > 10$																
De tranziție	$Nu_f = K_0 Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$													Miheev		
	Condiții de valabilitate: $2000 < Re_f < 10^4$															
	$Re_f 10^{-3}$	2,2	2,3	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10			
	K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33			
$Nu_f = 0,116 \cdot (Re_f^{2/3} - 125) \cdot Pr_f^{1/3} \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0,14} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right]$													Hansen			
Condiții de valabilitate: $2100 < Re_f < 10^4$																
Turbulent	$Nu_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,8} Pr_f^n$; $n=0,3$ daca $t_f > t_p$; $n=0,4$ daca $t_p > t_f$													Dittus-Boelter		
	Condiții de valabilitate: $Re_f > 10^4$; $0,7 < Pr_f < 100$; $l/d > 60$; Pentru valori $(t_p - t_f)$ moderate;															
	$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_p} \right)^{0,25}$													Miheev		
	Condiții de valabilitate: $10^4 < Re_f < 5 \cdot 10^6$; $0,6 < Pr_f < 2500$; $l/d > 50$															
	$Nu_f = \frac{(f/8) \cdot Re_f \cdot Pr_f}{12,7 \sqrt{f/8} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1) + 1,07} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^n$													Petuhov		
	Condiții de valabilitate: $10^4 < Re_f < 5 \cdot 10^6$; $0,5 < Pr_f < 2000$; $l/d > 50$ $n = 0,11$ la încălzirea lichidelor; $n = 0,25$ la răcirea lichidelor															
$Nu_g = St_f Pr_m^{2/3} = 0,023 \cdot Re_m^{-0,2}$													Colburn			
Condiții de valabilitate: $10^4 < Re_f$; $0,7 < Pr_f < 160$; $l/d > 60$																
$St_f = 0,023 \cdot Re_f^{0,2} \cdot Pr_f^{-2/3} \cdot \left(\frac{\eta_f}{\eta_p} \right)^{0,14}$													Sieder-Tate			
Condiții de valabilitate: $10^4 < Re_f$; $0,7 < Pr_f < 17000$; $l/d > 60$																
$Nu_f = 7 + 0,025 Pe_f^{0,8}$													Lyon-Martinelli			
Condiții de valabilitate: Metale lichide, flux termic constant																
$Nu_f = 5 + 0,025 Pe_f^{0,8}$													Seban-Shimazaki			
Condiții de valabilitate: Metale lichide, temperatura constanta a peretelui																
Notă: „f” se referă la fluidul calculat, iar „p” se referă la peretele despărțitor dintre cele două fluide de lucru.																

Determinarea coeficientului global de transfer termic se poate face urmărind etapele indicate în schema următoare:

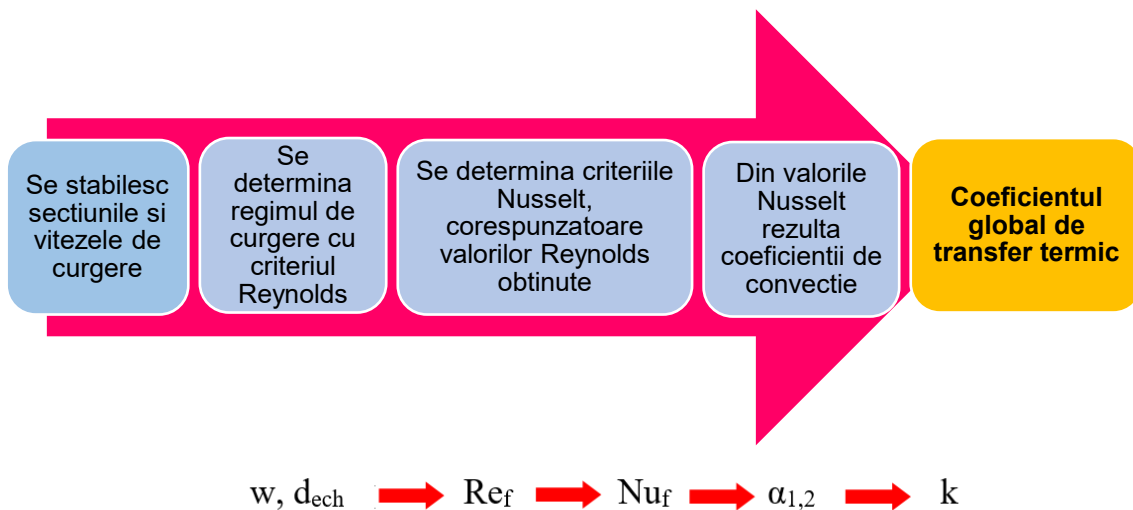


Fig.3.22 – Schema de desfășurare a calculelor

3.7.4 Aplicații la schimbul global de căldură

Aplicația 3.7.4.1

Într-un schimbător de căldură cu plăci, cu circulația agenților în contracurent se încălzește apă de la 10 °C la 60 °C. Agentul termic principal este apa fierbinte care are un debit de 4 l/s și se răcește de la 120 °C la 90 °C, cu un randament de transmitere a căldurii de 98 %.

Se cunosc: suprafața activă a unei plăci $S_{1p} = 0,1 \text{ m}^2$ și vitezele de curgere ale agenților prin aparat $w_1=2,5 \text{ m/s}$ și $w_2=3 \text{ m/s}$, iar $p_1=p_2 = 2 \text{ bar}$. Să se calculeze:

- puterea schimbătorului de căldură ;
- debitul masic de apă rece;
- dacă $k = 6200 \text{ W/m}^2\text{K}$, care este numărul de plăci active din aparat.

Rezolvare:

Date de intrare cunoscute:

$$t_{2i}=10 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad t_{2e}=60 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad \eta = 0,98$$

$$t_{1i}=120 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_{1e}=90 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \dot{V}_1 = 4 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} ;$$

- Pentru determinarea parametrilor termofizici necesari calculelor, se vor calcula temperaturile medii ale celor doi agenți termodinamici:

$$t_{m1} = \frac{(t_{1i} + t_{1e})}{2} = \frac{120 + 90}{2} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{m2} = \frac{(t_{2i} + t_{2e})}{2} = \frac{10 + 60}{2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Cu ajutorul programului Engineering Equation Solver se determină parametrii termofizici ai agenților termodinamici de lucru din schimbătorul de căldură, calculați pentru temperaturile medii ale celor doi agenți.

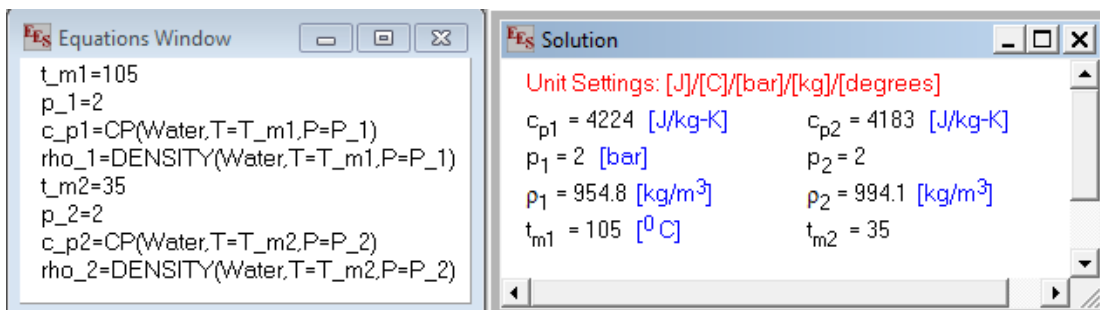


Fig.3.23 – Calculul parametrilor termofizici cu ajutorul programului EES

Tabel nr. 3.5 – Valori calculate la temperaturile medii ale agenților

termofizici t_m	Parametrii	ρ , [kg/m ³]	c_p , [J/kg·K]
$t_{m1} = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$		954,8	4224
$t_{m2} = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$		994,1	4183

Debitul masic de apă fierbinte este:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = 954,8 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 3,819 \text{ kg/s}$$

Puterea schimbătorului de căldură (conform ec. 3.1 și 3.7) este :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e}) = 0,98 \cdot 3,819 \cdot 4224 \cdot (120 - 90) \Leftrightarrow \\ \dot{Q}_T &= 474288 \text{ W} \end{aligned}$$

b) Conform ecuației de bilanț termic pe aparat (3.1 și 3.7) avem:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i}) \Rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_T}{c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})} = \frac{474288}{4183 \cdot (60 - 10)} = 2,268 \text{ kg/s}$$

c) Din ecuația de transfer general de căldură (3.6) avem:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S_{TQ} \cdot \Delta t_{log} = k \cdot (N_a \cdot S_{p1}) \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow$$

$$\text{numărul de plăci active ale aparatului } N_a = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot S_{p1} \cdot \Delta t_{log}} = 11 \text{ placi}$$

Pentru determinarea diferenței medii logaritmice de temperatură (Δt_{log}), conform ecuației 3.11, se va trasa, în mod obligatoriu, diagrama de variație a temperaturii celor doi agenți termodinamici din cadrul schimbătorului, în lungul suprafeței de schimb de căldură.

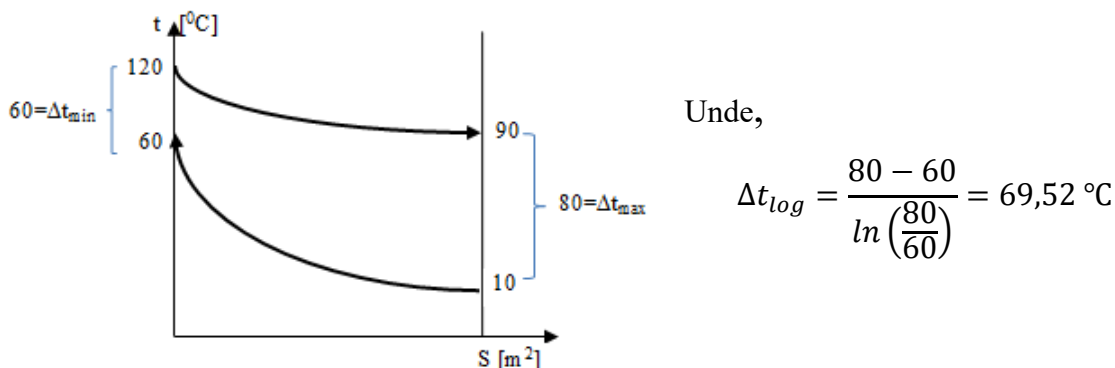


Fig.3.24 – Diagrama de variație a temperaturii agenților în lungul suprafeței de schimb de căldură

Rezolvarea integrală a aplicației 3.3 în programul EES și rezultatele aferente sunt redată în imaginile următoare.

EES Equations Window

```
t_1i=120
t_1e=90
t_m1=(t_1i+t_1e)/2
p_1=2
c_p1=CP(Water,T=T_m1,P=P_1)
rho_1=DENSITY(Water,T=T_m1,P=P_1)
t_2i=10
t_2e=60
t_m2=(t_2i+t_2e)/2
p_2=2
c_p2=CP(Water,T=T_m2,P=P_2)
rho_2=DENSITY(Water,T=T_m2,P=P_2)
V_dot_1=4*10^(-3)
m_dot_1=rho_1*V_dot_1
eta=0.98
Q_dot_T=eta*m_dot_1*c_p1*(t_1i-t_1e)
Q_dot_T=m_dot_2*c_p2*(t_2e-t_2i)
Q_dot_T=k*(N_a*S_p1)*DELTA_t_log
S_p1=0.1 {m^2}
k=6200 {W/m2K}
DELTA_t_log=20/ln(80/60)
```

EES Formatted Equations

$$t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2}$$

$$p_1 = 2$$

$$c_{p1} = Cp('Water', T=t_{m1}, P=p_1)$$

$$\rho_1 = \rho('Water', T=t_{m1}, P=p_1)$$

$$t_{2i} = 10$$

$$t_{2e} = 60$$

$$t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2}$$

$$p_2 = 2$$

$$c_{p2} = Cp('Water', T=t_{m2}, P=p_2)$$

$$\rho_2 = \rho('Water', T=t_{m2}, P=p_2)$$

$$\dot{V}_1 = 4 \cdot 10^{-3}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1$$

$$\eta = 0.98$$

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e})$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})$$

$$\dot{Q}_T = k \cdot N_a \cdot S_{p1} \cdot \Delta t_{log}$$

$$S_{p1} = 0.1$$

$$k = 6200$$

$$\Delta t_{log} = \frac{20}{\ln\left[\frac{80}{60}\right]}$$

EES Solution

Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]

$c_{p1} = 4224$ [J/kg-K]	$c_{p2} = 4183$ [J/kg-K]
$\Delta t_{log} = 69.52$	$\eta = 0.98$
$k = 6200$	$\dot{m}_1 = 3.819$ [kg/s]
$\dot{m}_2 = 2.268$	$N_a = 11$ [placi]
$p_1 = 2$ [bar]	$p_2 = 2$
$\dot{Q}_T = 474288$ [W]	$\rho_1 = 954.8$ [kg/m³]
$\rho_2 = 994.1$ [kg/m³]	$S_{p1} = 0.1$
$t_{1e} = 90$	$t_{1i} = 120$
$t_{2e} = 60$	$t_{2i} = 10$
$t_{m1} = 105$ [°C]	$t_{m2} = 35$
$\dot{V}_1 = 0.004$ [m³]	

Fig.3.25 – Rezolvarea integrală a aplicației 3.4 în programul EES

Aplicația 3.7.4.2

Într-un schimbător de căldură recuperativ se încălzesc 3 l/s apă de la 17 °C la 40 °C utilizând ca agent termic principal apa fierbinte care intră cu 110 °C și are un debit de 3,5 l/s. Să se determine:

- sarcina termică a schimbătorului, dacă randamentul termic al acestuia este 96 %;
- temperatura agentului primar la ieșire din aparat;
- modul de curgere al agenților termici prin aparat pentru care se obține cea mai rentabilă suprafață de schimb de căldură a aparatului și un coeficient global de transfer termic $k=1400 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Rezolvare:

Date de intrare cunoscute:

$$\dot{V}_2 = 3 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} ; \quad t_{2i}=17 \text{ }^\circ\text{C} ; \quad t_{2e}=40 \text{ }^\circ\text{C} ;$$

$$t_{1i}=110 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \dot{V}_1 = 3,5 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad \eta = 0,96$$

- a) Conform ecuației de bilanț termic pe aparat (3.1 și 3.7) avem:

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \Leftrightarrow \dot{Q}_T = \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})$$

$$\dot{Q}_T = 2,9883 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (40 - 17) \text{ K} = 287501,35 \text{ W}$$

Debitul masic de apă rece este:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot \dot{V}_2 = 996,1 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 2,9883 \text{ kg/s}$$

Unde parametrii termofizici ai apei reci se determină pentru :

$$t_{m2} = \frac{(t_{2i}+t_{2e})}{2} = \frac{17+40}{2} = 28,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Utilizând programul Engineering Equation Solver rezultă parametrii termofizici din imaginea de mai jos. Se consideră presiunea apei de 2 bar.

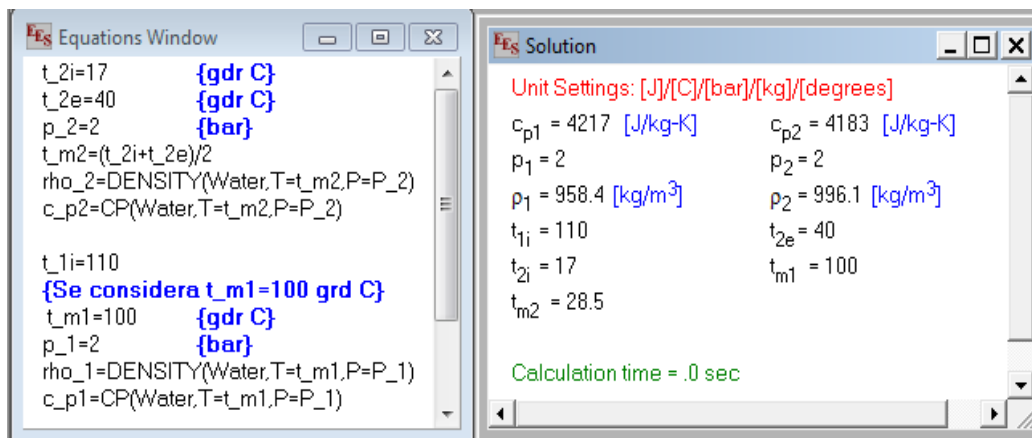


Fig.3.26 – Determinarea parametrilor termofizici cu ajutorul programului EES

$$b) \quad \dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e}) \Rightarrow (t_{1i} - t_{1e}) = \frac{\dot{Q}_T}{\eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1}}$$

$$\Rightarrow t_{1e} = t_{1i} - \frac{\dot{Q}_T}{\eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = 110 - \frac{287501,35}{0,96 \cdot 3,3544 \cdot 4217} = 110 - 21 = 89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

unde,

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = 958,4 \cdot 3,5 \cdot 10^{-3} = 3,3544 \text{ kg/s}$$

c) Dacă curgerea are loc în echicurent, distribuția temperaturilor va fi:

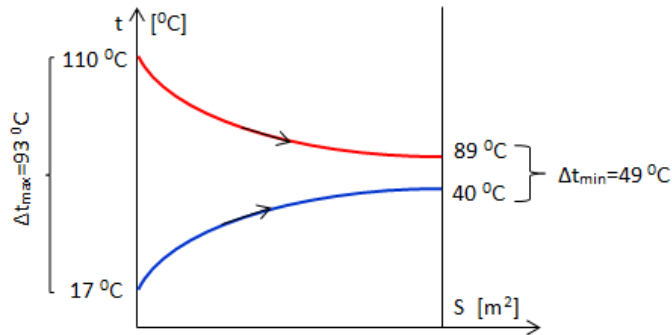


Fig.3.27 – Diagrama de variație a temperaturilor pentru curgerea în echicurent

Diferența medie logaritmică de temperatură (conf. ec. 3.11):

$$\Delta t_{\log EC} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)} = \frac{93 - 49}{\ln\left(\frac{93}{49}\right)} = \frac{44}{0,64} = 28,19 \text{ K}$$

În cazul curgerii în echicurent, suprafața de schimb de căldură dintre cele două fluide va fi:

$$\dot{Q}_T = k \cdot S_{EC} \cdot \Delta t_{\log} \Rightarrow S_{EC} = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta t_{\log}} = \frac{287501,35}{1400 \cdot 28,19} = 7,284 \text{ m}^2$$

Dacă curgerea are loc în contracurent, distribuția temperaturilor va fi:

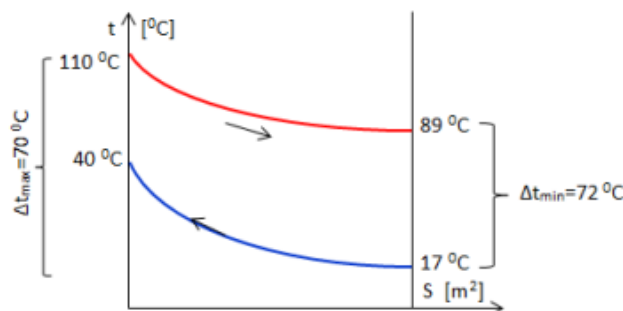


Fig.3.28 – Diagrama de variație a temperaturilor pentru curgerea în contracurent

$$\Delta t_{\log_{CC}} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} = \frac{72 - 70}{\ln\left(\frac{72}{70}\right)} = \frac{2}{0,02817} = 70,99 \text{ K}$$

Pentru curgerea în contracurent, suprafața de schimb de căldură dintre cele două fluide va fi:

$$S_{CC} = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta t_{\log}} = \frac{287501,35}{1400 \cdot 70,99} = 2,982 \text{ m}^2$$

Raportul suprafețelor de transfer termic pentru cele două tipuri de curgere este:

$$\frac{S_{CC}}{S_{EC}} = \frac{2,982}{7,284} = 0,409$$

Acest rezultat exprimă faptul că suprafața aparatului având curgere în contracurent (S_{CC}) este cu 59,1 % mai mică decât suprafața aparatului pentru curgerea în echicurent, deci este mai rentabilă curgerea agenților în contracurent.

3.8 Calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură recuperative

Calculul constructiv se efectuează în strânsă legătură cu calculul termic, în vederea determinării secțiunii de curgere, a dispunerii suprafețelor de schimb termic, precum și a dimensiunilor principale ale aparatului.

Dacă se cunosc fluxul termic al schimbătorului și coeficientul global de schimb de căldură, din ecuația (3.6) se determină suprafața de transfer termic S , exprimată în $[m^2]$. În funcție de modelul constructiv propus inițial, se explicitează din punct de vedere geometric această suprafață, rezultând celelalte elemente constructive ale aparatului. În practică se va ține cont de spațiile de montaj pe care le are la dispoziție beneficiarul, astfel încât aparatul să încapă în locul respectiv și să fie asigurate distanțele minime necesare procedurilor de montaj, asamblare și întreținere.

Când suprafața de separație dintre agenții de lucru este formată din pereții unor țevi, înseamnă că un agent termic circulă în interiorul țevilor, iar celălalt circulă în exteriorul acestora.

a) *Dacă agentul termic curge în interiorul țevilor, atunci:*

- secțiunea liberă de curgere a agentului prin țevi, acesta având o singură trecere, va fi:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot n, \quad [m^2] \quad (3.62)$$

unde: n – numărul de țevi dintr-o trecere,
 d_i – diametrul interior al țevii, în $[m]$;

- pentru un număr z de treceri (de schimbări a direcției de curgere a agentului termic), numărul total de țevi N va fi:

$$N = n \cdot z \quad \Rightarrow \quad S_T = \frac{\pi d_i^2}{4} N = S_1 z; \quad (3.63)$$

- explicitând geometric secțiunea totală de curgere a agentului termic considerat, rezultă lungimea unei țevi din schimbător (care, de obicei, este aceeași cu lungimea mantalei aparatului și se alege mai mică de 4 m), conform relației:

$$S_T = (\pi d_i N) L_1 \quad \Rightarrow \quad L_1 = \frac{S_T}{\pi d_i N} = \frac{S_T}{\pi d_i n z}, \quad [m] \quad (3.64)$$

- din ecuația (2.5) și ecuația continuității, rezultă expresia de calcul a numărului de treceri:

$$z = \frac{S_T}{S_1} = \frac{\dot{m}}{\rho w S_1} \quad (3.65)$$

b) Dacă agentul termic curge în exteriorul țevelor, atunci există posibilitățile:

- b.1) țevile sunt spălate longitudinal de agentul termic (fig.3.29),
- b.2) țevile sunt spălate transversal de agentul termic (fig.3.31).

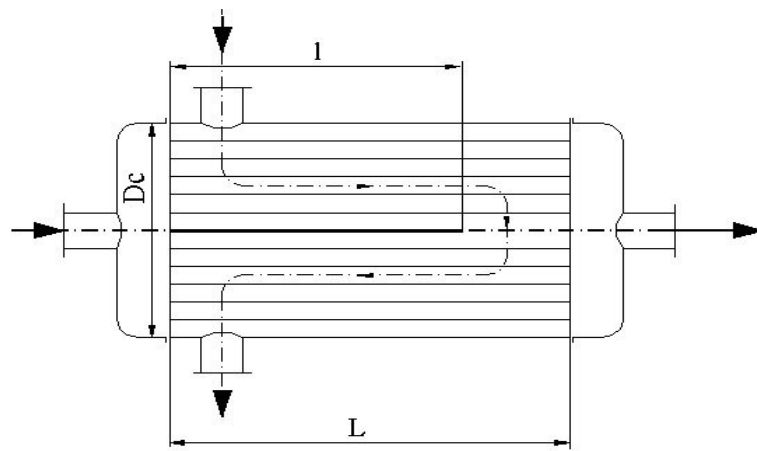


Fig. 3.29 - Schimbător de căldură cu șicane longitudinale în spațiul extratubular [19]

b.1) La curgerea longitudinală, (fig.3.30) secțiunea liberă de curgere prin spațiul dintre țevile fasciculului depinde de diametre și așezarea țevelor în placa tubulară - în coridor sau șah (decalate), ambele cazuri putând fi evaluate în funcție de valoarea unghiului ϕ [19]:

- pentru $\phi = \pi/2$ fasciculul este dispus în coridor,
- pentru $0 < \phi < \pi/2$ fasciculul este în șah (eșichier).

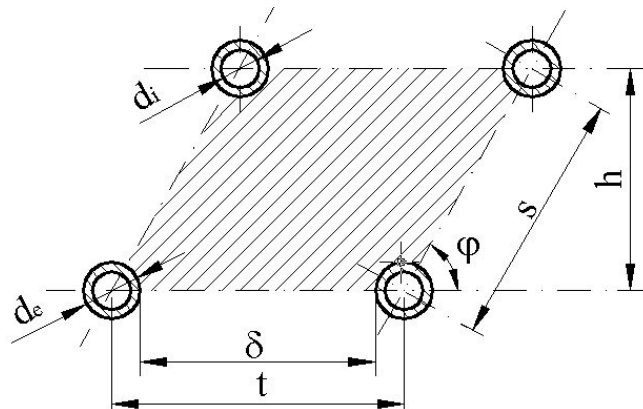


Fig. 3.30 - Dispunerea țevelor într-un fascicul [19]

Secțiunea liberă de curgere printre țevile din fascicul se poate determina cu ecuația [19]:

$$A_{1L} = n \left(\frac{t \cdot s \cdot \sin \phi}{\psi} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right), \quad [m^2] \quad (3.66)$$

unde ψ este un coeficient de acoperire (utilizare) a plăcii tubulare, pentru care se recomandă următoarele valori:

- dispunerea în hexagon:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,8 \dots 0,9$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,6 \dots 0,8$
- dispunerea pe cercuri concentrice:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,7 \dots 0,8$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,5 \dots 0,7$
- dispunerea în vârful unor pătrate:
 - schimbătoare cu o trecere $\psi = 0,65 \dots 0,75$
 - schimbătoare cu mai multe treceri $\psi = 0,45 \dots 0,65$.

Numărul de treceri longitudinale ale fluidului care circulă în spațiul dintre țevi este dat de relația:

$$z_{1l} = \frac{\pi D_i^2 w_1 \rho_1 (1-x)}{4 \dot{m}_1} \quad (3.67)$$

unde:

$$x = \frac{n d_e^2}{D_i} - \text{reprezintă gradul de umplere cu țevi a secțiunii transversale.}$$

În acest caz, numărul de șicane longitudinale este :

$$m_{1l} = z_{1l} - 1 \quad (3.68)$$

Din secțiunea diametrală transversală prin care se face legătura dintre cele două treceri se determină lungimea șicanei longitudinale:

$$\begin{aligned} A_{1T} = A_1 = D_i(L_1 - l) - b d_e(L_1 - l) &= D_i(L_1 - l)(1 - x_T) \Rightarrow \\ \Rightarrow l &= \frac{L_1 A_1}{D_i - b d_e}, \quad [m] \end{aligned} \quad (3.69)$$

unde:

b - numărul de țevi dispuse în plan diametral (sau în dreptul șicanei),

$$x_T = \frac{b d_e}{D_i} = 0,75 \dots 0,8 - \text{gradul de umplere cu țevi a planului diametral.}$$

b.2) La curgerea transversală (fig. 3.31) șicanele au formă de segment de cerc și sunt dispuse perpendicular pe axa țevilor, iar secțiunea liberă de curgere transversală este [19]:

$$A_{1T} = \frac{L_1(D_i - b d_e)}{z_{1T}}, \quad [m^2] \quad (3.70)$$

iar secțiunea liberă longitudinală de trecere este:

$$A_{1L} = \frac{D_i^2}{8} (\omega - \sin \omega)(1 - x), \quad [m^2] \quad (3.71)$$

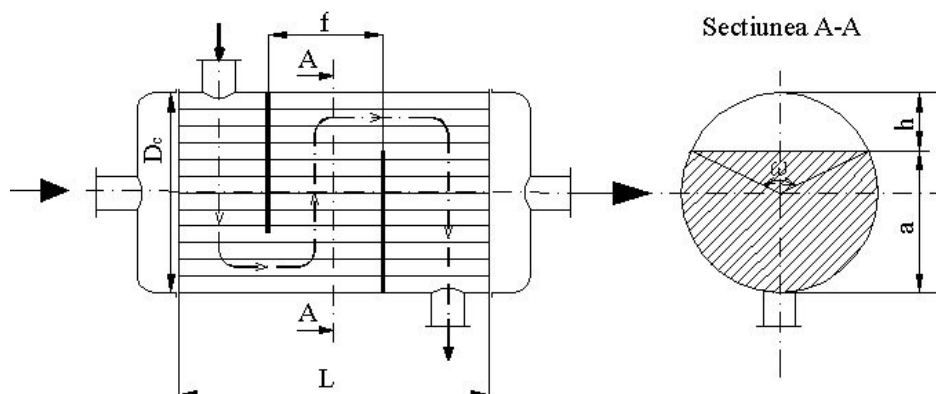


Fig. 3.31 - Schimbător de căldură cu șicane transversale [19]

Numărul de treceri este:

$$z_{1T} = \frac{L_1(D_i - b d_e)}{A_{1T}} \quad (3.72)$$

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: $f = L_1/z_{1T}$ (3.73)

Numărul de șicane este dat de ecuația: $m_{1T} = z_{1T} - 1$ (3.74)

➤ La curgerea transversală prin șicane de tip inel sau disc (fig.3.32), secțiunea liberă longitudinală de curgere este:

$$A_{1L} = \frac{\pi D_{inel}^2 (1-x)}{4}, \quad [m^2] \quad (3.75)$$

Secțiunea medie necesară curgerii fluidului este dată de relația:

$$A_{1T} = A_1 = 1,11f(1-x)(D_{inel} + \sqrt{D_i^2 - D_d^2}) \bar{\epsilon}, \quad [m^2] \quad (3.76)$$

în care:

- diametrul exterior al discului, $D_d = \sqrt{D_i^2 - \frac{4A_1}{\pi(1-x)}}$, (3.77)

- diametrul interior al inelului, $D_{inel} = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi(1-x)}}, [m]$ (3.78)

- distanța între șicane, $f = \sqrt{\frac{A_1}{1-x}}, [m]$ (3.79)

Numărul de treceri este $z_{1T} = L_1/f$, iar numărul de șicane $m_{1T} = z_{1T} - 1$.

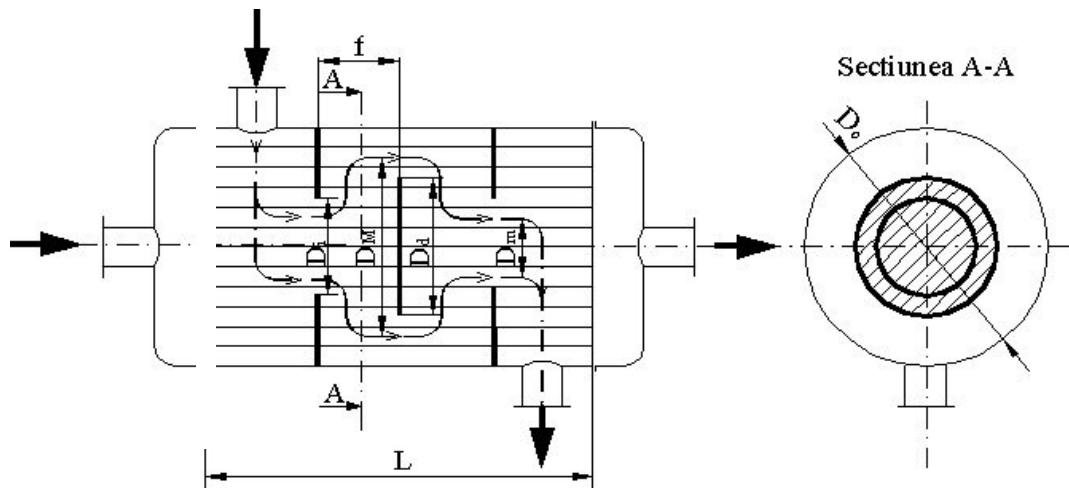


Fig. 3.32 – Schimbător de căldură cu șicane transversale tip disc-inel [19]

În cazul curgerii agentului termic prin spațiul dintre țevi și manta, se va avea în vedere dispunerea țevilor pe hexagoane sau cercuri concentrice (conform figurii 3.33), obținându-se *pasul dintre țevi* astfel:

- pentru țevi din oțel: $t = (1,22 \dots 1,37) \cdot d_e$,
- iar pentru țevi cu pereți subțiri din cupru sau alamă: $t = 1,2 \cdot d_e$,
- în ambele cazuri trebuie respectată regula: $(t - d_e) = (5 \dots 13) \text{ mm}$ și a încadrării 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 [19], conform fig. 3.33:

$$D_j = D' + d_e + 2u_p = (b - 1)t + d_e + 2u_p \quad (3.80)$$

Pentru *placa tubulară* se recomandă diametre:

$$D_p = D_j + (100 \dots 200), [mm] \quad (3.81)$$

Diametrul echivalent termic pentru fluidul care curge în spațiul dintre țevi și manta se determină cu ecuația 3.82:

$$d_{ech} = \frac{4A_1}{P_1} = \frac{4 \cdot \pi (D_j^2 - nd_e^2)}{4 \pi (D_j + nd_e)} = \frac{(D_j^2 - nd_e^2)}{(D_j + nd_e)} \quad (3.82)$$

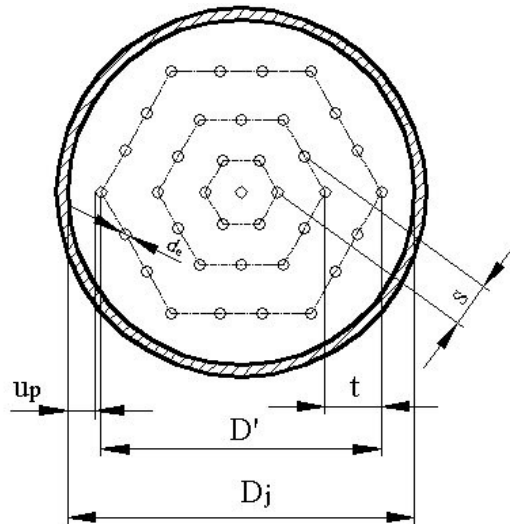


Fig. 3.33 - Dispunerea țevilor în fascicul [19]

Așezarea țevilor într-un fascicul se poate face sub formă de: coridor, șah (decalat) sau Ginabat, ceea ce permite curgerea peliculară a fluidului de lucru pe verticala grilei de țevi din fascicul (fig.3.34).

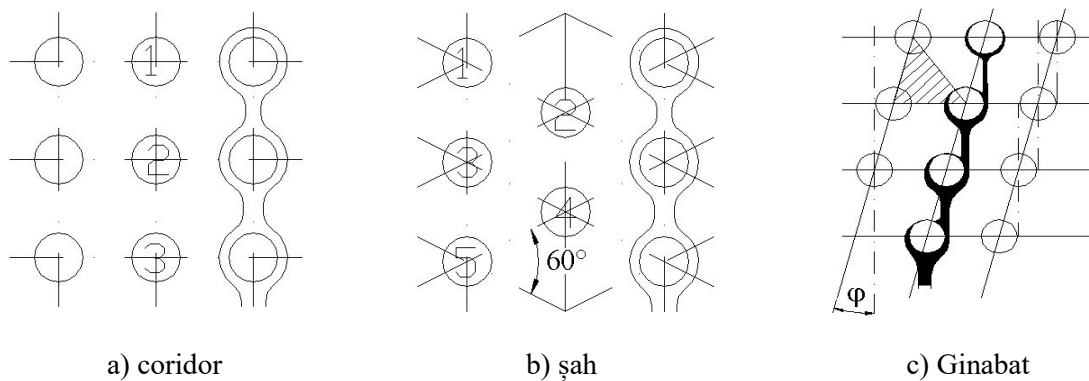


Fig.3.34 - Așezarea țevilor într-un fascicul [19, 29]

Mantaua (virola) poate avea diverse forme constructive și depinde de modul de asamblare cu placa tubulară.

Grosimea peretelui mantalei se recomandă a fi de (4...12) mm pentru presiuni până la 19,62 bar în spațiul dintre țevi, în funcție de presiunea agentului termic care circulă în spațiul dintre țevi și manta și de diametrul mantalei. Pentru diametrul interior al virolei se recomandă valori:

$$D_i = (400...2000)\text{mm, la intervale de câte 200 mm.}$$

Colectoarele/distribuitoarele sunt de formă cilindrică, fiind prevăzute cu flanșe la capete. În funcție de diametrul racordurilor, lungimea colectoarelor este de (200...800) mm, cu grosimile pereților cuprinse în intervalul (5...14) mm.

Ele se dimensionează cu ecuația de conservare a debitului (ec. 3.9), astfel încât să cuprindă tot debitul masic sau volumic de agent frigorific care intră sau iese din echipamentele deservite de aceste colectoare.

Pentru realizarea unor aparate cât mai compacte, trebuie să ținem cont de următoarele aspecte:

- așezarea țevelor din fascicul în triunghiuri echilaterale,
- alegerea unor diametre exterioare cât mai mici pentru țevile din fascicul,
- micșorarea rapoartelor (t/d_e) , (h/d_e) până la limita impusă de condițiile de curățare a suprafețelor de schimb de căldură, adică $(t-d_e)$ respectiv $(h-d_e)$ să nu fie mai mici de 7 mm,
- creșterea suprafețelor de transfer termic prin micșorarea cotelor de gabarit ale schimbătorului,
- realizarea unui grad de umplere cât mai mare, prin reducerea la minimum a suprafețelor libere.

Pentru alegerea numărului total de țevi dintr-un schimbător de căldură cu fascicul de țevi, literatura de specialitate [19, 29] indică valorile cuprinse în tabelul 3.6, astfel încât să se optimizeze încărcarea cu țevi a mantalei, care va conduce la creșterea suprafeței de schimb de căldură.

Tab. 3.6 - Dispunerea țevilor în plăcile tubulare [19, 29]

Dispunerea pe circumferință			Dispunerea în hexagon							
Nr. de circumferințe	Nr. țevi pe circumferința cea mai mare	Nr. total de țevi "n"	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"
						Pe primul rând, "m ₁ "	Pe al doilea rând, "m ₂ "	Pe al treilea rând, "m ₃ "		
-	-	-	1	1	-	-	-	-	-	4
1	6	7	2	3	7	-	-	-	-	7
2	12	19	3	5	19	-	-	-	-	19
3	18	37	4	7	37	-	-	-	-	37
4	25	62	5	9	61	-	-	-	-	61
5	31	93	6	11	91	-	-	-	-	91
6	37	130	7	13	127	-	-	-	-	127
7	43	173	8	15	169	3	-	-	18	187
8	50	223	9	17	217	4	-	-	21	241
9	56	279	10	19	271	5	-	-	30	301
10	62	341	11	21	331	6	-	-	36	367
11	69	410	12	23	397	7	-	-	42	439
12	75	485	13	25	469	8	-	-	48	517
13	81	566	14	27	547	9	2	-	66	613
14	87	653	15	29	631	10	5	-	90	721
15	91	747	16	31	721	11	6	-	102	823
16	100	847	17	33	817	12	7	-	114	931
17	106	953	18	35	919	13	8	-	126	1045
18	118	1066	19	37	1027	14	9	-	138	1165
19	119	1185	20	39	1111	15	12	-	142	1303
20	125	1310	21	41	1261	16	13	4	198	1459
21	135	1441	22	43	1387	17	14	7	228	1615
22	138	1579	23	45	1519	18	15	8	246	1765
23	144	1723	24	47	1657	19	16	9	264	1921
24	150	1873	25	49	1801	20	17	10	282	2083

3.8.1 Aplicații la calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură

Aplicația 3.8.1.1

Într-un schimbător de căldură recuperativ cu circulația agenților în contracurent se încălzește apă de la $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ la $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, folosindu-se drept agent termic primar apă fierbinte cu debitul de 20 l/s și care se răcește de la $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ la $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Apa fierbinte circulă în interiorul unui fascicul de 62 țevi din oțel ($\lambda_{OL}=50\text{ W/m}\cdot\text{K}$) cu dimensiunile $\varnothing 25 \times 2,5\text{ mm}$, iar apa rece circulă în spațiul dintre țevi și mantaua aparatului cu $\varnothing 273 \times 8\text{ mm}$. Considerând randamentul schimbătorului de 93% și că pe suprafața țevilor din fascicul se depune un strat de $0,25\text{ mm}$ de piatră din calcar ($\lambda_p=1,8\text{ W/m}\cdot\text{K}$), să se calculeze:

- fluxul termic al schimbătorului;
- coeficientul global de schimb de căldură;
- temperatura medie logaritmică;
- numărul de elemente lungi de $1,5\text{ m}$ care alcătuiesc schimbătorul;
- lungimea reală a țevilor din fascicul dacă aparatul are 2 elemente;
- dacă se dorește păstrarea a 2 elemente cu aceeași suprafață totală de schimb de căldură, dar cu lungimea țevilor de $0,9\text{ m}$, ce dimensiune se modifică în aparat?

Rezolvare:

Date de intrare cunoscute:

$$t_{2i}=15\text{ }^{\circ}\text{C} ; \quad t_{2e}=40\text{ }^{\circ}\text{C} ; \quad \dot{V}_1 = 20 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 0,02\text{ m}^3/\text{s}$$

$$t_{1i}=110\text{ }^{\circ}\text{C}; \quad t_{1e}=80\text{ }^{\circ}\text{C} ; \quad n_t = 62\text{ țevi}; \quad \lambda_{OL}=50\text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\eta = 0,93 ; \quad \delta_p = 0,25\text{ mm} = 0,25 \cdot 10^{-3}\text{ m} ; \quad \lambda_p = 1,8\text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$\text{Pentru fascicul avem } \varnothing 28 \times 3\text{ mm} \Rightarrow d_e = 25\text{ mm} = 0,025\text{ m} ;$$

$$d_i = d_e - 2 \cdot \delta_t = 25 - 2 \cdot 2,5 = 20\text{ mm} = 0,020\text{ m};$$

$$\text{Pentru manta (virolă) avem } \varnothing 273 \times 8\text{ mm} \Rightarrow D_{eM} = 273\text{ mm} = 0,273\text{ m} ;$$

$$D_{iM} = D_{eM} - 2 \cdot \delta_M = 273 - 2 \cdot 8 = 257\text{ mm} = 0,257\text{ m}$$

- a) Temperaturile medii ale celor două fluide de lucru sunt:

$$t_{m1} = \frac{(t_{1i} + t_{1e})}{2} = \frac{110 + 80}{2} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{m2} = \frac{(t_{2i} + t_{2e})}{2} = \frac{15 + 40}{2} = 27,5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

La valorile acestor temperaturi medii, se determină parametrii termofizici pentru cei doi agenți termodinamici de lucru, cu valorile centralizate în tabelul următor.

Tabel 3.7 – Parametrii termofizici la temperaturile medii ale fluidelor

Parametrul	ρ	c_p	ν_{cin}	λ	Pr
t_m	[kg/m ³]	[J/kg·K]	[m ² /s]	[W/m·K]	[-]
$t_{m1} = 95$ °C	962	4210	$3,092 \cdot 10^{-7}$	0,6634	1,888
$t_{m2} = 27,5$ °C	996,4	4183	$8,451 \cdot 10^{-7}$	0,599	5,88

Determinarea parametrilor termofizici cu ajutorul programului EES, astfel:

The screenshot displays the EES software interface with three main panels:

- Equations Window:** Contains the input equations for two fluid streams. For the first stream (1), $t_{1i}=110$, $t_{1e}=80$, $t_{m1}=(t_{1i}+t_{1e})/2$, $p_1=2$, and properties are calculated using ρ_1 , c_{p1} , ν_{din1} , λ_1 , and Pr_1 . For the second stream (2), $t_{2i}=15$, $t_{2e}=40$, $t_{m2}=(t_{2i}+t_{2e})/2$, $p_2=2$, and properties are calculated using ρ_2 , c_{p2} , ν_{din2} , λ_2 , and Pr_2 .
- Formatted Equations:** Shows the equations with units, such as $t_{1i} = 110$, $t_{1e} = 80$, $t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2}$, $p_1 = 2$, $\rho_1 = \rho(\text{'Water'}, T=t_{m1}, P=p_1)$, $c_{p1} = Cp(\text{'Water'}, T=t_{m1}, P=p_1)$, $\nu_{din1} = Visc(\text{'Water'}, T=t_{m1}, P=p_1)$, $\nu_{din1} = p_1 \cdot \nu_{cin1}$, $\lambda_1 = k(\text{'Water'}, T=t_{m1}, P=p_1)$, $Pr_1 = Pr(\text{'Water'}, T=t_{m1}, P=p_1)$, $t_{2i} = 15$, $t_{2e} = 40$, $p_2 = 2$, $t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2}$, $\rho_2 = \rho(\text{'Water'}, T=t_{m2}, P=p_2)$, $c_{p2} = Cp(\text{'Water'}, T=t_{m2}, P=p_2)$, $\nu_{din2} = Visc(\text{'Water'}, T=t_{m2}, P=p_2)$, $\nu_{din2} = p_2 \cdot \nu_{cin2}$, $\lambda_2 = k(\text{'Water'}, T=t_{m2}, P=p_2)$, and $Pr_2 = Pr(\text{'Water'}, T=t_{m2}, P=p_2)$.
- Solution:** Displays the calculated values: $c_{p1} = 4210$ [J/kg-K], $c_{p2} = 4183$ [J/kg-K], $\lambda_1 = 0.6634$ [W/m-K], $\lambda_2 = 0.599$ [W/m-K], $Pr_1 = 1.888$, $Pr_2 = 5.88$, $p_1 = 2$ [bar], $p_2 = 2$ [bar], $\rho_1 = 962$ [kg/m³], $\rho_2 = 996.4$ [kg/m³], $t_{1e} = 80$ [°C], $t_{1i} = 110$ [°C], $t_{2e} = 40$ [°C], $t_{2i} = 15$ [°C], $t_{m1} = 95$ [°C], $t_{m2} = 27.5$ [°C], $\nu_{cin1} = 3.092E-07$ [m²/s], $\nu_{cin2} = 8.451E-07$ [m²/s], $\nu_{din1} = 0.0002974$ [kg/m-s], $\nu_{din2} = 0.000842$ [kg/m-s], and $\text{Calculation time} = .0$ sec.

Fig.3.35 - Determinarea parametrilor termofizici cu ajutorul programului EES

Debitul masic de agent termic primar (apă fierbinte) este:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = 962 \cdot 0,02 = 19,24 \text{ kg/s}$$

Puterea termică a aparatului devine:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e}) = 0,93 \cdot 19,24 \cdot 4210 \cdot (110 - 80) \Rightarrow \\ &\Rightarrow \dot{Q}_T = 2259911,16 \text{ W} \end{aligned}$$

- b) Transferul de căldură între cele două fluide se realizează prin peretele țevilor din fascicul și are sensul de la fluidul cald la cel rece. Deoarece raportul dintre diametrul exterior și cel interior al țevilor prin care se face transferul termic, $d_e/d_i = 1,25 < 2$, se poate utiliza pentru calculul coeficientului global de schimb termic, formula valabilă pentru perete plan, astfel:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_t}{\lambda_{OL}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Pentru determinarea coeficienților de convecție α_1 și α_2 se va aplica următoarea succesiune:

Se determină viteza fluidului ($w_{1,2}$) \Rightarrow criteriul Reynolds ($Re_{1,2}$) \Rightarrow criteriul Nusselt ($Nu_{1,2}$) \Rightarrow α_1 și $\alpha_2 \Rightarrow k$

Agentul termic principal (primar):

$$\left. \begin{aligned} \dot{m}_1 &= \rho_1 \cdot w_1 \cdot A_1 \\ A_1 &= n_t \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \end{aligned} \right\} \Rightarrow w_1 = \frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\rho_1 \cdot n_t \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 19,24}{962 \cdot 62 \cdot \pi \cdot 0,020^2} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow w_1 = 1,027 \text{ m/s}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_i}{v_{cin1}} = \frac{1,027 \cdot 0,020}{3,092 \cdot 10^{-7}} = 66416,95 > 10^4,$$

deci fluidul 1 are un regim de curgere turbulen \Rightarrow
se alege din tabelul 3.3 relația lui Dittus – Boelter

$$Nu_1 = 0,023 Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,3} = 0,023 \cdot 66416,95^{0,8} \cdot 1,888^{0,3} = 200,61$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_i} = \frac{200,61 \cdot 0,6634}{0,020} = 6654,23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Agentul termic secundar:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_T}{c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})} = \frac{2259911,16}{4183 \cdot (40 - 15)} = 21,61 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2 \Rightarrow w_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot A_2} = \frac{21,61}{996,4 \cdot 0,01493} = 1,0116 \text{ m/s}$$

unde

A_2 este secțiunea transversală de curgere a fluidului rece:

$$A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{iM}^2 - n_t \cdot d_e^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,257^2 - 62 \cdot 0,025^2) = 0,02144 \text{ m}^2$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{ech}}{v_{cin2}} = \frac{1,0116 \cdot 0,0151}{8,451 \cdot 10^{-7}} = 18074,97 > 10^4 \Rightarrow$$

fluidul secundar are regim de curgere turbulent pentru care,

d_{ech} = diametrul echivalent de curgere pentru agentul secundar și se calculează:

$$d_{ech} = \frac{4 \cdot A_2}{P_2} = \frac{4 \cdot 0,02144}{5,6768} = 0,0151 \text{ m}$$

Perimetrul (P_2) udat de fluidul secundar este:

$$P_2 = \pi \cdot (D_{iM} + n_t \cdot d_e) = \pi \cdot (0,257 + 62 \cdot 0,025) = 5,6768 \text{ m}$$

Criteriul Nusselt pentru apa rece devine:

$$Nu_2 = 0,023 Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,4} = 0,023 \cdot 18074,97^{0,8} \cdot 5,88^{0,4} = 118,88$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{ech}} = \frac{118,88 \cdot 0,599}{0,0151} = 4715,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Coeficientul global de schimb de căldură devine:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_t}{\lambda_{OL}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{6654,23} + \frac{0,0025}{50} + \frac{0,00025}{1,8} + \frac{1}{4715,83}}$$

$$\Rightarrow k = 1814,15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

c) diferența medie logaritmică de temperatură este:

$$\Delta t_{log} = \frac{70 - 65}{\ln\left(\frac{70}{65}\right)} = 67,47 \text{ K}$$

d) Suprafața de schimb de căldură dintre două fluide va fi:

$$S = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta t_{log}} = \frac{2259911,16}{1814,15 \cdot 67,47} = 18,46 \text{ m}^2$$

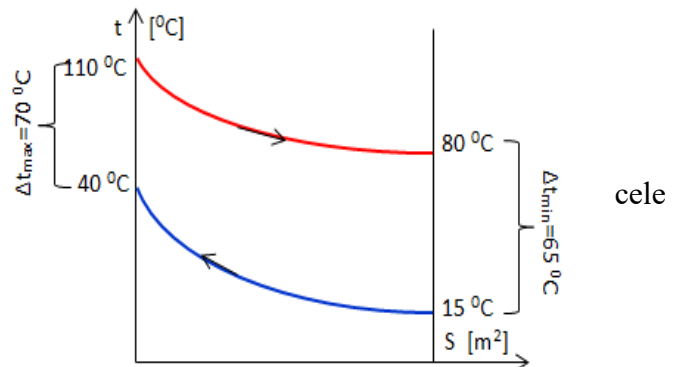


Fig.3.36 – Variația temperaturilor în lungul suprafeței de schimb de căldură

Schimbătorul de căldură este format dintr-un număr N_E de elemente, fiecare element având $n_t = 62$ de țevi cu diametrul $\varnothing 25 \times 2,5$ mm și lungimea $L=1,5$ m.

Din punct de vedere geometric, suprafața de schimb de căldură a întregului aparat se distribuie în mod egal pe aceste N_E elemente, ceea ce se scrie sub forma următoare:

$$S = N_E \cdot (n_t \cdot \pi \cdot d_n \cdot L) \Rightarrow N_E = \frac{S}{n_t \cdot \pi \cdot d_n \cdot L} = \frac{18,46}{62 \cdot \pi \cdot 0,0225 \cdot 1,5} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow N_E = 2,8 \text{ elemente} \Rightarrow \text{se alege nr. intreg } N_{ER} = 3 \text{ elemente}$$

Unde d_n reprezintă diametrul nominal al țevilor din fascicul prin peretele cărora se face transferul termic între cei doi agenți de lucru:

$$d_n = \frac{d_e + d_i}{2} = \frac{0,025 + 0,020}{2} = 0,0225 \text{ m}$$

- e) Se determină lungimea reală (L_R) a țevilor interioare dintr-un element, pentru cazul în care aparatul este compus din $N_{ER} = 3$ elemente.

Suprafața de schimb de căldură a întregului aparat se distribuie în mod egal pe aceste N_{ER} elemente și are valoarea neschimbată, iar țevile vor avea același diametru, deci se va modifica lungimea acestora, astfel:

$$S = N_{ER} \cdot (n_t \cdot \pi \cdot d_n \cdot L_R) \Rightarrow L_R = \frac{S}{n_t \cdot \pi \cdot d_n \cdot N_{ER}} = \frac{18,46}{62 \cdot \pi \cdot 0,0225 \cdot 3}$$

$$\Rightarrow L_R = 1,404 \text{ m}$$

- f) Dacă suprafața de schimb de căldură a întregului aparat rămâne constantă, dar se modifică lungimea țevilor din fascicul la valoarea $L_C = 0,9 \text{ m}$, în acest caz există două posibilități:
- f.1) crește numărul de țevi din fascicul, păstrând același diametru al țevilor, sau
 - f.2) se păstrează numărul de țevi, dar se modifică diametrul țevilor.

f.1) numărul corectat (n_c) de țevi din fascicul cu o lungime de $L_C = 0,9 \text{ m}$ devine:

$$S = N_{ER} \cdot (n_c \cdot \pi \cdot d_n \cdot L_C) \Rightarrow n_c = \frac{S}{\pi \cdot d_n \cdot L_C \cdot N_{ER}} = \frac{18,46}{\pi \cdot 0,0225 \cdot 0,9 \cdot 3} \Rightarrow n_c = 96$$

$$\Rightarrow \text{se alege numarul intreg cel mai apropiat conf. tab. 3.6, } n_m = 93$$

Dacă țevile din fascicul sunt dispuse sub forma unor cercuri concentrice, conform tabel 3.6, țevile vor fi așezate pe 5 cercuri concentrice, însumând un total de maximum 93 țevi. Cu acest nou număr de țevi $n_m = 93$ se va recalcula lungimea reală finală a țevilor din fascicul:

$$S = N_{ER} \cdot (n_m \cdot \pi \cdot d_n \cdot L_F) \Rightarrow L_F = \frac{S}{n_m \cdot \pi \cdot d_n \cdot N_A} = \frac{18,46}{93 \cdot \pi \cdot 0,0225 \cdot 3} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_F = 0,936 \text{ m}$$

În acest caz trebuie redimensionată mantaua aparatului astfel încât să cuprindă cele 93 de țevi.

f.2) Dacă se păstrează numărul inițial $n_t = 62$ de țevi, iar lungimea lor devine $L_C = 0,9$ m, atunci diametrul nominal al țevilor din fascicul va fi:

$$S = N_A(n_t \cdot \pi \cdot d_{nou} \cdot L_C) \Rightarrow d_{nou} = \frac{S}{N_A \cdot n_t \cdot \pi \cdot L_C} = \frac{18,46}{3 \cdot 62 \cdot \pi \cdot 0,9}$$

$\Rightarrow d_{nou} = 0,0351$ m \Rightarrow se alege țevă cu dimensiunile $\varnothing 38 \times 3$ mm având diametrul interior de 32 mm. Și în acest caz se redimensionează diametrul mantalei.

Aplicația 3.8.1.2

Intr-un schimbător de căldură recuperativ de tip „fascicul de țevi în manta”, cu circulația agenților în contracurent, se încălzește apă de la 15 °C la 55 °C. Agentul termic principal este apa fierbinte care are un debit de 8 litri/s, circulă prin 37 țevi de oțel cu dimensiunile $\varnothing 14 \times 2$ mm și se răcește de la 100 °C la 80 °C, cu un randament de transmitere a căldurii de 83 %. În condițiile în care se cunosc coeficienții de convecție pentru cei doi agenți $\alpha_1 = 4000$ W/m²K și $\alpha_2 = 3500$ W/m²K, conductivitatea termică a materialului țevii $\lambda_{teava} = 50$ W/mK și rezistența termică a stratului de piatră depus la exteriorul țevilor din fascicul este $R_p = 6,25 \cdot 10^{-3}$ m²K/W, iar $p_1 = p_2 = 2$ bar, să se calculeze:

- puterea termică a schimbătorului;
- coeficientul global de transfer termic;
- diametrul interior al mantalei, dacă viteza apei reci este $w_2 = 0,35$ m/s

Rezolvare:

Date de intrare cunoscute:

Agent termic principal : apa fierbinte $t_{1i} = 100$ °C ; $t_{1e} = 80$ °C

Agent termic secundar: apa rece $t_{2i} = 15$ °C ; $t_{2e} = 55$ °C

$$\dot{V}_1 = 8 \frac{\text{litri}}{\text{s}} = 8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 0,008 \text{ m}^3/\text{s} \quad (\text{debit volumic de agent termic primar})$$

$n_t = 37$ țevi de oțel

Țevi din fascicul : $\varnothing 14 \times 2$ mm $\Rightarrow d_e = 14$ mm = $14 \cdot 10^{-3}$ m = 0,014 m

$$\Rightarrow g_t = 2$$
 mm = 0,002 m

$$d_e = d_i + 2 \cdot g_t \Rightarrow d_i = d_e - 2 \cdot g_t = 14 - 2 \cdot 2 = 10$$
 mm = 0,010 m

$$\eta = 83 \% = 0,83; \quad \alpha_1 = 4000 \text{ W/m}^2\text{K}; \quad \alpha_2 = 3500 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$p_1 = p_2 = 2 \text{ bar}; \quad \lambda_{teava} = 50 \text{ W/mK}; \quad R_p = 6,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$\text{a) } \dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2;$$

$$\dot{Q}_T = \eta \cdot \dot{Q}_1 = \eta \cdot \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e}) = 0,83 \cdot 7,72 \cdot 4204 \cdot 20 = 538974,3 \text{ W}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = 965,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,008 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 7,72 \text{ kg/s}$$

Temperatura medie a agentului primar : $t_{m1} = \frac{(t_{1i} + t_{1e})}{2} = \frac{100 + 80}{2} = \frac{180}{2} = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$

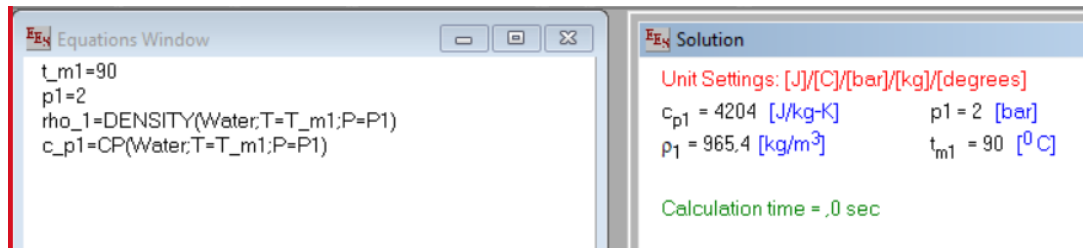


Fig.3.37 – Determinarea parametrilor termofizici pentru fluidul cald

b) $K=?$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{g_t}{\lambda} + R_p + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4000} + \frac{0,002 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + 6,25 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{3500}} = 146,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

c) $D_{im}=?$

$$w_2 = 0,35 \text{ m/s}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i}) \rightarrow$$

$$\rightarrow \dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_T}{c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})} = \frac{538974,3}{4183 \cdot (55 - 15)} = 3,22 \text{ kg/s}$$

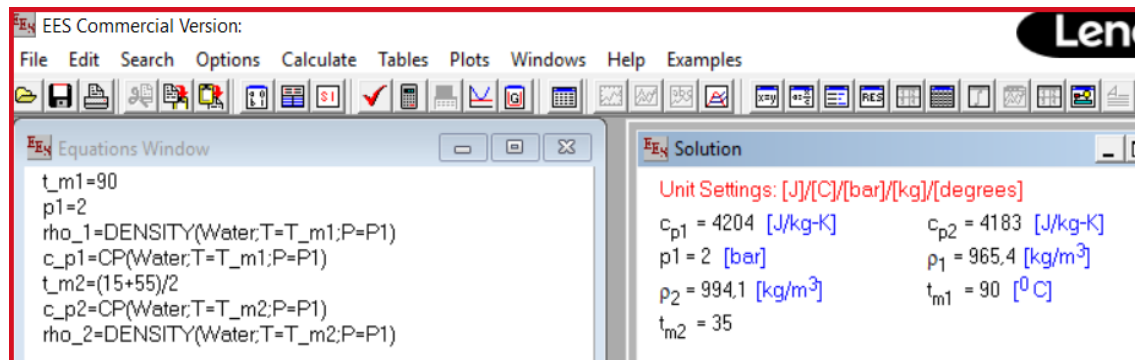


Fig.3.38 – Determinarea parametrilor termofizici pentru fluidul rece

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2 \Rightarrow A_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot w_2} = \frac{3.22}{994,1 \cdot 0,35} = 0,0092546 \text{ m}^2$$

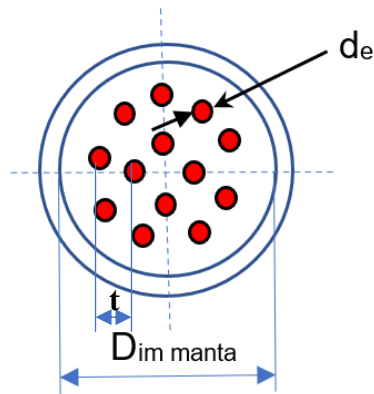


Fig.3.39 – Secțiune prin schimbător

$$A_2 = \frac{\pi \cdot D_{im}^2}{4} - n_t \cdot \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{im}^2 - n_t \cdot d_e^2) \Rightarrow D_{im}^2 - n_t \cdot d_e^2 = \frac{4 \cdot A_2}{\pi} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow D_{im}^2 = \frac{4A_2}{\pi} + n_t \cdot d_e^2 \Rightarrow D_{im} = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi} + n_t \cdot d_e^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0092546}{3,14} + 37 \cdot 0,014^2} = 0,138 \text{ m}$$

Verificarea dimensiunilor:

Conform informațiilor din tabelul 3.6, pentru o așezare sub formă de cercuri concentrice, un număr de 37 țevi încap pe 3 cercuri concentrice astfel: 1 țevă centrală, pe primul cerc 8 țevi, pe al 2-lea cerc 12 țevi, iar pe al 3-lea cerc încap 16 țevi. Pe diametrul interior al mantalei, aceste țevi sunt așezate la pasul „t”, unde:

$$t = 1,32 \cdot d_e = 1,32 \cdot 0,014 = 0,01848 \text{ m}$$

Diametrul interior al mantalei se calculează cu ecuația 3.80, astfel:

$$D_{im} = D' + d_e + 2u_p = (3 \cdot t) \cdot 2 + 2d_e = 6 \cdot 0,01848 + 2 \cdot 0,014 = 0,13888 \text{ m}$$

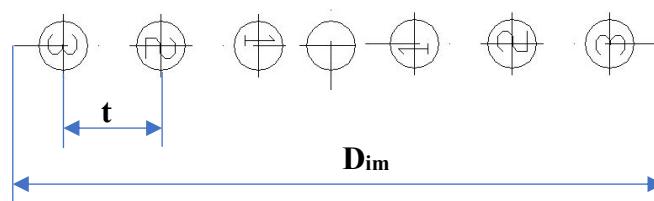


Fig.3.40 – Reprezentarea geometrică a diametrului interior al mantalei

Se pot alege două dimensiuni pentru manta:

- țevă $\varnothing 159 \times 5,5 \Rightarrow D_{imr} = 148 \text{ mm} = 0,148 \text{ m}$; sau
- țevă $\varnothing 133 \times 4 \Rightarrow D_{imr} = 125 \text{ mm} = 0,125 \text{ m}$

Pentru oricare din cele două dimensiuni care se va alege în final, va trebui recalculată viteza reală a apei reci care curge între manta și fasciculul de țevi.

Se recalculează viteza reală de curgere a apei reci:

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_{2r} \cdot A_{2r} \Rightarrow w_{2r} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 \cdot A_{2r}} = \frac{3.22}{994,1 \cdot 0,006573} = 0,493 \text{ m/s}$$

unde:

aria reală de curgere este:

$$A_{2r} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{imr}^2 - n_t \cdot d_e^2) = \frac{3.14}{4} \cdot (0,125^2 - 37 \cdot 0,014^2) = 0,006573 \text{ m}^2$$

Prezentarea rezolvării aplicației cu ajutorul programului EES, în format „Equations” este prezentată în fig.3.41.

The screenshot shows the EES software interface with two windows displaying equations. The left window, titled 'Formatted Equations', lists input parameters and material properties:

- $t_{2i} = 15$
- $t_{2e} = 55$
- $n_t = 37$
- $t_{1i} = 100$
- $t_{1e} = 80$
- $\dot{V}_1 = 8 \cdot 10^{-3}$
- $p_1 = 2$
- $p_2 = 2$
- $\lambda_{OL} = 50$
- $R_{tp} = 6,25 \cdot 10^{-3}$
- $\alpha_1 = 4000$
- $\alpha_2 = 3500$
- $d_e = 14 \cdot 10^{-3}$
- $g_t = 2 \cdot 10^{-3}$

The right window, also titled 'Formatted Equations', displays the derived equations for the heat exchanger analysis:

- $w_2 = 1,2$
- $\dot{Q}_t = \dot{Q}_2$
- $\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})$
- $\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_2 \cdot A_2$
- $A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{mi}^2 - n_t \cdot d_e^2)$
- $D_{miR} = 100 \cdot 10^{-3}$
- $\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot w_{2R} \cdot A_{2R}$
- $A_{2R} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{miR}^2 - n_t \cdot d_e^2)$
- $d_i = d_e - 2 \cdot g_t$
- $\eta = 0,83$
- $\dot{Q}_t = \eta \cdot \dot{Q}_1$
- $\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e})$
- $\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1$
- $t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2}$
- $c_{p1} = \text{Cp}(\text{'Water'}; T=t_{m1}; P=p_1)$
- $\rho_1 = \rho(\text{'Water'}; T=t_{m1}; P=p_1)$
- $t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2}$
- $c_{p2} = \text{Cp}(\text{'Water'}; T=t_{m2}; P=p_2)$
- $\rho_2 = \rho(\text{'Water'}; T=t_{m2}; P=p_2)$
- $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{g_t}{\lambda_{OL}} + R_{tp} + \frac{1}{\alpha_2}}$

Fig.3.41 – Rezolvarea aplicației 3.10 în programul EES și rezultate finale

3.9 Calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură

Calculul fluidodinamic reprezintă calculul pierderilor de presiune pentru circuitul unui agent termic și se efectuează în scopul dimensionării pompelor respectiv ventilatoarelor necesare care trebuie să vehiculeze acel agent termic prin instalație.

Calculul *pierderii totale de presiune* pentru fiecare fluid care curge prin canalele și conductele schimbătorului analizat, se face cu ajutorul ecuației (3.83):

$$\Delta p_T = \Delta p_{lin} + \Delta p_{loc} + \Delta p_g + \Delta p_a, \quad [N/m^2] \quad (3.83)$$

în care:

Δp_{lin} - reprezintă pierderile de presiune prin frecare (sau liniare), $[N/m^2]$;

Δp_{loc} - pierderile locale de presiune, $[N/m^2]$;

Δp_g - pierderi de presiune gravitaționale, $[N/m^2]$;

Δp_a - pierderi de presiune datorate accelerării masei de fluid, $[N/m^2]$.

➤ *Pierderile de presiune liniare (sau prin frecare)* se datorează atât frecării fluidului cu pereții conductei prin care curge, pe porțiunile liniare ale acesteia, cât și fenomenului de frecare care apare între straturile diferite de fluid. Conform relației lui Darcy–Weisbach, acestea sunt:

$$\Delta p_{lin} = f_T \cdot \frac{L_T}{d_{ech}} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.84)$$

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 [m];

$L_T = z \cdot n \cdot L_1$ - lungimea totală rectilinie parcursă de fluid în schimbătorul de căldură, în [m].

Curgerea fluidelor prin schimbătoarele de căldură se realizează *neizotermic* datorită transferului permanent de căldură, deci a variației continue a temperaturii celor două fluide, ceea ce afectează modul de determinare a pierderilor de presiune.

Coeficientul de frecare liniară la curgerea neizotermă se poate determina cu ajutorul relației următoare, valabilă în condițiile $5 \cdot 10^3 < Re_f < 2,5 \cdot 10^5$; $0,3 < \eta_p/\eta_f < 38$; $1,3 < Pr_f < 180$:

$$f_T = f \left(\frac{\eta_p}{\eta_f} \right)^n = f \left(\frac{Pr_p}{Pr_f} \right)^{1/3} \quad (3.85)$$

în care coeficientul „n” ia valori diferite în funcție de natura procesului termic la care este supus fluidul, și anume:
$$\left\| \begin{array}{l} n = 0,14 \text{ pentru încălzirea fluidului} \\ n = 0,28 Pr_f^{0,25} \text{ pentru răcirea fluidului} \end{array} \right.$$

f – reprezintă *coeficientul de frecare liniară la curgerea izotermă* și depinde de regimul de curgere și de starea pereților conductei prin care curge fluidul, mai exact, de *rugozitatea relativă a acesteia*; rugozitatea relativă a suprafeței interioare a conductelor se determină prin:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_{ech}} \quad (3.86)$$

în care Δ este *rugozitatea absolută* a suprafeței interioare a peretelui conductei și reprezintă înălțimea medie a asperităților acestei suprafețe, fiind exprimată ca o funcție de forma

$$f = f(Re, \varepsilon).$$

Câteva dintre relațiile de calcul al coeficientului de frecare la curgerea izotermă (f) a fluidelor sunt date în tabelul 3.8.

Pentru *rugozitatea absolută* (Δ) se recomandă următoarele valori în funcție de materialul acesteia [28]:

- 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 $\Delta \cong 0,0016 \text{ mm}$.

Pentru selectarea din tabelul 3.8 a formulei corecte de calcul pentru *coeficientul de frecare liniară la curgerea izotermă* (f), este necesar calculul valorii criteriului de curgere Reynolds pentru fluidul considerat (Re_f) și compararea valorii acestuia cu cele două valori critice ale lui Reynolds (ecuațiile 3.87). În funcție de încadrarea valorii obținute, se va alege formula corespunzătoare a lui f din tabelul 3.8.

$$Re_{cr1} \cong \frac{10}{\varepsilon} \quad \text{și} \quad Re_{cr2} \cong \frac{560}{\varepsilon} \quad (3.87)$$

Tab. 3.8 Relații pentru calculul căderilor de presiune liniare [19, 29]

Regim de curgere	Natura peretelui	Relația de calcul	Domeniul de aplicabilitate	Condiția de valabilitate
Laminar	Netezi și ruгоși	$f = 64/Re$	$0 < Re < 2320$	-
Turbulent	Netezi hidraulic $f(Re)$	$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$	$4000 < Re < 10^5$	$Re < Re_{cr1}$
		$f = 0,184 \cdot Re^{-0,237}$	$5000 < Re < 2 \cdot 10^5$	
		$f = 0,0054 + 0,3964 \cdot Re^{-0,3}$	$10^5 < Re < 2 \cdot 10^6$	
		$f = 0,0032 + 0,221 \cdot Re^{-0,237}$	$10^5 < Re < 3,24 \cdot 10^6$	
		$f = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2}$	$3000 < Re < 10^7$	
	Semigroși hidraulic $f = f(Re, \epsilon)$	$f = 0.0055 \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \epsilon + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right]$	$4000 < Re < 10^7$	$Re_{cr1} < Re < Re_{cr2}$
		$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \lg \left(\frac{2,51 \cdot \epsilon}{Re \sqrt{3,72 \cdot f}} \right)$	-	
		$f = 0,11 \left(\epsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	-	
	Ruгоși hidraulic $f = f(\epsilon)$	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \lg \left(\frac{3,72}{\epsilon} \right)$	$10^5 < Re < 10^8$	$Re > Re_{cr2}$
$f = 0,11 \cdot \epsilon^{0,25}$		-		

*** Notă: Se definesc criteriile Reynolds limită (critice), astfel: $Re_{cr1} \approx 10/\epsilon$, $Re_{cr2} \approx 560/\epsilon$

- Pierderile locale de presiune sunt produse de o rezistență hidraulică locală (armătură, cot, distribuitor/colector, derivație, variație de secțiune, etc.) și se determină cu relația:

$$\Delta p_{loc} = \zeta \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad [N/m^2] \tag{3.88}$$

- în care ζ este coeficientul de pierderi locale de presiune, adimensional;
- în cazul a "n" rezistențe locale înseriate, în relația (3.88) 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:

$$\Delta p_g = gH(\rho_a - \rho_b), \quad [N/m^2] \tag{3.89}$$

în care, $\rho_{a,b}$ reprezintă densitățile fluidului în secțiunile a respectiv b 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:

$$\Delta p_a = \frac{\rho_b w_b^2}{2} - \frac{\rho_a w_a^2}{2}, [N/m^2] \quad (3.90)$$

în care $w_{a,b}$ sunt vitezele fluidului în secțiunile a și b de intrare/ieșire a canalului considerat.

Tab. 3.9 – Coeficientul de pierderi locale de presiune [19, 29]

Natura rezistenței locale	Coeficientul 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
- Intrare 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 · 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 [29]:

$$\Delta p_l = \Delta p_{trans} + \Delta p_{long}, \quad [N/m^2] \quad (3.91)$$

unde:

- pierderile de presiune transversale sunt:

$$\Delta p_{trans} = (n_s + 1)n_r \zeta_{1r} \frac{w_{tr}^2 \rho}{2}, \quad [N/m^2] \quad (3.92)$$

- pierderile de presiune longitudinale sunt: $\Delta p_{long} = n_s \zeta_s \frac{w_{long}^2 \rho}{2}, \quad [N/m^2] \quad (3.93)$

n_r - numărul de rânduri de țevi în sensul curgerii;

n_s - numărul de șicane transversale;

$\zeta_{1r} = f(Re)$ - 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:

$$\Delta p_{fascicul} = 2n\zeta\rho w_{max}^{2\left(\frac{n_p}{n_f}\right)^{0,14}} \quad (3.94)$$

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 ecuații empirice, valabile pentru $Re > 1000$:

- pentru așezarea țăvilor în coridor:

$$\zeta = \left\{ 0,044 + \frac{0,08s_2/d_e}{[(s_1-d_e)]^{0,43+1,13\frac{d_e}{s_2}}} \right\} Re_{max}^{-0,15} \quad (3.95)$$

- pentru așezarea decalată (în șah) a țăvilor:

$$\zeta = \left\{ 0,25 + \frac{0,118}{[(s_1-d_e)/d_e]^{1,08}} \right\} Re_{max}^{-0,16} \quad (3.96)$$

unde:

$Re_{max} = \frac{w_{max} d_{ech}}{\nu}$ 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 țevelor în coridor:

$$\zeta = 0,33 \cdot Re_{max}^{-1/5} \quad (3.97)$$

- pentru așezarea decalată a țevelor:

$$\zeta = 0,75 \cdot Re_{max}^{-1/5} \quad (3.98)$$

3.9.1 Aplicații la calculul fluidodinamic al schimbătoarelor de căldură

Aplicația 3.9.1.1

Pentru schimbătorul de căldură prezentat în figura 3.42, să se determine pierderile totale de presiune pe circuitul indicat, cunoscând: temperatura apei la intrare 90°C și la ieșire 70°C , viteza apei prin țevi $1,5 \text{ m/s}$ la presiunea apei de 2 bar , lungimea unui tronson orizontal de țevă $L_{\text{horiz}}=1,2\text{m}$ cu diametrul $\text{Ø} 25 \times 1,5 \text{ mm}$, având rugozitatea absolută $\Delta_{\text{abs}} = 0,04 \text{ mm}$. Acest schimbător este amplasat în aerul ambiant cu temperatura medie de 18°C .

Date de intrare:

$$t_{ai} = 90^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 70^\circ\text{C}; \quad w = 1,5 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$p_1 = 2 \text{ bar}; \quad L_{1 \text{ oriz}} = 1,2 \text{ m};$$

$$\Delta = 0,04 \text{ mm} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$t_{aer} = 18^\circ\text{C}$$

$$\text{Ø}25 \times 1,5 \text{ mm} \Rightarrow d_e = 25 \text{ mm} = 0,025 \text{ m}$$

$$\Rightarrow g_t = 1,5 \text{ mm} = 0,0015 \text{ m}$$

$$d_i = d_e - 2 \cdot g_t = 25 - 2 \cdot 1,5 = 22 \text{ mm} \\ = 0,022 \text{ m}$$

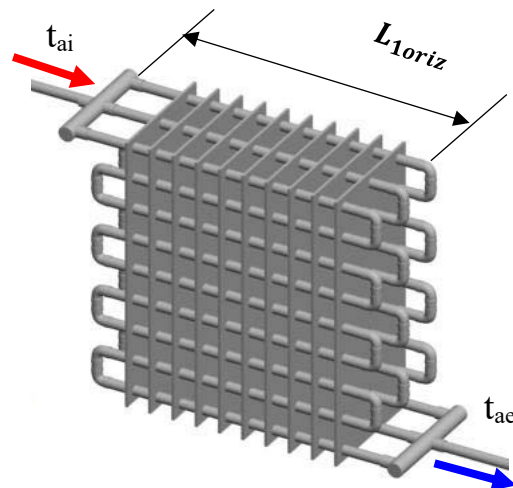


Fig.3.42 – Schimbător de căldură de tip baterie de serpentine

$$\Delta p_T = \Delta p_{lin} + \Delta p_{loc} = 0,3487 + 0,153 = 0,5017 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{lin} = f_T \cdot \frac{L_T}{d_{ech}} \cdot \frac{\rho_a \cdot w^2}{2} = 0,02116 \cdot \frac{32,4}{0,022} \cdot \frac{971,9 \cdot 1,5^2}{2} = 34878,27 \frac{N}{m^2} =$$

$$= 34878,27 \frac{N}{m^2} \cdot 10^{-5} = 0,3487 \text{ bar};$$

$$d_{ech} = d_i;$$

$$n_s = \text{nr. de serpentine din aparat};$$

$$n_{1v} = \text{nr. de țevi horizontale dintr-o serpentină};$$

Lungimea totală orizontală de țevă însumată de la toate serpentinele este:

$$L_T = n_s \cdot n_{1v} \cdot L_{1oriz} = 3 \cdot 9 \cdot 1,2 = 32,4 \text{ m}$$

Temperatura medie a apei prin aparat este:

$$t_{ma} = \frac{t_{ai} + t_{ae}}{2} = \frac{90 + 70}{2} = 80^\circ C \Rightarrow \rho_a = 971,9 \text{ kg/m}^3$$

Cu ajutorul programului EES se determină parametrii termofizici ai apei.

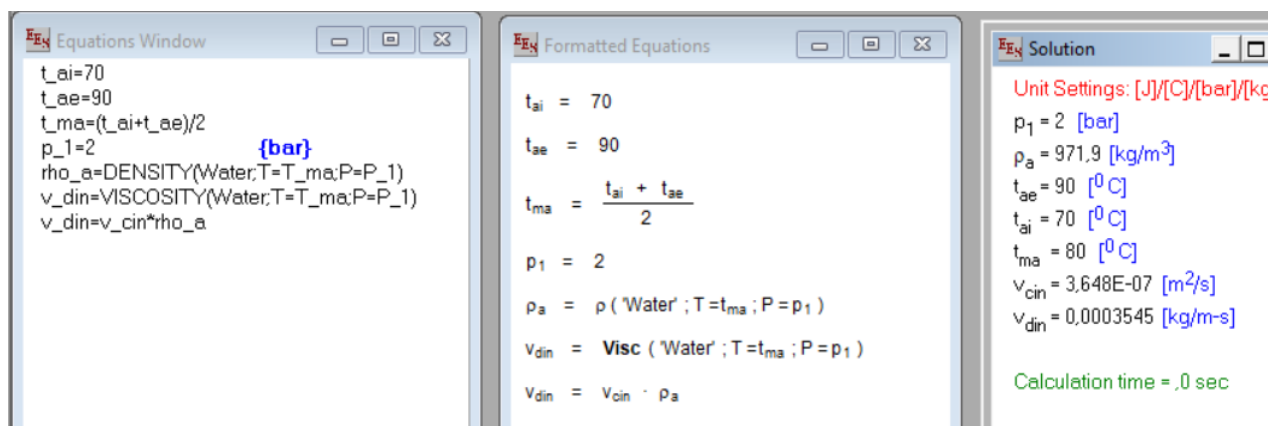


Fig.3.43 – Determinarea parametrilor termofizici ai fluidelor

Coeficientul de frecare la curgerea izotermă devine:

$$f_T = f \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_f} \right)^{\frac{1}{3}} = f \cdot \left(\frac{Pr_p}{Pr_a} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,01798 \cdot \left(\frac{3,697}{2,266} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,02116$$

Pr_p reprezintă numărul Prandtl al apei calculat la temperatura medie a peretelui de separație între apa care circulă prin țevi și aerul ambiant;

$$\text{Temperatura medie a peretelui țevii este: } t_p = \frac{t_{ma} + t_{aer}}{2} = \frac{80 + 18}{2} = 49^\circ C$$

$Pr_f = Pr_a$ reprezintă numărul Prandtl al apei calculat la temperatura medie a apei, t_{ma}

$$\begin{array}{ll}
 \text{Pr}_a = \text{PRANDTL}(\text{Water}, T = T_{ma}, P = P_1) & \text{Pr}_a = 2,266 \\
 t_p = (t_{ma} + t_{aer})/2 & \text{Pr}_p = 3,697 \\
 t_{aer} = 18 & p_1 = 2 \text{ [bar]} \\
 \text{Pr}_p = \text{PRANDTL}(\text{Water}, T = T_p, P = P_1) &
 \end{array}$$

Criteriul Reynolds pentru apă are valoarea:

$$Re_a = \frac{w \cdot d_i}{v_{cin}} = \frac{1,5 \frac{m}{s} \cdot 0,022 m}{3,648 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 90460,53$$

Se calculează valorile critice pentru Reynolds astfel:

$$Re_{cr1} = \frac{10}{\varepsilon} = \frac{10}{1,818 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{1,818} = 5500;$$

$$Re_{cr2} = \frac{560}{\varepsilon} = \frac{560}{1,818 \cdot 10^{-3}} = \frac{56 \cdot 10^4}{1,818} = 308030,8$$

Se calculează rugozitatea relativă:

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{abs}}{d_i} = \frac{0,04 \cdot 10^{-3} m}{0,022 m} = 1,818 \cdot 10^{-3}$$

Se constată că $Re_{cr1} < Re_a < Re_{cr2} \Rightarrow$ (din tab. 3.8)

că apa are o curgere turbulentă peste pereți semirugoși hidraulici \Rightarrow

$$\Rightarrow f = 0,0032 + 0,221 \cdot Re_a^{-0,237} = 0,0032 + 0,221 \cdot 90460,53^{-0,237} = 0,01798$$

Pierderile locale de presiune sunt:

$$\Delta p_{loc} = \left(\sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 14 \cdot \frac{971,9 \cdot 1,5^2}{2} = 15307,43 \frac{N}{m^2} = 15307,43 \cdot 10^{-5} = 0,153 \text{ bar}$$

În care, rezistențele hidraulice sunt după cum urmează (utilizând valorile din tab.3.9):

$$\xi_{distribuitor/colector} = 2 \text{ buc} \cdot 1 = 2$$

$$\xi_{cot"U"} = n_s \cdot (n_{1v} - 1) \cdot 0,5 = 3 \cdot 8 \cdot 0,5 = 12$$

$$\left(\sum_{i=1}^n \zeta_i \right) = \xi_{distribuitor/colector} + \xi_{cot"U"} = 14$$

unde: $n_s = 3$, numărul de serpentine din aparat;

$n_{1v} - 1 = 8$, reprezintă numărul de coturi dintr-o serpentină, va fi egal totdeauna cu numărul de țevi pe verticală dintr-o serpentină minus 1.

3.10 Calculul de rezistență

Calculul de rezistență se efectuează pentru acele componente ale schimbătoarelor de căldură în care fluidul are o presiune statică mai mare de $0,7 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 0,7 \text{ bar}$, adică pentru țevi, flanșe, capace, mantale – acolo unde este îndeplinită această condiție.

Solicitarea predominantă în cazul acestor aparate este solicitarea la încovoiere.

Pentru exemplificarea acestui calcul vom considera un model de schimbător de căldură de tip „țevă în țevă” în care se subrăcește un agent frigorific condensat, cu ajutorul apei (fig. 3.44). Circulația agenților termici prin schimbătorul de căldură se desfășoară în contracurent astfel: apa circulă prin țeava interioară, iar agentul frigorific lichid prin spațiul inelar creat între cele două țevi concentrice (fig. 3.45).

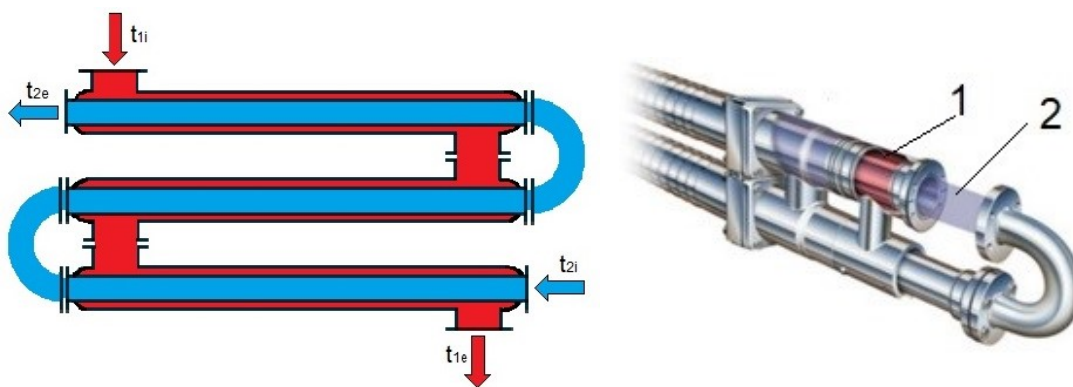


Fig.3.44 – Schema de curgere a agenților printr-un schimbător „țevă în țevă”

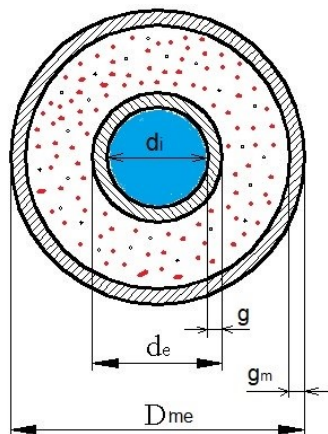


Fig.3.45 – Notarea diametrelor

Notații:

- țeava interioară $\varnothing d_e \times g$, [mm];
- manta $\varnothing D_{me} \times g_m$, [mm].

Diametrele interioare vor fi:

Țeavă: $d_i = d_e - 2 \cdot g$

Manta: $D_{mi} = D_{me} - 2 \cdot g_m$

Solicitarea maximă la încovoiere este suportată de țeava interioară care suportă greutatea proprie a materialului din care este confecționată plus greutatea fluidului care curge prin ea (în cazul de față – apă). Se consideră lungimea orizontală a țevii ca fiind L_1 , iar pe distanța (a) în [mm], de la capete se consideră că există coturile în formă de „U”, fig.3.46.

Se vor face următoare ipoteze de calcul:

- calculul de rezistență se va efectua pentru țeava interioară considerată ca o grindă de secțiune inelară, cu lungimea L_1 , simplu rezemată;
- țeava este solicitată de sarcina (q) uniform distribuită, alcătuită din două componente:
 - greutatea proprie a țevii (q_1) și
 - greutatea agentului secundar (apa) care circulă în interiorul acestei țevi (q_2).
- se consideră că lipsește agentul termic primar (agentul frigorific lichid) care circulă în exteriorul țevii considerate (adică în spațiul inelar).

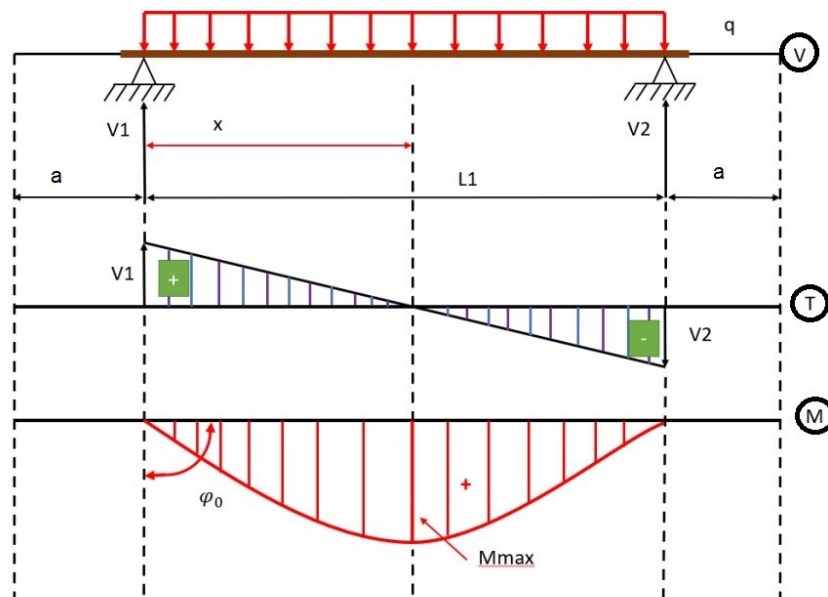


Fig.3.46 – Reprezentarea forțelor exercitate la încovoierea unei țevi

Conform celor menționate mai sus, sarcina uniform distribuită care solicită țeava simplu rezemată este dată de relația:

$$q = q_1 + q_2, \quad [N/m] \quad (3.99)$$

în care:

- q_1 este greutatea uniform distribuită a țevii: $q_1 = m_t \cdot g$, $[N/m]$ (3.100)

- m_t , $[kg/m]$ - masa țevii pe 1m liniar (citită din standardul de țeavă), sau:

$$m_t = \rho_{material} \cdot \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)}{4} \cdot L_1, \quad [kg/m \text{ liniar}] \quad (3.101)$$

$g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$, accelerația gravitațională;

- q_2 este greutatea uniform distribuită a agentului secundar (apa) prin țeavă:

$$q_2 = m_2 \cdot g = (\rho_{apa} \cdot V_2) \cdot g = \rho_{apa} \cdot \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot L_1 \cdot g, \quad [N/m] \quad (3.102)$$

Forțele de reacțiune din reazeme (fig.3.45) sunt:

$$V_1 = V_2 = \frac{q \cdot L_1}{2}, [N] \quad (3.103)$$

Țeava este supusă unei încovoieri al cărei moment este maxim la mijlocul țevii (fig. 3.30), iar momentul încovoietor într-o secțiune „x” dintre cele două reazeme se determină cu relația:

$$M_x = V_1 \cdot x - q \cdot \frac{x^2}{2} \quad (3.104)$$

$$\text{Pentru } x=0 \text{ și } x=L_1 \Rightarrow M = 0$$

$$\text{Pentru } x = \frac{L_1}{2} \Rightarrow M_{max} = V_1 \cdot \frac{L_1}{2} - q \cdot \frac{L_1^2}{8} = q \cdot \frac{L_1^2}{8}, [Nm]$$

Se determină modulul de rezistență la încovoiere pentru o secțiune inelară cu ecuația [1]:

$$W_z = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_e^4 - d_i^4}{d_e} \right), [m^3] \quad (3.105)$$

Se verifică dacă tensiunea de încovoiere pentru momentul maxim [1]:

$$\sigma_i = \frac{M_{max}}{W_z} \leq \sigma_a, [N/m^2] \quad (3.106)$$

are valoarea mai mică decât tensiunea maximă admisibilă la încovoiere a materialului din care este confecționată țeava (pentru oțel carbon tip OL60, $\sigma_a = (118...177) \cdot 10^6 N/m^2$) [1].

Momentul de inerție axial are valoarea [1]:

$$I_z = \frac{\pi \cdot (d_e^4 - d_i^4)}{32}, [m^4] \quad (3.107)$$

Săgeata statică este $M_x = \frac{q \cdot (L_1 \cdot x - x^2)}{2}$ pentru care ecuația fibrei medii deformată devine:

$$\begin{aligned} E \cdot I_z \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} &= -M_x = -\frac{q}{2} \cdot (L_1 \cdot x - x^2) \Rightarrow \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{q}{2EI_z} \cdot (L_1 \cdot x - x^2) \Rightarrow \\ \Rightarrow y &= -\frac{q}{2EI_z} \cdot \left(L_1 \frac{x^3}{6} - \frac{x^4}{12} \right) + C_1 x + C_2 \end{aligned} \quad (3.108)$$

Se scriu condițiile pe reazeme și în mijlocul barei pentru a determina constantele C_1 și C_2 , astfel:

$$\text{Pentru } x=0 \text{ și } x=L_1 \Rightarrow y = 0 \Rightarrow C_2 = 0 \quad (3.109)$$

$$\text{Pentru } x = \frac{L_1}{2} \Rightarrow tg\varphi = \frac{dy}{dx} = 0 \Rightarrow C_1 = q \cdot \frac{L_1^2}{8} = \frac{q \cdot L_1^3}{24EI_z}$$

Astfel, ecuațiile pentru deformații devin:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{q}{2EI_z} \left(\frac{x^3}{3} - \frac{L_1 \cdot x^2}{2} + \frac{L_1^3}{12} \right) \quad (3.110)$$

$$y = \frac{q}{2EI_z} \left(\frac{x^4}{12} - \frac{L_1 \cdot x^3}{6} + \frac{L_1^3 \cdot x}{12} \right)$$

Săgeata maximă pentru $x = \frac{L_1}{2}$ și modulul de elasticitate E al materialului țevii va fi:

$$f = \frac{5 \cdot q \cdot L_1^4}{384 \cdot EI_z} = \frac{5 \cdot M_{max} \cdot L_1^2}{48 \cdot EI_z} \leq 1 \text{ mm} , [m] \quad (3.111)$$

Unghiul de înclinare a fibrei medii pe reazeme este:

$$\varphi_0 = \frac{q \cdot L_1^3}{24 \cdot EI_z} \quad (3.112)$$

3.10.1 Aplicație la calcul de rezistență

Aplicația 3.10.1

Să se efectueze calculul de proiectare a unui subrăcitor regenerativ de tip “țeavă în țeavă”, care face parte dintr-o instalație frigorifică cu comprimare mecanică de vapori, pentru care se cunosc:

- Temperatura de condensare: $t_R = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Temperatura mediului răcit: $t_R = -14 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- Agentul frigorific: R 410A ;
- Randamentul compresorului: $\eta_c = 90 \%$;
- Puterea frigorifică a instalației: $\dot{Q}_0 = 120 \text{ kW}$.

Rezolvare:

a) Calculul puterii termice a subrăcitorului

Pentru determinarea puterii termice a subrăcitorului este necesară efectuarea calculului instalației frigorifice din care face parte aparatul. Schema de principiu a instalației frigorifice și diagrama logaritmic zecimal din presiune – entalpie (l_gp-h) în care se reprezintă procesele termice care au loc în instalație, sunt reprezentate în fig. 3.47, respectiv fig. 3.48.

Se consideră schema constructivă a aparatului cea indicată în fig. 3.49, în care prin țeava interioară circulă de sus în jos freonul lichid care vine din condensator și se subrăcește prin cedarea căldurii către vaporii de freon care circulă în contracurent de jos în sus prin spațiul inelar dintre cele două țevi, vaporii care ies vin de la vaporizatorul instalației și trebuie să se supraîncălzească pentru aspirația în compresor.

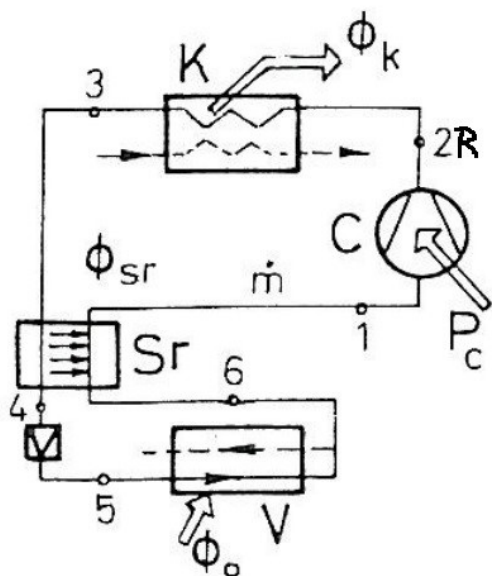


Fig.3.47 – Schema de principiu a instalației frigorifice

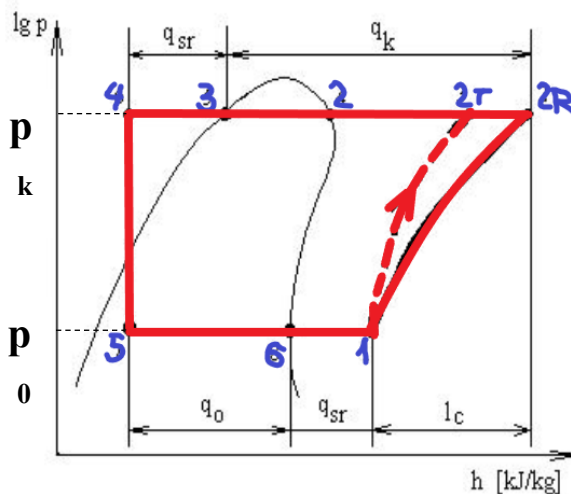


Fig.3.48 – Ciclul frigorific al instalației trasat în Diagrama (lg p-h)

Legendă: V= vaporizator, C = compresor, K = condensator, Sr = subrăcitor regenerativ

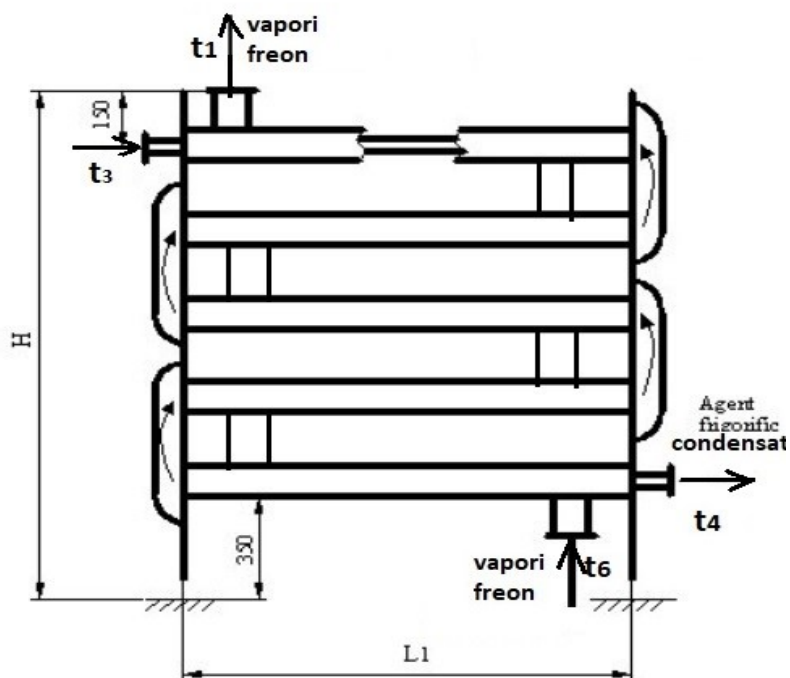


Fig.3.49 – Schema constructivă a schimbătorului regenerativ de tip „țeavă în țevă”

Pentru început se determină parametrii termofizici în punctele caracteristice ale instalației frigorifice cu ajutorul cărora se vor determina puterile aparatelor componente.

Temperatura de vaporizare a instalației va avea cu 10 °C mai puțin decât temperatura mediului care trebuie răcit, adică:

$$t_0 = t_R - 10 = -24 \text{ °C}$$

Cu ajutorul programului EES se determină presiunile de lucru din instalație (de vaporizare, respectiv de condensare):

$$p_0 = \text{PRESSURE}(\text{R410A}; T = T_0; x = 1) = 3,432 \text{ bar}$$

$$p_k = \text{PRESSURE}(\text{R410A}; T = T_k; x = 0) = 24,16 \text{ bar}$$

Raportul de comprimare trebuie calculat pentru a ne asigura că instalația are nevoie de o singură treaptă de comprimare:

$$H_c = p_k / p_0 = 7,041$$

($H_c < 8$, deci este instalație frigorifică cu 1 treaptă de comprimare mecanică de vapori)

{pct.6}

$$p_6 = p_0$$

$$t_6 = t_0$$

$$h_6 = \text{ENTHALPY}(\text{R410A}; T = T_6; x = 1)$$

{punctul 1}

$$p_1 = p_0$$

$$\Delta t_{\text{asp}} = 10$$

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{\text{asp}}$$

$$s_1 = \text{ENTROPY}(\text{R410A}; T = T_1; P = P_1)$$

$$h_1 = \text{ENTHALPY}(\text{R410A}; T = T_1; p = p_1)$$

{punctul 2 teoretic}

$$p_{2t} = p_k$$

$$s_{2t} = s_1$$

$$h_{2t} = \text{ENTHALPY}(\text{R410A}; s = s_{2t}; p = p_{2t})$$

{punctul 2 real}

$$p_{2r} = p_k$$

$$\eta_c = (h_{2t} - h_1) / (h_{2r} - h_1)$$

$$t_{2r} = \text{TEMPERATURE}(\text{R410A}; h = h_{2r}; P = P_{2r})$$

Formatted Equations

$$t_6 = t_0$$

$$h_6 = h(\text{'R410A'}; T = t_6; x = 1)$$

$$p_1 = p_0$$

$$\Delta t_{\text{asp}} = 10$$

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{\text{asp}}$$

$$s_1 = s(\text{'R410A'}; T = t_1; P = p_1)$$

$$h_1 = h(\text{'R410A'}; T = t_1; P = p_1)$$

$$p_{2t} = p_k$$

$$s_{2t} = s_1$$

$$h_{2t} = h(\text{'R410A'}; s = s_{2t}; P = p_{2t})$$

$$p_{2r} = p_k$$

$$\eta_c = \frac{h_{2t} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

$$t_{2r} = T(\text{'R410A'}; h = h_{2r}; P = p_{2r})$$

{punctul 3}

$$p_3 = p_k$$

$$t_3 = t_k$$

$$h_3 = \text{ENTHALPY}(\text{R410A}; T = T_3; x = 0)$$

{punctul 4}

$$p_4 = p_k$$

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6$$

$$t_4 = \text{TEMPERATURE}(\text{R410A}; h = h_4; P = P_4)$$

$$\Delta t_{sr} = t_3 - t_4$$

{punctul 5}

$$t_5 = t_0$$

$$p_5 = p_0$$

$$h_5 = h_4$$

$$p_3 = p_k$$

$$t_3 = t_k$$

$$h_3 = \mathbf{h}(\text{'R410A'}; T = t_3; x = 0)$$

$$p_4 = p_k$$

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6$$

$$t_4 = \mathbf{T}(\text{'R410A'}; h = h_4; P = p_4)$$

$$\Delta t_{sr} = t_3 - t_4$$

$$t_5 = t_0$$

$$p_5 = p_0$$

$$h_5 = h_4$$

Se determină debitul masic de freon din instalație din ecuația de bilanț termic pe vaporizator:

$$Q_{dot_0} = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{h_6 - h_5} = 0,7675 \text{ kg/s}$$

Având cunoscute toate elementele de calcul, se poate determina puterea termică a subrăcitorului din ecuația de bilanț termic pe acest aparat:

$$Q_{dot_{sr}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6) = 6992 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{sr} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_6)$$

Rezultatele calculului de mai sus sunt indicate în fig. 3.50.

Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]		
$\Delta t_{asp} = 10$	$\Delta t_{sr} = 5.072$	$\eta_c = 0.9$
$h_1 = 282062 \text{ [J/kg]}$	$h_{2r} = 347813$	$h_{2t} = 341238 \text{ [J/kg]}$
$h_3 = 125703 \text{ [J/kg]}$	$h_4 = 116592$	$h_5 = 116592$
$h_6 = 272951 \text{ [J/kg]}$	$H_c = 7.041$	$\dot{m} = 0.7675 \text{ [kg/s]}$
$p_0 = 3.432 \text{ [bar]}$	$p_1 = 3.432 \text{ [bar]}$	$p_{2r} = 24.16 \text{ [bar]}$
$p_{2t} = 24.16 \text{ [bar]}$	$p_3 = 24.16 \text{ [bar]}$	$p_4 = 24.16 \text{ [bar]}$
$p_5 = 3.432 \text{ [bar]}$	$p_6 = 3.432 \text{ [bar]}$	$p_k = 24.16 \text{ [bar]}$
$\dot{Q}_0 = 120000 \text{ [W]}$	$\dot{Q}_{sr} = 6992 \text{ [W]}$	$s_1 = 1136 \text{ [J/kg-K]}$
$s_{2t} = 1136 \text{ [J/kg-K]}$	$t_0 = -24 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$t_1 = -14$
$t_{2r} = 85.26 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$t_3 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$t_4 = 34.93 \text{ [C]}$
$t_5 = -24 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$t_6 = -24 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$t_k = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$t_R = -14 \text{ [}^\circ\text{C]}$		

Fig.3.50 - Determinarea cu ajutorul programului EES a puterii termice a schimbătorului regenerativ de tip „țevă în țevă”

b) Calculul de proiectare al subrăcitorului presupune parcurgerea următoarelor etape:

b.1) Stabilirea regimului de temperaturi în cadrul acestui aparat

Freonul lichid care iese din condensator are temperatura mai mare și va fi considerat agent termic primar (indice „1”), iar vaporii care vin de la vaporizator constituie agentul termic secundar (indice „2”). De asemenea, se va nota intrarea în aparat cu indice „i” și ieșirea cu indice „e”.

$$t_{1i}=t_3$$

$$t_{1e}=t_4$$

$$t_{2i}=t_6$$

$$t_{2e}=t_1$$

$$t_{m1}=(t_{1i}+t_{1e})/2$$

$$t_{m2}=(t_{2i}+t_{2e})/2$$

$$\text{DELTA}t_{\log}=(\text{DELTA}t_{\max}-\text{DELTA}t_{\min})/\ln(\text{DELTA}t_{\max}/\text{DELTA}t_{\min})$$

$$\text{DELTA}t_{\min}=t_{1i}-t_{2e}$$

$$\text{DELTA}t_{\max}=t_{1e}-t_{2i}$$

Formatul ecuațiilor a celor scrise mai sus în liniile de programare.

$$t_{1i} = t_3$$

$$t_{1e} = t_4$$

$$t_{2i} = t_6$$

$$t_{2e} = t_1$$

$$t_{m1} = \frac{t_{1i} + t_{1e}}{2}$$

$$t_{m2} = \frac{t_{2i} + t_{2e}}{2}$$

$$\Delta t_{\log} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left[\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right]}$$

$$\Delta t_{\min} = t_{1i} - t_{2e}$$

$$\Delta t_{\max} = t_{1e} - t_{2i}$$

Fig.3.51 - Format ecuații pentru stabilirea temperaturilor de calcul

b.2) Determinarea parametrilor termofizici pentru fluidele primar (cald) și secundar (rece):

{fluidul cald=freon lichid 34}

rho_1=DENSITY(R410A;T=T_m1;P=P_k)

c_p1=CP(R410A;T=T_m1;P=P_k)

lambda_1=CONDUCTIVITY(R410A;T=T_m1;P=P_k)

Pr_1=PRANDTL(R410A;T=T_m1;P=P_k)

v_1din=VISCOSITY(R410A;T=T_m1;P=P_k)

v_1din=rho_1*v_1cin

{fluidul rece=freon vapori 61}

rho_2=DENSITY(R410A;T=T_m2;P=P_0)

c_p2=CP(R410A;T=T_m2;P=P_0)

lambda_2=CONDUCTIVITY(R410A;T=T_m2;P=P_0)

Pr_2=PRANDTL(R410A;T=T_m2;P=P_0)

v_2din=VISCOSITY(R410A;T=T_m2;P=P_0)

v_2din=rho_2*v_2cin

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho('R410A'; T_{m1}; P_{pk}) \\ c_{p1} &= \mathbf{Cp}('R410A'; T_{m1}; P_{pk}) \\ \lambda_1 &= \mathbf{k}('R410A'; T_{m1}; P_{pk}) \\ Pr_1 &= \mathbf{Pr}('R410A'; T_{m1}; P_{pk}) \\ v_{1din} &= \mathbf{Visc}('R410A'; T_{m1}; P_{pk}) \\ v_{1din} &= \rho_1 \cdot v_{1cin} \\ \rho_2 &= \rho('R410A'; T_{m2}; P_{p0}) \\ c_{p2} &= \mathbf{Cp}('R410A'; T_{m2}; P_{p0}) \\ \lambda_2 &= \mathbf{k}('R410A'; T_{m2}; P_{p0}) \\ Pr_2 &= \mathbf{Pr}('R410A'; T_{m2}; P_{p0}) \\ v_{2din} &= \mathbf{Visc}('R410A'; T_{m2}; P_{p0}) \\ v_{2din} &= \rho_2 \cdot v_{2cin} \end{aligned}$$

Fig.3.52 - Format ecuații pentru stabilirea parametrilor termofizici

În format ecuații liniile de program scrise mai sus arată așa cum este indicat în fig. 3.52.

b.3) Determinarea coeficientului global de schimb de căldură presupune determinarea coeficienților de convecție pentru ambele fluide din aparat, care la rândul lor se vor determina utilizând relațiile criteriale Reynolds, respectiv Nusselt (fig.3.53).

Se observă din imaginea 3.53 că sunt stabilite secțiunile de curgere prin alegerea dimensiunii țevilor respective. De asemenea, pentru a nu rezulta un gabarit foarte mare pentru aparat, se alege ca acesta să fie compus din $n_s = 2$ *serpentine* plan paralele.

{2.3 - Determinarea coeficientului global de schimb de caldura}

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{g_{1t}}{\lambda_{cu}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

{Se alege teava interioara 18 x1 mm si teava exterioara 74 x 2 mm}

$$d_{1e} = 18 \cdot 10^{-3}$$

$$g_{1t} = 1 \cdot 10^{-3}$$

$$d_{1i} = d_{1e} - 2 \cdot g_{1t}$$

$$d_{2e} = 74 \cdot 10^{-3}$$

$$g_{2t} = 2 \cdot 10^{-3}$$

$$d_{2i} = d_{2e} - 2 \cdot g_{2t}$$

{Determinarea vitezelor }

$$\dot{m}_{dot} = \rho_1 \cdot w_1 \cdot n_s \cdot \pi \cdot (d_{1i}^2) / 4$$

$$\dot{m}_{dot} = \rho_2 \cdot w_2 \cdot n_s \cdot \pi \cdot (d_{2ech}^2) / 4$$

{numarul de serpentine plan paralele a aparatului}

$$n_s = 2$$

$$d_{2ech} = d_{2i} - d_{1e}$$

{temperatura peretelui tevii interioare t_p}

$$t_p = (t_{m1} + t_{m2}) / 2$$

$$\lambda_{cu} = k('Copper'; t_p)$$

Formatted Equations

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{g_{1t}}{\lambda_{cu}} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

$$d_{1e} = 18 \cdot 10^{-3}$$

$$g_{1t} = 1 \cdot 10^{-3}$$

$$d_{1i} = d_{1e} - 2 \cdot g_{1t}$$

$$d_{2e} = 74 \cdot 10^{-3}$$

$$g_{2t} = 2 \cdot 10^{-3}$$

$$d_{2i} = d_{2e} - 2 \cdot g_{2t}$$

$$\dot{m} = \rho_1 \cdot w_1 \cdot n_s \cdot \pi \cdot \frac{d_{1i}^2}{4}$$

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot w_2 \cdot n_s \cdot \pi \cdot \frac{d_{2ech}^2}{4}$$

$$n_s = 2$$

$$d_{2ech} = d_{2i} - d_{1e}$$

$$Re_1 = w_1 \cdot \frac{d_{1i}}{v_{1cin}}$$

Fig.3.53 - Scrierea ecuațiilor pentru determinarea coeficientului global de schimb de căldură

b.4) Dimensionarea aparatului presupune determinarea suprafeței de schimb de căldură reprezentată prin aria peretelui țevii interioare și a cotelor de gabarit ale acestuia. Se aplică ecuația generală de schimb de căldură pe aparat (fig.3.54).

{2.4 - Dimensionarea aparatului}

$$\dot{Q}_{sr} = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log}$$

$$S_{sc} = \pi \cdot d_{n1} \cdot n_s \cdot n_{1t} \cdot L_1$$

{n_t = nr. de tevi pe verticala aparatului}

{L_1 = lungimea unei tevi orizontale din aparat}

$$d_{n1} = (d_{1i} + d_{1e}) / 2$$

{Se adopta L_1 pana rezulta n_t rezonabil}

$$L_1 = 1,1 \quad \text{[m]}$$

$$H_{ap} = p_v \cdot n_{1r} + 0,3 \quad \text{[inaltimea paratului]}$$

{pasul dintre 2 tevi consecutive dintr-o serpentina}

{nr. real intreg de tevi pe verticala unei serpentine}

$$p_v = 2,5 \cdot d_{2e}$$

$$n_{1r} = 5$$

{p_o = pasul orizontal dintre 2 serpentine consecutive}

{adancimea aparatului}

$$Ad = p_o \cdot n_s + d_{2e}$$

{2.5 - Calculul fluidodinamic}

Formatted Equations

$$\dot{Q}_{sr} = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log}$$

$$S_{sc} = \pi \cdot d_{n1} \cdot n_s \cdot n_{1t} \cdot L_1$$

$$d_{n1} = \frac{d_{1i} + d_{1e}}{2}$$

$$L_1 = 1,1$$

$$H_{ap} = p_v \cdot n_{1r} + 0,3$$

$$p_v = 2,5 \cdot d_{2e}$$

$$n_{1r} = 5$$

$$p_o = p_v$$

$$Ad = p_o \cdot n_s + d_{2e}$$

Fig.3.54 - Scrierea ecuațiilor pentru calculul dimensional

Rezultatele calculelor anterioare sunt indicate în fig. 3.55 în care dimensiunile importante ale aparatului sunt indicate cu culoarea albastră.

Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]			
$Ad = 0.444$ [m]	$\alpha_1 = 3554$ [W/m ² K]	$\alpha_2 = 253.1$ [W/m ² K]	$c_{p1} = 1794$ [J/kg-K]
$c_{p2} = 910.7$ [J/kg-K]	$\Delta t_{asp} = 10$	$\Delta t_{log} = 56.43$	$\Delta t_{max} = 58.93$
$\Delta t_{min} = 54$	$\Delta t_{sr} = 5.072$	$d_{1e} = 0.018$ [m]	$d_{1i} = 0.016$
$d_{2e} = 0.074$	$d_{2ech} = 0.052$	$d_{2i} = 0.07$ [m]	$d_{n1} = 0.017$
$\eta_c = 0.9$	$g_{1t} = 0.001$	$g_{2t} = 0.002$	$h_1 = 282062$ [J/kg]
$h_{2r} = 347813$	$h_{2t} = 341238$ [J/kg]	$h_3 = 125703$ [J/kg]	$h_4 = 116592$
$h_5 = 116592$	$h_6 = 272951$ [J/kg]	$H_{ap} = 1.225$ [m]	$H_c = 7.041$
$k = 236.1$ [W/m ² K]	$\lambda_1 = 0.07979$ [W/m-K]	$\lambda_2 = 0.01042$ [W/m-K]	$\lambda_{cu} = 403.1$
$L_1 = 1.1$ [m]	$\dot{m} = 0.7675$ [kg/s]	$NUS_1 = 712.6$	$NUS_2 = 1263$
$n_{1r} = 5$ [Tevi pt 1 serp.]	$n_{1t} = 4.467$	$n_s = 2$ [nr. de serp. din aparat]	$Pr_1 = 2.272$
$Pr_2 = 0.9545$	$p_0 = 3.432$ [bar]	$p_1 = 3.432$ [bar]	$p_{2r} = 24.16$ [bar]
$p_{2t} = 24.16$ [bar]	$p_3 = 24.16$ [bar]	$p_4 = 24.16$ [bar]	$p_5 = 3.432$ [bar]
$p_6 = 3.432$ [bar]	$p_k = 24.16$ [bar]	$p_o = 0.185$ [m]	$p_v = 0.185$ [m]
$\dot{Q}_0 = 120000$ [W]	$\dot{Q}_{sr} = 6992$ [W]	$Re_1 = 302168$	$Re_2 = 860022$
$\rho_1 = 994$ [kg/m ³]	$\rho_2 = 12.98$ [kg/m ³]	$s_1 = 1136$ [J/kg-K]	$s_{2t} = 1136$ [J/kg-K]
$S_{ac} = 0.5248$ [m ²]	$t_0 = -24$ [°C]	$t_1 = -14$	$t_{1e} = 34.93$ [C]
$t_{1i} = 40$ [°C]	$t_{2e} = -14$	$t_{2i} = -24$ [°C]	$t_{2r} = 85.26$ [°C]
$t_3 = 40$ [°C]	$t_4 = 34.93$ [C]	$t_5 = -24$ [°C]	$t_6 = -24$ [°C]
$t_k = 40$ [°C]	$t_{m1} = 37.46$	$t_{m2} = -19$	$t_p = 9.232$
$t_R = -14$ [°C]	$v_{1cin} = 1.016E-07$ [m ² /s]	$v_{1din} = 0.0001011$ [kg/m-s]	$v_{2cin} = 8.416E-07$ [m ² /s]
$v_{2din} = 0.00001093$ [kg/m-s]	$w_1 = 1.92$ [m/s]	$w_2 = 13.92$ [m/s]	

Fig.3.55 – Rezultatele calculului termic și constructiv al aparatului

b.5) Calculul fluidodinamic al subrăcitorului

Acest tip de calcul presupune determinarea pierderilor de presiune pe circuitele celor doi agenți de lucru din aparat. În general acest tip de calcul se efectuează în scopul calculului și alegerii pompelor respectiv ventilatoarelor necesare vehiculării agenților prin instalațiile considerate.

```

{2.5 - Calculul fluidodinamic}
{se calculeaza pierderile de presiune prin teava mica, de partea fluidului cu presiunea cea
mai mare}

DELTA_p_1T=DELTA_p_1lin+DELTA_p_1loc
DELTA_p_1lin=f_t*(L_1t/d_1i)*(rho_1*w_1^2)/2 {pierderile de presiune liniare pt. fluidul 1}
L_1t=L_1s*n_s
L_1s=L_1*n_1r+n_1r*p_v*pi/2 {lungimea unei serpentine}

f_t=f*(Pr_1p/Pr_1)^(1/3) {coef. de frecare pt. curgerea neizoterma}
Pr_1p=PRANDTL(R410A,T=T_p,P=P_k)
Re_cr1=10/epsilon
epsilon=DELTA_abs/d_1i {rugozitatea relativa a tevii mici}
DELTA_abs=0.0014*10^(-3) {rugozitatea absoluta a tevii de cupru}
Re_cr2=560/epsilon

f=0.11*(epsilon+68/Re_1)^0.25 {coef. de frecare pt. curgerea izoterma}

DELTA_p_1loc=x_t*(rho_1*w_1^2)/2 {pierderile de presiune locale pt. fluidul 1}
x_t=x_c+x_u+x_r {suma rezistenetelor hidraulice pt. fluidul 1}
x_c=2*1 {rezisteneta hidraulica pt. colector/distribuitoar}
x_u=(n_1r-1)*0.5*n_s {rezisteneta hidraulica pt. coturi "U"}
x_r=2*0.75 {rezisteneta hidraulica pt. robineti}

```

Fig.3.56 – Scrierea liniilor de program în EES pentru calculul fluidodinamic

Fig.3.57 – Scrierea în format ecuații în programul EES pentru calculul fluidodinamic

$$\Delta p_{1lin} = f_t \cdot \frac{L_{1t}}{d_{1i}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2}$$

$$L_{1t} = L_{1s} \cdot n_s$$

$$L_{1s} = L_1 \cdot n_{1r} + n_{1r} \cdot p_v \cdot \frac{\pi}{2}$$

$$f_t = f \cdot \left[\frac{Pr_{1p}}{Pr_1} \right]^{[1/3]}$$

$$Pr_{1p} = Pr('R410A'; T_{\dot{t}p}; P_{\dot{t}k})$$

$$Re_{cr1} = \frac{10}{\varepsilon}$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{abs}}{d_{1i}}$$

$$\Delta_{abs} = 0,0014 \cdot 10^{-3}$$

$$Re_{cr2} = \frac{560}{\varepsilon}$$

$$f = 0,11 \cdot \left[\varepsilon + \frac{68}{Re_1} \right]^{0,25}$$

$$\Delta p_{1loc} = x_t \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2}$$

Rezultatele calculului pierderilor de presiune sunt :

$$\Delta p_{1lin} = 23626 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1loc} = 13742 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta p_{1T} = 37368 \text{ [Pa]}$$

b.6) Calculul de rezistență se efectuează pentru țeava interioară care este maxim solicitată la sarcina „q” dată de greutatea țevii (q_t) și greutatea fluidului din interiorul ei (q_{fL}). Se neglijează fluidul care circulă în exteriorul acesteia și se asimilează cu o grindă simplu rezemată la capete. Diagrama forțelor și a momentului maxim de încovoiere este aceeași cu cea indicată în fig. 3.46. Scrierea ecuațiilor corespunzătoare acestui calcul în programul EES este indicat în fig.3.58.

{2.6 - Calculul de rezistență}

$q = q_t + q_{fl}$ {sarcina care solicita teava interioara}
 $q_t = m_{teava} \cdot g$ {greutatea tevii}
 $g = 9,81$
 $m_{teava} = 0,48$ {masa tevii interioare, kg/m}
 $q_{fl} = (\rho_1 \cdot (\pi \cdot d_{1i}^2) / 4) \cdot L_1 \cdot g$
 $V_1 = q \cdot L_1 / 2$ {forta de reactiune din reazeme}
{Momentul incovoietor maxim M_{max} }
 $M_{max} = (q \cdot L_1^2) / 8$

{Modulul de rezistența la încoviere W_z }
 $W_z = (\pi / 16) \cdot (d_{1e}^3 - d_{1i}^3) / d_{1e}$

{Momentul de inerție axial I_z }
 $I_z = (\pi / 32) \cdot (d_{1e}^4 - d_{1i}^4)$

{Sageata maxima f_{max} }
 $f_{max} = (5 \cdot M_{max} \cdot L_1^2) / (48 \cdot E_{cu} \cdot I_z)$
 $E_{cu} = 2,1 \cdot 10^{11}$

{unghiul de inclinare a fibrei medii ϕ_0 }
 $\phi_0 = (q \cdot L_1^3) / (24 \cdot E_{cu} \cdot I_z)$

Formatted Equations

$q = q_t + q_{fl}$
 $q_t = m_{teava} \cdot g$
 $g = 9,81$
 $m_{teava} = 0,48$
 $q_{fl} = \rho_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_{1i}^2}{4} \cdot L_1 \cdot g$
 $V_1 = q \cdot \frac{L_1}{2}$
 $M_{max} = \frac{q \cdot L_1^2}{8}$
 $W_z = \frac{\pi}{16} \cdot \left[\frac{d_{1e}^3 - d_{1i}^3}{d_{1e}} \right]$
 $I_z = \frac{\pi}{32} \cdot (d_{1e}^4 - d_{1i}^4)$
 $f_{max} = \frac{5 \cdot M_{max} \cdot L_1^2}{48 \cdot E_{cu} \cdot I_z}$
 $E_{cu} = 2,1 \cdot 10^{11}$
 $\phi_0 = \frac{q \cdot L_1^3}{24 \cdot E_{cu} \cdot I_z}$

Fig.3.58 – Scrierea ecuațiilor în programul EES pentru calculul de rezistență

Dimensionarea țevilor este bună atunci când săgeata maximă de încoviere $f_{max} < 1$ mm.

În acest caz rezultă $f_{max} = 0,000161$ m = 0,161 mm.

Cap.4 ANALIZA PERFORMANTELOR SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ

4.1 Analiza exergetică a schimbătoarelor de căldură

Evaluarea schimbătoarelor de căldură se consideră corectă și completă dacă se efectuează analiza exergetică a acestora. Prin această analiză se stabilește utilitatea unor măsuri constructive sau funcționale și efectul acestora asupra instalației din care face parte echipamentul, dar și optimizarea lor în contextul fluxului tehnologic sau instalației aferente.

Exergia căldurii (E) reprezintă partea maximă din acea căldură care se poate transforma în lucru mecanic, pentru o stare dată a mediului ambiant [30].

Pentru un schimbător de căldură în care ambii agenți termodinamici de lucru au temperaturile absolute medii (T_{m1} , și T_{m2}) mai mari decât cea a mediului ambiant ($T_{m1,m2} > T_0$), modificarea (variația) exergiei ΔE_p se reflectă în randamentul exergetic al schimbătorului de căldură care se definește prin relația [31]:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = 1 - \frac{\Delta E_p}{\Delta E_1} = \frac{1 - \frac{T_0}{T_{m2}}}{1 - \frac{T_0}{T_{m1}}} \cdot \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \cdot \frac{1 - \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1} = \eta_{ex-in} \cdot \eta_t \cdot \eta_{ex-o} \quad (4.1)$$

unde:

$\Delta E_{1,2}$ - reprezintă variația de exergie a agentului termic primar, respectiv secundar;

ΔE_p - variația exergiei pe aparat și este egală cu suma a trei componente ce țin seama de pierderile posibile, astfel:

$$\Delta E_p = \Delta E_{sch} + \Delta E_{lam} + \Delta E_{med}, \quad [W] \quad (4.2)$$

ΔE_{sch} - reprezintă variația (pierderea) de exergie datorată ireversibilității schimbului de căldură la diferență finită de temperatură:

$$\Delta E_{sch} = T_0 \cdot \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} \cdot T_{m2}} \cdot \dot{Q}_2, \quad [W] \quad (4.3)$$

ΔE_{lam} - este variația (pierderea) de exergie datorată laminării agenților termodinamici (cald și rece) la trecerea lor prin aparat:

$$\Delta E_{lam} = \Delta E_{lam1} + \Delta E_{lam2} \Rightarrow$$

$$\Delta E_{lam} = \left(T_0 \cdot \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot T_{m1}} \cdot \Delta p_1 \right) + \left(T_0 \cdot \dot{m}_2 R_2 \cdot \ln \left(1 + \frac{\Delta p_{sc}}{p_{2e}} \right) \right), \quad [W] \quad (4.4)$$

ΔE_{med} – reprezintă pierderea de exergie corespunzătoare degajării căldurii din aparat către mediul ambiant:

$$\Delta E_{med} = \dot{Q}_p \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right), \quad [W] \quad (4.5)$$

η_{ex-in} este randamentul exergetic inițial determinat cu [30]:

$$\eta_{ex-in} = \frac{1 - \frac{T_0}{T_{m2}}}{1 - \frac{T_0}{T_{m1}}} \quad (4.6)$$

η_t reprezintă randamentul termic al schimbătorului și exprimă gradul de reținere a căldurii de către agentul termic secundar prin intermediul schimbătorului, sau, altfel spus, pierderile de căldură ale schimbătorului către mediul înconjurător; are valori $\leq 0,99$ în funcție de caracteristicile constructive ale aparatului și se determină cu relația:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \quad (4.7)$$

η_{ex-0} este randamentul exergetic relativ, exprimat cu ajutorului ecuației [32]:

$$\eta_{ex-0} = \frac{1 - \varepsilon_2}{1 + \varepsilon_1} \quad (4.8)$$

T_{m1} și T_{m2} sunt temperaturile medii ale agenților de lucru din aparat, în [K].

Factorii $\varepsilon_{1,2}$ din ecuația (4.8) exprimă pierderile exergetice relative, calculate la temperaturile absolute medii ale agenților (T_{m1} și T_{m2}), cu relațiile următoare [32]:

$$\varepsilon_1 = \frac{T_0}{T_{m1} - T_0} \cdot \frac{N_1}{\dot{Q}_1} \quad \text{și} \quad \varepsilon_2 = \frac{T_0}{T_{m2} - T_0} \cdot \frac{N_2}{\dot{Q}_2} \quad (4.9)$$

unde
$$N_{1,2} = \dot{m}_{1,\leftrightarrow 2} \cdot \Delta p_{1,2} \quad (4.10)$$

este puterea consumată, exprimată în [W], necesară pentru învingerea rezistențelor hidraulice ale fluidelor 1, respectiv 2, întâlnite la curgerea lor prin aparat.

Randamentul termic η_t și randamentul exergetic relativ η_{ex-0} caracterizează gradul de perfecțiune hidrodinamică a aparatului. Pentru foarte multe schimbătoare de căldură, produsul acestor randamente este, în medie, cuprins între 0,8 și 0,9.

Prin analiza exergetică a schimbătoarelor de căldură se poate evalua [20]:

- gradul de perfecțiune termodinamică a unui aparat, cu ajutorul randamentului exergetic total, η_{ex} ;
- evoluția randamentului exergetic (η_{ex-in}) inițial în funcție de temperaturile absolute medii ale agenților termodinamici și a mediului ambiant;
- gradul de perfecțiune hidrodinamică a unui aparat, cu ajutorul randamentului exergetic relativ (η_{ex-0}) și al randamentului termic (η_t).

4.2 Indici de performanță

Cei mai utilizați indici de performanță a schimbătoarelor de căldură sunt [33]:

- factorul de eficacitate exprimat prin criteriul Nusselt (Nu), ca raport între fluxul termic și ceea ce se transferă prin conducție pe lungimea caracteristică de transfer de căldură (lungimea termică) aleasă:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (4.11)$$

- numărul Stanton (St), caracterizează transferul termic prin convecție forțată prin raportarea fluxului termic la capacitatea calorică a fluidului:

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p \cdot w} \quad (4.12)$$

- factorul Colburn j_2 , este o măsură a intensității transferului termic prin convecție forțată, folosit în special la comparația performanțelor suprafețelor extinse [33]:

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = St \cdot Pr^{2/3} \quad (4.13)$$

- coeficientul de rezistență la frecare ($c_f = f_2$ din ecuația 4.15) determinat din pierderile de presiune:

$$\Delta p = c_f \cdot \frac{A}{S_1} \cdot \frac{w^2 \rho}{2} \quad (4.14)$$

Dacă se notează cu d_{ech} diametrul echivalent, cu U perimetrul udat și cu L lungimea canalului de curgere, atunci relația (4.14) devine [20]:

$$\Delta p = 4 \cdot c_f \frac{L}{d_{ech}} \frac{w^2}{2} \rho = 4f_2 \cdot \frac{L}{d_{ech}} \cdot \frac{w^2 \rho}{2} \quad (4.15)$$

unde $c_f = f_2$.

Studiind legile frecării, pentru unele cazuri particulare s-au găsit relații de legătură între coeficientul de frecare c_f și criteriul Reynolds.

Pentru schimbătoarele de căldură compacte cu nervuri, valorile reale ale coeficientului de frecare (c_f) se pot determina numai din diagramele obținute prin încercări experimentale.

În literatura de specialitate se găsesc astfel de legături pentru toate tipurile de suprafețe, fie sub formă grafică, pentru un domeniu mai larg al lui Re , fie legături analitice, valabile pe domenii restrânse ale acestuia, sub forma [34]:

$$c_f = f_2 = f(Re) = m \cdot Re^n \quad (4.16)$$

- numărul de unități de transfer de căldură NTC (denumit și *lungime termică* în literatura de specialitate) dat de expresiile [32]:

$$\begin{aligned} NTC_1 &= \frac{k \cdot A_1}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = \frac{t_{1i} - t_{1e}}{\Delta t_{med}} = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{med}} \\ NTC_2 &= \frac{k \cdot A_2}{\dot{m}_2 \cdot c_{p2}} = \frac{t_{2e} - t_{2i}}{\Delta t_{med}} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{med}} \end{aligned} \quad (4.17)$$

- eficiența termică dată de raportul dintre sarcina termică reală a unui aparat și sarcina termică maximă posibilă [33]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{1i} - t_{1e})}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot (t_{1i} - t_{2i})} = \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{2e} - t_{2i})}{(\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot (t_{1i} - t_{2i})} \quad (4.18)$$

unde $(\dot{m} \cdot c_p)_{min} = \min[(\dot{m}_1 c_{p1}), (\dot{m}_2 c_{p2})]$;

- pierderea specifică de presiune a fluidului respectiv la trecerea prin aparat [32]:

$$\Delta p_{sp} = \frac{\Delta p}{NTC} \quad (4.19)$$

- eficiența procesului de răcire dată de raportul dintre scăderea temperaturii fluidului cald și diferența maximă de temperatură din aparat considerată între intrările celor două fluide de lucru:

$$\eta_{rac} = \frac{t_{1i} - t_{1e}}{t_{1i} - t_{2i}} \quad (4.20)$$

- coeficientul de reținere a căldurii în aparat, care evaluează pierderile de căldură ale aparatului către mediul ambiant:

$$\eta_r = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \quad (4.21)$$

- randamentul termic al aparatului pentru cazul în care $A_2 \rightarrow \infty \Leftrightarrow t_{2e} = t_{1i}$:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_{2max}} \quad (4.22)$$

În figura 4.1 sunt prezentate corelațiile optime între transferul termic (j) și pierderile fluidodinamice (c_f) pentru diferite profiluri geometrice de aripioare întâlnite adesea în construcția schimbătoarelor de căldură.

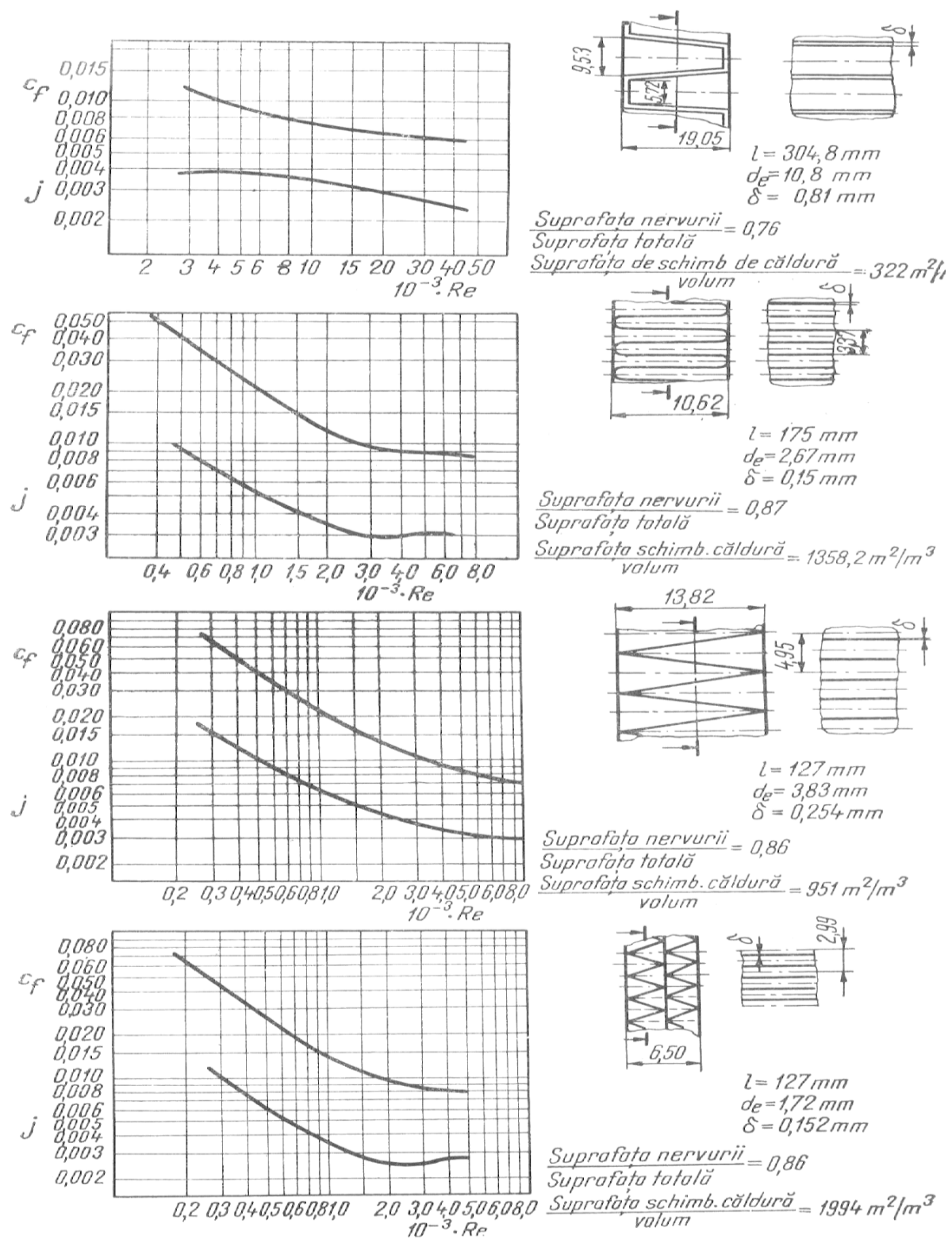


Fig. 4.1 – Funcțiile $j=f(Re)$ și $c_f=f(Re)$ pentru patru tipuri de suprafețe plane cu nervuri plane continue [34]

De asemenea, pentru radiatoarele auto din aluminiu, construite la societatea RAAL Bistrița, un studiu privind importanța profilului geometric, al pasului și înălțimii aripioarelor asupra curgerii aerului și transferului termic între aerul aflat în convecție forțată și apa de răcire a motorului [20], scoate în evidență dimensiunile optime ale aripioarelor ondulate sinusoidal (L30_4) pentru care există cea mai bună corelație între factorul Colburn j_2 și coeficientul de rezistență la frecare f_2 indicate în figura 4.2.

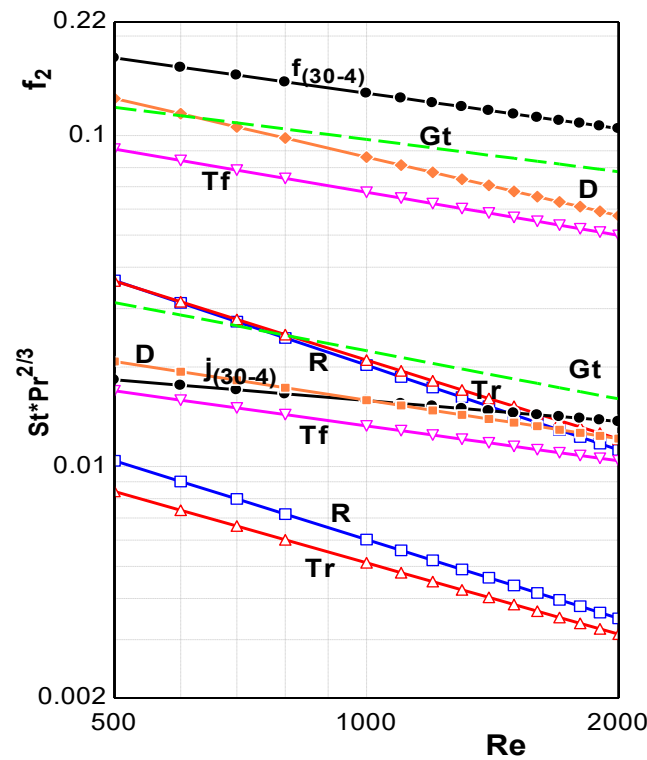


Fig. 4.2 – Funcțiile $St \cdot Pr^{2/3} = f(Re)$ și $f_2 = f(Re)$ pentru diferite suprafețe nervurate: a) sinusoidale de tip L30_4; b) cu generatori de turbulență (Gt); c) decalate (D); d) triunghiulare cu fante (Tf); e) plane de secțiune rectangulară (R); f) plane de secțiune triunghiulară (Tr) [20]

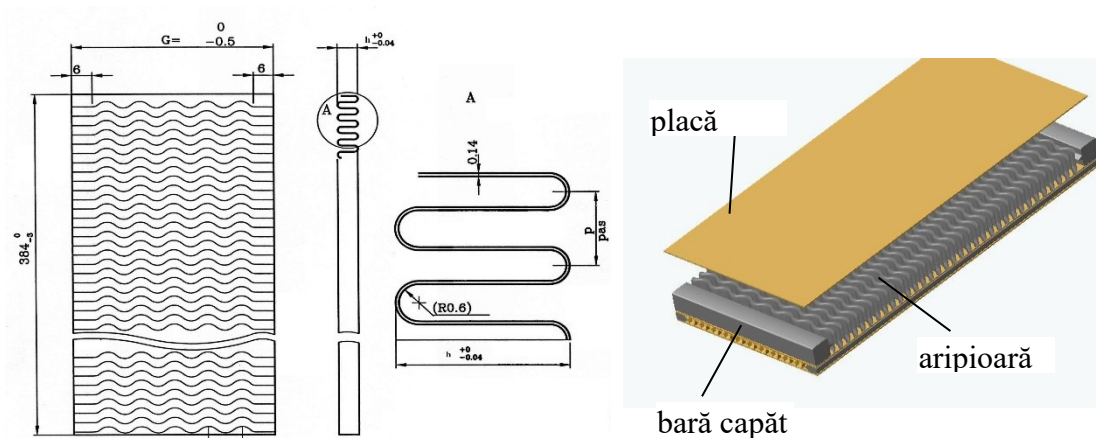
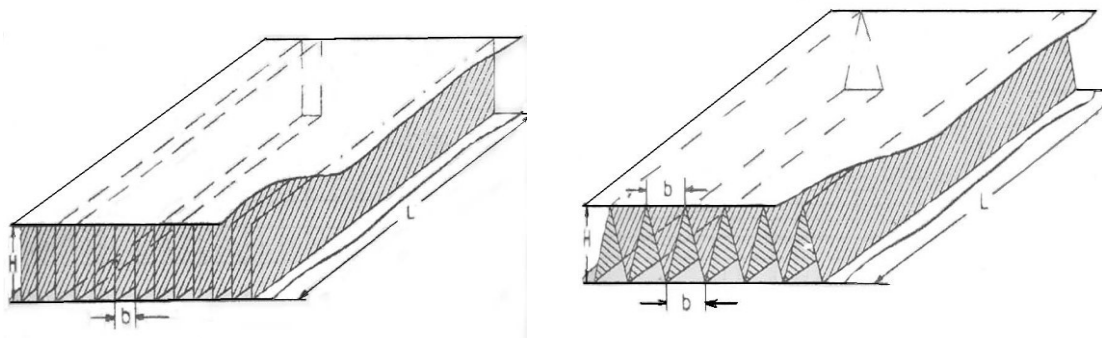


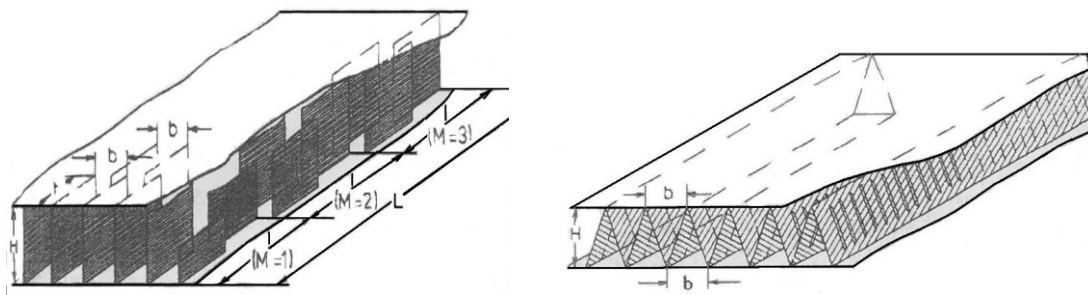
Fig. 4.3 – Secțiune printr-o aripioară de aer [20]

Notăția pentru aripioarele ondulate sinusoidal de tip L30_4 are următoarea conotație: $G=30$ mm reprezintă lungimea curentului de aer care parcurge adâncimea aparatului/ aripioarei, iar 4 mm reprezintă pasul unei aripioare care are înălțimea de $h=8,8$ mm, așa cum este indicat în fig.4.3.

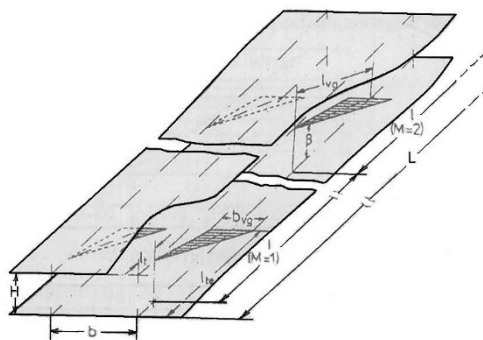
Performanțele termo-hidro-dinamice ale acestor aripioare sinusoidale au fost comparate cu cele ale aripioarelor cu generatori de turbulență (Gt), ale aripioarelor decalate (D), ale aripioarelor triunghiulare cu fante (Tf), ale aripioarelor plane de secțiune rectangulară (R) și ale aripioare plane de secțiune triunghiulară (Tr), indicate în fig. 4.4



a) aripioare plane de secțiune rectangulară b) aripioare plane de secțiune triunghiulară



c) aripioare decalate d) aripioare cu fante



e) aripioare cu generatori de turbulență

Fig.4.4- Tipuri uzuale de aripioare [35]

Dintre aripioarele indicate în fig. 4.4 cele mai bune performanțe în domeniul de curgere Reynolds $\in [500, 2000]$ aparțin aripioarei cu generatori de turbulență „Gt”.

Dar se constată că aripioara sinusoidală (L30_4), prezintă o intensitate a transferului termic convectiv mai redusă cu 41,5 % față de aripioara (Gt) pentru $Re=500$ și numai cu 14,5 % pentru $Re=2000$, cu tendința evidentă de a deveni cea mai performantă în următorul interval de curgere [20].

Pentru determinarea performanțelor termice a aripioarelor sinusoidale din cadrul radiatoarelor auto din aluminiu cu adâncimi diferite (30, 45, 65, 95 și 115 mm) a fost necesară determinarea analitică a unor ecuații specifice pentru criteriul Nusselt care să exprime atât dependența numărului Nu_2 de criteriul Re_2 , cât și de dimensiunile geometrice caracteristice modelelor studiate. Pe baza cercetărilor efectuate, autorul a determinat următoarele relații criteriale pentru calculul convectiv la curgerea prin canale sinusoidale [20]:

$$- \text{ pentru } p_n = 4 \text{ mm, } Nu_{2c} = C \cdot Re_{2c}^x \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{d_{2ech}}{L_{d-aer}} \right)^y \cdot \left(\frac{p_n - g_n}{h_{cr}} \right)^{-0.32} \quad (4.23)$$

unde constantele C, x și y au valorile indicate în tabelul 4.1 în funcție de tipul schimbătorului:

Tabel 4.1 – Constantele relației criteriale (4.23) de determinare a numărului Nu_{2c} [20]

	L30-4	L45-4	L65-4	L95-4	L115-4
C	0,48	0,5867875	0,7988	1,25975	1,52
X	0,773843	0,737368	0,707301	0,647189	0,585544
Y	0,775	0,67	0,638	0,5815	0,4943
Er_{Nu}	< 4,2 %	< 2,2 %	< 2,4 %	< 3,5 %	< 3,05 %

În general, erorile introduse de aceste ecuații criteriale (Er_{Nu}) față de valorile rezultate obținute prin calcul sunt sub 3,5 % dar există și câteva mai mari (sub 5 %) care se datorează erorilor de măsurare.

Aceste studii combinate cu simularea numerică a curgerii aerului prin cea mai mică secțiune de curgere a unei aripioare sinusoidale reprezentată în fig.4.5, pun în evidență profilul curgerii jetului de aer și apariția zonelor turbionare care influențează convecția fig.4.7 și 4.8 și încălzirea diferită a nervurii (fig. 4.6).

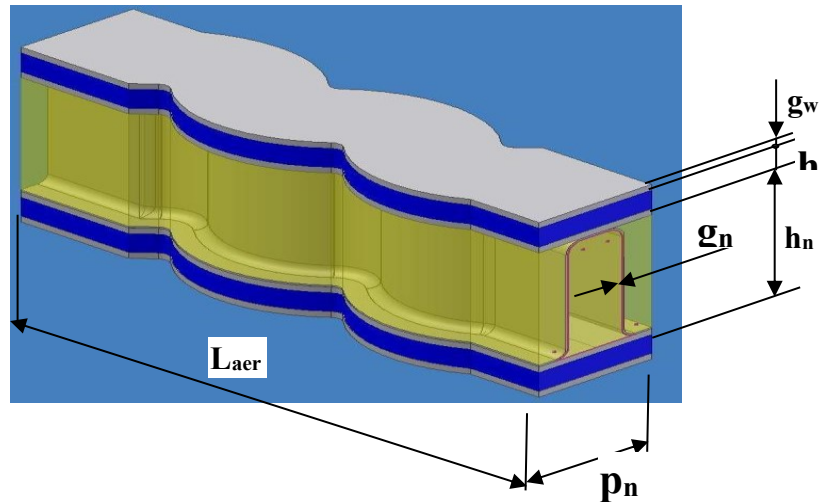


Fig. 4.5 – Principalele dimensiuni ale canalelor de apă și aer [20]

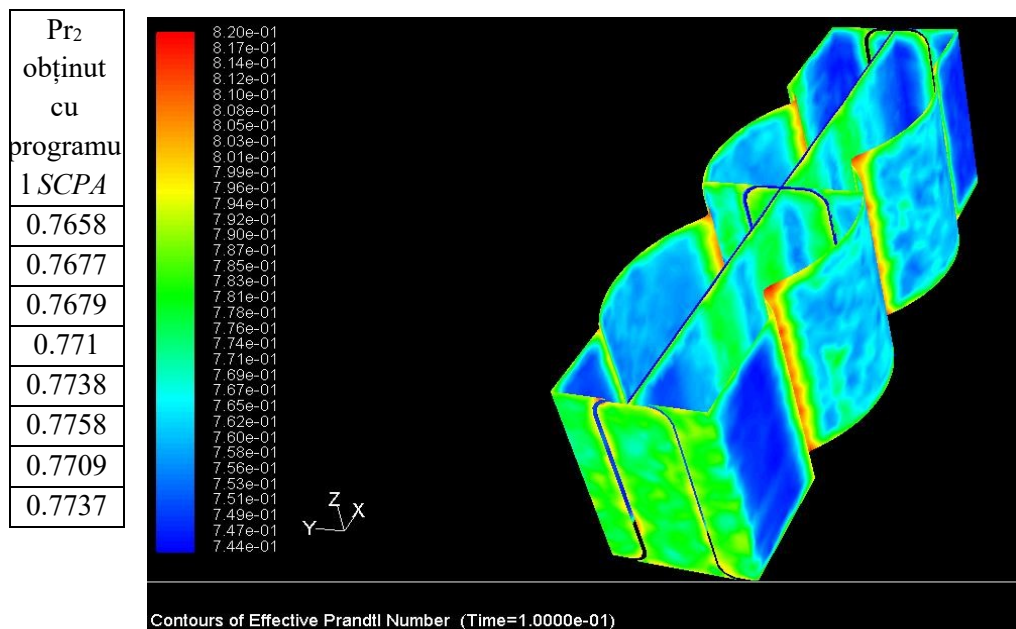


Fig. 4.6 – Variația criteriului Prandtl în lungul curentului de aer obținută cu programul FLUENT [20]

Se constată o variație a funcției Prandtl, obținută prin simulare în programul FLUENT, între zona de intrare a aerului în canal, în lungul acestuia urmând profilul lui geometric și secțiunea de ieșire din canal. Se observă valori mai ridicate ale numărului Pr_2 în zonele de curbură ale canalului, ceea ce reflectă o încălzire mai pronunțată a aerului în aceste porțiuni, în stratul limită [20].

Vectorul viteză se descompune pe direcțiile de curgere, (în coordonate x-y, axa x coincide cu lungimea canalului, iar y cu pasul transversal al acestuia), imprimând o mișcare diferită straturilor de fluid [20].

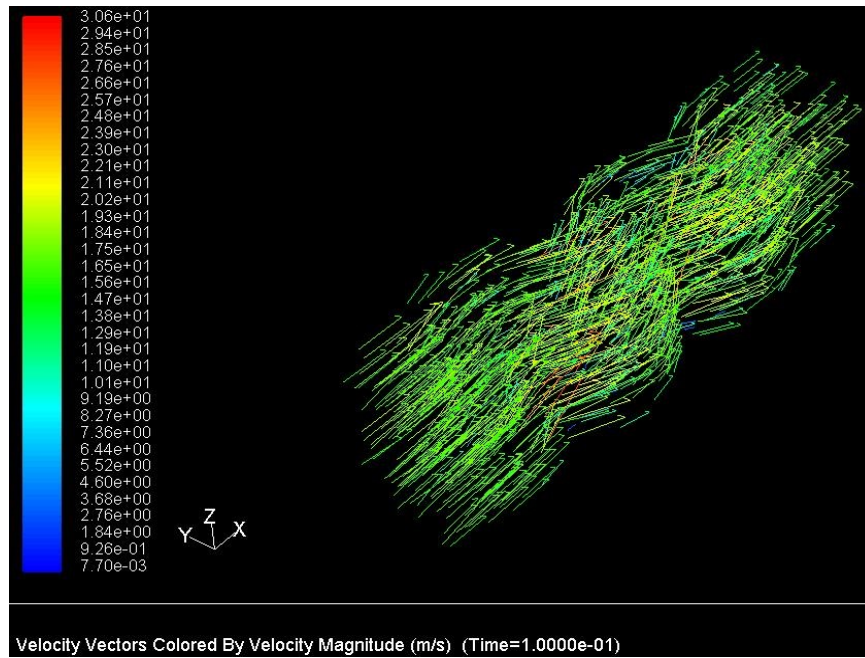


Fig. 4.7 – Distribuția vectorilor de viteză în curentul de aer [20]

„La amplitudinea maximă a sinusoidelor create de peretele aripioarei, curentul principal de aer urmează direcția vectorilor maximi ai vitezei, marcați în culoare roșie, ceea ce conduce la desprinderea stratului limită, fenomen demonstrat teoretic de Nagi [40] pe un model similar de aripioară” [20].

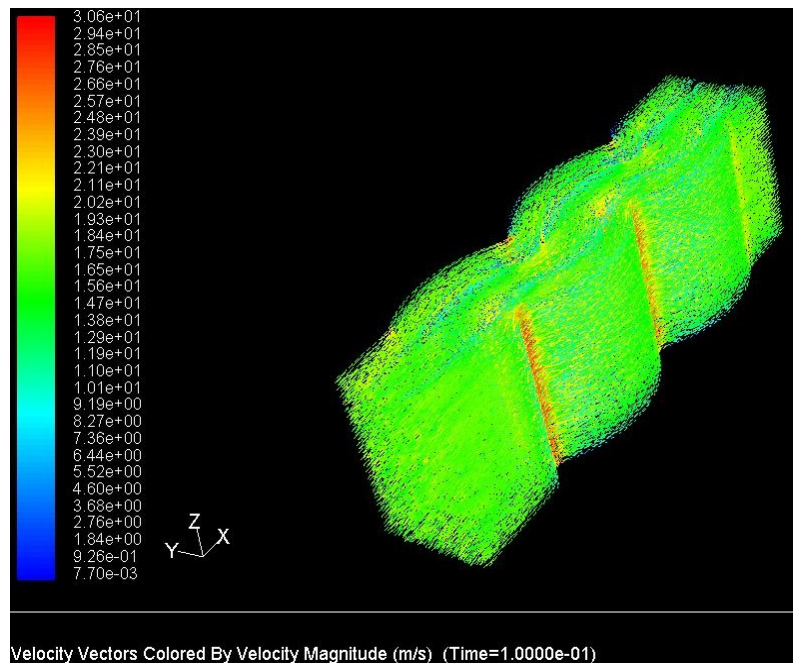


Fig. 4.8 – Distribuția vectorilor viteză corelați cu apariția vârtejurilor [20]

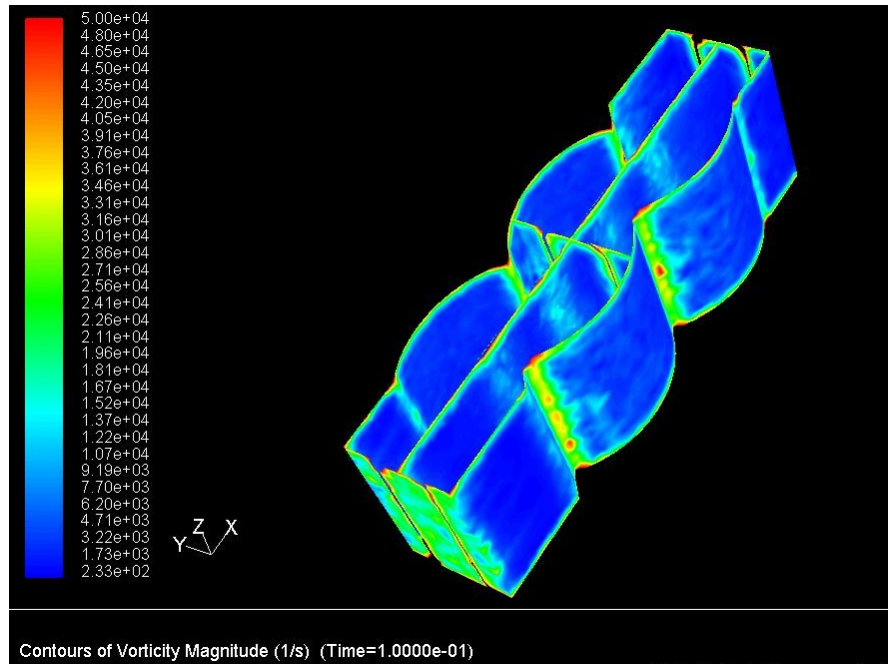


Fig. 4.9 – Zonele de repartiție a vârtejurilor [20]

4.3 Considerarea efectului depunerilor

Se calculează coeficientul global de schimb de căldură cu relația generală:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_{s1} + R_{tp} + R_{s2}}, \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.24)$$

în care:

$R_{tp} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{teava}}{\lambda_{teava}} + \frac{\delta_{piatra}}{\lambda_{piatra}} + \frac{\delta_{rugina}}{\lambda_{rugina}}, \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$ - reprezintă suma rezistențelor termice introduse de materialul peretelui despărțitor (a țevii), de depunerile de calcar din apă, de rugină, etc., pe suprafața de transmitere a căldurii;

$R_{1,2} = \frac{1}{\alpha_{1,2}}, \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$ reprezintă rezistențele superficiale de schimb de căldură generate de agenții termici primar (1), respectiv secundar (2).

Depunerile de orice natură pe suprafața peretelui de transfer de căldură care separă cei doi agenți termici de lucru din schimbător, diminuează valoarea coeficientului global de schimb termic (k) reducând performanțele aparatului, uneori colmatând canalele de curgere ceea ce poate avea efecte dezastruoase atât asupra aparatului, cât și a mediului înconjurător.

4.4 Intensificarea transferului termic în aparatele schimbătoare de căldură

Calculul termic, constructiv, de rezistență și fluidodinamic sunt însoțite permanent de un calcul tehnico-economic pentru a stabili o corelare între măsurile ce se pot lua pentru intensificarea transferului de căldură și costul aparatului, astfel încât acesta să nu devină nerentabil.

Creșterea fluxului termic redat prin prisma ecuației de transfer global de căldură pe schimbător, $\dot{Q}_T = k \cdot S \cdot \Delta t_{log}$ oferă posibilitatea îmbunătățirii performanțelor termice ale acestor aparate prin două moduri și anume:

- prin creșterea lui k , păstrând $S = \text{constant}$, sau
- prin creșterea lui S la $k = \text{constant}$.

În cele ce urmează se vor studia cele două posibilități de creștere a fluxului termic.

a) Intensificarea transferului de căldură prin creșterea lui k , la $S = \text{constant}$

Conform ecuației (4.24) creșterea lui k înseamnă scăderea rezistențelor $R_{s1,2}$ și R_{tp}

a.1) Cazul $R_{tp} \cong 0$

Dacă valoarea rezistenței termice a peretelui despărțitor este foarte redusă ($R_{tp} \cong 0$) astfel încât se poate considera nulă, va rezulta un coeficient global de transfer termic mai mic decât cel mai mic dintre coeficienții de convecție, motiv pentru care trebuie găsită o soluție de creștere a acestuia.

Dacă $R_{tp} \cong 0 \Rightarrow$

$$k = \frac{1}{R_{s1} + R_{s2}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \Rightarrow k < \min(\alpha_1, \alpha_2) \quad (4.25)$$

$$\text{➤ Pentru perete plan} \quad R_{1,2} = \frac{1}{\alpha_{1,2}}, \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right] \quad (4.26)$$

$$\text{➤ Pentru perete cilindric} \quad R_{1,2} = \frac{1}{\pi \cdot d \cdot \alpha_{1,2}}, \quad \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$$

În aceste cazuri creșterea lui k înseamnă scăderea lui $R_{s1,2}$ și deci creșterea lui $\alpha_{1,2}$.

a.1.1) Cazul convecției libere:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{ech}}{\lambda} = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \Rightarrow$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{ech}} \cdot C \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot d_{ech}^3 \cdot \Delta t}{\nu_{cin}^2} \cdot Pr \right)^n \quad (4.27)$$

Din relația de mai sus se poate observa că creșterea lui $\alpha_{1,2}$ se poate realiza prin:

- creșterea lui Δt ,
- creșterea lui d_{ech} care este reprezentat de dimensiunea determinantă de curgere (poate fi înălțimea aparatului H , lungimea L_{ap} sau lățimea acestuia l_{ap} sau diametrul interior de țevă d_i),

- creșterea mărimilor λ și β și scăderea vâscozității cinematice ν care depind de natura fluidului.

a.1.2) Cazul convecției forțate:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{ech}}{\lambda} = C \cdot (Re^m \cdot Pr^n) \Rightarrow$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{ech}} \cdot C \cdot \left(\frac{w \cdot d_{ech}}{\nu_{cin}} \right)^m \cdot \left(\frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu_{cin}}{\lambda} \right)^n ; m < 1, n < 1 \quad (4.28)$$

În condițiile ecuației de mai sus, coeficientul de convecție $\alpha_{1,2}$ crește dacă:

- crește viteza de curgere a fluidului, w ;
- crește diametrul echivalent hidraulic d_{ech} care poate fi înălțimea aparatului H , lungimea L_{ap} sau lățimea acestuia l_{ap} sau diametrul interior de țevă d_i ;
- se îmbunătățesc parametrii termodinamici ai fluidului (ν , λ , Pr).

a.2) Cazul $R_{tp} \neq 0$

Dacă se ia în considerare rezistența termică a materialului peretelui despărțitor dintre agenții de lucru ($R_{tp} \neq 0$), atunci pentru cazurile cele mai uzuale avem:

$$\begin{aligned} \text{➤ pentru peretele plan} \quad R_{tp} &= \frac{\delta_p}{\lambda_p}, & (4.29) \\ \text{➤ pentru peretele cilindric} \quad R_{tp} &= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i}. \end{aligned}$$

În acest caz, creșterea lui k înseamnă scăderea lui R_{tp} care se realizează dacă:

- scade grosimea materialului aferent peretelui despărțitor δ_p (se studiază în calculul de rezistență al aparatului),
- crește conductivitatea termică a materialului aferent peretelui despărțitor λ_p (alegerea materialelor cu conductivitate termică ridicată se face în urma unui calcul tehnico-economic).

b) Intensificarea transferului de căldură prin creșterea lui S , la k =constant

Dacă într-un schimbător de căldură circulă un gaz și un lichid, deoarece rezistența superficială a gazului este mult mai mare decât cea a lichidului ($R_{sg} \gg R_{sl}$) va rezulta un coeficient global de transfer termic (k) pe schimbător cu o valoare mai mică decât coeficientul de convecție al gazului (α_g), motiv pentru care, dacă se dorește creșterea acestui coeficient (k), trebuie să mărim suprafața de transmitere a căldurii de partea gazului.

Pentru realizarea acestui lucru se poate aplica pe suprafața de schimb de căldură de partea gazului următoarele:

- nervuri, sunt prelucrate individual din materialul țevii, având axa de simetrie perpendiculară pe axa țevii;
- lamele, confecționate din alt material decât cel al țevii, fiecare lamelă fiind prevăzută cu orificii prin care trec mai multe țevi;
- aripioare, sunt construite din alt material decât cel al țevii și sunt trase individual pe țeavă;
- canale, sunt prelucrate din materialul țevii, în lungul acesteia.

b.1) Nervurile (fig.4.10) sunt suprafețe monolit obținute prin roluirea sau extrudarea profilelor nervurilor din țeava de bază, de aluminiu sau cupru, cu pereți groși de (5...8) mm care în urma prelucrării ajung la o grosime de aproximativ 2 mm.



Fig. 4.10 - Țevi cu nervuri spiralate [19]

Grosimea nervurii la bază este de (1,1...1,5) mm, la vârf este de (0,5...0,6) mm, iar înălțimea nervurii ajunge la $h_n=(7...14)$ mm, dezvoltând un coeficient de nervurare :

$$\beta = \frac{S_T}{S_{in}} = (10...20), \quad (4.30)$$

unde,

$$S_{in} = \pi \cdot d_{in}(u_n - \delta_n) \cdot \frac{1}{u_n}, \quad [m^2/m] \quad (4.31)$$

reprezintă suprafața de schimb de căldură dintre nervuri, pe țeava de bază, iar u_n este pasul nervurilor și δ_n grosimea nervurii;

$$S_T = S_{in} + S_{ln} \text{ este suprafața totală a nervurii, iar} \quad (4.32)$$

$$S_{ln} = \pi \cdot (d_{en} - d_{in}) \cdot \frac{2 \cdot \delta_n}{u_n} = 4\pi \cdot h_n \frac{\delta_n}{u_n}, \quad [m^2/m] \quad (4.33)$$

este suprafața laterală a nervurii considerate, în care d_{in} , d_{en} reprezintă diametrul interior respectiv exterior al nervurii.

Pentru figura 4.11 se consideră:

- T_1 , temperatura în interiorul țevii,
- T_2 , temperatura fluidului din exterior,
- T , temperatura la capătul nervurii,
- h , înălțimea nervurii.

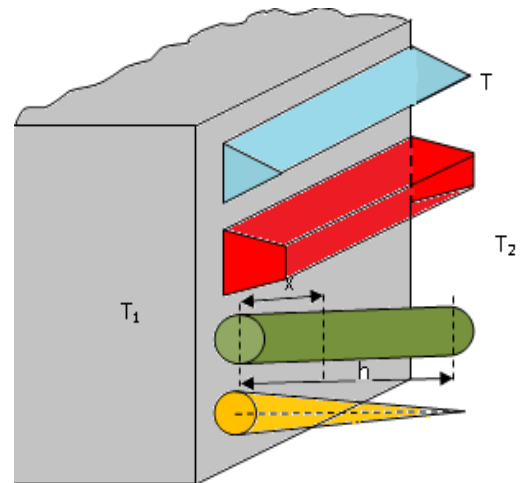


Fig. 4.11 – Modele geometrice de nervuri

Temperatura la vârful nervurii se va determina astfel:

- pentru o nervură înaltă și cu secțiune redusă:

$$T = T_2 + (T_1 - T_2) \cdot e^{-mh} \quad (4.34)$$

- pentru o nervură scurtă cu secțiune constantă:

$$T = T_2 + (T_1 - T_2) \cdot \frac{ch[m(h-x)]}{ch(mx)} \quad (4.35)$$

unde:

m , reprezintă gradul de încărcare termică a nervurii

$$m = \sqrt{\frac{\alpha \cdot P_n}{\lambda_n S_T}}, \text{ pentru nervura plană} \quad (4.36)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha}{\lambda_n \delta_n}}, \text{ pentru nervura circulară} \quad (4.37)$$

P_n , [m] - reprezintă perimetrul nervurii.

Generarea unei curgeri turbionare se poate realiza prin mai multe metode, cum ar fi:

- vibrarea suprafeței de schimb de căldură, cu ajutorul unor vibratoare electrodinamice sau cu excentric, ce folosesc frecvențe în jur de 1000 Hz și cu ajutorul cărora s-au înregistrat creșteri de peste 20 de ori a coeficientului de convecție în cazul convecției naturale; sau vibrarea fluidului cu ajutorul unui generator de pulsații, în cazul în care masa aparatului este prea mare;
- introducerea unor aditivi sub formă de particule solide în curentul de fluid, de exemplu:
 - cu suspensii de grafit de diametru (0,15 ÷ 2) mm s-au obținut creșteri ale coeficientului de convecție termică până la 400 % față de gazul pur, sau
 - cu particule ceramice (aluminosilicați) cu care s-a obținut o creștere de 300 % a coeficientului de convecție pentru o concentrație de 7 kg particule pe kg de gaz;

- dispunerea unor generatoare de turbulență în calea fluidului spre exemplu: nervuri, lamele, aripioare sau canale. Diferența dintre acestea constă în material, prelucrare și modul de dispunere pe suprafața de separație dintre agenții termici, astfel:
- *nervurile* - sunt prelucrate individual, din grosimea materialului țevii, cu axa perpendiculară pe suprafața de schimb de căldură și pot fi executate la exteriorul sau interiorul țevii (fig. 4.12);
 - *lamelele* – foi produse din alt material decât cel al țevii și care cuprind mai multe țevi (fig.4.13, 4.14);
 - *aripioarele* – sunt confecționate din alt material decât cel al țevii și sunt dispuse perpendicular pe suprafața de separație dintre fluide (fig.4.15, 4.16, 4.17);
 - *canalele* – sunt practicate în lungul țevii din materialul acesteia.

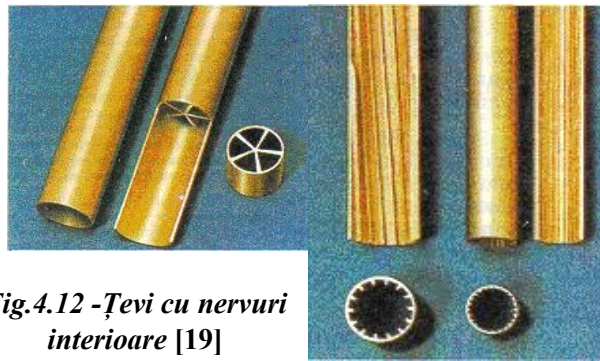


Fig.4.12 - Țevi cu nervuri interioare [19]

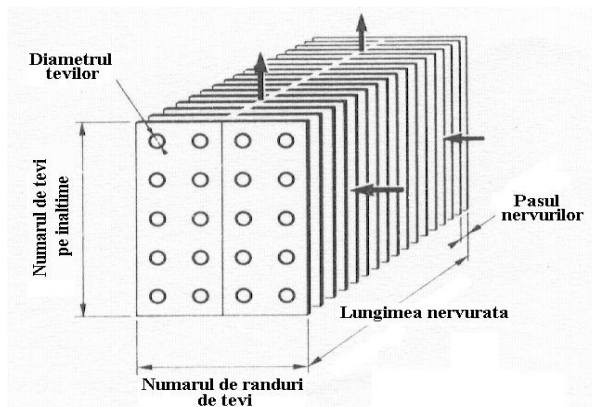


Fig.4.13 - Module din țevi și lamele [19]

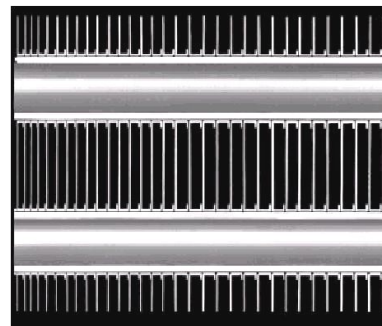


Fig.4.14 - Țevi cu nervuri lamelare [19]

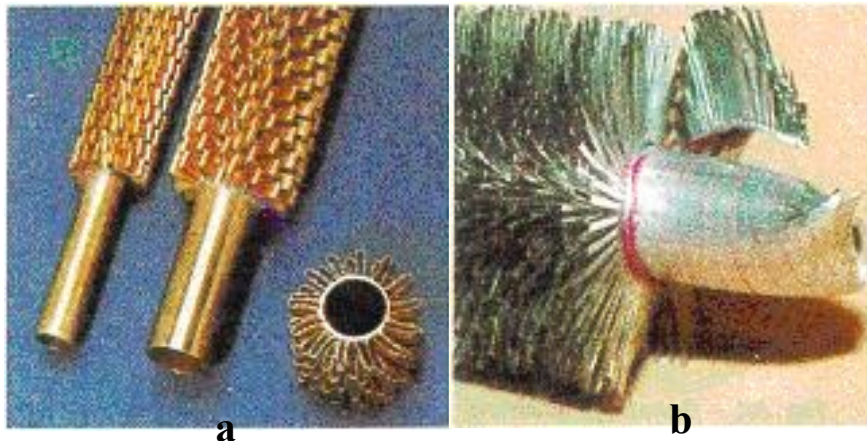


Fig.4.15 – Țevi cu aripioare: a) ondulate, b) aciculare [19]

Tendința ultimilor ani în construcția acestor aparate este de a se reduce cât mai mult a dimensiunilor și înlocuirea țevelor cu microcanale formate de plăci și aripioare, în scopul îmbunătățirii coeficientului global de transfer termic, a reducerii masei schimbătoarelor și a încărcăturii cu agent termic lichid, acolo unde este cazul, pe fondul reducerii globale a costurilor. Schimbătoarele compacte cu plăci și aripioare sunt constituite dintr-o stivuire de table gofrate (aripioare sub forme diferite) separate prin table plane (fig.4.17) [20].

Fluidele circulă prin pasajele definite astfel:

- printre două table plane consecutive, închise lateral prin bare și
- prin canalele formate de două table plane și o aripioară ce acoperă toată suprafața acestora (fig.4.17).

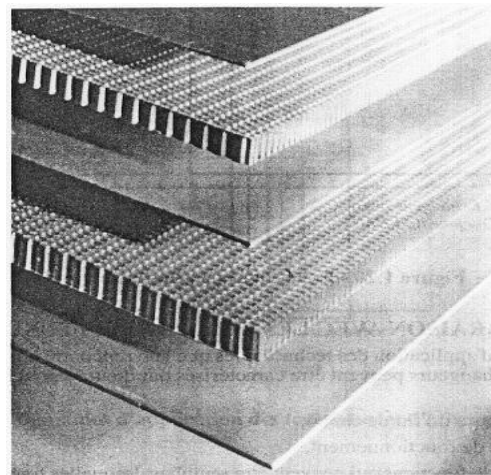
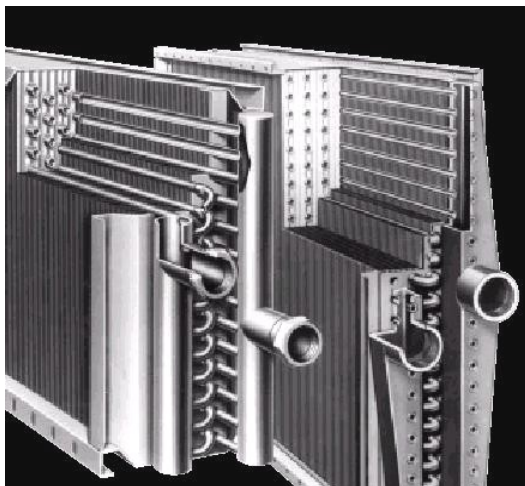


Fig.4.16 – Baterii de țevi cu aripioare [20] Fig. 4.17– Principiul de construcție al schimbătoarelor compacte cu plăci și aripioare [20]

În cea mai simplă reprezentare, un astfel de schimbător poate fi compus din două treceri, cu o curgere a agenților de lucru în contracurent, echicurent sau curent încrucișat.

Compactitatea acestor aparate este asigurată prin procesul brazare și care, în cazul schimbătoarelor din aluminiu se compune din următoarele faze [26]:

- a) *încălzirea* – până la 540°C a elementelor schimbătorului de căldură, montate în S.D.V.-urile speciale în care s-a asamblat schimbătorul în formă finală; acest proces desfășurându-se foarte aproape de punctul de topire a fluxului utilizat;
- b) *brazarea propriu-zisă* – prin care piesele încălzite se scufundă în baia de săruri timp de 2...3 minute; fluxul topit, de consistența apei, vine ușor în contact cu suprafața metalică, curățând suprafețele de urme de oxizi și curge spre îmbinări sub efectul de capilaritate și acțiune hidromecanică. Procesul de brazare se desfășoară în camere speciale, sub vid, pentru a elimina posibilitatea apariției întreruperilor contactului între nervură și placă. Ca flux topit pentru brazare se utilizează amestecuri de cloruri și fluoruri cu un conținut de ioni de clor de $(51 \div 53) \%$ și de fluor de $(2,3 \div 3,3) \%$, cu limite de lucru cuprinse între $(538 \div 649)^{\circ}\text{C}$.
- c) *răcirea pieselor* - se desfășoară în două etape: prima în aer liber până la 100°C timp de 8...9 minute, pentru a evita tensionarea și deformarea schimbătoarelor, iar a doua constă în imersarea aparatului într-un bazin cu apă la o temperatură de 80°C .

Schimbătoarele de căldură cu plăci și aripioare au fost proiectate inițial pentru aplicații în care greutatea și volumul erau importante, de aceea aluminiul a fost materialul cel mai utilizat pentru o lungă perioadă de timp. Dar acesta poate fi utilizat până la temperaturi de aproximativ 250°C , de aceea s-au efectuat cercetări în jurul acestui material, iar în anii 1900 au fost introduse aliajele de aluminiu, spre exemplu EN AW- 4343 (AlSi7,5) și EN AW-6060 (AlMgSi) care conțin până la 15 % siliciu și cantități mici de metale precum cuprul, fierul, nichelul și zincul.

Printre articolele turnate din asemenea aliaje ușoare se numără blocurile de cilindri de motor și componentele pentru motoare (inclusiv racordurile, colectoarele și distribuitorile pentru radiatoare) și fuzelaje de aeronave.

Aliajele de aluminiu potrivite pentru alte procese de modelare, precum forjarea, laminarea și trefilarea, conțin până la 7 % magneziu și circa 1% mangan, de exemplu EN AW-3003 (AlMn1Cu) - material utilizat la bare, suporturi, aripioare, plăci deflectoare etc. din componența unor schimbătoare de căldură compacte. Aliajele foarte puternice de acest tip, cu o utilizare largă în industria aeronautică, se obțin prin îmbogățire cu circa 5 % zinc și cantități mici de cupru, magneziu și mangan [20].

Duraluminiul este una dintre cele mai importante descoperiri în evoluția aliajelor de aluminiu cu un efect cunoscut sub numele de „duritate prin îmbătrânire”. Compoziția acestui aliaj variază, dar în mod obișnuit constă dintr-o bază de aluminiu cu $(3,5 \div 4,5) \%$ cupru, $(0,4 \div 0,7) \%$ magneziu plus mangan și până la 0,7 % siliciu.

Secolul XX a cunoscut o extindere a domeniilor de utilizare a schimbătoarelor compacte cu plăci și aripioare în domenii foarte largi de temperaturi și presiuni, cum ar fi: în criogenie pentru temperaturi cuprinse între $(-269)^{\circ}\text{C}$ și $+65^{\circ}\text{C}$ sau recuperarea căldurii din gaze arse cu temperaturi peste 1000°C . Din acest motiv s-a introdus oțelul inoxidabil în construcția acestor aparate, pentru aplicații la temperaturi până la 800°C . Forma obișnuită de oțel inoxidabil conține fier aliat cu 18 % crom, 8 % nichel și 0,08 % carbon. Alte forme de oțel inoxidabil conțin $(12 \div 30)\%$ crom, adesea cu cantități mici de nichel, molibden sau cupru, care modifică structura de bază a oțelului, astfel

încât se pot aplica tratamente variate care-i conferă o duritate mai mare sau mai redusă, elasticitate și rezistență mai bună, în funcție de necesitățile aplicației [6].

Plăcile sunt executate din foi metalice subțiri, din oțel inoxidabil marca AISI 304 și AISI 316 (aliat cu titan), sau oțeluri aliate speciale (cu titan, paladium, nichel, cupru, monel), în funcție de aplicație. Pentru aplicațiile curente, plăcile au o grosime de ordinul a $0,5 \div 0,8$ mm, dar în anumite cazuri, pot fi folosite și grosimi ce depășesc 1,0 mm. Tendința generală este de a reduce grosimea plăcilor. Interesul este evident pentru constructori, deoarece o reducere a grosimii plăcii de la 0,5 la 0,4 mm antrenează o diminuare cu 20 % a prețurilor de aprovizionare cu materie primă. Pentru client acest lucru se traduce printr-o scădere cu 5-10 % a prețului schimbătorului [6].

Efectele reducerii grosimii plăcilor sunt imediate:

- diminuarea prețului de cumpărare,
- reducerea greutății schimbătorului,
- reducerea rezistenței de transfer termic a peretelui plăcii.

Pentru temperaturi foarte ridicate se folosesc schimbătoare de căldură de tip plăci și canale ceramice, iar la temperaturi mai mici, variante de aparate cu hârtie impregnată, folosite în instalațiile de ventilare.

Aripioarele sunt realizate prin ambutisarea tablelor din aliaje ușoare din aluminiu, cu ajutorul unor prese speciale și pot avea înălțimi, grosimi și profile diferite (fig.4.18).

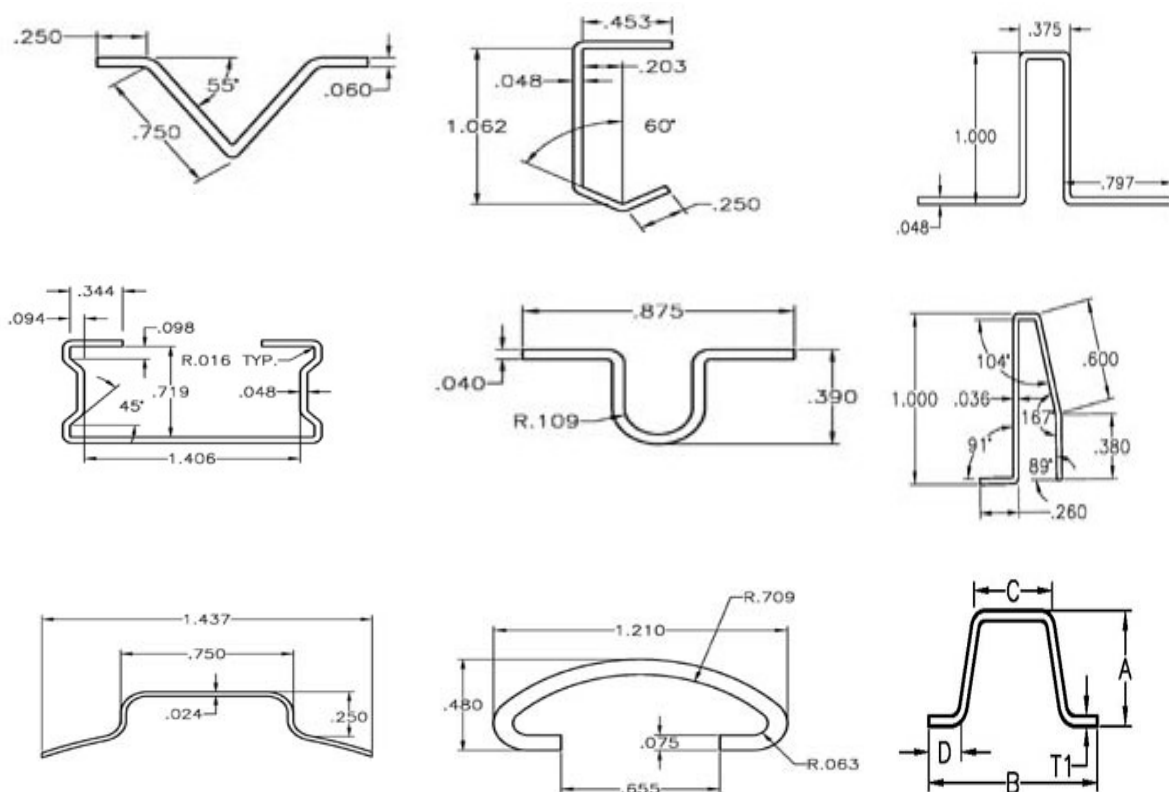


Fig.4.18 – Profile diferite de aripioare [20]

Fiecare tip de aripioară deține propriile sale caracteristici hidraulice și termice, astfel încât aripioarele plane (perforate sau nu) dau performanțe identice cu cele ale tuburilor de diametru hidraulic echivalent; iar aripioarele decalate creează o mai mare turbulență și ameliorează coeficientul de transfer termic, producând o pierdere de presiune mai mare.

Scopul esențial al aripioarelor este acela de creștere a turbulenței și implicit creșterea coeficientului global de transfer de căldură, dar și de a asigura rezistența mecanică printr-un număr mare de puncte de contact metal-metal.

Datorită configurației lor particulare, aripioarele pot genera o suprafață secundară de schimb de căldură care poate atinge până la 90 % din valoarea suprafeței totale, ceea ce ar permite amplasarea unei suprafețe de schimb de căldură foarte mari (mai mult de $1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$) într-un volum redus, acesta fiind unul din principalele avantaje oferite de aceste aparate.

Schimbătoarele de căldură bazate, de tip „plăci și aripioare” se regăsesc în diferite echipamente industriale și autovehicule, îndeplinind roluri de: răcitoare de aer, răcitoare de ulei, condensatoare, ansambluri combinate de răcire.

Aplicațiile schimbătoarelor compacte cu plăci și aripioare sunt din cele mai variate domenii, începând de la aeronautică, criogenie, echipamente din industria navală, frigorifică, petrochimică, sisteme de vacuum, prese hidraulice, echipamente din transportul energiei (stații eoliene, generatoare Diesel, transformatoare), industria autovehiculelor și până la mașini de injectat mase plastice [29,30].

Rolul pe care-l pot îndeplini aceste aparate este la fel de variat [6]:

- *preîncălzitoare de aer* pentru recuperarea căldurii în centrale termice – în aceste aparate se pot recupera fluxuri de căldură de ordinul a 100 MW la forțe motoare relativ mici și datorită preîncălzirii aerului necesar arderii combustibilului, devine posibilă utilizarea cărbunilor inferiori, aparatele având rol de recuperatoare și regeneratoare;
- *condensatoare și vaporizatoare* în instalațiile criogenice, frigorifice, cele de climatizare (fig.4.19);
- *răcitoare de ulei răcite cu aer*, destinate motoarelor aeronautice și de autovehicule;
- *radiatoare pentru autoturisme* (fig.4.20);
- *răcitoare de ulei răcite cu apă*, destinate motoarelor cu combustie internă care echipează utilajele grele sau speciale, motoarele navale (fig.4.21);
- *răcitoare de gaz* pentru agregate energetice (turbogeneratoare, hidrogeneratoare) (fig.4.22);
- *răcitoare de aer comprimat* (fig.4.16), etc.

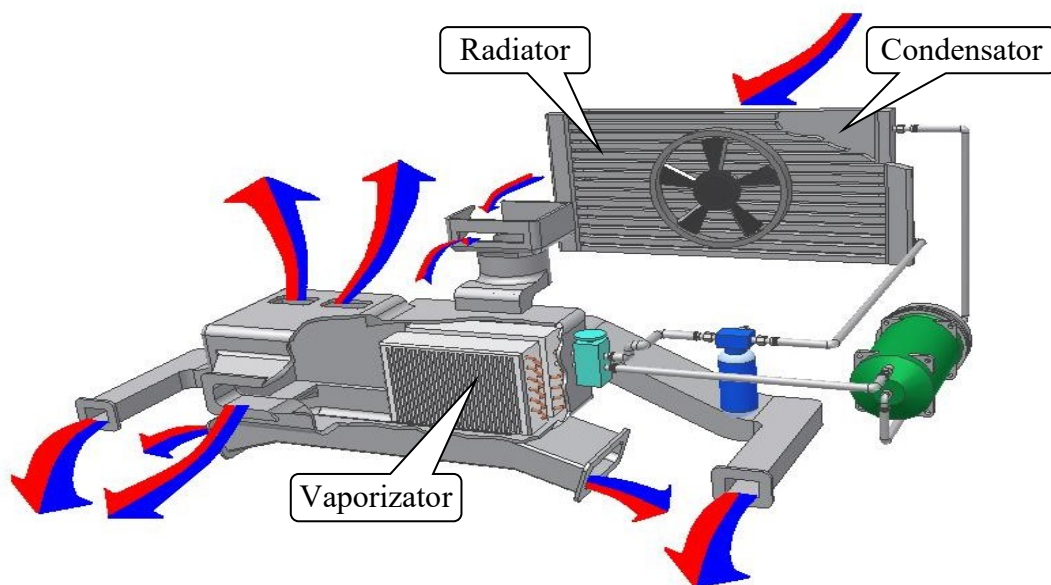


Fig. 4.19 – Funcțiile îndeplinite de schimbătoarele de căldură cu plăci și aripioare într-o instalație de climatizare auto [20]



Fig.4.20 – Răcitor apă-aer [35]

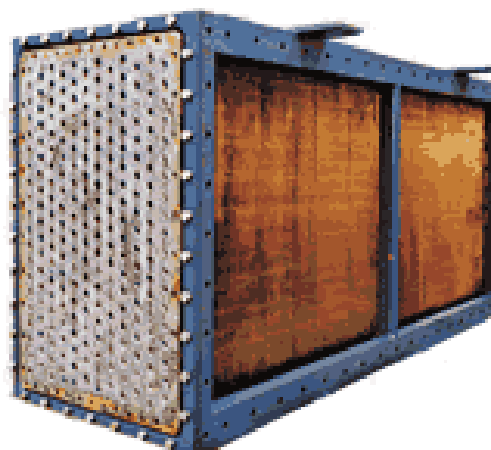


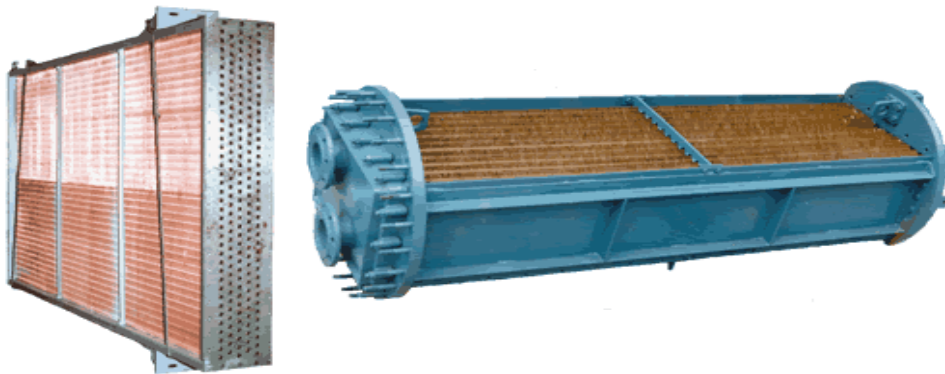
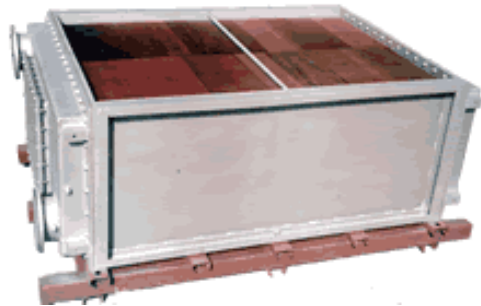
Fig.4.21 – Răcitor pentru motoare navale [36]

Printre producătorii autohtoni se numără firme consacrate în construcția schimbătoarelor cu plăci și aripioare cum ar fi: Radiatoare din Aluminiu S.C. RAAL S.A.– Bistrița, S.C. I.A.I.C.A. Alexandria, Romradiatoare – Brașov, la Ploiești s-a deschis o unitate de producție a firmei japoneze Calsonic Kansei Corp.

Aceste unități, pe lângă producția propriu-zisă de schimbătoare, susțin și activități de cercetare în domeniu prin departamente proprii, cum ar fi S.C. RAAL S.A. Bistrița, sau cu ajutorul unor centre de cercetare înființate la Univ. Politehnica Timișoara, Univ. Politehnică București, Univ. „Transilvania” din Brașov.

Fig.4.22 – Răcitoare pentru agregate energetice [36]

Răcitoare ulei lagăr axial-radial turbină 7,7; 55 MW
 Răcitor ulei lagăr axial hidrogenerator 7,5 MW
 Răcitor aer generator 275 kW
 Răcitor pentru hidrogenerator RAN 65; RAN 80; RAN 100
 Răcitor hidrogen pentru turbogenerator 50MW
 Răcitor gaz pentru turbogenerator THA 160-2A; TH 60-2
 Răcitor ulei transformator 250MVA

**Fig.4.23 – Răcitoare pentru compresoare de aer (pentru compresoare cu șurub, cu piston sau centrifugale) [36]**

Pe plan internațional există o serie de producători de schimbătoare de căldură cu plăci, cu plăci și aripioare lansate într-o acerbă competiție de producție și acapararea pieței acestor produse, printre care se numără: Armstrong International Inc. - USA, API Heat Transfer Inc. HEATEX AB - Suedia, Alfa Laval Thermal Inc., ALTEC International, American Precision Industries (API Heat Transfer), AMRITA Heaters - India, Australian Panel Tanks - Australia, Exchanger Industries – Canada.

Alături de producători, departamente și centre de cercetare internaționale își aduc un aport însemnat la dinamica pieței schimbătoarelor de căldură. Printre acestea se numără: Energy research Centre of the Netherlands (ECN), Micro Thermal Research Center - Seul Coreea., Smith Institute - Marea Britanie, AK Industries Ltd. - Marea Britanie, AST Angewandte System Technik – Germania, Ken Maskinfabrik – Danemarca, HRS Spiratube – Spain, Metallisation Ltd. - Marea Britanie, PERA (the Production Engineering Research Association) - Marea Britanie, Select Moulds - Marea Britanie, Plate Fin Heat Exchanger Research UCLA - SUA, Ohio State University, Auckland University, Stanford University, The Victoria University of Manchester, Department of Engineering Science, University of Oxford, University Catholique de Louvain, Belgian, Delft University Olanda, Kyoto University Research Center.

Cap. 5 SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ CU TRANSFORMARE DE FAZĂ

5.1 Sisteme frigorifice

Standardul european adoptat de Asociația Română de Standardizare (ASRO) sub denumirea „SR EN 378-1/2002 - SISTEME FRIGORIFICE ȘI POMPE DE CĂLDURĂ - Condiții de securitate și de mediu. Partea-1: Condiții de bază, definiții, clasificare și criteriile de alegere” definește un sistem frigorific (inclusiv pompă de căldură) ca fiind o combinație de componente interconectate care formează un circuit frigorific închis ce conține agent frigorific care este circulat cu intenția de a extrage și de a ceda căldura (răcire, încălzire) între sursa rece și sursa caldă, conform principiului II al termodinamicii.

Un sistem frigorific sau o pompă de căldură, care funcționează între o sursă rece și o sursă caldă, în cea mai simplă configurație, pentru o instalație cu comprimare mecanică de vapori într-o treaptă de comprimare, se compune din următoarele echipamente (fig. 5.1 și 5.3):

- compresorul cu rol în comprimarea gazelor reci, în scopul creșterii presiunii acestora;
- condensatorul, este un schimbător de căldură în care agentul frigorific intră în stare gazoasă cu temperatură (t_k) și presiune de condensare ridicată (p_k) și care cedează căldură către mediul de răcire (aerul ambiant sau apă de răcire), iar în urma acestui schimb termic se produce transformarea de fază a agentului frigorific din gaz în lichid, părăsind condensatorul în stare lichidă;
- ventilul de laminare termostatic cu rol de laminare a agentului frigorific lichid și transformarea parțială a acestuia în vapori, prin scăderea presiunii de la presiunea de condensare (p_k) la presiunea de vaporizare (p_0);
- vaporizatorul care este un schimbător de căldură cu rol de extragere a căldurii din mediul răcit, căldură care conduce la transformarea fazei agentului frigorific din lichid în gaz la temperatură (t_0) și presiune de vaporizare (p_0) constante.

În figura 5.1 este reprezentată schema de principiu a unui circuit frigorific și reprezentarea unui ciclu frigorific în diagrama ($\lg p$ - h), cu transformărilor termodinamice ce au loc în aparatele componente.

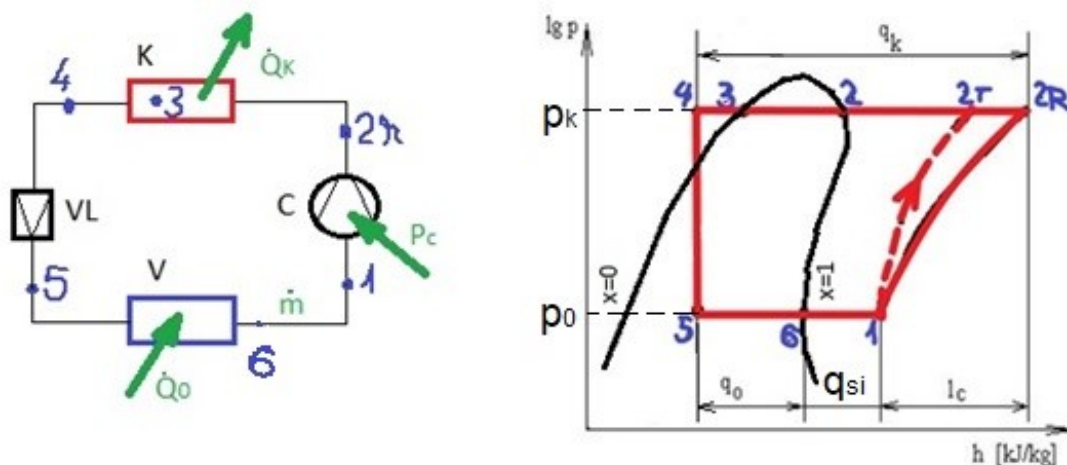


Fig.5.1 - Schema de principiu a unei instalații frigorifice/ pompă de căldură și reprezentarea ciclului de funcționare în diagrama ($\lg p-h$): C – compresor, K – condensator, VL – ventil de laminare, V - vaporizator

În figura 5.2 este redată exemplificarea unui ciclu frigorific cu o treaptă de comprimare mecanică a vaporilor de freon R134a, cu ajutorul programului Cool Pack.

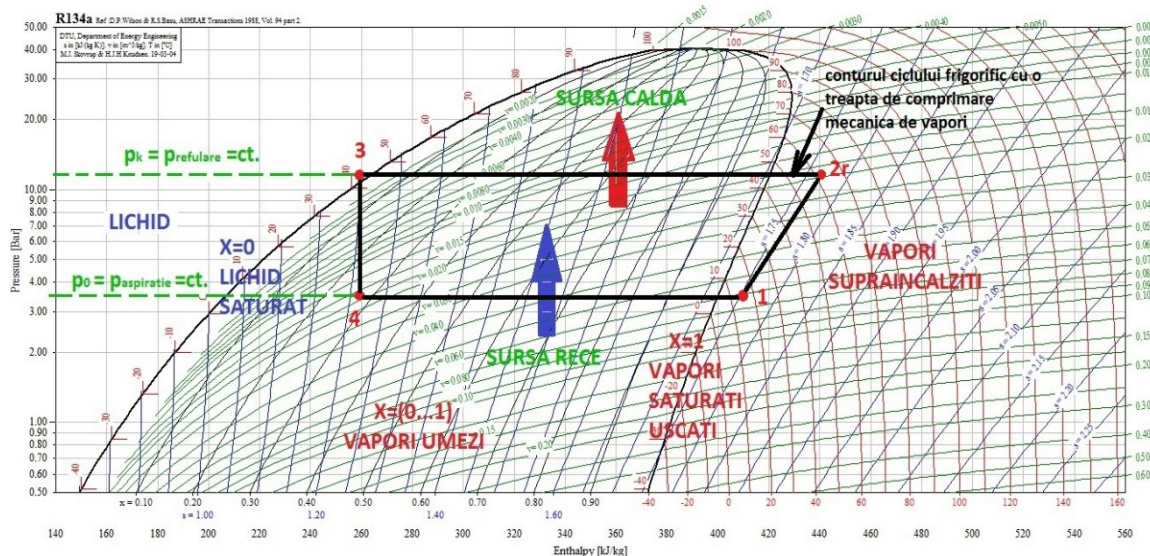


Fig.5.2 - Diagrama unui ciclu frigorific cu o treaptă de comprimare în diagrama ($\lg p - h$)

Se observă din diagramă (fig.5.2) existența curbelor de variație a parametrilor termici de stare (presiune, temperatură, volum specific – din care derivă densitatea), a mărimilor calorice de stare (entalpia specifică și entropia specifică).

În fiecare aparat component din schema de principiu indicată în figura 5.1 se produce o transformare termodinamică, altfel spus, pe fiecare linie a ciclului frigorific trasat în figura 5.2 regăsim un aparat din cadrul unei instalații frigorifice care realizează acea transformare.

Aceste aparate pot avea diferite variante constructive, așa cum este indicat în fig.5.3, dar îndeplinesc același rol în instalație.

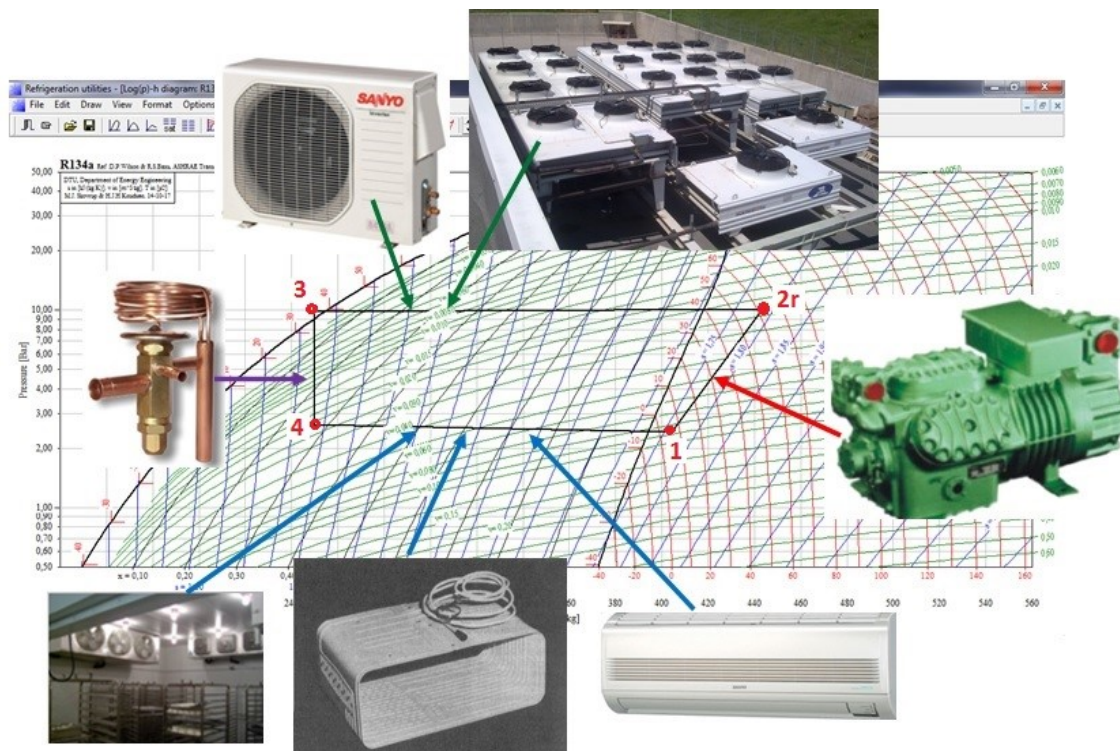
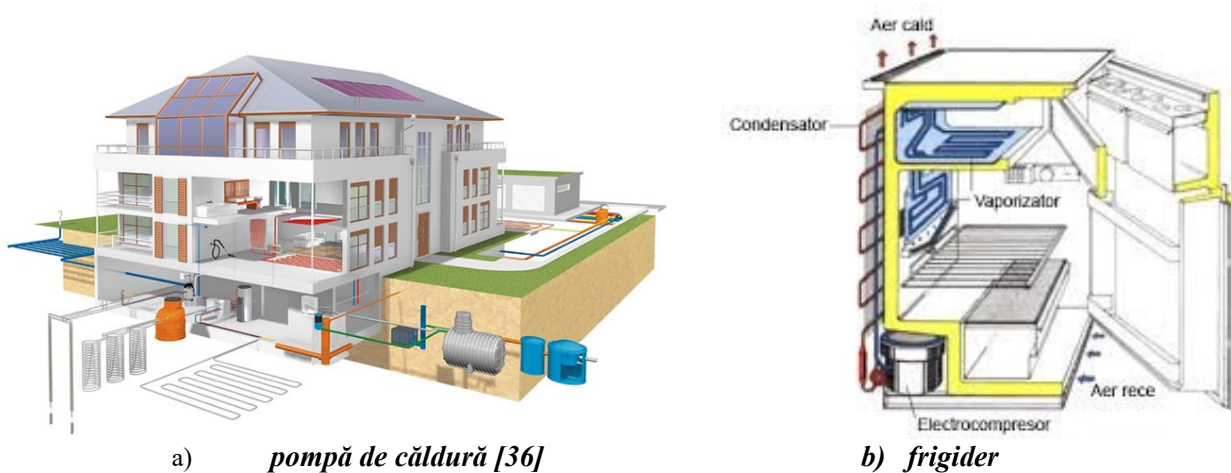


Fig.5.3 – Exemplu de ciclu frigorific și aparatele componente pentru o pompă de căldură sau instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare: (1-2r) comprimare reală, (2r-3) condensare, (3-4) laminare, (4-1) vaporizare

Un sistem frigorific poate funcționa atât cu rol de răcire, fiind denumit în acest caz instalație frigorifică (fig.5.4.1b), cât și cu rol de încălzire, îndeplinind funcția de pompă de căldură (fig.5.4.1a), sau combinând cele două funcții în scopul realizării confortului termic prin climatizare (rezidențială sau auto, fig. 5.4.2).



a) pompă de căldură [36]

b) frigider

Fig.5.4.1– Aplicații ale unui ciclu frigorific: a) pompă de căldură, b) frigider



a) rezidențială

b) instituțională

c) climatizare auto [37]

Fig.5.4.2– Instalații de climatizare

În fig.5.5 este indicată schema de principiu a unei pompe de căldură sol-apă, cu detalierea celor trei circuite componente: de antigel, de freon și de apă caldă.

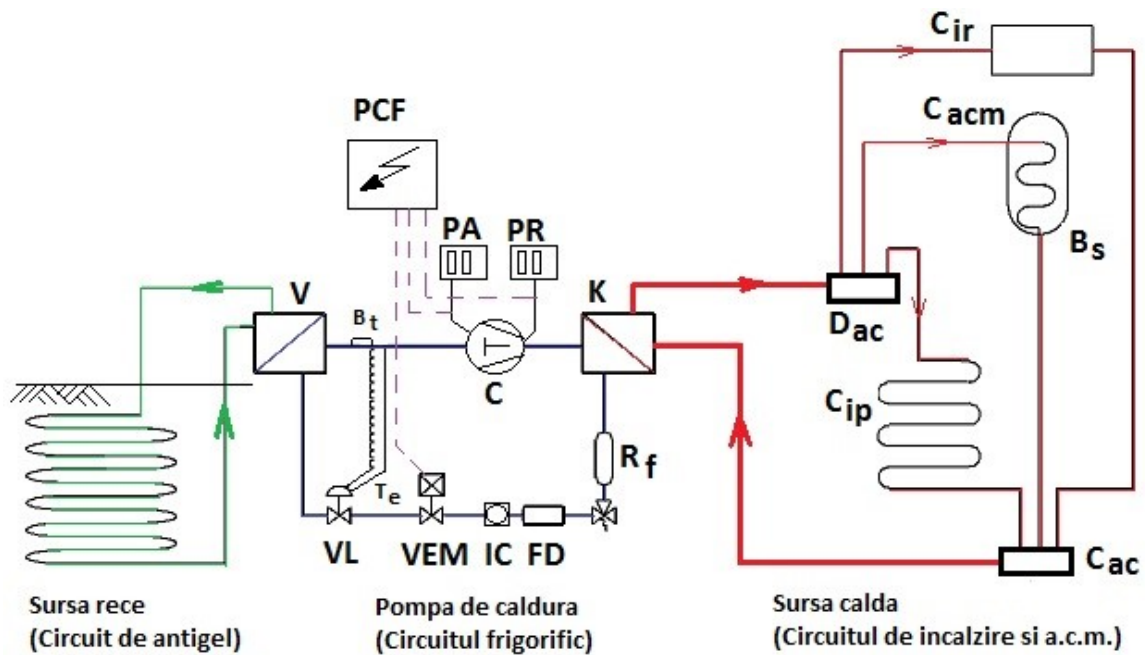


Fig.5.5– Schema de principiu cu circuitele unei pompe de căldură de tip sol-apă

Legendă:

PCF – panou de comandă și forță,
 PA/ PR – presostat de aspirație/refulare,
 C – compresor,
 K – condensator,
 R_f – rezervor de freon,
 FD – filtru deshidrator,
 IC – indicator de curgere,
 VEM – ventil electromagnetic,

VL – ventil de laminare termostatic cu bulb termostatic (B_t) și țevă de egalizare a presiunii (T_e),
 V – vaporizator,
 D_{ac} / C_{ac} – distribuitor/colector de apă caldă,
 C_{acm} – circuit de apă caldă menajeră,
 B_s – boiler cu serpentină,
 C_{ir} – circuit de încălzire prin radiatoare,
 C_{ip} – circuit de încălzire în pardoseală,

5.2 Condensatoare

5.2.1 Considerații generale, clasificare

Condensatoarele sunt schimbătoare de căldură recuperatoare sau prin suprafață, cu funcționare în regim staționar, în interiorul cărora vaporii de agent supraîncălzit se răcesc până la saturație și condensează, cedând căldura lor latentă de condensare unui agent de răcire (aer sau apă). În cadrul instalațiilor frigorifice sau a pompelor de căldură, condensatoarele sunt aparate principale de schimb de căldură, iar agenții de răcire cei mai utilizați sunt aerul și apa, utilizați individual sau mixt.

Clasificarea principală a acestor aparate se face după agentul de răcire (fig.5.6).

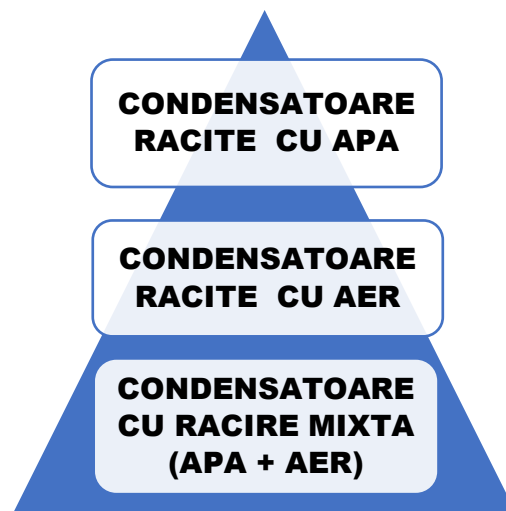


Fig.5.6 – Clasificarea condensatoarelor în funcție de agentul de răcire

5.2.2 Calculul termic al condensatoarelor

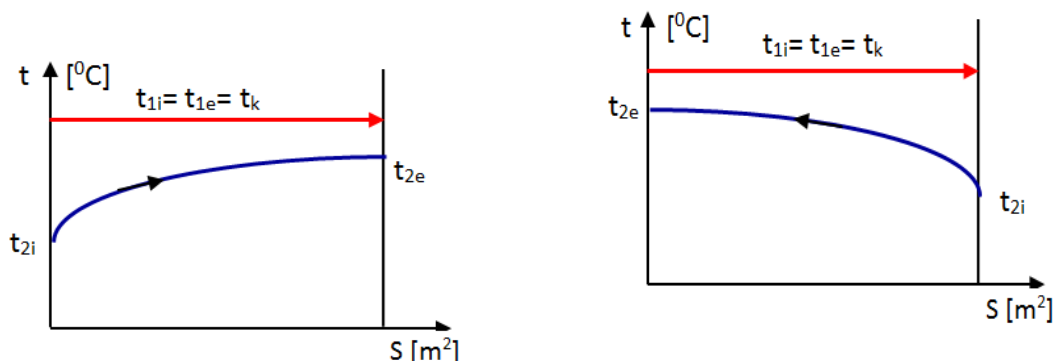
Pentru calculul termic al condensatoarelor se utilizează ecuația de bilanț termic pe aparat indicată în paragraful 3.2, sub forma ecuației 3.8.1:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K &= \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{freon/abur}} = \dot{Q}_{\text{aer/apa}} \Leftrightarrow \\ \eta_T \cdot \dot{m}_1 (h_{1i} - h_{1e}) &= \dot{m}_2 c_{p2} (t_{2e} - t_{2i}) \end{aligned} \quad (3.8.1)$$

Pentru calculul constructiv se determină diferența logaritmică de temperatură cu ecuația (3.11), pe seama diagramei de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură indicată în fig. 3.3 (a sau b).

$$\Delta t_{\log} = \Delta t_{\log EC} = \Delta t_{\log CC} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}\right)} \quad (3.11)$$

Condensarea: $\Delta t_{max} = t_k - t_{2i}$; $\Delta t_{min} = t_k - t_{2e}$;



a) curgere în echicurent

b) curgere în contracurent

Fig. 3.3 - Diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură într-un condensator

5.2.3 Condensatoare răcite cu apă

Există o mare varietate de modele constructive ale acestor condensatoare. În mare parte, ele pot fi cuprinse în clasificarea următoare (fig.5.7):

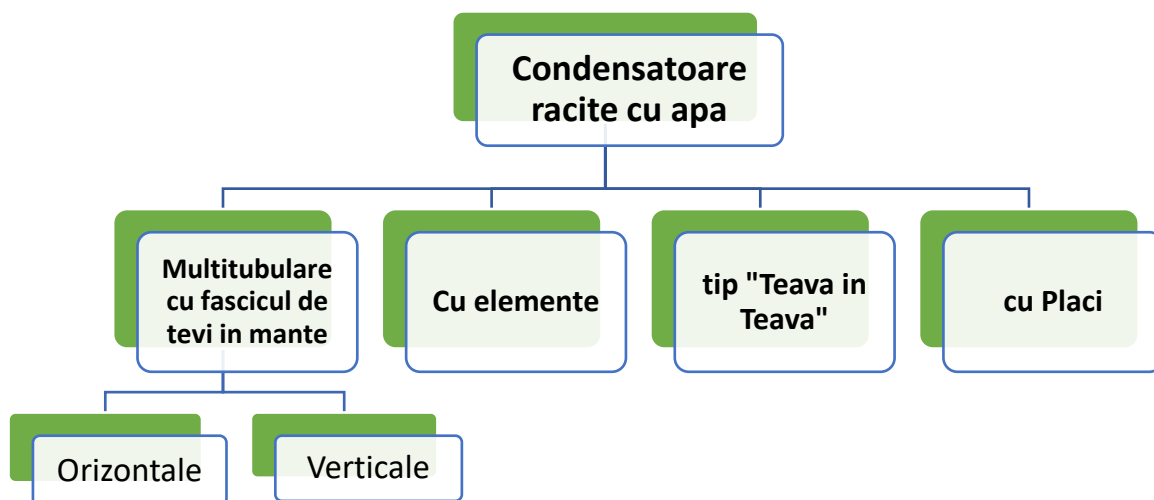


Fig.5.7 – Clasificarea condensatoarelor răcite cu apă

Condensatoarele răcite cu apă se utilizează în cadrul instalațiilor de puteri medii și mari cu circuit închis al apei (recircularea acesteia) și acolo unde este necesar un grad mai mare de subrăcire a lichidului condensat (peste 3 °C la freoni și 5 °C la amoniac), proces care se poate realiza în condensator prin supradimensionarea acestuia.

Până în anii 90, cel mai răspândit model constructiv de condensator răcit cu apă a fost cel cu fascicul de țevi în manta, în variantă constructivă orizontală și verticală, în care țevile erau mandrinate

sau sudate în plăcile tubulare (flanșele) de la capete, iar capacele laterale erau prevăzute cu șicane pentru a permite realizarea mai multor treceri succesive pentru apa de răcire.

Aceste modele constructive se fabricau în țara noastră la IUA Slatina (tipurile CMO-80 și CMO-315) și la Tehnofrig Cluj-Napoca (variantele TCMO-12,5; TCMO-50 și TCMO-63) [2].

Condensatoarele multitubulare se montează în interiorul sălii mașinilor sau în imediata apropiere, la un nivel suficient de ridicat care să permită acestora scurgerea agentului condensat spre rezervoarele de lichid și în poziții care să faciliteze accesul pentru intervenții și revizie tehnică.

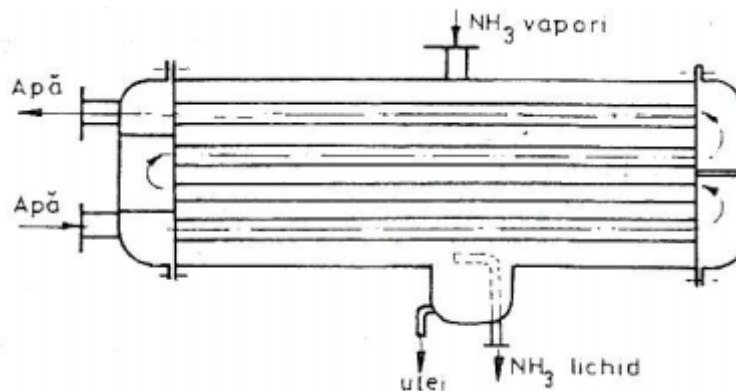


Fig.5.8 – Schema constructivă a unui condensator multitubular orizontal [2]

Cel mai simplu și mai ieftin tip de schimbător este cel cu două plăci tubulare fixe, între care este montat prin sudare sau mandrinare, un fascicul de țevi drepte. Deoarece curgerea fluidelor se poate organiza în contracurent, în curent încrucișat sau curgere mixtă prin mai multe treceri, acest tip de schimbător are performanțe termice foarte bune. Dacă se dorește creșterea transferului termic de partea unui agent de lucru, se va interveni cu montarea de șicane, atât în spațiul capacelor (pe traseul agentului din interiorul țevilor), cât și în interiorul mantalei, dispuse alternativ sus-jos pentru a induce mai multe treceri fluidului din acest spațiu.

Etanșarea între cele două fluide este foarte bună, eventuale scurgeri putând apărea doar la îmbinarea imperfectă dintre țevi și plăcile tubulare sau în cazul spargerii țevilor. Deoarece apar diferențe de dilatare între țevi și manta din cauza temperaturilor diferite și eventual a coeficienților de dilatare diferiți ai materialelor țevilor și mantalei, îmbinările dintre țevile din fascicul și placa tubulară sunt solicitate și se pot slăbi sau coroda, compromițând etanșeitatea.

În vederea reducerii acestor solicitări termice se pot introduce elemente de compensare a dilatărilor care fac ca mantaua să fie mai elastică, motiv pentru care se impune susținerea ei puncte suplimentare de sprijin. O altă soluție pentru reducerea solicitărilor este ca una dintre plăcile tubulare să fie mobilă și etanșată în manta cu o garnitură (*schimbătoare cu cap mobil*), însă și aceasta se poate uza în timp, compromițând etanșeitatea.

O problemă importantă în cazul acestor modele constructive o constituie depunerile de tartru (calcar din apă) pe țevile din fascicul, ceea ce conduce la creșterea rezistenței termice a țevilor din fascicul și în final, la realizarea unui coeficient de schimb global de căldură mai mic, deci o putere termică a aparatului mult diminuată.

În cel mai rău scenariu, aceste depuneri pot colmata țevile din fascicul, ducând la creșterea excesivă a presiunii în țevi și fisurarea/ruptura acestora, sau chiar distrugerii mai importante. Aceste depuneri sunt greu de îndepărtat, iar procedeele mecanice de curățire sunt la rândul lor agresive și pot cauza fisurări, motiv pentru care acest tip de schimbător de căldură este recomandat pentru fluide curate, sau când curățirea se poate face chimic fără a necesita demontarea fasciculului.



Fig.5.9 – Colmatarea țevilor unui schimbător dintr-o termocentrală [38]



Fig.5.10 – Schimbător de căldură cu fascicul tubular „U” [38]

Când se dorește reducerea tensiunilor din materialul țevilor din fascicul, ce apar ca urmare a solicitărilor termice, se sudează o șicană de placa de capăt și se adoptă țevi în formă de „U”.

Prin creșterea numărului de treceri, această configurație conduce la creșterea coeficientului termic global datorită creșterii timpului de contact indirect dintre cei doi agenți, dar permite și dilatarea liberă a țevilor în manta. Din punct de vedere al întreținerii acestor suprafețe de schimb de căldură, curățirea țevilor devine dificilă atât la interior, cât și la exterior.

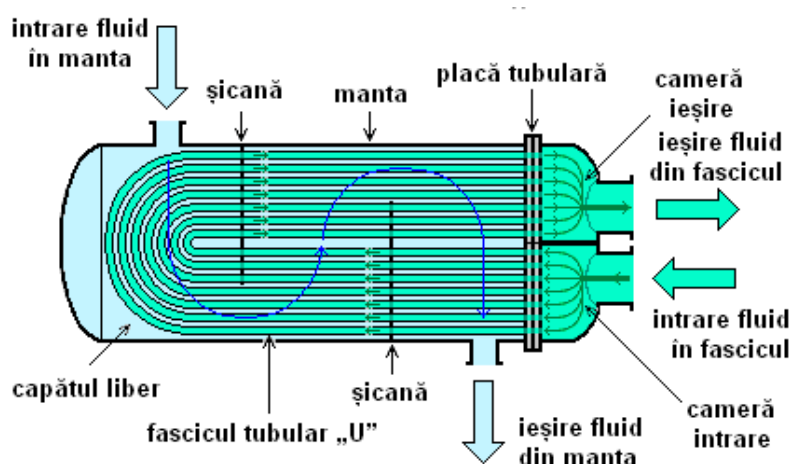
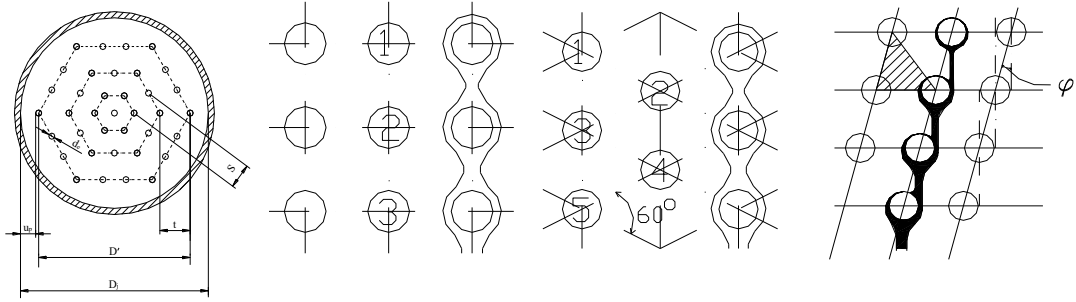
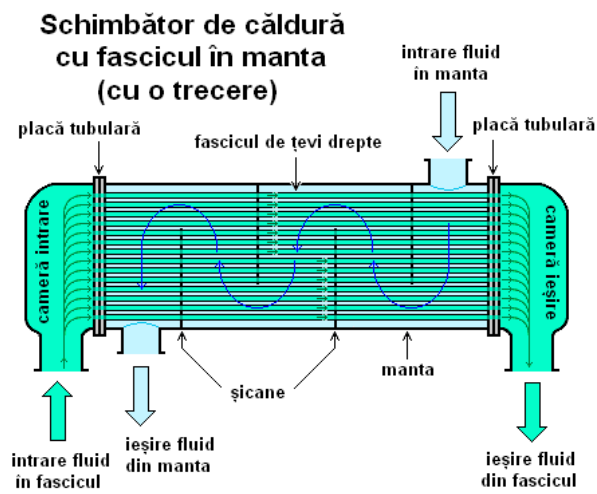


Fig.5.11 – Schema de principiu a unui schimbător de căldură cu fascicul tubular „U” [39]

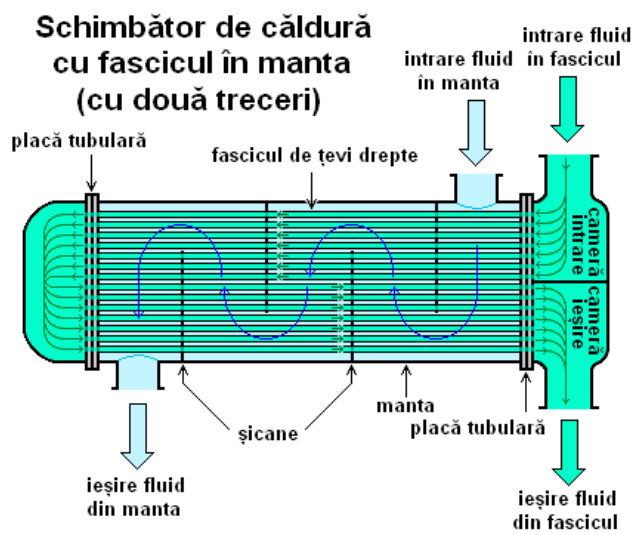


a) fascicul de țevi b) așezare în coridor c) așezare în șah d) dispunere Ginabat

Fig. 5.12 - Dispunerea țevilor în fascicul [19]



a) O trecere a fluidului care curge prin țevi [40]



b) Două treceri pentru fluidul care curge prin țevi [41]

Fig. 5.13 - Dispunerea țevilor în fascicul

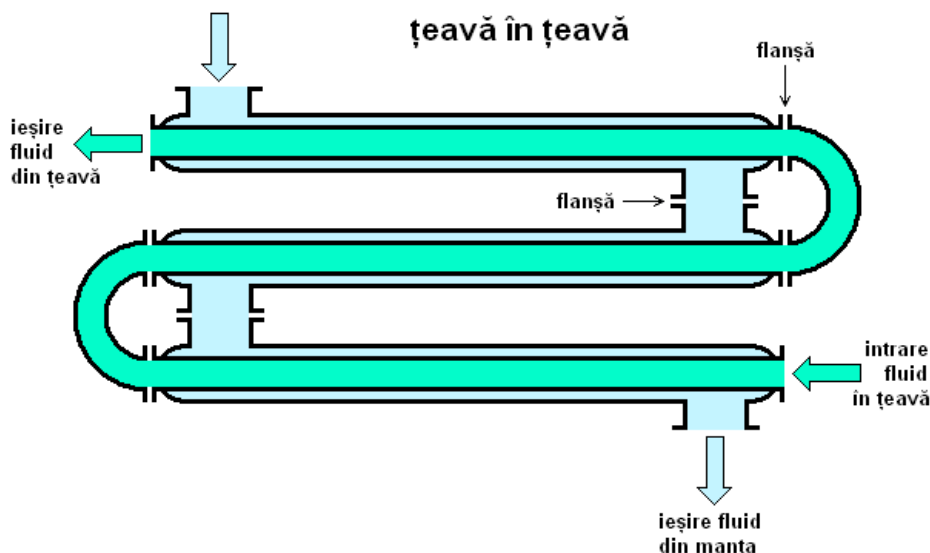


Fig. 5.14 – Condensator de tip „Teavă în teavă” [42]

Condensatoarele de tip schimbătoare de căldură cu plăci sunt aparate în care transferul termic se realizează prin intermediul unei suprafețe metalice care constituie peretele despărțitor dintre agenții termodinamici de lucru.

Pe plan internațional, printre producătorii consacrați în domeniu, se numără ALFA LAVAL, SONDEX, APV, API Schmidt-Bretten GmbH, SWEP International AB, VICARB (preluat de firma Alfa Laval în anul 1998), BARRIQUAND, CIAT, ARTEC S.p.A., ZILMET, TENEZ, TRANTER, WTT, FISHER, GEA, THERMOWAVE, FUNKE, VAHTERUS, LPM, VIEX, JAD, OHL, etc. cât și centre de cercetare specializate pe schimbătoare de căldură. Acestea au dezvoltat în ultimii ani o gamă foarte largă de schimbătoare de căldură cu plăci, de tipuri și dimensiuni variate, cu performanțe tehnice deosebite, de aceea ele ocupă o zonă din ce în ce mai importantă pe piața schimbătoarelor de căldură [6].

Schimbătoare de căldură cu plăci sudate, semisudate și brazate permit utilizarea lor în funcția de condensator datorită etanșării prin sudare sau brazare, având avantajul utilizării unor presiuni ridicate (mai mari de 25 bar), fără a exista riscul pierderilor de fluid.

Schimbătoare de căldură cu plăci sudate permit utilizarea suprafețelor primare de schimb de căldură, cu nivele de presiuni și temperaturi mai ridicate decât la SCP-G. Unele variante pot funcționa între -80°C și $+450^{\circ}\text{C}$, respectiv 100 bar [6].

Schimbătoare de căldură cu plăci semisudate sunt aparate utilizate în aplicații speciale în care unul dintre agenții termici de lucru necesită un circuit ermetic, iar celălalt circuit trebuie să permită curățarea manuală.

Schimbătoare de căldură cu plăci brazate sunt utilizate în cazul agenților frigorifici care lucrează la temperaturi pozitive și negative, cu schimbare de fază. În ultima perioadă, având în vedere prețurile lor de achiziție relativ scăzute, aceste utilaje sunt folosite pe scară largă la încălzire și preparare de apă caldă menajeră, dacă agenții de lucru sunt curați.

Pentru prevenirea înfundării cu particule de dimensiuni mai mari este suficientă prevederea unor filtre având site cu ochiuri mai mici cu circa 2 mm decât distanța dintre plăci. Această metodă este insuficientă în cazul particulelor de dimensiuni mici sau în suspensie și necesită asigurarea unor viteze de circulație a agenților termici suficient de mari pentru antrenarea particulelor în timpul funcționării.

În cazul unor depuneri de tartru, după o perioadă mai îndelungată de funcționare, care depinde de natura fluidelor și a proceselor tehnologice din schimbător, se recomandă o spălare chimică prin recircularea unui agent de curățare având un debit mai mare decât cel nominal, cu cel puțin 30 %.

Astfel, prin instalație se trece timp de (20...30) minute, o soluție de acid azotic cu concentrația de (0,5...2) % sau acid fosforic de 0,3 %, urmată de o clătire cu multă apă și o spălare cu soluție de carbonat de calciu în concentrație de (0,10...0,20) % și iarăși, clătire cu multă apă rece din abundență. Este recomandat ca soluțiile să aibă temperaturi de (50 ... 60) °C [43].

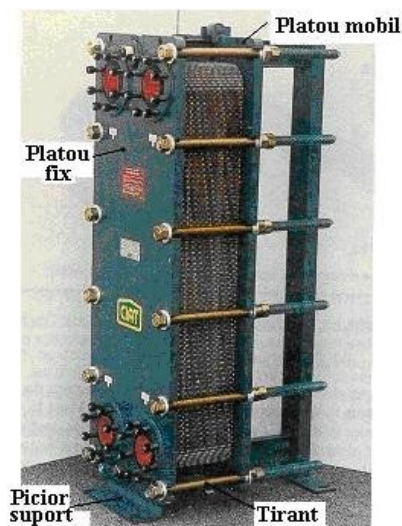


Fig. 5.15 - Părțile componente ale schimbătoarelor cu plăci și garnituri [6]

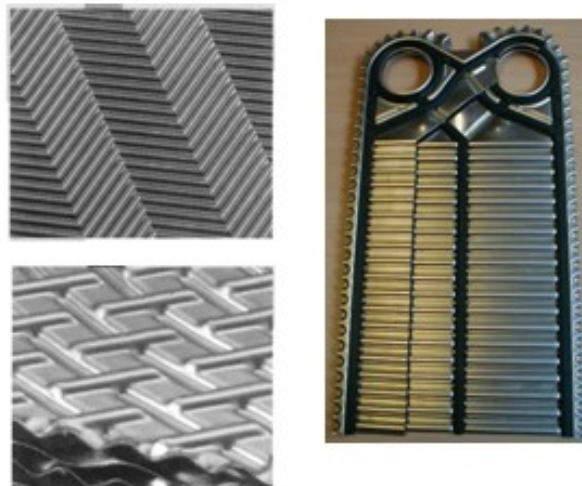


Fig. 5.16 – Nervurațiile plăcilor [6]

Schimbătoarele cu plăci sudate, fără garnituri, sunt avantajoase pentru anumite lichide corozive și agresive din punct de vedere chimic pentru garnituri. Rezistă la presiuni de lucru ridicate pentru fluidele utilizate.

Este o soluție constructivă des utilizată în tehnica frigului sau în domeniul temperaturilor ridicate, funcționând cu freoni, amoniac și abur. Construcția constă dintr-un pachet de plăci „pereche” (fig.5.17) din oțel inoxidabil.

Plăcile sunt asamblate prin sudură, fără materiale suplimentare, capabile să reziste la sarcini termice mari. Mantaua exterioară a schimbătoarelor este confecționată din oțel de construcție obișnuit cu un strat protector sau din oțel inoxidabil.

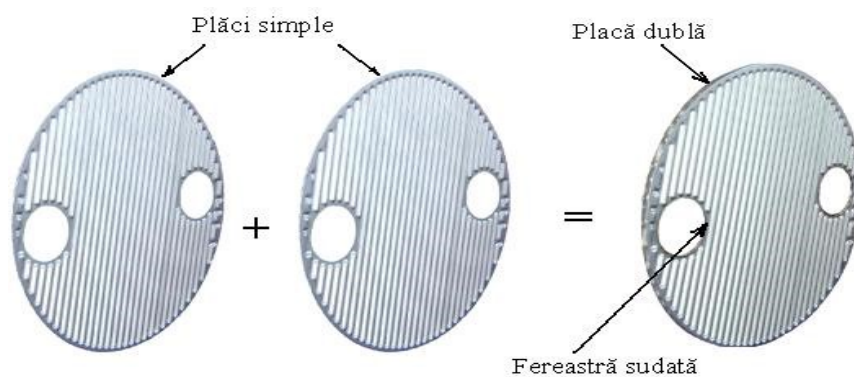


Fig.5.17 - Formarea plăcilor „pereche” [44]

Firmele VAHTERUS și SONDEX execută schimbătoare de căldură cu plăci sudate cu laser/TIG, pentru a forma un pachet compact de plăci, care apoi este montat într-o manta cilindrică obișnuită [56].

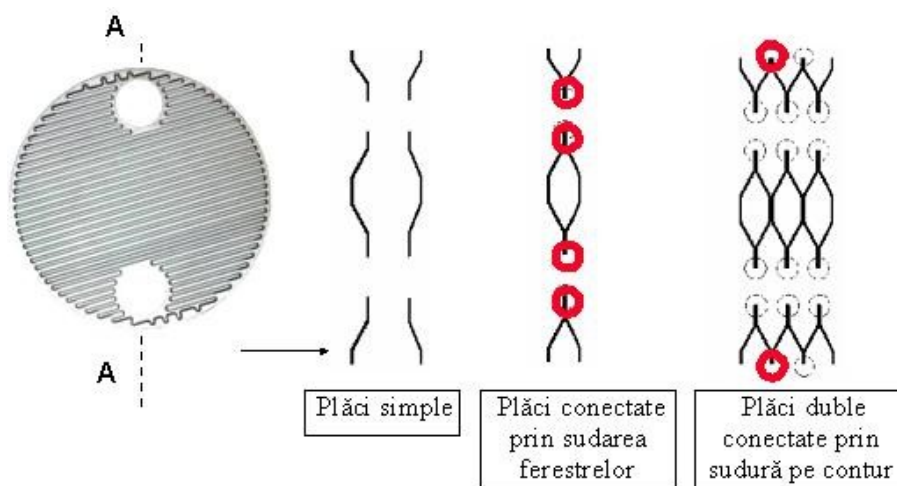


Fig.5.18 - Sudarea plăcilor „pereche” între ele [44]

Formarea plăcilor „pereche” se realizează prin sudarea a câte două perechi de plăci pe conturul „ferestrei” care va forma canalul de curgere a unui agent termic (fig.5.17), iar plăcile „pereche” alăturate vor fi conectate între ele prin sudarea acestora pe contur așa cum se distinge în figura 5.18, realizându-se astfel un pachet de plăci (fig.5.19) și montajul final (fig.5.120) [6].

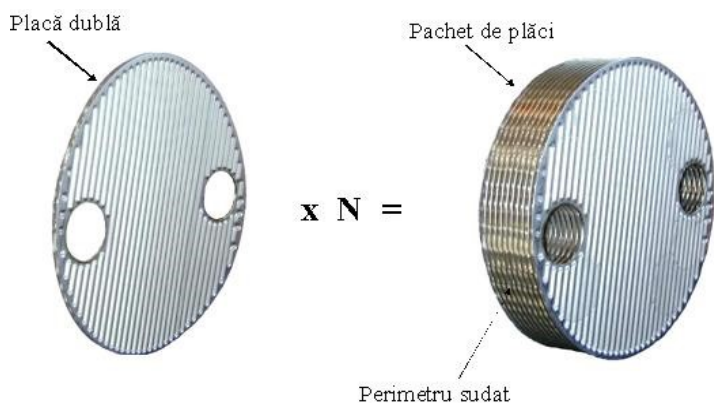


Fig.5.19 - Pachet de plăci pereche [44]



Fig.5.20 – Montaj final [45]

Schimbătoarele de căldură cu plăci brazate (fig.5.21) nu conțin etanșări din cauciuc, de aceea ele pot fi folosite în procese industriale care utilizează temperaturi de la $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ până la $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ și presiuni de lucru de până la 30 bar. Schimbătoarele brazate sunt constituite din plăci ambutisate din oțel inoxidabil, fiecare cealaltă placă este întoarsă astfel încât muchiile părții matrițate să se intersecteze cu cele corespunzătoare plăcii adiacente, formând astfel o rețea de puncte de contact.



Fig.5.21 - Schimbătoare de căldură brazate [45]

Pachetele astfel obținute sunt brazate în vid utilizând cuprul de puritate 99,9 % sau nichel. Brazarea se realizează pe fiecare punct de contact dintre plăci, pe întreaga suprafață de contact. Schimbătoarele de căldură brazate cu cupru sunt indicate pentru aproape toți agenții frigorifici, mai puțin pentru mediile corozive cum ar fi amoniacul, apa de mare sau alte saramuri, care nu sunt compatibile cu acest metal.

Schimbătoarele brazate cu nichel pot fi folosite pentru amoniac. După brazare, impresiunile dintre plăci formează două sisteme separate de canale prin care vor circula în contracurent agenții de lucru.

Funcția de condensare

Într-o instalație frigorifică, vaporii supraîncălziți de agent frigorific refuțați de compresor la o presiune ridicată, trebuie să fie desupraîncălziți, condensați, iar condensul obținut se va subrăci, înainte ca lichidul să intre în procesul de expansiune. Toate aceste procese pot fi realizate într-un schimbător de căldură cu plăci brazate, cu rol de condensator, prin cedarea căldurii către alt mediu, cum ar fi apa.



Fig.5.22 - Vaporizator brazat [46]

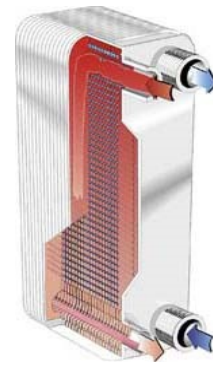


Fig.5.23 - Condensator brazat [46]

Vaporii de agent frigorific supraîncălziți sunt refuțați de compresor la o temperatură ridicată, motiv pentru care, în prima parte a condensatorului brazat este necesară o răcire a vaporilor până la saturație [6]. Această răcire a vaporilor reprezintă (20...25) % din căldura totală cedată pe întreg condensatorul și se va desfășura la partea superioară a plăcilor schimbătorului. Printr-o transformare de fază vaporii saturați se vor condensa, formând un film de lichid în lungul plăcilor (fig.5.24), cu o curgere turbulentă cauzată de un sistem complex de canale, ceea ce favorizează un coeficient global de transfer termic ridicat. Procesul de condensare reprezintă (70...80) % din totalul de căldură cedată pe schimbător, după care condensul va fi subrăcit într-un proces care reprezintă (5...10) % din căldura cedată, așa cum este indicat în diagrama (lgp - h) din figura 5.25 [6].

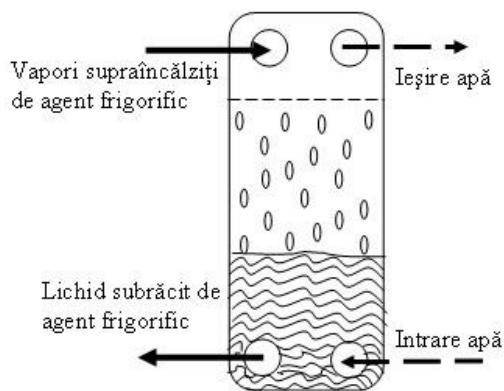


Fig.5.24 - Principiul procesului de condensare [6]

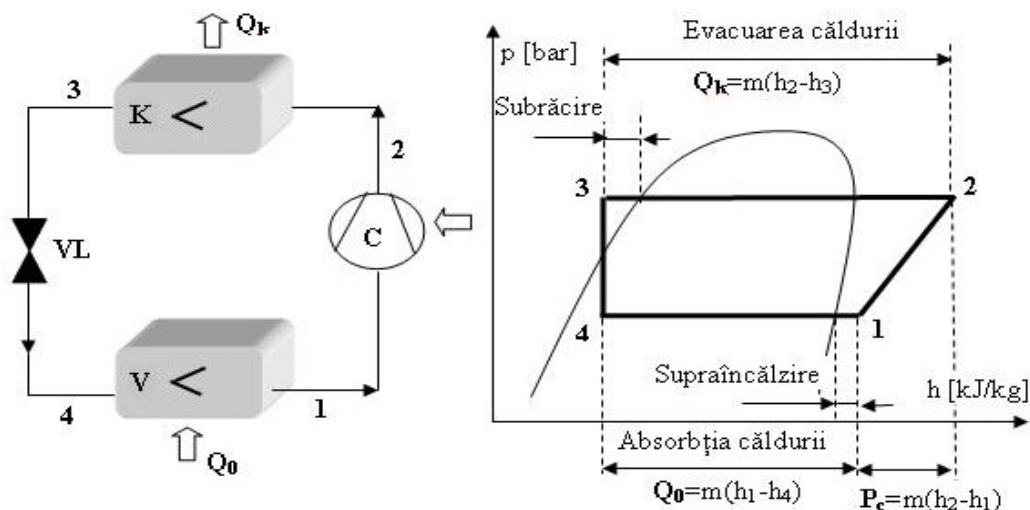


Fig.5.25 - Schema și diagrama proceselor termice dintr-o instalație frigorifică într-o treaptă de comprimare care utilizează schimbătoare cu plăci brazate [6]

Conectarea aparatului în instalația frigorifică se face în poziție verticală, astfel încât vaporii supraîncălziți să intre în aparat prin partea superioară, iar condensul rezultat să fie eliminat prin partea inferioară. În contracurent cu agentul frigorific va circula agentul termic de răcire, care de cele mai multe ori este apa (fig.5.26).

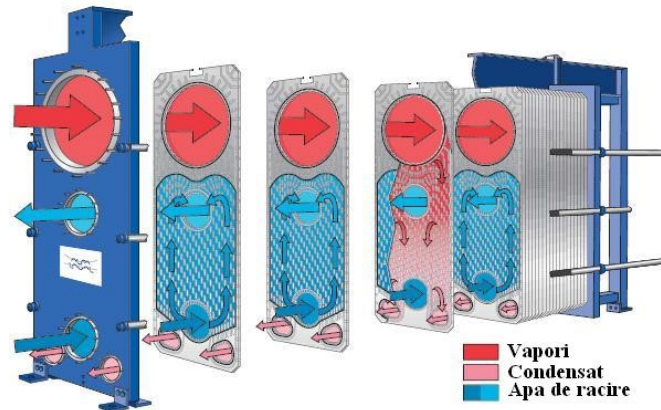


Fig.5.26 – Evoluția procesului de condensare într-un condensator [46]

Presiunea înaltă necesară pe partea de condensare a circuitului nu generează probleme schimbătoarelor cu plăci brazate, deoarece ele sunt testate la presiuni cuprinse între 40 și 45 bar.

Este posibil ca aceste aparate să lucreze cu o foarte mică diferență de temperatură la capătul rece, de exemplu: diferența între temperatura de condensare și cea a apei de răcire la ieșire din aparat poate fi de 1 °C. Acest avantaj se regăsește în eficiența sistemului și a compresoarelor mai mici. Un astfel de aparat poate îndeplini funcția de condensator răcit cu apă într-o instalație frigorifică cu una (fig.5.25) sau două trepte de comprimare, dar și rol de condensator-vaporizator într-o instalație frigorifică în cascadă (fig.5.27 traseul a-b-c-d) [6].

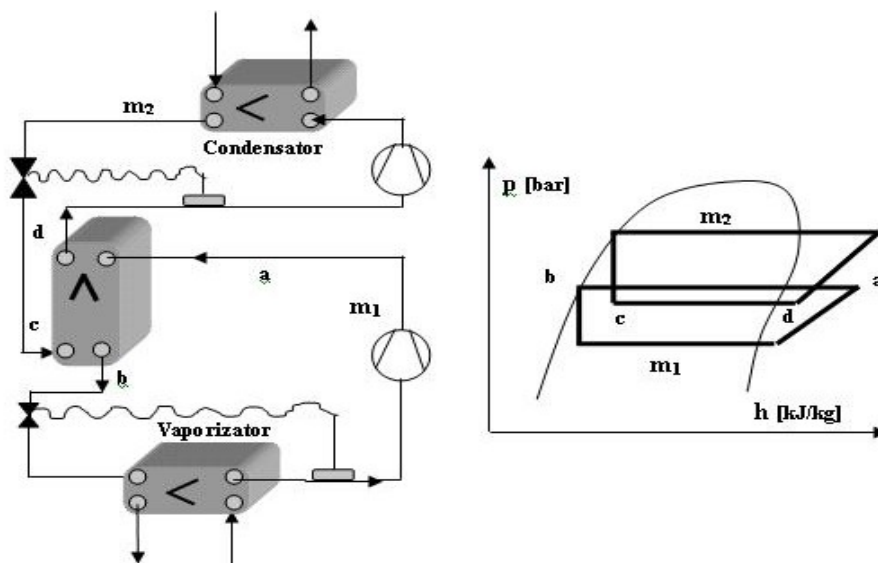


Fig.5.27 - Instalație frigorifică în cascadă utilizând schimbătoare cu plăci brazate [6]

5.2.4 Condensatoare răcite cu aer

Condensatoarele răcite cu aer se utilizează exclusiv în instalații de puteri mici și în care se urmărește economia de apă.

În funcție de modul, natural sau forțat, în care circulă aerul peste suprafețele de schimb de căldură ale acestor aparate, se deosebesc următoarele tipuri constructive indicate în diagrama de mai jos (fig.5.28).

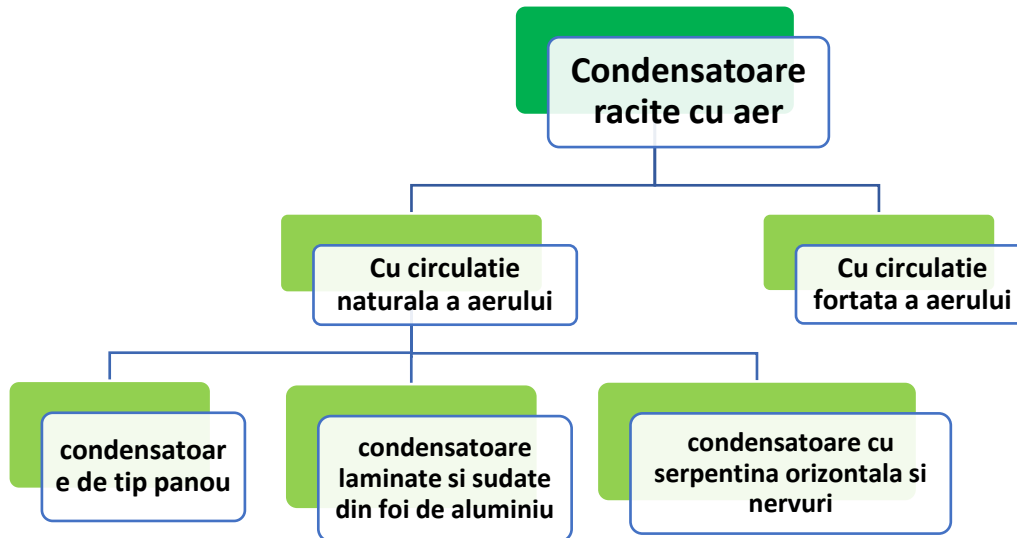


Fig.5.28 - Clasificarea condensatoarelor răcite cu aer

Condensatoarele de tip panou

Sunt utilizate la instalațiile de puteri mici, în special la frigidere. Există în două variante constructive:

- pe o foaie de tablă se lipesc serpentinele din cupru sau din oțel, cu diametre de aproximativ $\phi 5 \div 6 \text{ mm}$;
- tabla este ambutisată astfel încât să formeze niște canale verticale în care se introduc țevile care apoi se lipesc prin coturi; în porțiunea dintre canale se practică decupări sub formă de jaluzele pentru intensificarea circulației aerului.

Condensatoare cu serpentină orizontală și nervuri

Serpentina orizontală este realizată din țevi de cupru cu diametre de $\phi 4 \div 6 \text{ mm}$ așezate la o distanță de (40...100) mm și este fixată pe un grătar din sârme cu diametrul $\phi 1 \div 2 \text{ mm}$ dispuse la un pas de (6...9) mm. Coeficientul global de transfer termic realizat de acest model de aparat este de (9...12) W/m²K.

Condensatoare cu circulație forțată

Condensatorul este construit din unități formate din (2...8) secții (serpentine) plan paralele nervurate suflate de un curent de aer cu viteze de (2...5) m/s furnizat de un ventilator. Țevile din cupru au un diametru cuprins între ϕ (4...8) mm cu nervuri din oțel cu grosimea de 0,5 mm sau din aluminiu cu grosimi de (0,2...0,3) mm cu pasul de (2...5) mm. O secție reprezintă o serpentină plan verticală asamblată din țevi orizontale cu nervuri lamelare (individuale sau folie perforată), sau din țevi în formă de „U” legate prin coturi.

Condensatorul este un schimbător de căldură care are un regim de funcționare la temperatură și presiune ridicate, iar numărul mare de îmbinări prin brazare îl transformă într-o posibilă sursă de scurgeri de agent frigorific, una din cauze fiind și vibrațiile induse de ventilatoare.

Pentru a asigura performanțele acestor echipamente, ele trebuie curățate periodic de praful, uleiul și impuritățile care se depun pe suprafața acestora, obturând spațiul dintre lamele și reducând fluxul termic al aparatului prin reducerea coeficientului global de schimb de căldură de la freonul din interiorul țevilor spre aerul ambiant care curge (liber sau forțat) prin canalele create de țevi și lamele.



Fig.5.29 – Condensator de tip baterie de serpentine cu lamele:

1 – baterie de condensare, 2 – ventilator axial, 3 – rezervor de freon

O condiție de bază pentru funcționarea corectă a acestor aparate este menținerea aproximativ constantă a presiunii de condensare.

Condensatoarele răcite cu aer prin convecție naturală nu au posibilitatea reglării presiunii de condensare, motiv pentru care se indică amplasarea lor în spații încălzite, unde temperatura ambiantă are valori apropiate indiferent de sezon.

Condensatoarele răcite cu aer prin convecție forțată permit reglarea presiunii de condensare prin modificarea turației ventilatoarelor, motiv pentru care se indică alegerea încă din faza de proiectare a unor ventilatoare cu regulator de turație.

Cea mai ieftină metodă de reglare a presiunii de condensare cu ajutorul presostatelor este reglarea în trepte prin pornirea / oprirea ventilatorului. Există însă și posibilitatea reglării presiunii cu ventile presostatice care realizează creșterea presiunii de condensare în sezonul rece prin umplerea cu agent frigorific lichid a condensatorului, deci micșorarea suprafeței de schimb de căldură și compensarea în rezervorul de lichid cu gaze calde.

Se are în vedere amplasarea condensatorului în spații aerisite, fără obstacole care să perturbe circulația aerului.

Dacă condensatorul este montat pe acoperiș, atunci se recomandă utilizarea unei bucle ascendente a conductei de intrare în condensator și a unei clapete de sens unic care să nu permită scurgerea agentului frigorific lichid înspre compresor sau în separatorul de ulei, în timpul staționării termostatică a compresorului.

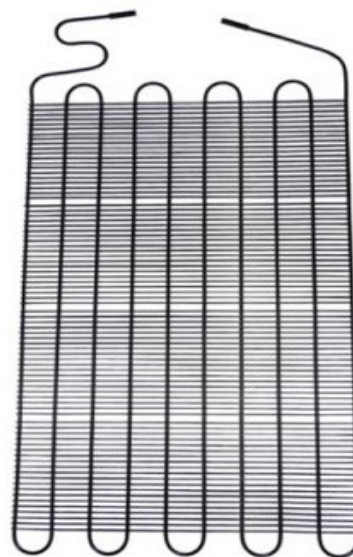
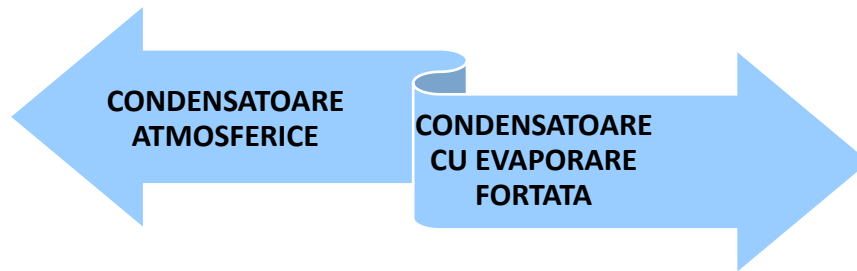


Fig.5.30 - Condensator de frigider [19]

5.2.5 Condensatoare cu răcire mixtă



Ambele condensatoare utilizează atât răcirea cu apă, cât și răcirea cu aer executată natural (condensatorul atmosferic) sau forțată prin ventilatoare (condensator cu evaporare forțată). Sunt utilizate în cadrul instalațiilor de puteri frigorifice mari.

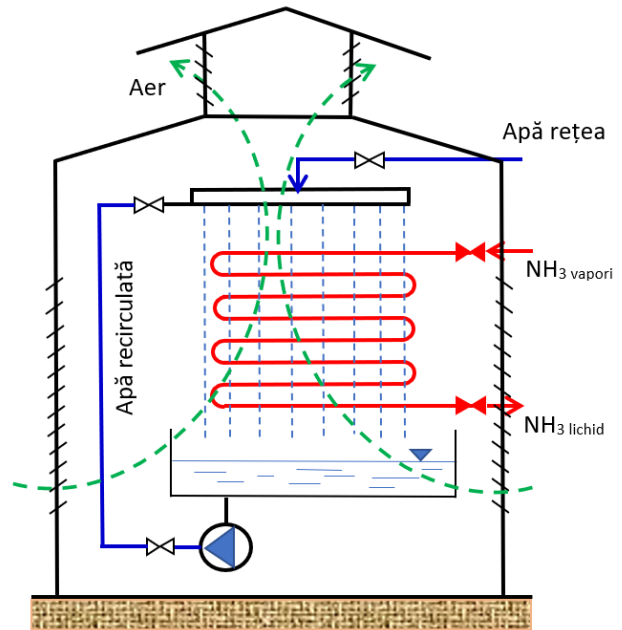


Fig.5.31 – Condensator atmosferic

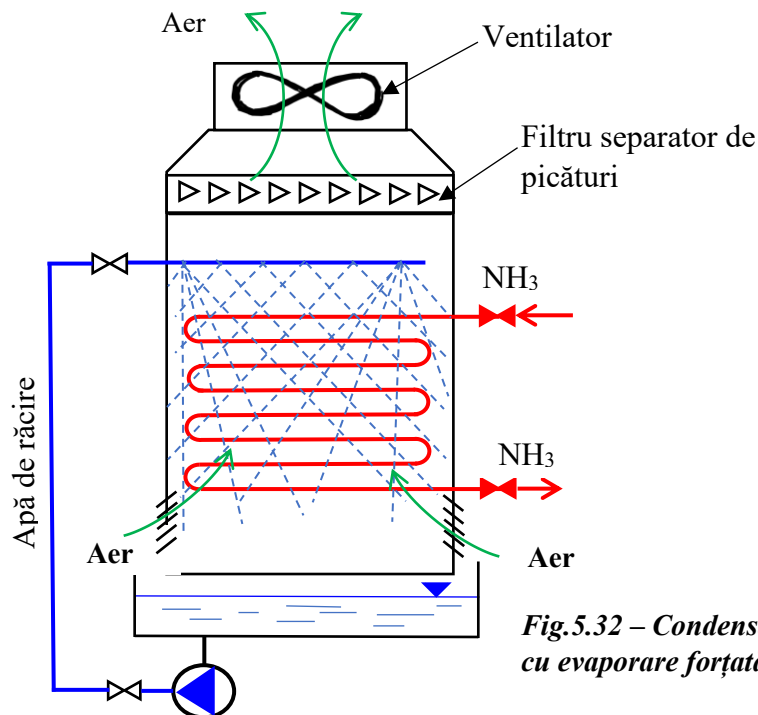


Fig.5.32 – Condensator cu evaporare forțată

O parte din căldura de condensare este preluată de pelicula de apă, iar o parte de aer. Agentul frigorific condensează în interiorul țevilor orizontale sau verticale. Partea de apă care se evaporă sau care se pierde prin stropire va fi înlocuită cu apă proaspătă. Aceste aparate asigură o economie de apă și energie electrică în comparație cu condensatoarele multitubulare cu fascicul de țevi în manta cuplate cu turnuri de răcire.

În cazul condensatorului cu evaporare forțată, aerul este aspirat de ventilatorul dispus în partea superioară a aparatului și forțat să treacă peste fasciculul de țevi care este stropit cu apă.

În funcție de agentul termic care efectuează răcirea (apa sau aerul), coeficientul global de transfer termic realizat de aceste echipamente poate fi foarte mic sau mare, din considerentul că coeficienții de convecție la gaze sunt mult mai mici decât în cazul lichidelor.

Pentru calculul termic al condensatoarelor se utilizează ecuația de bilanț termic pe schimbător indicată în formula (3.8.1), iar pentru determinarea diferenței medii logaritmice de temperatură se trasează diagrama indicată în fig. 3.3 (a și b), considerând temperatura de condensare constantă.

Din tabelul 5.1 se remarcă diferența considerabilă dintre valorile coeficientului global de schimb de căldură a condensatoarelor răcite cu apă față de cele răcite cu aer, aceasta reflectând capacitatea sporită de răcire a apei față de aer și în general a lichidelor față de gaze, datorită conductivității termice mai mari la lichide

$$\lambda_{ap\grave{a}} \cong 0.68 \frac{W}{m} \cdot K, \quad \lambda_{aer} \cong 0.02539 \frac{W}{m} \cdot K \quad \text{la o temperatura de } t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

și umiditate relativă de 40 %.

Tabel 5.1 – Performanțele termice ale diferitelor tipuri de condensatoare [2]

	Agent de răcire	Tip condensator	Diferența de temperatura Δt_m [°C]	Încălzire apa/aer [°C]	Consumul de apă proaspătă [m ³ /h]	Coeficient termic global, K [W/m ² K]	Viteza apa/ aer [m/s]
1.	Apa	Cu amoniac, tip „țeavă în țeavă”	4...6	4...6	0,15÷0,25	700÷810	0,5÷1,5
		Cu amoniac cu fascicul de țevi în țeavă	4...6	4...6	0,15÷0,25	700÷810	0,5÷1,5
		Cu amoniac multitubular orizontal	4...6	4...6	0,15÷0,25	700÷1400	1÷2
		Cu amoniac multitubular vertical	4...6	3...6	0,15÷0,20	810÷1740	1÷2
2.	Aer	Cu țevi nervurate și convecție forțată (pentru freoni)	10...15	5...8		17,4÷29	3÷6,5

		Cu țevi nervurate și convecție naturală (pentru freoni)				6÷12	
3.	Apă și aer	Cu amoniac, atmosferic cu panouri tip grătar		2...3 (apă)	0,04	470÷580	
		Cu amoniac, atmosferic cu serpentine, în contracurent	2...3	2...3 (apă)	0,04	290	
		Cu amoniac, cu evaporarea forțată a apei	4...7	-	0,002 ÷ 0,005	350÷700	1,6÷2,5

5.2.6 Evoluția performanțelor schimbătoarelor de căldură

Necesitatea creșterii performanței acestor aparate cu obținerea unor coeficienți globali de transfer de căldură mari la un volum redus al aparatului construit, sau obținerea pierderi de presiune redusă la vehicularea unor debite mari, a condus la înlocuirea lor cu aparate mai compacte. În figura 5.27 se poate observa diferența dintre principalii parametri tehnologici realizați de schimbătoarele de căldură cu plăci față de schimbătoarele clasice prin compararea unor puteri termice identice.

După cum se poate observa din imaginile prezentate în fig. 5.33, 5.34 și 5.35, comparând schimbătoarele de căldură cu plăci cu cele cu fascicul de țevi în manta, se desprind următoarele concluzii:

- ✓ Schimbătoarele tubulare pot fi utilizate la temperaturi până la 1000 °C și presiuni ridicate de aproximativ (100...150) bar și să asigure toată gama de funcții și combinații de faze necesare (gaz/gaz, gaz/lichid, lichid/lichid, vaporizare, condensare) exceptând gaz/solid. Cu toate acestea, performanțele lor sunt limitate, deoarece în medie NUT (numărul unităților de transfer termic) are o valoare apropiată de 1.
- ✓ Schimbătoarele de căldură cu plăci și garnituri nu pot fi utilizate la temperaturi mai mari de 200 °C și la presiuni mai mari de 25 bar, în schimb, NUT atinge ușor valoarea de 5 unități. În cazuri speciale, la aplicații în domeniul apelor geotermale, NUT poate să atingă și valori de 25 ÷ 30 unități.
- ✓ Schimbătoarele de căldură cu plăci prezintă însă avantaje care nu se regăsesc la schimbătoarele clasice, cum ar fi: compactitate, flexibilitate, modularitate, întreținere, montare și demontare ușoară, etc.
- ✓ Schimbătoarele cu plăci sudate constituie un progres remarcabil, deoarece permit atingerea unor temperaturi apropiate de 500 °C, pentru presiuni de (40...50) bar, iar în condiții speciale până la 800 °C și 100 bar.

- ✓ Schimbătoarele de căldură cu plăci, prin compactitate, performanțe tehnice înalte și *costuri de investiție și exploatare scăzute*, sunt aparatele ideale pentru rezolvarea problemelor termice într-o gamă largă de aplicații.
- ✓ *Permit montări simple și eficiente*, lipsite de multitudinea cordoanelor de sudură, a capacelor fasonate și a flanșelor speciale din cazul schimbătoarelor tubulare.
- ✓ *Ocupă un spațiu de montaj și de întreținere mult mai mic comparativ cu un schimbător tubular de aceeași capacitate* și permit aplicarea unor metode de curățare neinvazive, care nu afectează materialul plăcilor componente.
- ✓ Numărul de plăci, tipul și forma lor se definesc în funcție de aplicația dorită. La schimbătoare cu plăci și garnituri, fiecare placă este prevăzută cu o garnitură care permite atât reținerea fluidelor în schimbător, cât și separarea circuitelor de lucru între ele pentru presiuni nominale sub 25 bar , dar și schimbarea periodică a acestora printr-un proces mult mai ușor, ținând cont de îmbătrânirea mai rapidă a materialului datorită supunerii repetate la diferențe de temperaturi considerabile. Din acest motiv, *suprafața de transfer termic la o valoare mare poate ocupa un volum cu până la 70 % mai mic față de schimbătoarele clasice* (cu fascicul de țevi în manta sau țevă în țevă).
- ✓ *Principalul material utilizat în compoziția plăcilor este oțelul inoxidabil* care poate fi aliat cu diferite metale (titan, nichel, paladiu, etc.) în diferite concentrații pentru a răspunde nevoilor unor aplicații speciale. Acest materiale permite realizarea unor plăci cu grosimi cuprinse între (0,3...1) mm, cu un bun coeficient de transfer termic, dovedindu-se a fi niște materiale netoxice, rezistente la coroziune, cu o bună rezistență mecanică și ușor de întreținut.



Fig.5.33 – Economia de spațiu și material prin înlocuirea condensatoarelor cu fascicul de țevi în manta cu schimbătoare de căldură cu plăci



Fig.5.34 – Prezentare comparativă [6]

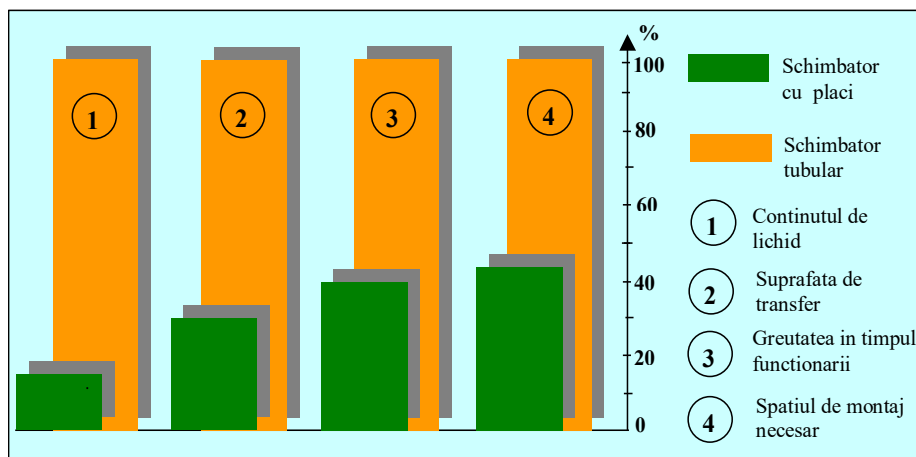


Fig.5.35 – Avantajele schimbătoarelor de căldură cu plăci [6]

5.2.7 Aplicații privind condensatoarele cu agenți frigorifici

Aplicația 5.2.7.1

Se consideră un condensator răcit cu aer de putere 55 kW, sub forma unei baterii de serpentine, prin care circula un debit masic de 0,55 kg/s freon R134a cu temperatura de condensare de 45 °C. Aerul care circulă forțat peste serpentinele condensatorului, se încălzește de la 25 °C la 35 °C. Să se calculeze:

- debitul volumic de aer de răcire;
- randamentul schimbătorului;
- numărul de unități de condensare care formează aparatul, dacă o unitate are $n_s=6$ serpentine cu lungimea $L_{1S}=2,4$ m fiecare, din țevă de cupru tehnic cu diametrul $\varnothing 16 \times 1$ mm și $k = 2500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$;
- dacă se consideră că aparatul este format din 2 unități de condensare fiecare cu 6 serpentine, care este lungimea reală a unei serpentine;
- viteza de circulație a freonului prin țevi în condițiile de la punctul d).

RezolvareDate de intrare:

$$\dot{Q}_k = 55 \text{ kW} = 55000 \text{ W}; \quad \dot{m}_f = 0,55 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ R134a}; \quad t_k = 45 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{ai} = 25 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 35 \text{ }^\circ\text{C}; \quad n_s = 6 \text{ serpentine}; \quad L_{1s} = 2,4 \text{ m}; \quad k = 2500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K};$$

$$\text{Țeavă Cu 99,9\% cu } \varnothing 16 \times 1 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} d_e = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m} \\ g_t = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} \end{cases}$$

$$d_i = d_e - 2 \cdot g_t = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ mm} = 0,014 \text{ m}$$

Se consideră condensatorul de forma celui prezentat în fig. 5.36.

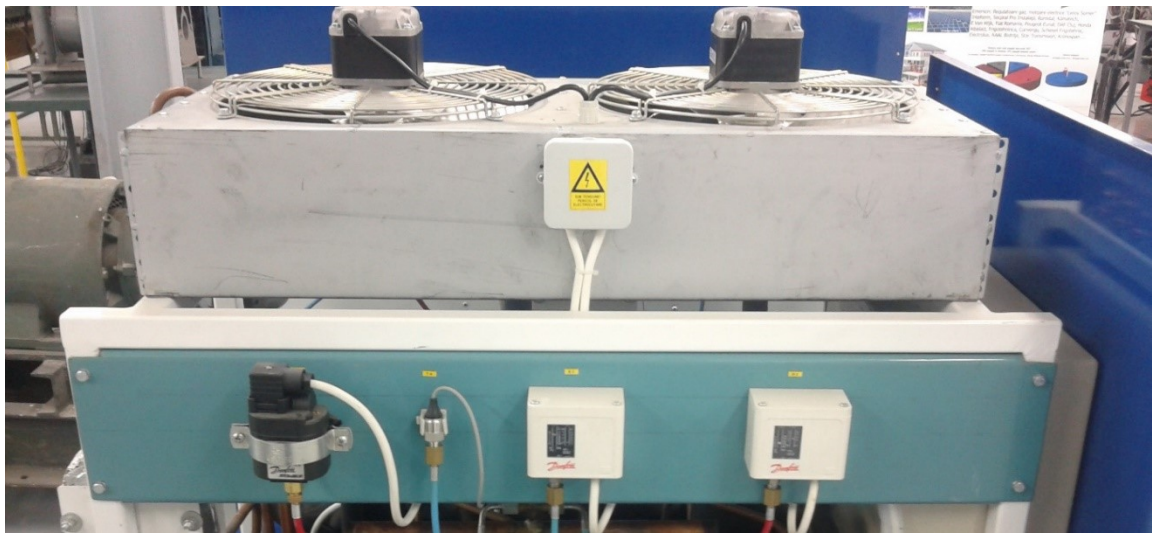


Fig.5.36 – Condensator răcit cu aer prin convecție forțată

a) $\dot{V}_{aer} = ?$

Pentru determinarea debitului volumic de aer necesar răcirii condensatorului se scrie pentru început ecuația de bilanț termic pe condensator și se identifică ce egalitate poate fi aplicată.

$$\dot{Q}_K = \eta_T \cdot \dot{Q}_{freon} = \dot{Q}_{aer}$$

Putem determina debitul volumic de aer utilizând ultima egalitate, sub forma:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_K = \dot{Q}_{aer} &\Leftrightarrow \dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a \\ \dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_{aer} & \end{aligned} \right\} \Rightarrow \dot{V}_{aer} = \frac{\dot{Q}_K}{\rho_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a} = 4,754 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\Delta t_a = t_{ae} - t_{ai} = 35 - 25 = 10 \text{ K}$$

Parametrii termofizici ai aerului se determină cu ajutorul programului EES la temperatura medie a acestuia, astfel:

$$t_{ma} = \frac{t_{ai} + t_{ae}}{2} = \frac{25 + 35}{2} = 30 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \begin{cases} \rho_a = 1,149 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ c_{pa} = 1007 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$$

b) $\eta_T = ?$

Pentru calculul randamentului de transfer de căldură a aparatului se utilizează prima egalitate din ecuația de bilanț termic pe schimbător:

$$\dot{Q}_K = \eta_T \cdot \dot{Q}_{freon} \Rightarrow \eta_T = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_{freon}} = \frac{55000}{86657} = 0,6347$$

Deoarece freonul își schimbă starea de agregare la trecerea prin aparat, pentru fluxul termic cedat de freon se scrie ecuația:

$$\dot{Q}_{freon} = \dot{m}_f \cdot l_k = 0,55 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 157559 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 86657 \text{ W}$$

Unde l_k reprezintă căldura latentă de condensare a freonului la temperatura t_k

$$l_k = h_v - h_l = 157559 \text{ J/kg}$$

Entalpiile pentru stările de vapori și lichid se citesc din diagrama freonului R134a la t_k și $x = 1$ pentru vapori, respectiv la $x = 0$ pentru lichid:

$$h_v = \text{ENTHALPY}(\text{R134a}; T=T_k; x=1) = 273356 \text{ J/kg}$$

$$h_l = \text{ENTHALPY}(\text{R134a}; T=T_k; x=0) = 115798 \text{ J/kg}$$

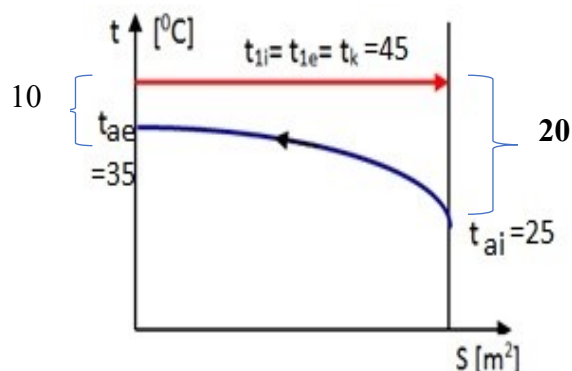
c) $N_u = ?$

Se aplică ecuația de transfer termic global pe aparat pentru determinarea suprafeței de schimb de căldură:

$$\dot{Q}_K = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_{sc} = \frac{\dot{Q}_K}{k \cdot \Delta t_{log}} = 1,525 \text{ m}^2$$

Pentru determinarea diferenței medii logaritmice de temperatură se aplică ecuația (3.11) la diagrama din fig.3.3.b particularizată pentru valorile acestei aplicații :

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln(\Delta t_{max} / \Delta t_{min})} = 14,43 \text{ K}$$



Se desfășoară din punct de vedere geometric suprafața de schimb de căldură calculată, astfel:

$$S_{sc} = N_u \cdot n_s \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot L_{1s} \Rightarrow N_u = \frac{S_{sc}}{n_s \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot L_{1s}} = 2,247 \text{ unități}$$

Unde diametrul nominal este $d_n = \frac{d_i + d_e}{2} = \frac{14 + 16}{2} = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$

d) $L_{1R} = ?$

Suprafața de schimb de căldură rămâne neschimbată în condițiile în care aparatul este compus dintr-un număr real de unități (considerat număr întreg) $N_{ur} = 2$, fiecare având $n_s = 6$ serpentine. Scăzând numărul de unități de la cel calculat (N_u) la cel real (N_{ur}), diferența de dimensiune se va repartiza pe lungimea fiecărei serpentine în mod egal, astfel:

$$S_{sc} = N_{ur} \cdot n_s \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot L_{1R} \Rightarrow L_{1R} = \frac{S_{sc}}{N_{ur} \cdot n_s \cdot (\pi \cdot d_n)} = 2,697 \text{ m}$$

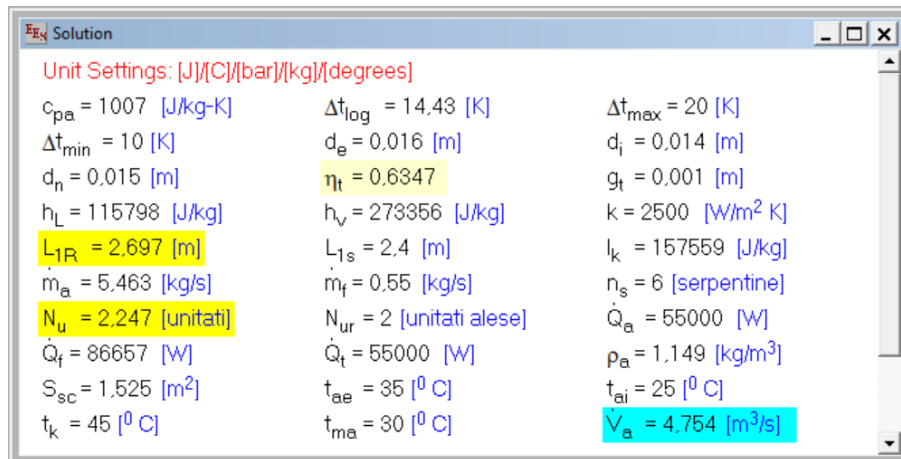


Fig.5.37 – Rezultatele aplicației 5.1 în EES

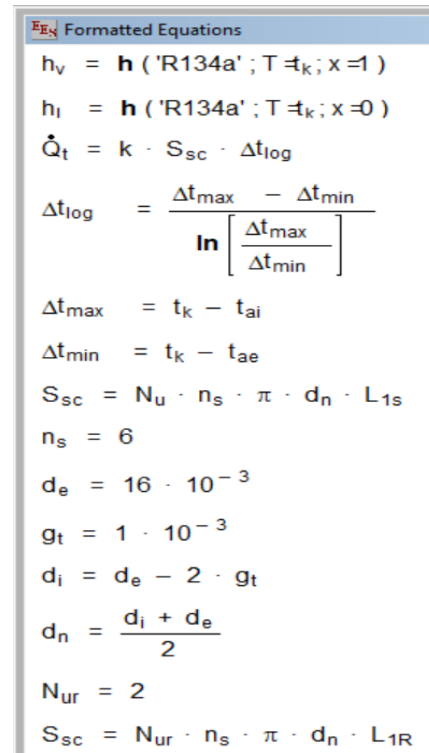
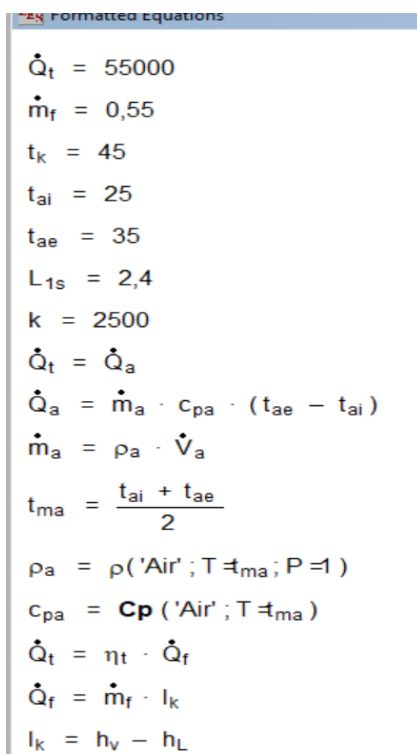


Fig.5.38 – Rezolvarea aplicației 5.1 în EES, expunere în format ecuații

Aplicația 5.2.7.2

Printr-un condensator de tip schimbător de căldură cu plăci, circulă în contracurent un debit de 0,8 l/s freon R404A care condensează la $t_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$ și apă care se încălzește de la $10\text{ }^\circ\text{C}$ la $28\text{ }^\circ\text{C}$. Considerând randamentul de transmitere a căldurii de 98 % și presiunea apei = 2bar, să se calculeze:

- puterea termică a aparatului;
- debitul volumic de apă necesar răcirii;
- diametrul interior al racordurilor de apă, cunoscând viteza apei $w_a = 3,5\text{ m/s}$;
- Numărul total de plăci din aparat, dacă se alege un tip de placă cu suprafața de transfer de căldură $S_{1p} = 0,013\text{ m}^2$ și $k = 4500\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Date de intrare:

$$\dot{V}_f = 0,8 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 0,8 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}; \quad \eta_T = 0,98; \quad t_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{ai} = 10\text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 28\text{ }^\circ\text{C}; \quad p_a = 2\text{ bar};$$

Rezolvare

a) $\dot{Q}_K = ?$

Ecuția de bilanț termic pe condensator este:

$$\dot{Q}_K = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{freon}} = \dot{Q}_{\text{apa}}$$

Deoarece se cunosc randamentul termic și debitul volumic de freon, pentru acest punct se poate utiliza doar prima egalitate.

$$\dot{Q}_K = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{freon}} = 73992\text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{freon}} = \dot{m}_f \cdot l_k = 75502\text{ W}$$

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot \dot{V}_f = 0,7224\text{ kg/s}$$

Parametrii termofizici ai freonului în cazul condensatorului se determină în faza lichidă (la t_k și $x = 0$), rezultă $\rho_f = 903\text{ kg/m}^3$.

Căldura latentă de condensare este: $l_k = h_{\text{vapori}} - h_{\text{lichid}} = 104521\text{ J/kg}$

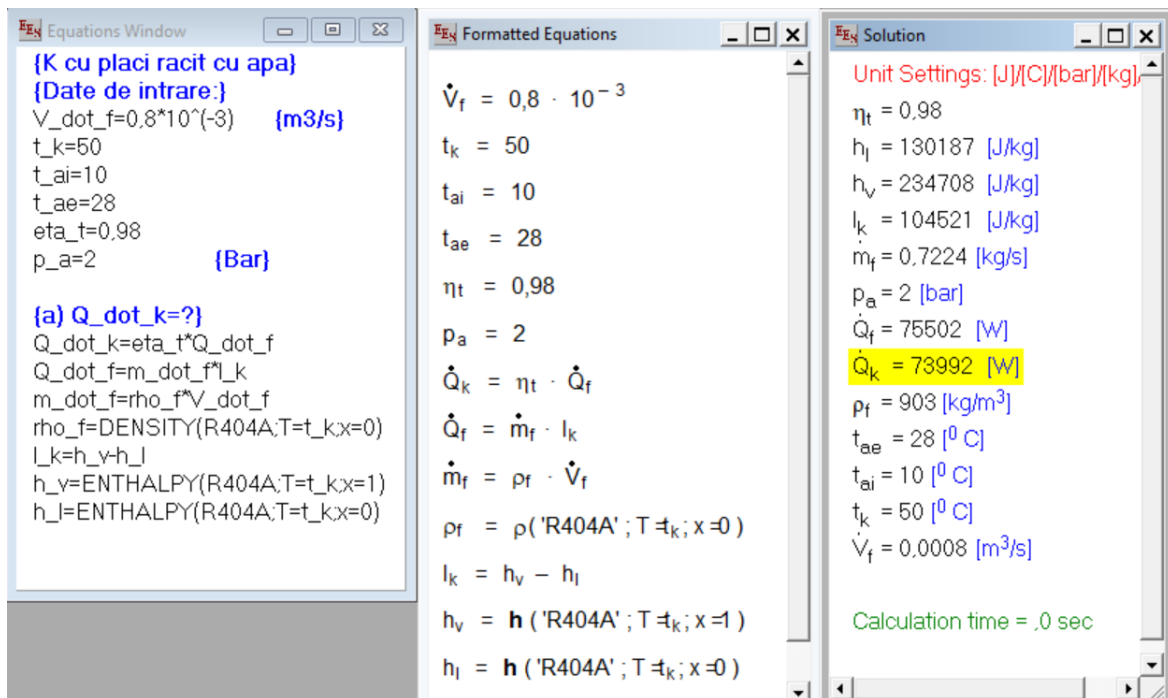


Fig.5.39 – Calculul puterii termice a condensatorului în EES și rezultate obținute

b) $\dot{V}_{apa} = ?$

Pentru determinarea debitului volumic de apă de răcire se utilizează ultima egalitate din ecuația de bilanț termic pe condensator:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{apa}; \quad \dot{Q}_{apa} = \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a,$$

$$\text{unde } \Delta t_a = t_{ae} - t_{ai} = 28 - 10 = 18 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{și} \quad \dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_{apa} = 0,9828 \text{ kg/s}$$

Se impune calcularea temperaturii medii a apei pentru determinarea parametrilor termofizici ai acesteia:

$$t_{ma} = \frac{t_{ai} + t_{ae}}{2} = \frac{10 + 28}{2} = 19 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \begin{cases} \rho_a = 998,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ c_{pa} = 4183 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$$

Din rezolvarea sistemului de ecuații de mai sus rezultă debitul volumic de apă:

$$\dot{V}_{apa} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = 0,0009843 \text{ m}^3/\text{s}$$

c) $d_i = ?$

Se cunoaște viteza apei în racordurile de intrare/ieșire a apei din aparat $w_a = 3,5 \text{ m/s}$

Diametrele racordurilor de intrare/ieșire se dimensionează ținând cont că tot debitul de apă trebuie să intre într-o secundă prin acest spațiu, motiv pentru care se aplică ecuația de conservare a debitului:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot w_a \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot w_a \cdot \pi}} = 0,01892 \text{ m} \cong 0,019 \text{ m}$$

Dacă se adoptă o dimensiune reglementată, spre exemplu $d_{ir} = 0.02 \text{ m}$ atunci se recalculează viteza de circulație a aceluiași debit prin diametrul real ales:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot w_{ar} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ir}^2}{4} \Rightarrow w_{ar} = \frac{4 \cdot \dot{m}_a}{\pi \cdot \rho_a \cdot d_{ir}^2} = 3,133 \text{ m/s}$$

d) $N_t = ?$ dacă $S_{1p} = 0,013 \text{ m}^2$ și $k = 4500 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Numărul total de plăci dintr-un schimbător de căldură cu plăci este egal cu numărul de plăci active din punct de vedere termic plus 2 plăci de capăt care închis aparatul și nu au rol termic:

$$N_t = N_a + 2 = 42 + 2 = 44 \text{ plăci}$$

Numărul de plăci active rezultă din suprafața de schimb de căldură a aparatului:

$$S_{sc} = N_a \cdot S_{1p} \Rightarrow N_a = \frac{S_{sc}}{S_{1p}} = 42,01 \text{ plăci active termic}$$

Iar suprafața de schimb de căldură rezultă din ecuația de schimb global de căldură:

$$\dot{Q}_K = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_{sc} = \frac{\dot{Q}_K}{k \cdot \Delta t_{log}} = 0,5461 \text{ m}^2$$

EES Solution		
Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]		
$c_{pa} = 4183$ [J/kg-K]	$\Delta t_a = 18$	$\Delta t_{log} = 30.11$
$\Delta t_{max} = 40$	$\Delta t_{min} = 22$	$d_i = 0.01892$
$d_{ir} = 0.02$	$\eta_t = 0.98$	$h_l = 130187$ [J/kg]
$h_v = 234708$ [J/kg]	$k = 4500$	$l_k = 104521$ [J/kg]
$\dot{m}_a = 0.9828$	$\dot{m}_f = 0.7224$ [kg/s]	$N_a = 42.01$ [placi active]
$N_t = 44.01$ [total placi]	$p_a = 2$ [bar]	$\dot{Q}_{apa} = 73992$
$\dot{Q}_f = 75502$ [W]	$\dot{Q}_k = 73992$ [W]	$\rho_a = 998.5$ [kg/m ³]
$\rho_f = 903$ [kg/m ³]	$S_{1p} = 0.013$	$S_{sc} = 0.5461$
$t_{ae} = 28$ [°C]	$t_{ai} = 10$ [°C]	$t_k = 50$ [°C]
$t_{ma} = 19$	$\dot{V}_a = 0.0009843$ [m ³ /s]	$\dot{V}_f = 0.0008$ [m ³ /s]
$w_a = 3.5$	$w_{ar} = 3.133$	

Fig.5.40 – Rezultatele calculului aplicației 5.2 în EES

5.3 Vaporizatoare

5.3.1 Definiție. Clasificare

Vaporizatorul reprezintă un schimbător de căldură în care agentul frigorific în stare lichidă se vaporizează prin preluarea căldurii de la mediul răcit (sursa rece) și are rolul de a asigura și menține temperatura mediului răcit la valoarea tehnologică prestabilită.

Cele mai utilizate tipuri de vaporizatoare pot fi clasificate astfel:

- după natura mediului care trebuie răcit (aer, lichide, solide) conform fig.5.41:

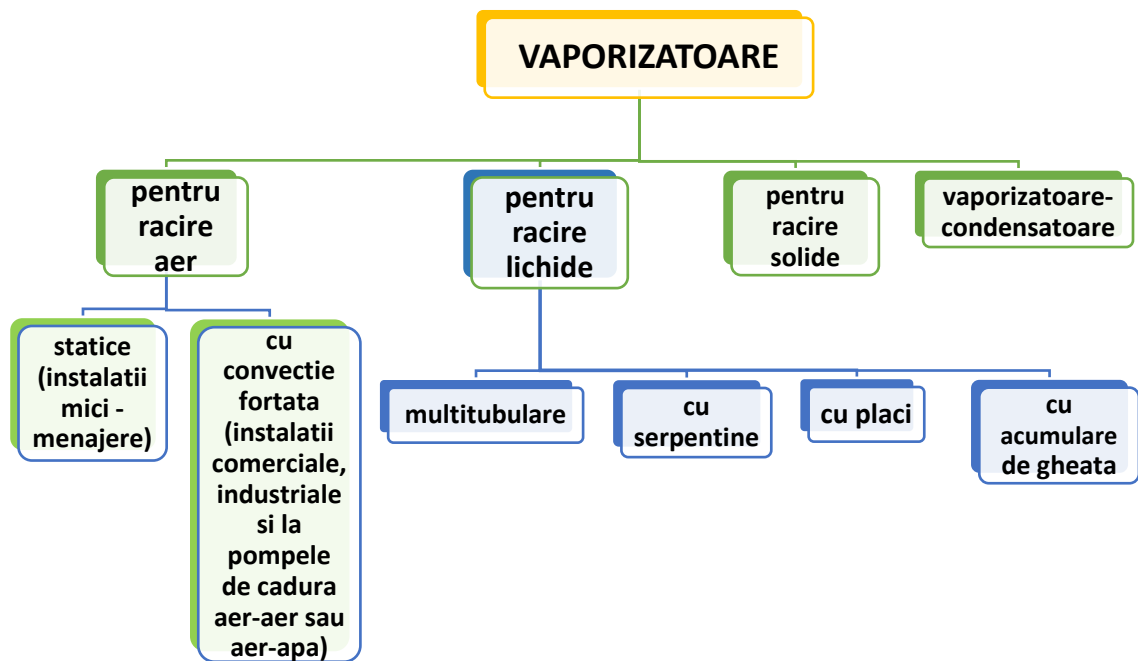
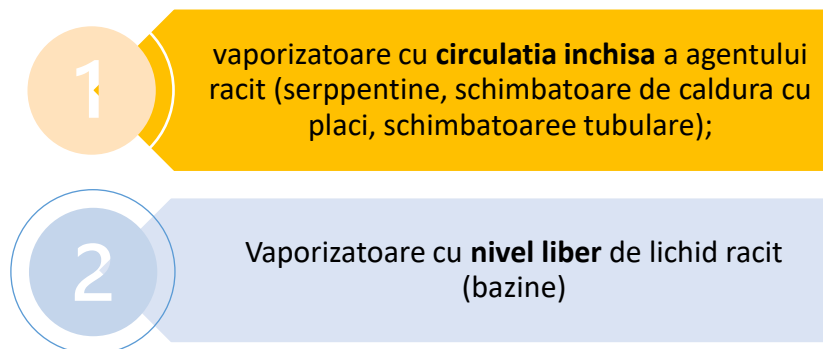
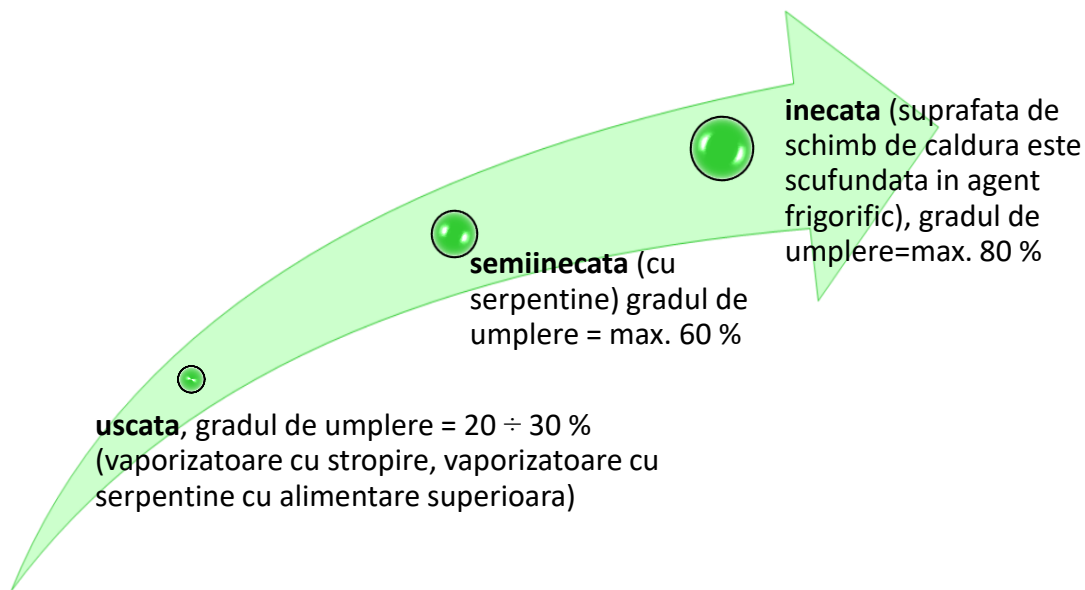


Fig.5.41 – Clasificarea vaporizatoarelor după natura fluidului răcit

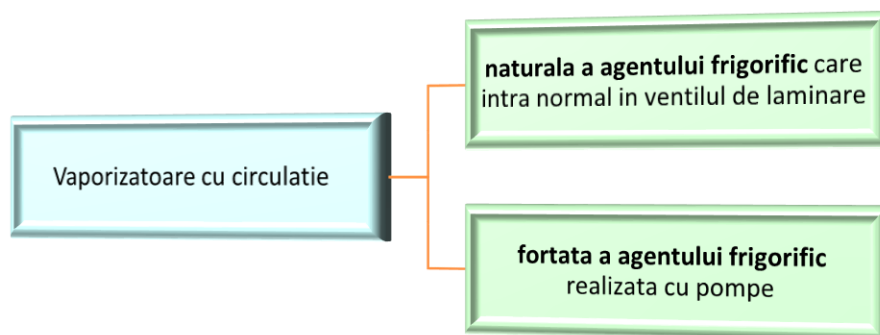
- în funcție de condițiile de circulație a lichidului răcit:



- după *gradul de umplere cu agent frigorific*, distingem vaporizatoare cu funcționare:



- în funcție de *zona în care se realizează fierberea* agentului frigorific:
 - în exteriorul țevilor,
 - în interiorul țevilor;
- după *modul de circulație a agentului frigorific*:



Vaporizatorul unei instalații frigorifice/ pompă de căldură are un regim de temperaturi alternative: temperatura scăzută la regim de funcționare proiectat, respectiv temperatură ridicată la degivrare. În general, vaporizatoarele au un număr mare de îmbinări prin brazare, sau lipire, iar posibilele vibrații induse de ventilator (cele destinate răcirii aerului) sau de compresor le pot face să aibă scurgeri de agent frigorific.

5.3.2 Calculul de dimensionare a vaporizatoarelor

Calculul de dimensionare a acestor aparate schimbătoare de căldură se face plecând de la determinarea puterii termice a aparatului cu ajutorul ecuației (3.8.1 par.3.2):

$$\begin{aligned} \dot{Q}_V &= \eta_T \cdot \dot{Q}_{aer/apa/saramura} = \dot{Q}_{freon} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \dot{Q}_V &= \eta_T \cdot \dot{m}_1 c_{p1} (t_{1i} - t_{1e}) = \dot{m}_2 (h_{2e} - h_{2i}) \end{aligned} \quad (3.8.3)$$

Puterea termică determinată prin ecuația (3.8.3) reprezintă fluxul termic pe care aparatul permite să fie transferat între cei doi agenți de lucru din cadrul său și oferă posibilitatea determinării suprafeței de schimb de căldură generat de configurația sa geometrică (conform ec. 3.6, par.3.2):

$$\dot{Q}_T = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_{sc} = \frac{\dot{Q}_T}{k \cdot \Delta t_{log}} \quad (3.6)$$

Diferența medie logaritmică de temperatură, în acest caz, în funcție de curgerea agenților prin aparat este conform fig.3.3 și ecuației 3.11:

$$\Delta t_{log} = \Delta t_{logEC} = \Delta t_{logCC} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad (3.11)$$

Vaporizarea: $\Delta t_{max} = t_{1i} - t_0$; $\Delta t_{min} = t_{1e} - t_0$

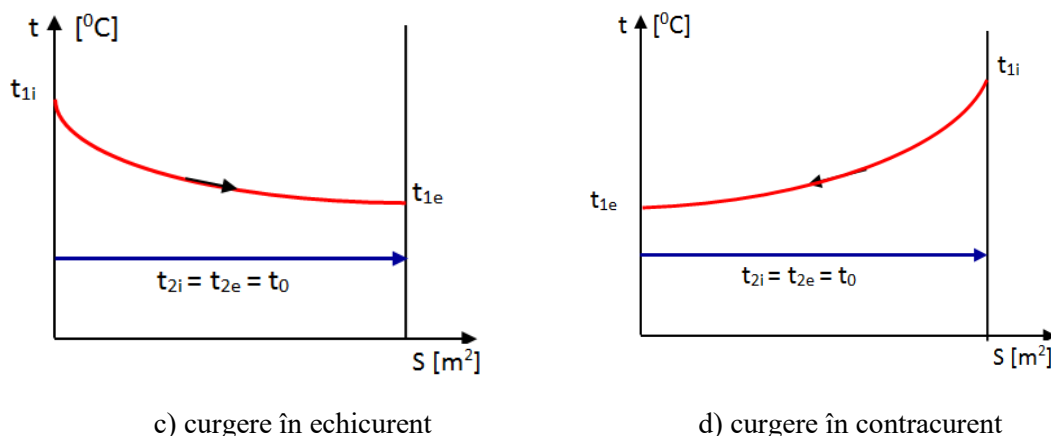


Fig. 3.3 - Diagrama de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură pentru fluide cu schimbarea stării de agregare

În acest caz, coeficientul global de schimb de căldură se scrie sub forma:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_r}}, \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (5.1)$$

Unde:

α_0 , $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ = coeficientul de convecție al agentului frigorific care vaporizează,

α_r , $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ = coeficientul de convecție al agentului care trebuie răcit,

$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, suma rezistențelor termice conductive.

α_0 depinde de diferența de temperatură dintre suprafața solidă se separație și temperatura agentului frigorific lichid, ținând cont de faptul că fierberea agentului frigorific poate fi globulară sau peliculară, iar în cazul fierberii peliculare coeficientul de convecție α_0 este mult mai mic.

Coeficientul de convecție pentru fluidul ce trebuie răcit (α_r) depinde de proprietățile termofizice ale acestuia, de regimul de curgere și de poziția țevilor.

În cazul răcitoarelor pentru lichide cu trecerea agentului ce trebuie răcit peste țevile vaporizatorului, se recomandă utilizarea șicanelor transversale care obligă lichidul să curgă perpendicular pe țevi, mărinnd turbulența și deci coeficientul global de transfer termic.

La răcitoarele de gaze, coeficientul de convecție (α_r) este mult mai mic decât în cazul răcitoarelor pentru lichide, motiv pentru care se procedează la creșterea vitezei de curgere a gazului până la limita impusă de pierderile de presiune, sau creșterea suprafeței de schimb de căldură prin nervurarea țevilor pe partea gazului.

5.3.3 Vaporizatoare pentru răcirea aerului

5.3.3.1 Vaporizatoare laminate și sudate din foi de aluminiu

Se construiesc din foi de aluminiu cu grosimea de 1,5 mm, astfel:

- pe una din foi se desenează conturul circuitul de agent frigorific și se acoperă cu o pastă;
- foile se suprapun, se încălzesc, se laminează și unde nu există pastă foile se lipesc, iar unde se află pastă rămâne forma canalului prin care va circula agentul frigorific;
- în canalele formate se introduce ulei cald sub presiune (150 bar), se produce topirea pastei și flambarea circuitului desenat, creând astfel foi de aluminiu asemănătoare celor de la vaporizatoarele frigiderelor (fig.5.42).



Fig.5.42– Vaporizatoare tip panou sau panou cu serpentine [46]

5.3.3.2 Vaporizatoare de aer tip baterie de serpentine nervurate



Fig.5.43 – Vaporizatoare răcitoare de aer cu serpentine și lamele [46]

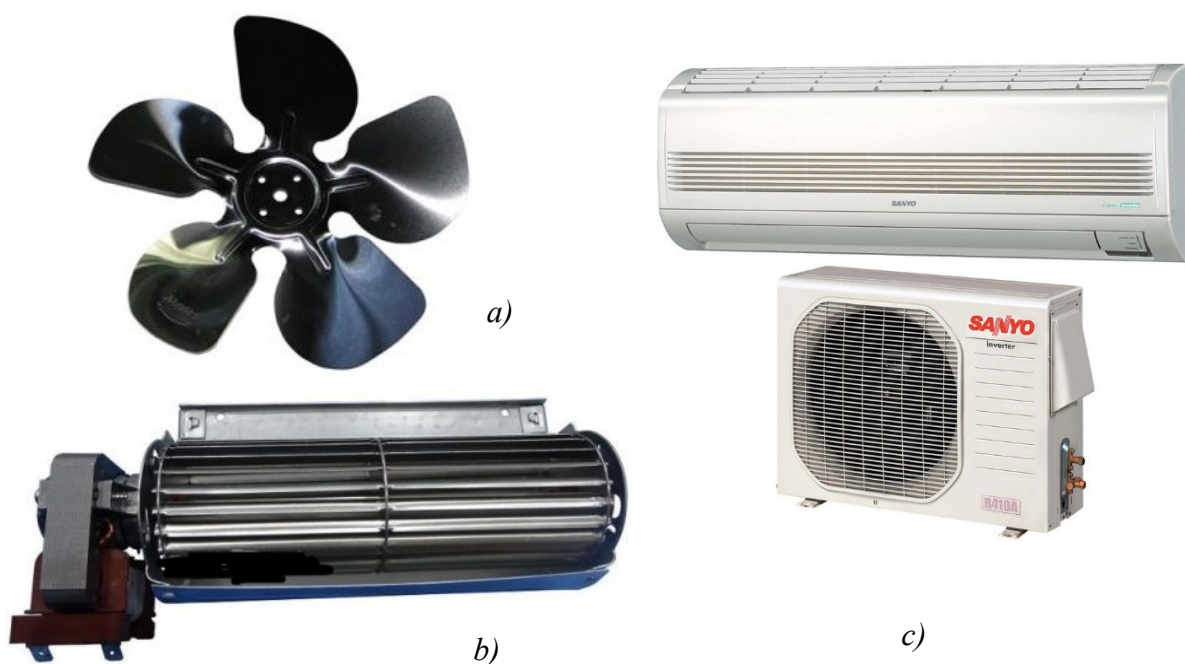


Fig.5.44 – Ventilatoare pentru vaporizatoare [32]: a) axiale, b) tangențiale, c) unitate de climatizare care utilizează cele două tipuri de ventilatoare

Este foarte important să se mențină curată suprafața vaporizatorului în cazul răcitoarelor de aer sau a pompelor de căldură aer-aer sau aer-apă, deoarece praful, bruma, gheața care se depune pe acesta constituie un izolator termic ce înrăutățește schimbul de căldură, presiunea de vaporizare scade și crește puterea consumată de compresor. Din acest motiv vaporizatoarele sunt prevăzute cu un sistem de degivrare cu gaze calde sau rezistență electrică. Reglarea incorectă a degivrării poate conduce la supraîncălzirea țevilor vaporizatorului sau la depuneri exagerate de gheață pe suprafața acestuia, având ca efect final deteriorarea vaporizatorului.

5.3.4 Elemente de automatizare și control

Funcționarea corectă a vaporizatorului este dictată de ventilul de laminare în care se produce o scădere a presiunii agentului frigorific lichid de la presiunea de condensare p_k la presiunea de vaporizare p_0 . Fiecare vaporizator din instalație este însoțit de un ventil de laminare.

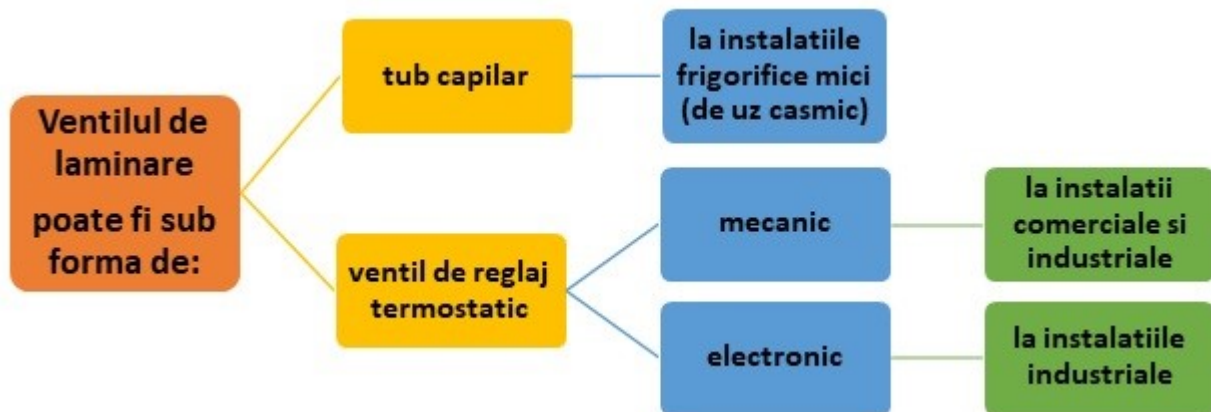


Fig.5.45 – Clasificarea ventilelor de laminare

Tubul capilar este un organ de laminare simplu și ieftin dar care nu poate fi reglat (fig.5.46).



Fig.5.46 – Tub capilar de laminare [47]

Ventilul de laminare termostatic are rolul de a scădere a presiunii de la p_k la p_0 și menține constantă supraîncălzirea vaporilor la aspirație prin compensarea căderii de presiune pe vaporizator. Elementul termosensibil este bulbul termostatic care transformă orice variație de temperatură de pe conducta unde este montat, în variație de presiune p_1 ce acționează asupra membranei.

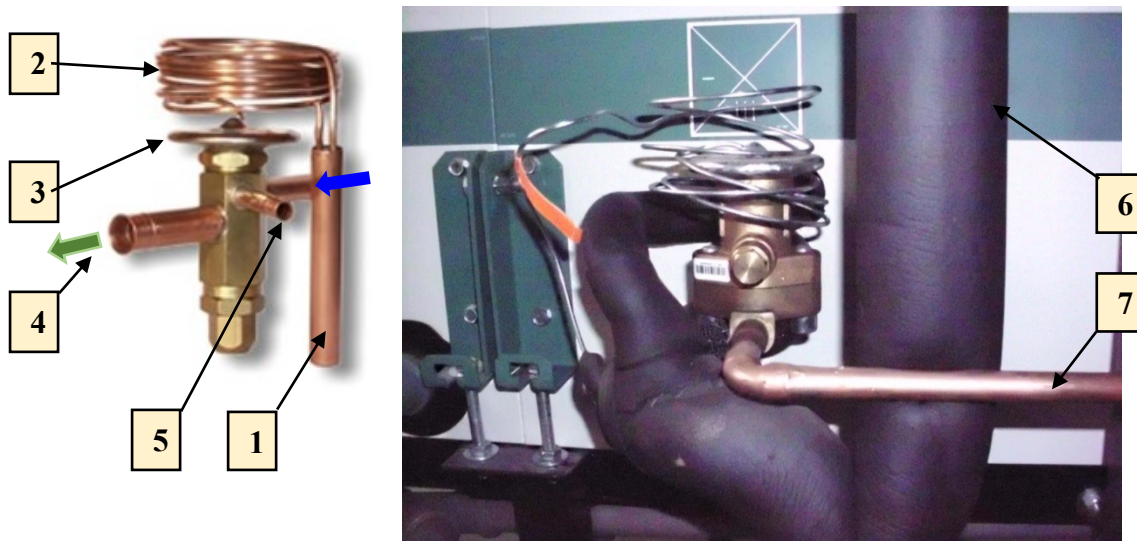


Fig.5.47 – Ventil de laminare termostatic

Legendă: 1- bulb termostatic, 2- tub capilar, 3- disc cu membrană de separație, 4- direcția de circulație a freonului în instalație, 5- țeavă de egalizare a presiunii înainte și după vaporizator (se conectează la țeava de ieșire din vaporizator, după bulbul termostatic), 6- țeava de aspirație în compresor (se izolează totdeauna), 7- țeava de freon lichid care intră în ventilul de laminare

Ventilul de laminare se montează pe linia de lichid la intrare în vaporizator, iar bulbul termostatic se montează pe țeava de ieșire din vaporizator, cât mai aproape de acesta, pe o porțiune orizontală de țeavă și îndreptat către vaporizator (fig.5.48) și înaintea oricărei capcane de lichid, lipit în lateralul conductei în poziție situată între orele 1 și 4.

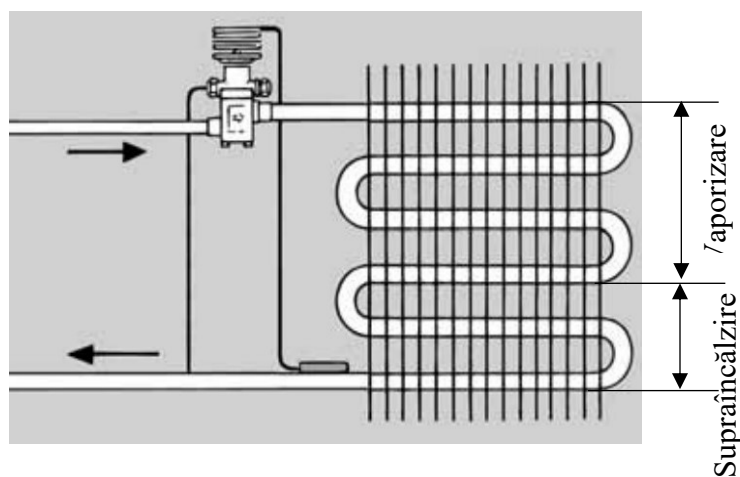


Fig.5.48 – Montarea corectă a ventilului termostatic [48]

Dacă instalația frigorifică conține mai multe vaporizatoare, la intrarea în fiecare vaporizator se va afla un ventil termostatic.

Conducta de aspirație se izolează cu tot cu bulbul termostatic pe toată distanța de la ieșirea din vaporizator și până la intrarea în racordul de aspirație al compresorului. Acest lucru este obligatoriu pentru diminuarea infiltrațiilor de căldură din mediul ambiant către conducta cu vapori reci de agent frigorific și limitarea supraîncălzirii gazului pe conducta de aspirație în compresor.

Cu cât este mai mare supraîncălzirea pe conducta de aspirație, cu atât va fi mai ridicată temperatura de refulare a gazului din compresor. Se recomandă ca temperatura de refulare să aibă valori sub $(110 \div 120) ^\circ\text{C}$ pentru a nu risca să se autoaprindă uleiul de ungere al compresorului, caz în care s-ar produce cocsificarea acestuia și griparea compresorului. Există și excepții, cum ar fi cazul instalațiilor cu bioxid de carbon (R744) în care temperaturile de refulare sunt foarte ridicate și care utilizează uleiuri de ungere speciale.

Pentru instalațiile de puteri medii și mari este necesară și montarea unei țevi de egalizare a presiunii la ventilul de laminare, a cărei priză de presiune se pune pe țeava de ieșire a vaporilor din vaporizator, după bulbul termostatic.

Orice variație de temperatură sesizată de gazul închis în bulbul termostatic, generează o variație de presiune a acestui gaz care acționează asupra membranei care separă acest gaz de freonul din instalația frigorifică și activează un ștuț care închide mai mult sau mai puțin calea de trecere a freonului prin acest robinet, reglând astfel debitul de agent frigorific la intrarea în vaporizatorul instalației.

Funcționarea ventilului de laminare termostatic este dependentă de următoarele trei presiuni [48] (fig.5.49):

- p_1 = presiunea din interiorul bulbului termostatic, prin capilar, acționează pe fața superioară a diafragmei, în direcția de deschidere a ventilului;
- p_2 = este presiunea de vaporizare care acționează de jos în sus pe diafragmă, în direcția de închidere a ventilului;
- p_3 = presiunea corespunzătoare arcului ce acționează de jos în sus pe diafragmă, în direcția de închidere a ventilului.

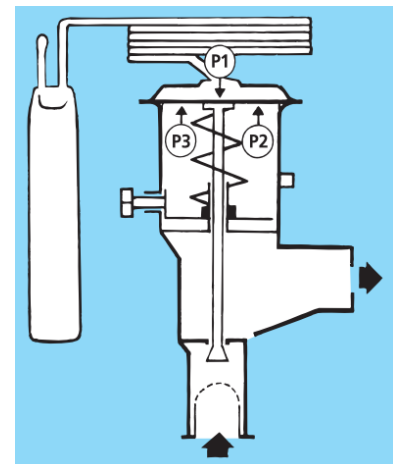


Fig.5.49 – Forțele ce acționează funcționarea ventilului termostatic [48]

Reglarea ventilului de laminare înseamnă realizarea unui echilibru între presiunile (p_1) și ($p_2 + p_3$) ce acționează pe fețele diafragmei (fig.5.49).

Prin manevrarea șurubului lateral de strângere se acționează asupra arcului din interiorul ventilului, stabilind astfel gradul de supraîncălzire pe vaporizator, de regulă de $4 \div 5$ K. Prin rotirea șurubului în sensul acelor de ceasornic se mărește supraîncălzirea ventilului de laminare, iar prin rotirea sa în sens invers acelor de ceasornic aceasta se reduce [48].

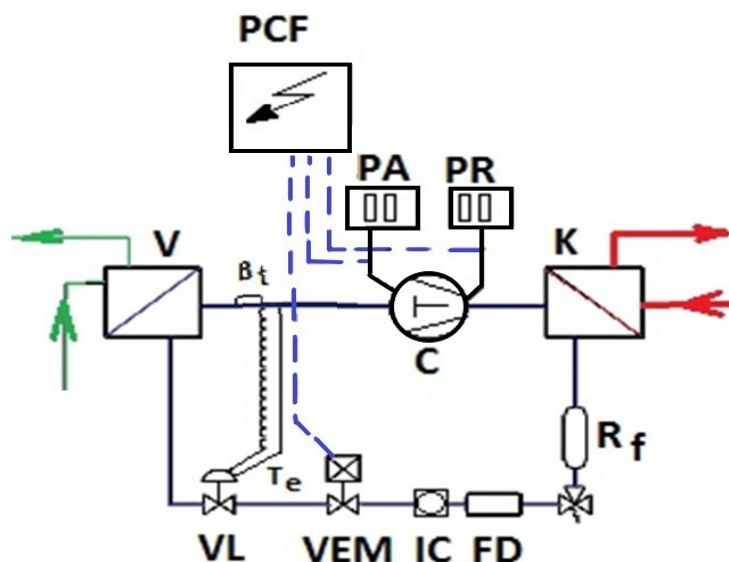


Fig.5.50 – Elementele de automatizare și control dintr-o instalație frigorifică cu o treaptă de comprimare mecanică de vapori

Legendă:

V – vaporizator,	VEM – ventil electromagnetic,
C – compresor,	VL – ventil de laminare termostatic,
K - condensator	B _t – bulb termostatic, T _e – țevă de egalizare a presiunii
R _f – Rezervor de freon lichid,	PA – presostat aspirație,
FD – filtru deshidrator,	PR – presostat refulare,
IC – indicator de curgere,	PCF – panou electric de comandă și forță.

Filtru deshidrator (FD) – este montat într-o instalație frigorifică /pomă de căldură imediat după rezervorul de freon (fig.5.51) și are rol de a reține impuritățile din freon sau gazele necondensabile din acesta.

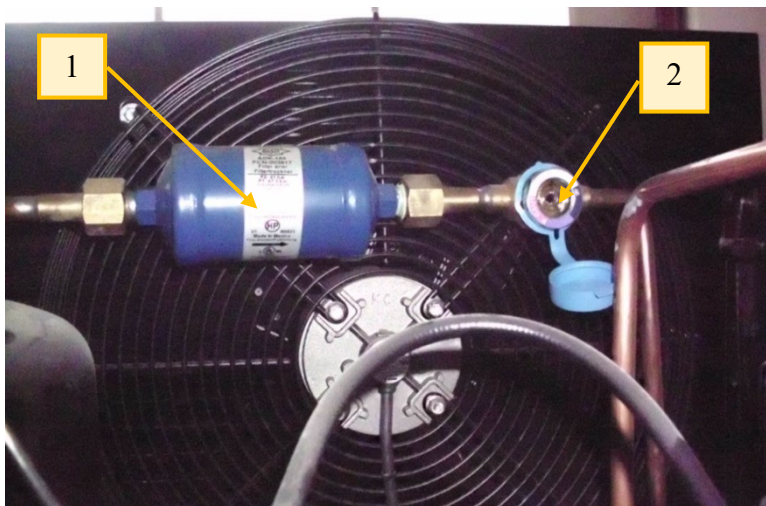


Fig.5.51 – Filtru deshidrator (1) și indicator de curgere (2) dispuse după rezervorul de freon, pe o porțiune orizontală de conductă



Fig.5.52 – Tipuri de filtre deshidratoare [48]

Indicatorul de curgere (IC) – este un dispozitiv de verificare/inspecție de tip ceas (fig.5.43), cu un cadran de sticlă prin care se poate vizualiza curentul de agent frigorific în timpul funcționării instalației.

Prezența bulelor de gaz în interiorul indicatorului de curgere (2) din fig.5.53 indică posibilitatea existenței a două inconveniente în funcționarea instalației: existența gazelor necondensabile (care nu pot fi evacuate, ci doar parțial reținute de filtrul deshidrator), sau faptul că instalația nu are suficient freon.



Fig.5.53 – Indicator de curgere [48]

Ventilul electromagnetic (VEM) – este un ventil normal de trecere activat de o bobină magnetică (fig.5.54) care acționează un ștuț de închidere sau deschidere a freonului lichid prin corpul robinetului.

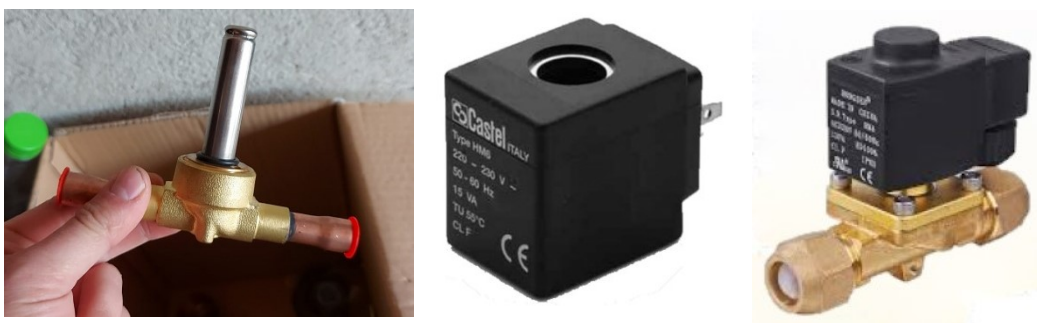


Fig.5.54 – Ventil electromagnetic

Așa cum este indicat în schema din figura 5.50, ventilul electromagnetic este conectat în panoul de automatizare a instalației și comută în funcție de presiunile maximă admisibilă sau minimă admisibilă înregistrate de presostatele de refulare respectiv aspirație. Când presiunile de lucru depășesc sau scad sub valorile admisibile setate, ventilul electromagnetic se închide și instalația se oprește.

5.3.5 Vaporizatoare pentru răcirea lichidelor

5.3.5.1 Vaporizatoare multitubulare

Așa cum le spune și denumirea, acestea sunt constituite dintr-un fascicul de țevi închise într-o manta, cu montaj orizontal sau vertical, în funcție de aplicația tehnică în care sunt utilizate și sunt de tip închis, cu un risc redus de coroziune.

În cadrul acestor echipamente, răcirea lichidelor se face prin vaporizarea agentului frigorific în exteriorul țevilor, astfel: lichidul care trebuie răcit circulă în interiorul țevilor din fascicul, iar agentul frigorific îneacă țevile din fascicul, ocupând un procent de 60÷70 % din volumul rezervorului și pe baza căldurii extrase de la fluidul care trebuie răcit agentul frigorific vaporizează în partea superioară a aparatului, colectând vaporii umezi într-un rezervor de vapori de agent frigorific (fig.5.55) dispus la partea superioară exterioară a mantalei.

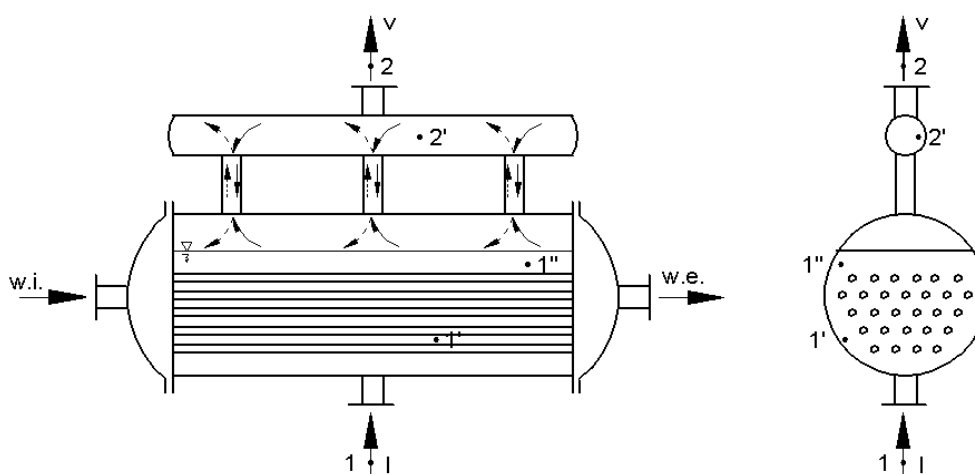


Fig.5.55 – Principiul de funcționare al unui vaporizator multitubular orizontal [49]

Pentru vaporizatoarele multitubulare orizontale nivelul agentului frigorific este menținut la o înălțime:

$$H=0,75 \cdot D_m \text{ pentru amoniac (R717),}$$

$$H=0,60 \cdot D_m \text{ pentru freoni,}$$

unde D_m reprezintă diametrul interior al mantalei.

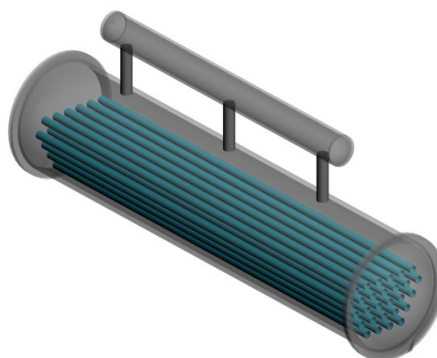


Fig.5.56 - Vaporizator multitubular orizontal pentru răcirea lichidelor [49]

Vaporizatoarele multitubulare verticale au coeficienți de transfer termic mai mari, dar sunt construcții mai complicate care prezintă dificultăți de exploatare legate de curățarea circuitului de agent intermediar și de pericolul deteriorării aparatului în cazul înghețării accidentale a agentului intermediar.

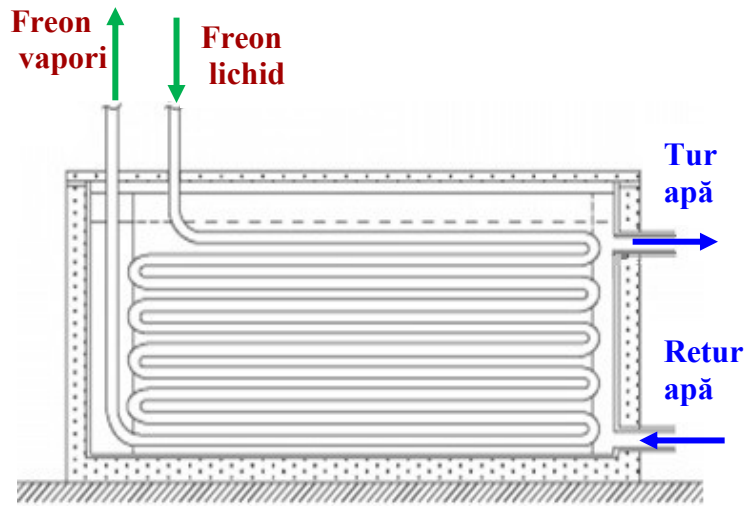
5.3.5.2 Vaporizatoare cu serpentine

Aceste aparate se regăsesc în următoarele configurații constructive (fig.5.57):

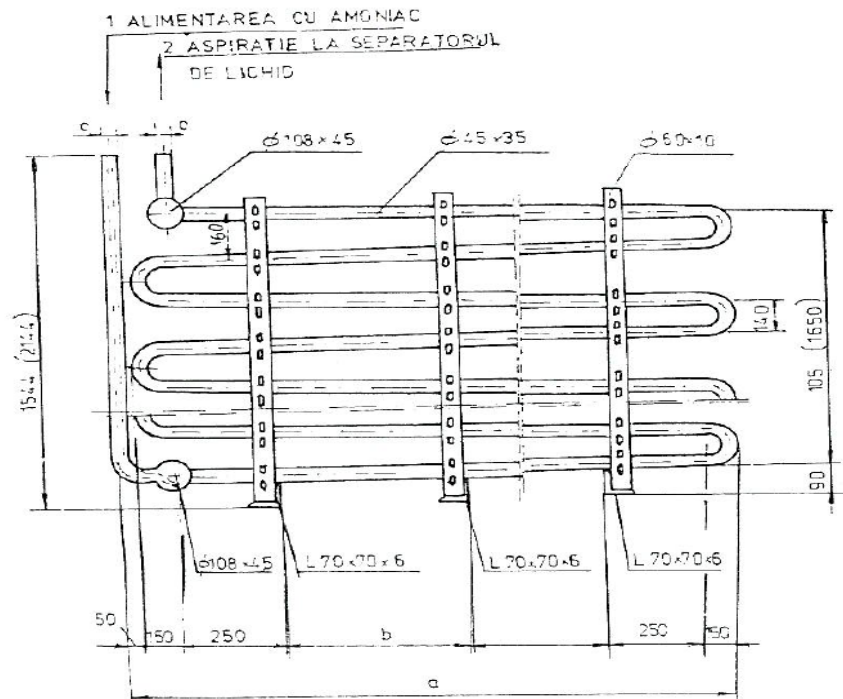
- a) de tip LINDE,
- b) de tip grătar,
- c) cu panouri,
- d) cu serpentină (plan verticală, de tip ac, rectangulară și în spirală).



a) tip Linde



b) serpentine imersate în bazin



c) Serpentina imersată tip acumulator de frig [50]

Fig.5.57 - Vaporizatoare cu serpentine

5.3.5.3 Vaporizatoare tip schimbătoare de căldură cu plăci

Schimbătoare de căldură cu plăci semisudate

Plăcile semisudate sunt concepute ca niște „casete” formate dintr-o pereche de plăci sudate cu laser pe contur între ele. Avantajul acestei variante constructive constă în faptul că se obține un circuit ermetic prin care lichidele curg între plăcile sudate și un alt circuit prin care lichidele circulă între casete și la care etanșarea se poate realiza cu garnituri, dacă fluidul nu prezintă riscuri de coroziune sau presiuni de lucru mai mari de 16 bar (fig.5.58). Garniturile de etanșare au pe tot conturul, grosimea dublă față de cele clasice [6].

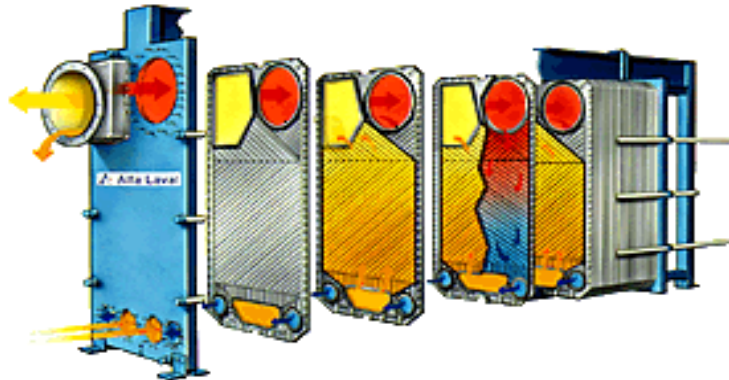


Fig.5.58 – Vaporizator tip ALFA-LAVAL [46]

Firme specializate produc astfel de vaporizatoare cu suprafețe cuprinse între (0,25...2,0) m² pe placă și suprafețe totale de până la 1300 m² pe aparat, cu presiuni de lucru de maximum 16 bar și temperaturi cuprinse în intervalul [- 10, + 165] °C. Avantaje și aplicații:

- ✓ acest tip de schimbător este special conceput pentru sectorul de frig și pentru medii agresive;
- ✓ sudura plăcilor se realizează în afara canalului de garnitură; acest procedeu elimină riscul coroziunii acestuia;
- ✓ atunci când sudura este realizată în afara canalului de garnitură, suprafața de transfer disponibilă este utilizată în condiții optime;
- ✓ cu ajutorul garniturilor de construcție specială se poate realiza o etanșare foarte bună între casetele de plăci, ceea ce înseamnă o creștere a presiunii de lucru admisibile;
- ✓ la fel ca etanșările SCP-urilor clasice, etanșările speciale pentru schimbătoarele semisudate sunt în deplină concordanță cu standardul US 3^a, făcând această variantă constructivă utilizabilă și în aplicații sanitare [6].

Vaporizatoarele brazate sunt destinate utilizării lor în prezența agenților frigorifici, astfel: brazate cu nichel utilizate pentru amoniac, iar cele brazate cu folie de cupru sunt utilizate în cazul freonilor. După brazare, impresiunile dintre plăci formează două sisteme separate de canale prin care vor circula în contracurent agenții de lucru (fig.5.59).

Astfel de vaporizatoare brazate au un coeficient de transfer termic foarte bun, fiind proiectate pentru a suporta:

- presiuni de 30 bar,
- o plajă amplă de temperaturi de minimum (-195 °C) și maximum (+200 °C) și
- debite cuprinse între 0,5 și 45 m³/h [6].

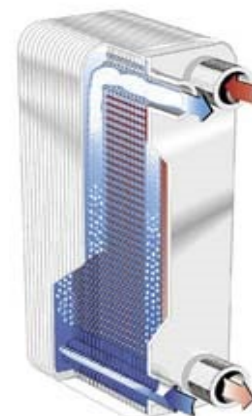


Fig.5.59 - Vaporizator brazat [6]

Funcția de vaporizare [6]

Agentul frigorific lichid subrăcit la presiunea de condensare va trebui laminat într-un ventil de laminare pentru a-i scădea presiunea sub cea de saturație. Amestecul de lichid și vapori obținut în ventilul de laminare va intra în vaporizator unde se va transforma în vapori saturați, apoi în vapori supraîncălziți direcționați către aspirația compresorului. Acest proces de vaporizare este posibil prin transferarea căldurii de la fluidul care trebuie răcit (apa, saramuri, sau alt agent frigorific) către agentul frigorific care vaporizează.

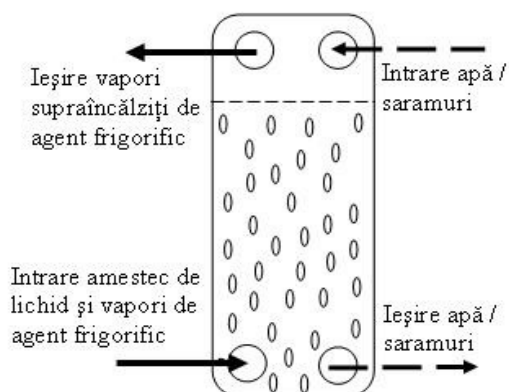


Fig.5.60 - Principiul procesului de vaporizare într-un schimbător cu plăci [6]

Circulația agentului frigorific în vaporizator se face de jos în sus, după cum este indicat în figura 5.16. Amestecul de lichid și vapori de agent frigorific este introdus în vaporizator prin partea inferioară, astfel încât lichidul remanent să se vaporizeze în lungul plăcii (fig.5.60), până la presiunea și temperatura de saturație. Acest proces reprezintă aproximativ 95 % din căldura totală absorbită în aparat. Restul de 5 % reprezintă procesul de supraîncălzire a vaporilor care vor fi absorbiți la aspirația compresorului, în scopul evitării pătrunderii picăturilor de lichid în compresor [6].

Cu schimbătorul cu plăci brazate este posibilă vaporizarea cu un conținut redus de lichid, motiv pentru care, în multe cazuri nu este necesară prezența separatorului de lichid, realizându-se astfel economii considerabile reflectate în costul instalației. Volumul intern scăzut al aparatului indică faptul că pentru aceeași sarcină termică, volumul de agent frigorific necesar schimbătorului cu plăci este doar 1/7 din cantitatea de agent necesară unui schimbător clasic, cu fascicul de țevi în manta.

Turbulența mare generată de configurația complexă a canalelor de curgere a agentului frigorific reduce tendința de înghețare a apei pe circuitul secundar. Acest lucru denotă faptul că, în aplicațiile de refrigerare, temperatura apei la ieșirea din aparat poate fi mai scăzută decât în orice alt tip de schimbător de căldură. Dacă se produce o defecțiune a instalației și apa din schimbătorul brazat

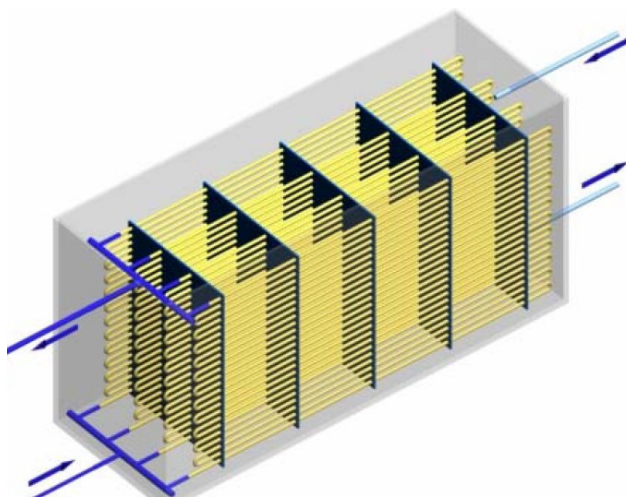
îngheață, aparatul poate suporta această situație mult mai bine decât modelele tradiționale de schimbătoare de căldură și poate continua să funcționeze și după înghețare. Nici un alt schimbător nu va suporta un număr nelimitat de cicluri de înghețare, necesitând echipament de protecție pentru îngheț [6].

5.3.6 Aplicații privind vaporizatoarele cu freoni

Aplicația 5.3.6.1

Se consideră un vaporizator sub forma unei baterii de serpentine prin care circulă un debit masic de 0,35 kg/s freon R134a cu temperatura de vaporizare $t_0 = -5\text{ }^\circ\text{C}$. Acest aparat este imersat într-un bazin cu 2000 litri apă care trebuie răcită în timp de 45 min de la $10\text{ }^\circ\text{C}$ la $2\text{ }^\circ\text{C}$, presiunea apei este de 1,5 bar. Știind că randamentul transferului de căldură este de 87 %, să se calculeze:

- puterea vaporizatorului;
- fluxul termic preluat de freon;
- câte serpentine conține vaporizatorul imersat în bazin, dacă viteza de circulație a freonului în serpentine este de 12 m/s, iar diametrul țevilor este de $\varnothing 18 \times 1\text{ mm}$;
- dacă vaporizatorul este format din $n_{SR} = 10$ serpentine și $k = 800\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ care este lungimea unei serpentine
- viteza reală a freonului prin țevi în cazul d)?



Date de intrare:

$$\dot{m}_f = 0,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}};$$

$$t_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}; \quad \eta_T = 0,87$$

$$V_{\text{bazin}} = 2000\text{ litri} = 2\text{ m}^3;$$

$$\tau = 45\text{ min} = 45 \cdot 60\text{ s} = 2700\text{ s};$$

$$t_{ai} = 10\text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 2\text{ }^\circ\text{C};$$

$$p_a = 1,5\text{ bar};$$

Fig.5.61 - Exemplu de vaporizator tip serpentină imersat în bazin

Rezolvare

- e) $\dot{Q}_V = ?$ Debitul volumic de apă ce trebuie răcită se calculează astfel:

$$\dot{V}_a = \frac{V_{\text{bazin}}}{\tau} = \frac{2}{2700} = 0,7407 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Ecuția de bilanț termic pe vaporizator este:

$$\dot{Q}_V = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{apa}} = \dot{Q}_{\text{freon}}$$

Deoarece se cunosc randamentul termic și debitul volumic de apă, pentru acest punct se poate utiliza doar prima egalitate:

$$\dot{Q}_V = \eta_T \cdot \dot{Q}_{apa} = 0,87 \cdot 24866 = 21633 \text{ W}$$

unde: $\dot{Q}_{apa} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a = 0,7407 \cdot 4196 \cdot 8 = 24866 \text{ W}$

$$\Delta t_a = t_{ae} - t_{ai} = 10 - 2 = 8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se impune calcularea temperaturii medii a apei pentru determinarea parametrilor termofizici ai acesteia:

$$t_{ma} = \frac{t_{ai} + t_{ae}}{2} = \frac{10 + 2}{2} = 6 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \begin{cases} \rho_a = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ c_{pa} = 4196 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \end{cases}$$

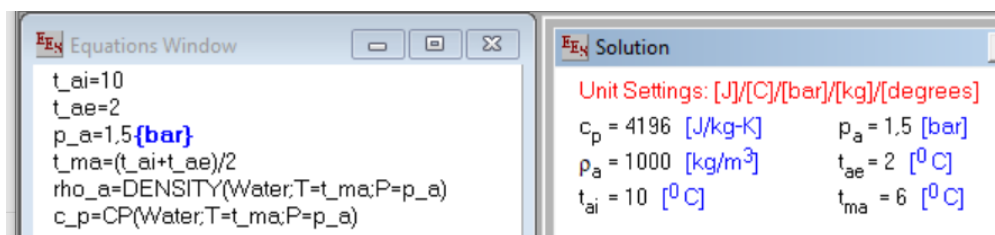


Fig.5.62 - Parametrii termofizici ai apei pentru aplicația 5.3.6.1

Debitul masic de apă va fi:

$$\dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,7407 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,7407 \text{ kg/s}$$

f) $l_k = ?$

În cazul acestei aplicații căldura latentă a freonului în cazul vaporizării se determină din ecuația de bilanț termic pe schimbător:

$$\dot{Q}_V = \dot{Q}_{freon}$$

$$\dot{Q}_{freon} = \dot{m}_f \cdot l_V \Rightarrow l_V = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}_f} = \frac{21633 \frac{\text{J}}{\text{s}}}{0,35 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} = 61809 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 61,809 \text{ kJ/kg}$$

g) $n_s = ?$ dacă $w_f = 12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ și țevile sunt de $\emptyset 18 \times 1 \text{ mm}$

$$\emptyset 18 \times 1 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} d_e = 18 \text{ mm} = 0,018 \text{ m} \\ g_t = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} \\ d_i = d_e - 2 \cdot g_t = 0,016 \text{ m} \end{cases}$$

Debitul de freon se va distribui în mod egal în cele n_s serpentine, motiv pentru care se aplică ecuația de conservare a debitului:

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot w_f \cdot n_s \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow n_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\rho_f \cdot w_f \cdot \pi \cdot d_i^2}$$

$$\Rightarrow n_s = \frac{4 \cdot 0,35}{10,05 \cdot 12 \cdot 3,14 \cdot 0,016^2} = 12 \text{ serpentine}$$

În cazul vaporizatoarelor, parametrii termofizici pentru freon se determină în starea de vapori saturați ($x=1$ și t_0): $\rho_f = 12,09 \text{ kg/m}^3$

h) $L_{1s}=?$ dacă $n_{SR} = 10$ serpentine și $k = 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Suprafața de schimb de căldură rezultă din ecuația de schimb global de căldură:

$$\dot{Q}_V = k \cdot S_{sc} \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_{sc} = \frac{\dot{Q}_V}{k \cdot \Delta t_{log}} = \frac{21632}{800 \cdot 15,66} = 2,576 \text{ m}^2$$

Unde diferența medie logaritmică de temperatură va fi calculată conform fig.5.63 astfel:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} = \frac{15 - 7}{\ln\left(\frac{15}{7}\right)} = 10,5 \text{ K}$$

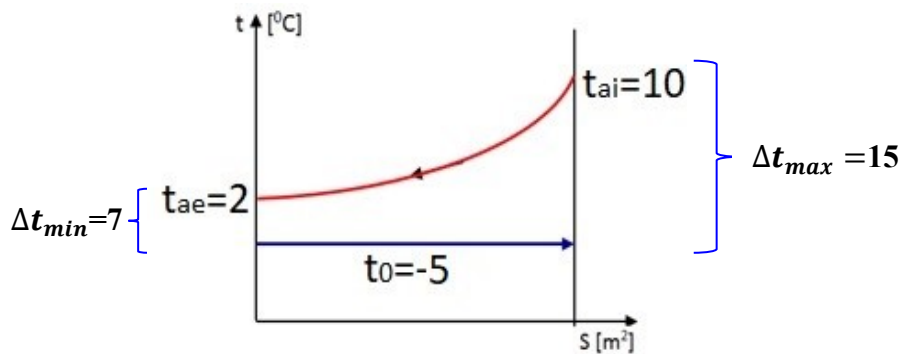


Fig.5.63 - Diagrama de variație a temperaturilor în vaporizator pentru aplicația 5.3.6.1

Desfășurarea suprafeței de schimb de căldură este echivalentă cu aria laterală a un cilindru foarte lung care are generatoarea (lungimea) egală cu suma lungimilor tuturor serpentinei din vaporizator și lungimea cercului bazei este dată de diametrul nominal al țevii (cercul imaginar care trece prin mijlocul grosimii peretelui țevii):

$$\left. \begin{aligned} S_{sc} &= (\pi \cdot d_n) \cdot L_s \\ L_s &= n_{SR} \cdot L_{1s} \end{aligned} \right\} \Rightarrow S_{sc} = (\pi \cdot d_n) \cdot n_{SR} \cdot L_{1s} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_{1s} = \frac{S_{sc}}{\pi \cdot d_n \cdot n_{SR}} \Rightarrow L_{1s} = \frac{2,576}{3,14 \cdot 0,017 \cdot 10} = 4,824 \text{ m}$$

$$d_n = \frac{d_i + d_e}{2} = \frac{21 + 24}{2} = 22,5 \text{ mm} = 0,0225 \text{ m}$$

i) $w_{real}=?$

Se revine la ecuația de conservare a debitului care se va aplica pentru cazul d):

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot w_{real} \cdot n_{SR} \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow w_{real} = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\rho_f \cdot n_{SR} \cdot \pi \cdot d_i^2}$$

$$\Rightarrow w_{real} = \frac{4 \cdot 0,35}{12,09 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 0,016^2} = 14,4 \text{ m/s}$$

The screenshot shows the EES software interface with the following content:

Equations Window:

```

DELTA_t_a=t_ai-t_ae
c_pa=CP(Water;T=t_ma;P=p_a)
t_ma=(t_ai+t_ae)/2
m_dot_a=rho_a*v_dot_a
rho_a=DENSITY(Water;T=t_ma;P=p_a)
V_dot_a=V_b/tau
(b) L_v=?
Q_dot_V=Q_dot_freon
Q_dot_freon=m_dot_f*L_v
(c) n_s=?
w_f=12 (m/s)
d_e=18*10^(-3) (m)
g_t=1*10^(-3) (m)
d_i=d_e-2*g_t
m_dot_f=rho_f*w_f*n_s*(pi*d_i^2)/4
rho_f=DENSITY(R134a;T=t_ma;P=p_a)
(d) L_1s=?
n_SR=10 (serpentine)
k=800
Q_dot_V=k*S_sc*DELTA_t_log
DELTA_t_log=(DELTA_t_max-DELTA_t_min)/ln(DELTA_t_max/DELTA_t_min)
DELTA_t_max=t_ai-t_0
DELTA_t_min=t_ae-t_0
S_sc=(pi*d_n)*n_SR*L_1s
d_n=(d_i+d_e)/2
(e) w_r=?
m_dot_f=rho_f*w_real*n_SR*(pi*d_i^2)/4
    
```

Formatted Equations:

```

m_dot_f = 0,35
t_0 = -5
V_b = 2000 * 10^-3
tau = 45 * 60
t_ai = 10
t_ae = 2
p_a = 1,5
eta_T = 0,87
Q_dot_V = eta_T * Q_dot_apa
Q_dot_apa = m_dot_a * c_pa * Delta_t_a
Delta_t_a = t_ai - t_ae
c_pa = Cp ('Water'; T=t_ma; P=p_a)
t_ma = (t_ai + t_ae) / 2
m_dot_a = rho_a * V_dot_a
rho_a = rho ('Water'; T=t_ma; P=p_a)
    
```

Formatted Equations (continued):

```

g_t = 1 * 10^-3
d_i = d_e - 2 * g_t
m_dot_f = rho_f * w_r * n_s * (pi * d_i^2) / 4
rho_f = rho ('R134a'; T=t_0; x=1)
n_SR = 10
k = 800
Q_dot_V = k * S_sc * Delta_t_log
Delta_t_log = (Delta_t_max - Delta_t_min) / ln(Delta_t_max / Delta_t_min)
Delta_t_max = t_ai - t_0
Delta_t_min = t_ae - t_0
S_sc = pi * d_n * n_SR * L_1s
d_n = (d_i + d_e) / 2
m_dot_f = rho_f * w_real * n_SR * (pi * d_i^2) / 4
    
```

Fig.5.64 - Algoritm de calcul al aplicației 5.3.6.1 în programul EES

The screenshot shows the EES software interface with the following content:

Solution:

Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]

$c_{pa} = 4196$ [J/kg-K]	$\Delta t_a = 8$ [K]	$\Delta t_{log} = 10,5$
$\Delta t_{max} = 15$	$\Delta t_{min} = 7$	$d_e = 0,018$ [m]
$d_i = 0,016$ [m]	$d_n = 0,017$	$\eta_T = 0,87$
$g_t = 0,001$ [m]	$k = 800$	$L_{1s} = 4,824$ [m]
$l_v = 61809$ [J/kg]	$\dot{m}_a = 0,7407$ [kg/s]	$\dot{m}_f = 0,35$ [kg/s]
$n_s = 12$ [serpentine]	$n_{SR} = 10$	$p_a = 1,5$ [bar]
$\dot{Q}_{apa} = 24866$ [W]	$\dot{Q}_{freon} = 21633$ [W]	$\dot{Q}_V = 21633$ [W]
$\rho_a = 1000$ [kg/m ³]	$\rho_f = 12,09$ [kg/m ³]	$S_{sc} = 2,576$ [m]
$\tau = 2700$ [s]	$t_0 = -5$ [°C]	$t_{ae} = 2$ [°C]
$t_{ai} = 10$ [°C]	$t_{ma} = 6$ [°C]	$V_b = 2$ [m ³]
$\dot{V}_a = 0,0007407$ [m ³ /s]	$w_f = 12$ [m/s]	$w_{real} = 14,4$ [m/s]

Fig.5.65 - Rezultatele aplicației 5.3.6.1 în EES

Aplicația 5.3.6.2

Se consideră un vaporizator cu puterea 75 kW, sub forma unei baterii de 8 serpentine cu țevă de cupru tehnic cu dimensiunile $\emptyset 16 \times 1 \text{ mm}$ prin care circulă un debit masic de 0,0108 kg/s freon R410A cu temperatura de vaporizare de $(-10)^\circ\text{C}$ și densitatea $\rho_{\text{freon}} = 1,857 \text{ kg/m}^3$. Acest aparat răcește aerul dintr-o cameră frigorifică de la 20°C la $(-5)^\circ\text{C}$. Știind că: $\rho_{\text{aer}} = 1,206 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,\text{aer}} = 1010 \text{ J/kgK}$, $k = 4500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ și randamentul transferului de căldură este de 86 %, să se calculeze:

- debitul volumic de aer răcit;
- viteza de circulație a freonului prin serpentinele aparatului;
- din câte unități este format vaporizatorul dacă fiecare unitate se consideră ca fiind o baterie de 8 serpentine cu țevă de $\emptyset 16 \times 1 \text{ mm}$ și lungimea unei serpentine de $L_{1S}=2 \text{ m}$.

Date de intrare:

Modelul unui astfel de vaporizator este reprezentat în fig. 5.35.

$$\dot{Q}_V = 75 \text{ kW} = 75 \cdot 10^3 \text{ W}; \quad n_s = 8 \text{ serpentine}; \quad \emptyset 16 \times 1 \text{ mm}$$

$$\dot{m}_f = 0,0108 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ R410A}; \quad t_0 = -10^\circ\text{C}; \quad \rho_{\text{freon}} = 1,857 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3};$$

$$t_{ai} = 20^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = -5^\circ\text{C}; \quad \rho_a = 1,206 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \quad c_{p,a} = 1010 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}; \quad \eta_T = 86 \%$$

Rezolvare

$$\text{a) } \dot{V}_a = ?$$

Ecuatia de bilanț termic pe vaporizator se scrie sub forma:

$$\dot{Q}_V = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{aer}} = \dot{Q}_{\text{freon}}$$

Deoarece se cunosc puterea aparatului și randamentul termic, pentru acest punct se va utiliza prima egalitate:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{Q}_V = \eta_T \cdot \dot{Q}_{\text{aer}} \\ \dot{Q}_{\text{aer}} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a \\ \dot{m}_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a \end{array} \right\} \Rightarrow \dot{V}_a = \frac{\dot{Q}_V}{\eta_T \cdot \rho_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a}, \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\text{Rezultă debitul volumic de aer: } \dot{V}_a = \frac{75 \cdot 10^3}{0,86 \cdot 1,206 \cdot 1010 \cdot 25} = 2,864 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

unde:

$$\Delta t_a = t_{ai} - t_{ae} = 20 - (-5) = 25^\circ\text{C}$$

b) $w_{fs} = ?$

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot w_{fs} \cdot n_s \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \Rightarrow w_{fs} = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\rho_f \cdot n_s \cdot \pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,0108}{1,857 \cdot 8 \cdot 3,14 \cdot 0,014^2} = 4,72 \text{ m/s}$$

unde:

$$\emptyset 16 \times 1 \text{ mm} \Rightarrow \begin{cases} d_e = 16 \text{ mm} = 0,016 \text{ m} \\ g_t = 1 \text{ mm} = 0,001 \text{ m} \\ d_i = d_e - 2 \cdot g_t = 0,014 \text{ m} \end{cases}$$

c) $N_u = ?$ dacă $L_{1S} = 2 \text{ m}$

$$\dot{Q}_V = k \cdot S_{SC} \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_{SC} = \frac{\dot{Q}_V}{k \cdot \Delta t_{log}} = \frac{75000}{4500 \cdot 13,95} = 1,1947 \text{ m}^2$$

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} = \frac{30 - 5}{\ln\left(\frac{30}{5}\right)} = 13,95 \text{ K}$$

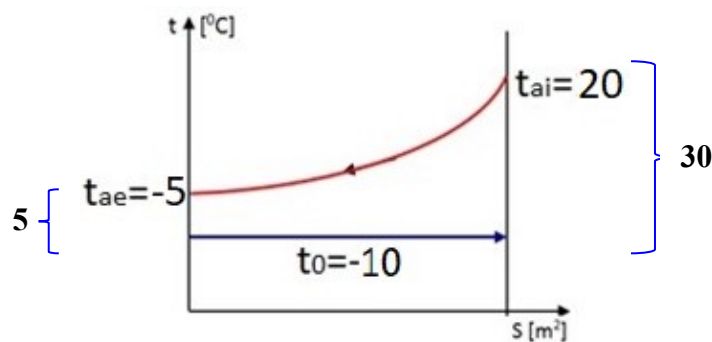


Fig.5.66 - Diagrama de variație a temperaturilor în vaporizator pentru aplicația 5.3.6.2

$$\left. \begin{aligned} S_{SC} &= N_u \cdot S_{1u} \\ S_{1u} &= (\pi \cdot d_n) \cdot n_s \cdot L_{1S} \end{aligned} \right\} \Rightarrow S_{SC} = N_u \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot n_s \cdot L_{1S} \Rightarrow N_u = \frac{S_{SC}}{(\pi \cdot d_n) \cdot n_s \cdot L_{1S}}$$

$$N_u = \frac{1,1947}{3,14 \cdot 0,015 \cdot 8 \cdot 2} = 1,352 \text{ unități}$$

Se alege număr întreg $N_{uR} = 1 \text{ unitate}$ și se recalculează lungimea reală a unei serpentine L_{1SR} , astfel:

$$\begin{aligned} S_{SC} &= N_{uR} \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot n_s \cdot L_{1SR} \Rightarrow L_{1SR} = \frac{S_{SC}}{N_{uR} \cdot (\pi \cdot d_n) \cdot n_s} \\ \Rightarrow L_{1SR} &= \frac{1,1947}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,015 \cdot 8} = 3,17 \text{ m} \end{aligned}$$

Aplicația 5.3.6.3

Se consideră un pasteurizator de lapte sub forma unui schimbător de căldură cu plăci care procesează un debit de 5000 l lapte /zi și în care trebuie să se răcească laptele în ultimul segment al aparatului de la 35 °C la 5°C. Procesul de răcire se va efectua cu apă glacială de 2 °C preparată într-un bazin cu apă în care este imersat un vaporizator sub formă de serpentine prin care circulă freon R 134a cu temperatura de vaporizare (-5) °C. Se cunosc:

$\rho_{lapte} = 1250 \text{ kg/m}^3$, $c_{p_lapte} = 2800 \text{ J/kgK}$, $k = 1200 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, temperatura apei la intrare în bazin este de 7 °C, randamentul transferului de căldură este de 98 % în pasteurizator, iar randamentul transferului termic la vaporizator este de 88 %. Să se calculeze:

- puterea termică a segmentului din pasteurizator care face răcirea laptelui;
- debitul volumic de apă de răcire;
- puterea termică a vaporizatorului.

Date de intrare:

$$\dot{V}_{lapte} = 5000 \frac{\text{l}}{\text{zi}}; \quad t_{li} = 35 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{le} = 5 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ai} = 7 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 2 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\rho_{lapte} = 1250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \quad c_{p_lapte} = 2800 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}; \quad \eta_{T1} = 98 \%; \quad \eta_{T2} = 88 \%$$

$$\rho_a = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}; \quad c_{p_a} = 4186 \frac{\text{J}}{\text{kgK}};$$

Rezolvare

Aceasta este o aplicație de răcire indirectă, specifică industriei alimentare, în care nu este permisă utilizarea freonilor pentru răcirea directă a produsului alimentar, motiv pentru care apa constituie agentul intermediar de răcire.

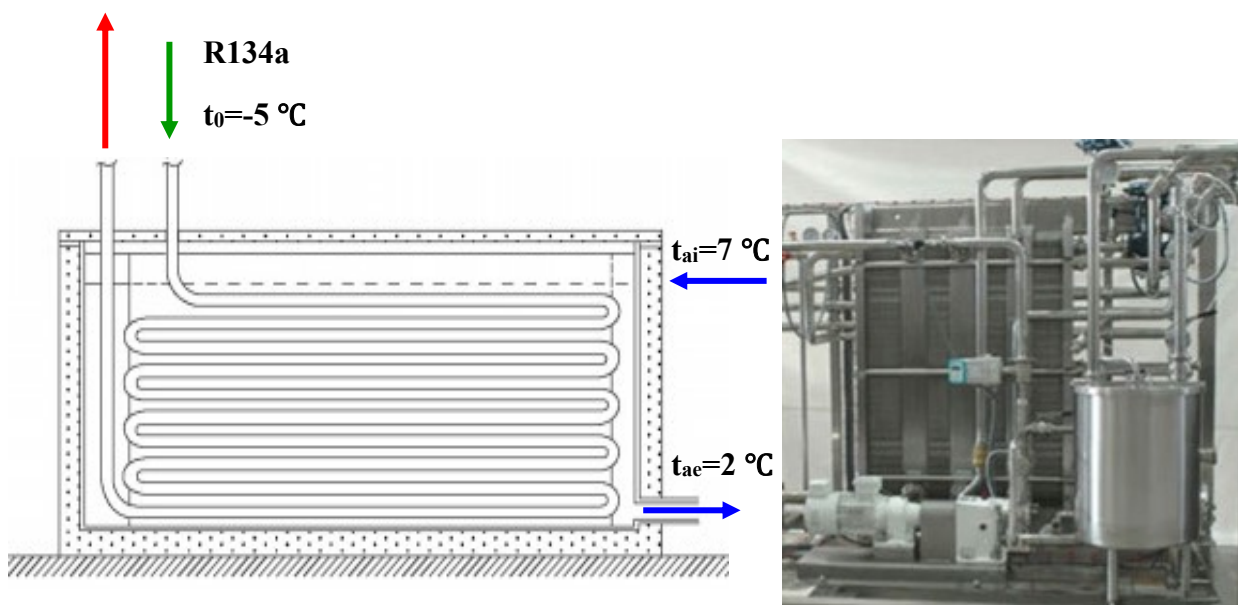


Fig.5.67 - Grup de răcire a laptelui pasteurizat

$$a) \dot{Q}_{scp} = ?$$

Ecuția de bilanț termic pe segmentul de schimbător de căldură cu plăci în care are loc răcirea laptelui cu apă glacială este următoarea:

$$\dot{Q}_{scp} = \eta_{T1} \cdot \dot{Q}_{lapte} = \dot{Q}_{apa}$$

Se utilizează prima egalitate din ecuație, astfel:

$$\dot{Q}_{scp} = \eta_{T1} \cdot \dot{Q}_{lapte}$$

$$\dot{Q}_{lapte} = (\rho_{lapte} \cdot \dot{V}_{lapte}) \cdot c_{p,l} \cdot \Delta t_{lapte}$$

$$\Delta t_{lapte} = 35 - 5 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se consideră că volumul de lapte se procesează pe durata a 2 schimburi, a câte 1 oră fiecare, deci timpul de efectuarea a procesului de răcire în pasteurizator este:

$$\tau = 2 \cdot 1 \cdot 3600 \text{ s} = 7200 \text{ s}$$

Debitul de lapte ce va fi procesat prin răcire este:

$$\dot{V}_{lapte} = \frac{5000 \cdot 10^{-3}}{7200} = 0,6944 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{Q}_{lapte} = 1250 \cdot 0,6944 \cdot 10^{-3} \cdot 2800 \cdot 30 = 72916,66 \cong 73 \text{ kW}$$

$$b) \dot{V}_{apa} = ?$$

Din ecuația de bilanț termic scrisă la punctul a) se utilizează a doua egalitate:

$$\eta_{T1} \cdot \dot{Q}_{lapte} = \dot{Q}_{apa} \Rightarrow \dot{Q}_{apa} = 0,98 \cdot 73 \text{ kW} = 71540 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{apa} = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \dot{V}_a = \frac{\dot{Q}_{apa}}{\rho_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a} = \frac{71540}{1000 \cdot 4186 \cdot 5} = 0,00342 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12,312 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ apă glacială}$$

$$c) \dot{Q}_V = ?$$

Ecuția de bilanț termic pe vaporizatorul imersat în bazinul de producere a apei glaciale este:

$$\dot{Q}_V = \eta_{T2} \cdot \dot{Q}_{apa} = \dot{Q}_{freon}$$

Se utilizează prima egalitate din ecuație:

$$\dot{Q}_V = \eta_{T2} \cdot \dot{Q}_{apa} = 0,88 \cdot 71540 = 62955,2 \text{ W}$$

Aplicația 5.3.6.4

Se consideră un vaporizator sub forma unui schimbător de căldură cu plăci prin care circulă în contracurent un debit de 0,2 l/s apă cu 2 bari și care trebuie răcită de la 30 °C la 10 °C la, cu un randament de 98 %. În contracurent cu apa circulă freonul R134a care are temperatura constantă de vaporizare $t_0 = 0$ °C. Să se determine:

- Puterea termică a aparatului;
- Debitul volumic de freon;
- Numărul total de plăci din aparat, dacă se alege un tip de placă cu suprafața activă $S_{1p}=0,005$ m² și coeficientul global de transfer termic $k=5800$ W/m²K.

Rezolvare

Aceasta este o aplicație de răcire directă pentru care se cunosc următoarele date de intrare:

$$\dot{V}_a = 0,2 \text{ l/s} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}; \quad t_{ai} = 30 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{ae} = 10 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \eta_T = 98 \%; \quad t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{a) } \dot{Q}_V = ?$$

Ecuția de bilanț termic pe vaporizatorul în care unul dintre agenții de lucru suferă o transformare de fază se scrie astfel:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_V &= \eta_T \cdot \dot{Q}_{apa} = \dot{Q}_{freon} \\ \dot{Q}_{apa} &= \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta t_a = \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a \\ \Delta t_a &= t_{ai} - t_{ae} = 30 - 10 = 20 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Pentru determinarea parametrilor termofizici ai apei se calculează temperatura medie a acesteia prin schimbător:

$$t_{ma} = \frac{t_{ai} + t_{ae}}{2} = \frac{30 + 10}{2} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

La această temperatură se determină densitatea și căldura specifică masică la presiune constantă pentru apă, cu ajutorul programului EES:

The screenshot shows the EES software interface. The 'Equations Window' on the left contains the following text:

```
t_ai=30
t_ae=10
p_a=2 {bar}
eta_T=0,98
V_dot_a=0,2*10^(-3) {m3/s apa}
t_0=0 {temp. de vaporizare R134a}
{a) Q_dot_v=?}
t_ma=(t_ai+t_ae)/2
rho_a=DENSITY(Water;T=t_ma;P=p_a)
c_pa=CP(Water;T=t_ma;P=p_a)
{Q_dot_v=eta_T*Q_dot_apa}
Q_dot_apa=rho_a*V_dot_a*c_pa*(t_ai-
```

The 'Solution' window on the right displays the following results:

```
Unit Settings: [J]/[C]
c_pa = 4183 [J/kg-K]
eta_T = 0,98
p_a = 2 [bar]
rho_a = 998,3 [kg/m^3]
t_0 = 0 [C]
t_ae = 10 [C]
t_ai = 30 [C]
t_ma = 20 [C]
```

Fig.5.68 - Algoritm de calcul și rezultate aplicație 5.3.6.4

Deci puterea termică a vaporizatorului va fi:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_V &= \eta_T \cdot \dot{Q}_{apa} = \eta_T \cdot \rho_a \cdot \dot{V}_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta t_a = \\ &= 0,98 \cdot 998,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 4183 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 20\text{K} = 16368 \text{ W} \end{aligned}$$

b) $\dot{V}_f = ?$

Se utilizează cea de-a doua egalitate din ecuația de bilanț termic pe schimbător:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_V &= \dot{Q}_f \\ \dot{Q}_f &= \dot{m}_f \cdot l_V \\ l_V &= (h_v - h_l)_{t_0=ct} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \left. \begin{aligned} \dot{Q}_V &= \dot{m}_f \cdot (h_v - h_l) \\ \dot{m}_f &= \rho_f \cdot \dot{V}_f \end{aligned} \right\} \Rightarrow \dot{V}_f = \frac{\dot{Q}_V}{\rho_f \cdot (h_v - h_l)}$$

$$\dot{V}_f = 0,005708 \text{ m}^3/\text{s}$$

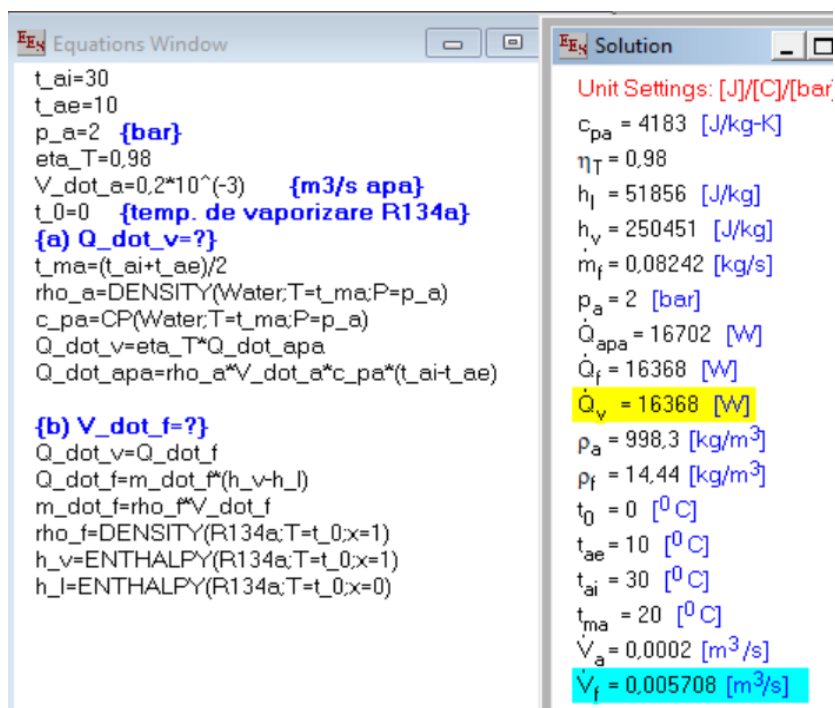


Fig.5.69 - Calculul debitului volumic pentru aplicația 5.3.6.4

c) $N_t = ?$ dacă $S_{1p} = 0,005 \text{ m}^2$ și $k = 5800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Din ecuația generală de transfer termic se scoate suprafața de schimb de căldură a aparatului:

$$\dot{Q}_V = k \cdot S_T \cdot \Delta t_{log} \Rightarrow S_T = \frac{\dot{Q}_V}{k \cdot \Delta t_{log}} = \frac{16368 \text{ W}}{5800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 18,2 \text{ K}} = 0,155 \text{ m}^2$$

Unde diferența medie logaritmică este:

$$\Delta t_{log} = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} = \frac{30 - 10}{\ln\left(\frac{30}{10}\right)} = 18,2 \text{ K}$$

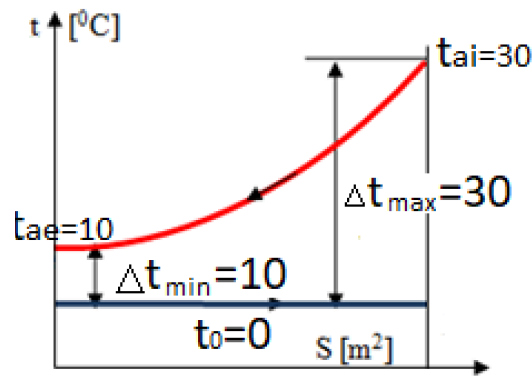


Fig.5.70 - Diagrama temperaturilor pentru aplicația 5.3.6.4

Suprafața totală de schimb de căldură a aparatului este compusă din însumarea suprafețelor active (S_{1p}) ale tuturor plăcilor active (N_a) ale schimbătorului, de unde rezultă numărul de plăci active din aparat:

$$S_T = N_a \cdot S_{1p} \Rightarrow N_a = \frac{S_T}{S_{1p}} = 31 \text{ plăci}$$

Numărul total de plăci din aparat este egal cu numărul de plăci active rezultat plus 2 plăci de capăt care închid circuitele agenților termodinamici de lucru:

$$N_t = N_a + 2 = 33 \text{ plăci}$$

Eq Equations Window	Eq Solution
<pre> t_ai=30 t_ae=10 p_a=2 {bar} eta_T=0,98 V_dot_a=0,2*10^(-3) {m3/s apa} t_0=0 {temp. de vaporizare R134a} {a} Q_dot_v=? t_ma=(t_ai+t_ae)/2 rho_a=DENSITY(Water,T=t_ma,P=p_a) c_pa=CP(Water,T=t_ma,P=p_a) Q_dot_v=eta_T*Q_dot_apa Q_dot_apa=rho_a*V_dot_a*c_pa*(t_ai-t_ae) {b} V_dot_f=? Q_dot_v=Q_dot_f Q_dot_f=m_dot_f*(h_v-h_l) m_dot_f=rho_f*V_dot_f rho_f=DENSITY(R134a,T=t_0,x=1) h_v=ENTHALPY(R134a,T=t_0,x=1) h_l=ENTHALPY(R134a,T=t_0,x=0) {c} N_t=? k=5800 {W/m2K} S_1p=0,005 {m2} Q_dot_v=k*S_1p*DELTA_t_log DELTA_t_log=(DELTA_t_max-DELTA_t_min)/ln(DELTA_t_max/DELTA_t_min) DELTA_t_max=t_ai-t_0 DELTA_t_min=t_ae-t_0 S_t=N_a*S_1p N_t=N_a+2 </pre>	<pre> Unit Settings: [J]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees] c_pa = 4183 [J/kg-K] Delta_t_log = 18,2 Delta_t_max = 30 Delta_t_min = 10 eta_T = 0,98 h_l = 51856 [J/kg] k = 5800 N_a = 31 [placi] p_a = 2 [bar] Q_dot_apa = 16702 [W] Q_dot_f = 16368 [W] rho_a = 998,3 [kg/m^3] S_1p = 0,005 t_0 = 0 [C] t_ai = 30 [C] V_dot_a = 0,0002 [m^3/s] V_dot_f = 0,005708 [m^3/s] </pre> <p>Calculation time = ,0 sec</p>

Fig.5.71 - Determinarea numărului de plăci pentru aplicația 5.3.6.4

Cap. 6 REGENERATOARE DE CĂLDURĂ

6.1 Considerații generale

Schimbătoarele de căldură regenerative sunt aparate cu regim de funcționare periodic, în care transferul căldurii are loc în prima fază de la agentul termic primar la materiale care înmagazinează căldura – denumite în general „umplutură”, iar în faza a doua este cedată de la umplutură către agentul termic secundar care se încălzește prin trecerea peste umplutură.

Regeneratoarele de căldură au aplicabilitate la cuptoarele industriale, unde se dezvoltă temperaturi ridicate în procesele tehnologice respective, fiind întâlnite la:

- cazane din cadrul instalațiilor de turbine cu gaze,
- cuptoare din industria de prelucrare a șteiului care necesită temperaturi de preîncălzire a aerului de aproximativ 450 °C;
- cuptoare Siemens-Martin, la cuptoare pentru topirea sticlei, furnale, caz în care temperatura aerului preîncălzit este de aproximativ 2050 °C;
- preîncălzirea combustibililor cu putere calorifică mică, unde temperatura de preîncălzire a combustibililor se încadrează în intervalul (1250...1350) °C.

6.2 Clasificare

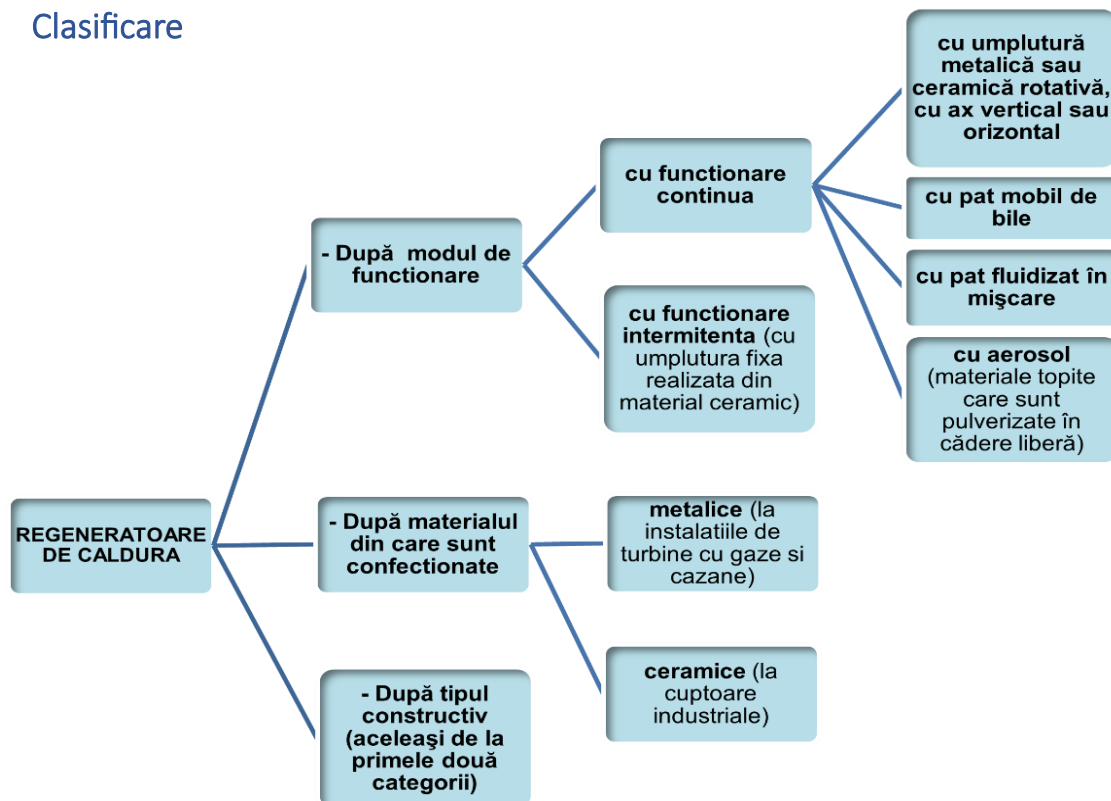


Fig.6.1– Clasificarea schimbătoarelor de căldură de tip regenerativ

Clasificarea acestor tipuri de schimbătoare se face după următoarele criterii (fig.6.1):

- după modul de funcționare,
- după materialul din care sunt confecționate,
- după tipul constructiv, care le poate include pe cele două tipuri anterioare.

6.3 Tipuri constructive

Regeneratoare cu umplutură ceramică

Sunt schimbătoarele regenerative cele mai răspândite, având umplutură ceramică fixă dispusă orizontal sau vertical, formată din cărămizi simple sau fasonate, care sunt clădite în interiorul aparatului sub formă de zidărie specifică cu canale libere pentru trecerea gazelor fierbinți, respectiv a aerului necesar arderii.

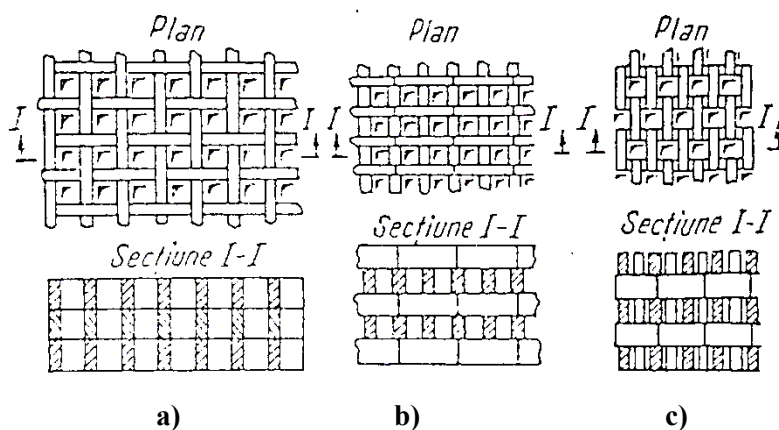


Fig.6.2 – Modul de zidire interioară a regeneratoarelor cu materiale ceramice: a) canal tip Cowper; b) tip Siemens; c) tip Lichte [28]

Materialele ceramice pot fi încastrate în interiorul aparatului în diferite configurații geometrice: de tip Cowper, simplă, de tip Siemens, sau împrăștiată, de tip Lichte [28] .

Regeneratoarele de tip Cowper se folosesc în metalurgie, la preîncălzirea aerului de ardere introdus în furnale. Ele sunt construite sub forma unor turnuri umplute cu cărămidă refractară zidită astfel încât să creeze canale de circulație a gazelor fierbinți, respectiv a aerului necesar arderii.

La fiecare furnal există cel puțin două astfel de turnuri: prin unul circulă gazele fierbinți de furnal care încălzesc umplutura ceramică, iar prin celălalt circulă aerul care se preîncălzește de la umplutură.

Când primul turn s-a încălzit suficient, se inversează rolul celor două turnuri. În furnal trebuie realizată o temperatură foarte înaltă necesară topirii metalelor, ceea ce necesită ca aerul introdus în furnal să aibă o temperatură cât mai ridicată, uzual (1200 ÷ 1350) °C.



Fig.6.3– Schimbător de tip Cowper [51]

Încălzirea aerului se face prin recuperarea căldurii din gazele arse de furnal, care, la ieșirea din furnal, au o temperatură de aproximativ $(1550 \div 1650) ^\circ\text{C}$.

Instalația care asigură transferul căldurii trebuie să asigure debite mari de aer și trebuie să reziste la temperaturile ridicate de lucru din interior.

Pentru ca funcționarea acestor cuptoare să fie continuă, se cuplează perechi de astfel de regeneratoare, cum este și cazul cuptorului Siemens-Martin cu regenerator ceramic cu umplutură de tip Siemens, a cărui schemă de funcționare este indicată în figura 6.4.

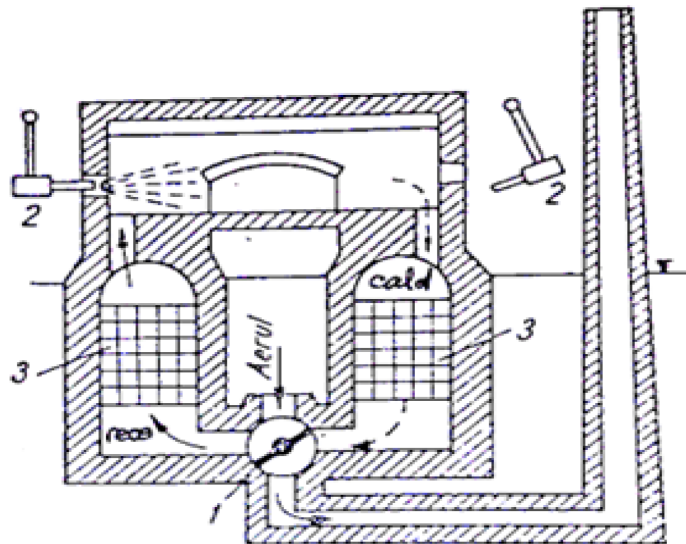


Fig.6.4– Cuptor Siemens-Martin cu regenerator ceramic [28]

1 – clapetă pentru schimbarea sensului de circulație a gazelor încălzitoare

Se remarcă că funcționarea alternativă a celor două elemente de regenerare (3) – odată unul pentru încălzire și celălalt pentru răcire, apoi se inversează funcționarea lor prin acționarea manuală sau automată a clapetei (1) care trebuie să fie sincronizată cu introducerea și scoaterea arzătorului (2), corespunzător cu oprirea celui scos și aprinderea focului la cel introdus. Perioadele de încălzire și răcire durează între 20 și 40 minute.

Dezavantajele regeneratoarelor cu umplutură ceramică constau în:

- dificultățile constructive datorate solicitărilor alternative la diferențe mari de temperaturi, ceea ce determină o perioadă redusă de funcționare;
- umplutura ceramică trebuie să fie în cantitate mare datorită valorilor scăzute ale căldurii specifice masice (c_p) și ale conductivității termice (λ);
- refacerea zidăriei interioare și reparațiile sunt foarte costisitoare .

Materialele din care sunt construite umpluturile regeneratoarelor ceramice trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să aibă o bună rezistență termică, chimică și mecanică la temperaturi ridicate;

- să aibă căldura specifică masică la presiune constantă (c_p) și conductivitatea termică (λ) cât mai ridicate.

Regeneratoare cu umplutură metalică

Regeneratoarele cu umplutură din materiale metalice permit o funcționare continuă, având ax de rotație vertical sau orizontal și realizează un nivel scăzut de preîncălzire a agentului termic secundar. Ele sunt utilizate în domeniul energetic: în cazul generatoarelor de abur foarte mari, la instalațiile de turbine cu gaze staționare, la cuptoarele din industria de prelucrare a șteiului.

Suprafața de schimb de căldură este formată dintr-un cilindru rotativ (preîncălzitoare de tip Ljungström) sau fix (la preîncălzitoare de tip Rothemühle), compartimentat radial. În aceste compartimente este amplasată umplutura formată din pachete de tablă ondulată cu grosimea de $(0,6 \div 1,2)$ mm. La generatoarele de abur care ard combustibil cu conținut mare de sulf, în partea finală a preîncălzitorului poate să apară coroziunea produsă de acidul sulfuros (H_2SO_3) și acidul sulfuric (H_2SO_4). Pentru evitarea coroziunii, în această zonă se poate folosi o umplutură ceramică sau din sticlă.

Regeneratorul de tip Ljungström există în diverse tipuri constructive:

- cu ax de rotație vertical (fig.6.5) cu 3 etaje de umplutură metalică, având o turație $n=(2...5)$ rot/min, viteza de circulație a gazelor în secțiunea liberă de curgere este $w_g=(8...10)$ m/s, suprafața specifică de încălzire este de aproximativ $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ și preîncălzește aerul necesar arderii până la o temperatură $t_{ap} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$
- cu ax de rotație orizontal (fig. 6.6) având rotorul divizat în 18 sectoare, fiecare sector fiind prevăzut cu 2 etaje care se sprijină pe două lagăre, dintre care unul este mobil în scopul asigurării posibilității de dilatare [29].

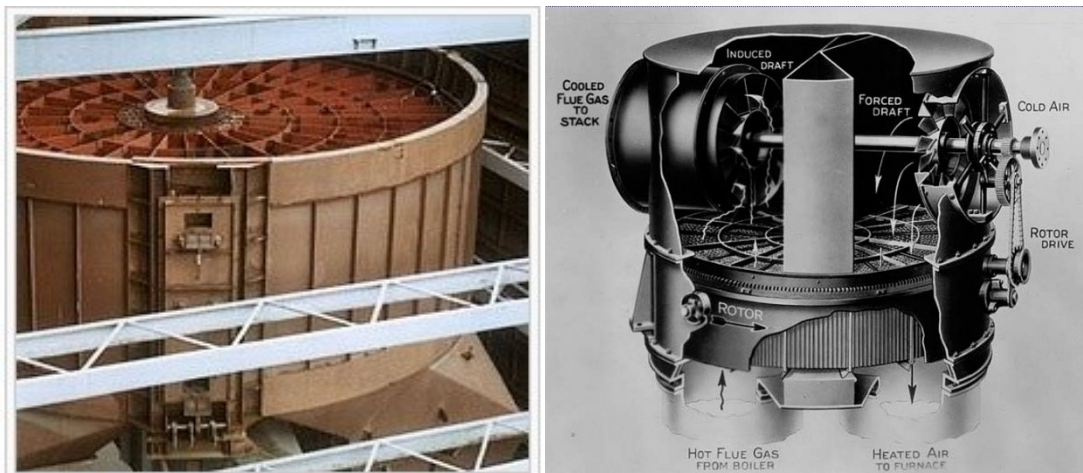


Fig.6.5 – Preîncălzitor rotativ de tip Ljungström cu ax vertical:
a) aflat în faza în construcție [52], b) secțiune [53]

Avantajele

regeneratoarelor metalice față de cele ceramice constă în utilizarea foarte bună a materialului metalic de acumulare a căldurii, durată mare de folosire și micșorarea volumului și greutateii aparatelor cu aproximativ (50...70) %, însă dezavantajele lor majore constă în rezistența hidraulică mare și costul de revenire ridicat. Un schimbător de acest tip constructiv dar cu umplutura din bandă de aluminiu gofrată este utilizat în instalațiile frigorifice cu temperaturi joase (până la -182°C) [28].

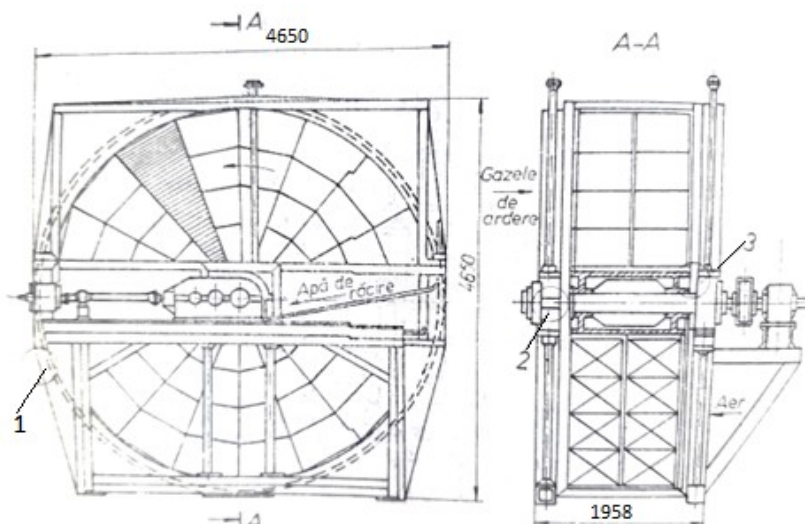


Fig.6.6 – Regenerator rotativ de tip Ljungström cu ax orizontal [29]: 1 – rotor 2 – motor și reductor, 3 – lagăr axial, 4 – dispozitiv de etanșare

Regeneratoare cu pat fix de bile

Prin forma specifică indicată în fig. 6.7, acest tip de aparat asigură suprafețe de schimb de căldură de aproximativ $100 \text{ m}^2/\text{m}^3$, iar gazele fierbinți cu temperaturi având valori $t_g \cong (2000 \dots 2300) ^{\circ}\text{C}$ favorizează preîncălzirea unui debit masic de aer de $\dot{m}_a \cong (0,5 \dots 1,5) \text{ kg/s}$ până la temperaturi $t_{ap} \cong (1550 \dots 2000) ^{\circ}\text{C}$. Umplutura este formată din bile confecționate din oxid de aluminiu Al_2O_3 sau oxid de zirconiu ZrO_2 și realizează o turbulență mare ce favorizează schimbul intens de căldură, dar și creșterea rezistențelor hidraulice.

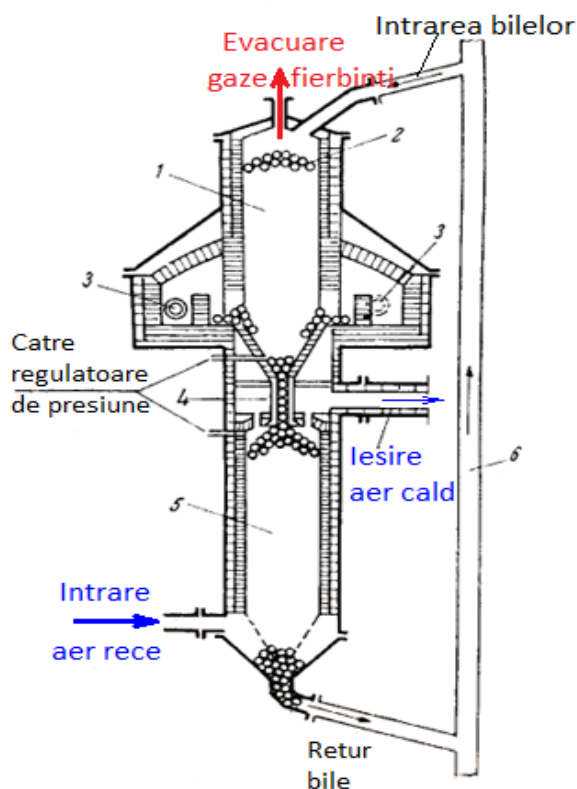
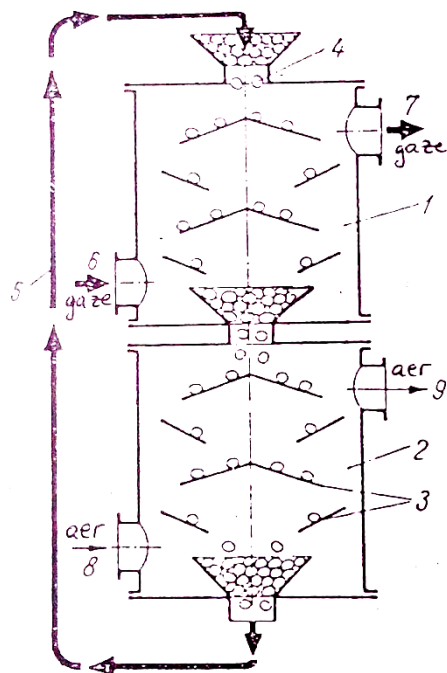


Fig.6.7 – Regenerator cu pat fix de bile [29]: 1 – camera superioară, 2 – bile refractare, 3 – focar, 4 – gâtuire, 5 – camera inferioară, 6 – circuit retur bile

Regeneratoare cu pat mobil de bile

Din schema de principiu indicată în figura 6.8, reiese compunerea acestui aparat din două camere: în cea superioară circulă gazele fierbinți care cedează căldura bilelor, iar în cea inferioară aerul care trebuie încălzit. Circulația bilelor (metalice sau ceramice) se face prin cădere liberă peste șicanele înclinabile, iar revenirea lor în camera superioară are loc cu ajutorul unui elevator. Circulația bilelor are loc în contracurent cu gazele de ardere și cu aerul, iar etanșarea gazelor de ardere față de aer se face chiar prin intermediul bilelor. Avantajele acestor modele constructive constau în greutate mică, compactitate mare, ciclu de funcționare redus, elimină folosirea clapetelor.

Fig.6.8 – Schimbător de căldură regenerativ cu pat mobil de bile [28]: 1 – camera gazelor de ardere; 2 – camera aerului; 3 – șicane; 4 – bile (metalice sau ceramice); 5 – elevator pentru transportul bilelor; 6 – racord de intrare a gazelor de ardere; 8 – racord de intrare a aerului; 9 – racord de ieșire a aerului



În comparație cu recuperatoarele de căldură, regeneratoarele oferă în același volum o suprafață de schimb de căldură mult mai mare, ceea ce face construcția lor mai compactă, eficiența lor mai bună și căderea de presiune mai mică. Ca urmare ele sunt mai eficiente din punct de vedere economic. Distribuirea fluidului în umplutură este mai simplă decât în fasciculele de țevi, iar umplutura poate fi optimizată astfel încât căderea de presiune să fie aceeași în toate zonele, iar prin aceasta se evită drumuri preferențiale ale fluidelor. Spălarea alternativă a suprafeței ajută la curățirea ei și împiedică colmatarea și coroziunea. La gaze, coeficienții de transfer termic gaz-perete sunt mult mai mici decât la lichide, ceea ce necesită suprafețe de schimb de căldură mai mari. Porozitatea mare a umpluturii și suprafața de schimb de căldură mare oferită le fac ideale pentru schimbătoarele gaz-gaz [54].

Principalul dezavantaj al regeneratoarelor este faptul că nu se poate evita un oarecare grad de amestec între fluide. Întotdeauna fiecare dintre fluide va conține o mică cantitate din celălalt fluid. La preîncălzitoarele rotative, partea de fluid care se amestecă este cea prinsă între separatoarele radiale, iar la cele cu umplutură fixă, volumul de fluid care se află în umplutură în momentul comutării fluidelor. De aceea regeneratoarele pot fi folosite doar acolo unde amestecul fluidelor este acceptabil, de exemplu amestecul gazelor de ardere cu aerul [54].

6.4 Calculul termic al regeneratoarelor

6.4.1 Calculul regeneratoarelor cu umplutură metalică

În cazul regeneratoarelor metalice cu funcționare continuă, suprafața de schimb de căldură a umpluturii metalice rezultă din ecuația de schimb global de căldură scrisă pentru fluxul termic primit de aerul care se preîncălzește, astfel, conform [29]:

$$\dot{Q}_a = k_r \cdot S_r \cdot \Delta t_{log}, [W] \quad (6.1)$$

unde:

$\Delta t_{log}, [K]$ - reprezintă diferența medie logaritmică de temperatură, calculată cu ecuațiile (3.13 ÷ 3.15) pentru curgerea în contracurent conform fig.3.2 (a.2, b.2 și c.2);

$S_r, [m^2]$ - este suprafața totală de schimb de căldură a aparatului regenerativ, pe ambele fețe ale umpluturii metalice;

$k_r, [\frac{W}{m^2} \cdot K]$ - coeficientul global de schimb de căldură a schimbătorului regenerativ, care se determină cu ajutorul ecuației următoare:

$$k_r = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g \cdot \frac{S_g}{S_r}} + \frac{1}{\alpha_a \cdot \frac{S_a}{S_r}}}, \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (6.2)$$

în care,

α_g și α_a sunt coeficienții de convecție de la gazele arse la umplutură, respectiv de la umplutura metalică la aer, care se pot determina cu ecuația valabilă pentru regeneratoarele de tip *Ljungström*:

$$\alpha = 7,13 \cdot w^{0,78} + 5,36 \cdot e^{-0,6 \cdot w}, \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (6.3)$$

unde w , în $[m/s]$ reprezintă viteza de curgere a fluidului gazos printre tablele umpluturi;

S_a, S_g în $[m^2]$ sunt suprafețele tablelor umpluturii care se află în contact cu aerul, respectiv cu gazele arse evacuate.

De asemenea, calculul se poate face simplificat pentru un ciclu de funcționare, conform [28], astfel:

$$\dot{Q}_a = k_{ciclu} \cdot S_u \cdot \Delta t_{log}, [W] \quad (6.4)$$

unde coeficientul termic global pentru un ciclu de funcționare se determină cu ecuația:

$$k_{ciclu} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{inc} \cdot \tau_i} + \frac{1}{c_{pu} \cdot g_u \cdot \rho_u \cdot \eta_u \cdot \varphi} + \frac{1}{\alpha_{rac} \cdot \tau_r}}, \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (6.5)$$

în care:

$\alpha_{inc}, \alpha_{rac}$ în $[W/m^2 \cdot K]$ reprezintă coeficienții de convecție pentru încălzire, respectiv răcire (pentru încălzire $\alpha_{inc} = \alpha_{radiatie} + \alpha_{convecție}$);

τ_i, τ_r în [s] timpul de încălzire/răcire (în practică se consideră egale);

c_{pu}, ρ_u, g_u – proprietățile termofizice ale umpluturii, respectiv grosimea acesteia;

$\eta_u = (0,18 \div 0,9)$ este gradul de utilizare a umpluturii;

$\varphi = (2,2 \div 2,5)$ este un factor de corecție.

Calculul termic de verificare presupune determinarea temperaturii aerului preîncălzit (t_{ap}).

6.4.2 Calculul regeneratoarelor cu umplură ceramică

Pentru calculul regeneratoarelor ceramice cu funcționare intermitentă se consideră cunoscute: debitul masic al gazelor arse (\dot{m}_g , în [kg/s]), compoziția chimică a acestora, temperatura gazelor la intrarea în regenerator (t_{gi} , în [°C]), debitul masic de aer (\dot{m}_a , în [kg/s]), temperaturile la intrarea și la ieșirea acestuia din regenerator ($t_{ai}, t_{ae} = t_{ap}$), vitezele de curgere ale aerului, respectiv ale gazelor arse (w_a, w_g în [m/s]), grosimea umpluturii (g_u , în [m]) și proprietățile termofizice ale acesteia.

Pentru determinarea temperaturii gazelor arse la ieșire (t_{ge}), suprafața umpluturii necesară pentru încălzire/răcire (S_i, S_r în [m²]) și timpul de încălzire/răcire (τ_{inc}, τ_{rac} în [s]), se trasează diagramele de variație a temperaturii în timp $t = f(\tau)$ (fig.6.9) și de variație a temperaturii în lungul suprafeței de schimb de căldură a umpluturii $t = f(S)$ (fig.6.10).

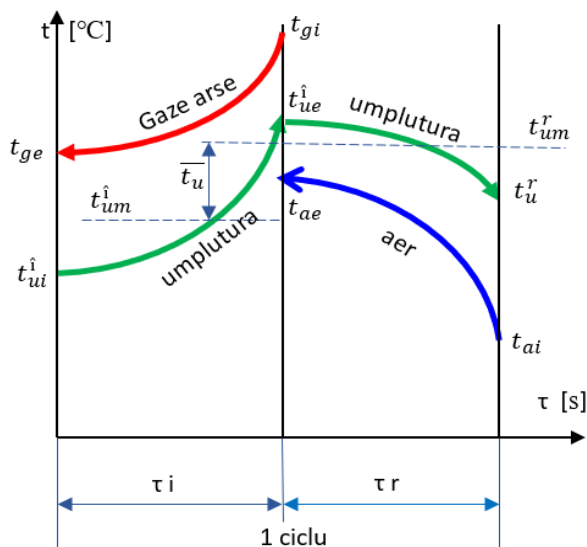


Fig. 6.9 – Diagrama de variație a temperaturilor în timpul procesului de încălzire, respectiv răcire a umpluturii

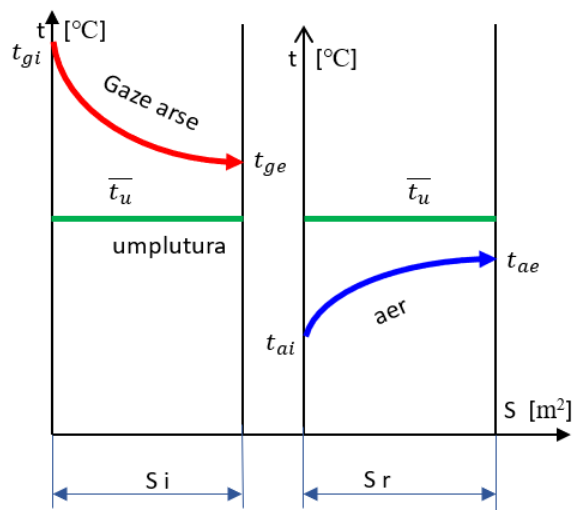


Fig. 6.10 – Diagrama de variație a temperaturilor în timpul suprafeței de schimb de căldură a umpluturii

Pentru o perioadă elementară de timp de lucru ($d\tau$) bilanțul termic pe regeneratorul ceramic se scrie sub forma:

– pentru încălzire:

$$\delta Q = S_{\hat{i}} \cdot k_{\hat{i}} \cdot \Delta t_{\log, \hat{i}} \cdot d\tau = \eta_{\hat{i}} \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg} \cdot (t_{gi} - t_{ge}) \cdot d\tau = m_u \cdot \bar{c}_{pu} \cdot dt_u \quad (6.6)$$

unde:

$$\Delta t_{\max, \hat{i}} = t_{gi} - t_{um}^{\hat{i}} ; \quad \Delta t_{\min, \hat{i}} = t_{ge} - t_{um}^{\hat{i}} \Rightarrow \Delta t_{\log, \hat{i}} = \frac{t_{gi} - t_{ge}}{\ln\left(\frac{t_{gi} - t_{um}^{\hat{i}}}{t_{ge} - t_{um}^{\hat{i}}}\right)} \quad (6.7)$$

Înlocuind $\Delta t_{\log, \hat{i}}$ în a doua egalitate a ecuației (6.6) rezultă temperatura gazelor arse la ieșire din regenerator:

$$t_{ge} = t_{um}^{\hat{i}} + (t_{gi} - t_{um}^{\hat{i}}) \cdot e^{-A}, \quad \text{unde } A = \frac{S_{\hat{i}} \cdot k_{\hat{i}}}{\eta_{\hat{i}} \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}} \quad (6.8)$$

Dacă se introduce ecuația (6.7) în a treia egalitate din ecuația (6.6) și se integrează între limitele $\begin{cases} \tau = 0 \\ \tau = \tau_{\hat{i}} \end{cases}$ și $\begin{cases} t_{ui}^{\hat{i}} \\ t_{ue}^{\hat{i}} \end{cases}$ rezultă suprafața umpluturii pentru încălzire din ecuația :

$$S_{\hat{i}} = \frac{\eta_{\hat{i}} \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}}{k_{\hat{i}}} \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{1}{\tau_{\hat{i}}} \cdot \frac{m_u \cdot \bar{c}_{pu}}{\eta_{\hat{i}} \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}} \cdot \ln\left(\frac{t_{gi} - t_{ui}^{\hat{i}}}{t_{gi} - t_{ue}^{\hat{i}}}\right)} \quad (6.9)$$

În acest caz durata de încălzire va fi :

$$\tau_{\hat{i}} = \frac{m_u \cdot \bar{c}_{pu}}{\eta_{\hat{i}} \cdot \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg}} \cdot \frac{\ln\left(\frac{t_{gi} - t_{ui}^{\hat{i}}}{t_{gi} - t_{ue}^{\hat{i}}}\right)}{1 - e^{-A}} \quad (6.9)$$

unde A are valoarea indicată în ecuația (6.8).

– pentru răcire:

$$\delta Q = S_r \cdot k_r \cdot \Delta t_{\log, r} \cdot d\tau = m_u \cdot \bar{c}_{pu} \cdot dt_u = \frac{1}{\eta_r} \cdot \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{ai}) \cdot d\tau \quad (6.10)$$

$$\Delta t_{\max, r} = t_{um}^r - t_{ai} ; \quad \Delta t_{\min, r} = t_{um}^r - t_{ae} \Rightarrow \Delta t_{\log, r} = \frac{t_{ae} - t_{ai}}{\ln\left(\frac{t_{um}^r - t_{ai}}{t_{um}^r - t_{ae}}\right)} \quad (6.11)$$

Dacă se introduce ecuația (6.11) în egalitatea

$$S_r \cdot k_r \cdot \Delta t_{\log,r} \cdot d\tau = \frac{1}{\eta_r} \cdot \dot{m}_a \cdot c_{pa} \cdot (t_{ae} - t_{ai}) \cdot d\tau$$

va rezulta temperatura aerului preîncălzit la ieșire din aparat sub forma:

$$t_{ae} = t_{um}^r - (t_{um}^r - t_{ai}) \cdot e^{-B}, \text{ unde } B = \frac{\eta_r \cdot S_r \cdot k_r}{\dot{m}_a \cdot c_{pa}} \quad (6.12)$$

Prin înlocuirea ecuației (6.12) în ultima egalitate a ecuației de bilanț termic (6.10), rezultă suprafața umpluturii necesară pentru răcire:

$$S_r = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa}}{\eta_r \cdot k_r} \cdot \ln \frac{1}{1 - \frac{1}{\tau_r} \cdot \frac{\eta_r \cdot m_u \cdot \bar{c}_{pu}}{\dot{m}_a \cdot c_{pa}} \cdot \ln \left(\frac{t_u^r - t_{ai}}{t_{ue}^i - t_{ae}} \right)} \quad (6.13)$$

Durata de răcire se determină cu ecuația (6.14) astfel:

$$\tau_r = \frac{\eta_r \cdot m_u \cdot \bar{c}_{pu}}{\dot{m}_a \cdot c_{pa}} \cdot \frac{\ln \left(\frac{t_u^r - t_{ai}}{t_{ue}^i - t_{ae}} \right)}{1 - e^{-B}} \quad (6.14)$$

În practică suprafața umpluturii este aceeași pe perioada de răcire și pe cea de încălzire ($S_i = S_r$), de asemenea perioadele de încălzire respectiv răcire sunt egale ($\tau_i = \tau_r = \tau$) și fluxul termic preluat de aerul care se preîncălzește este:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a \cdot (h_{ae} - h_{ai}) \cdot \tau, \text{ [J/ciclu]}$$

unde h_{ae} și h_{ai} reprezintă entalpia specifică a aerului la ieșire, respectiv intrare.

Cap.7 ECHIPAMENTE TERMICE

7.1 Boilere

Aceste aparate sunt schimbătoare de căldură cu funcționare în regim nestaționar, de tip acumulator, utilizate periodic pentru răcire sau încălzire. Ele se regăsesc sub diferite forme constructive și diferite funcționalități, astfel:

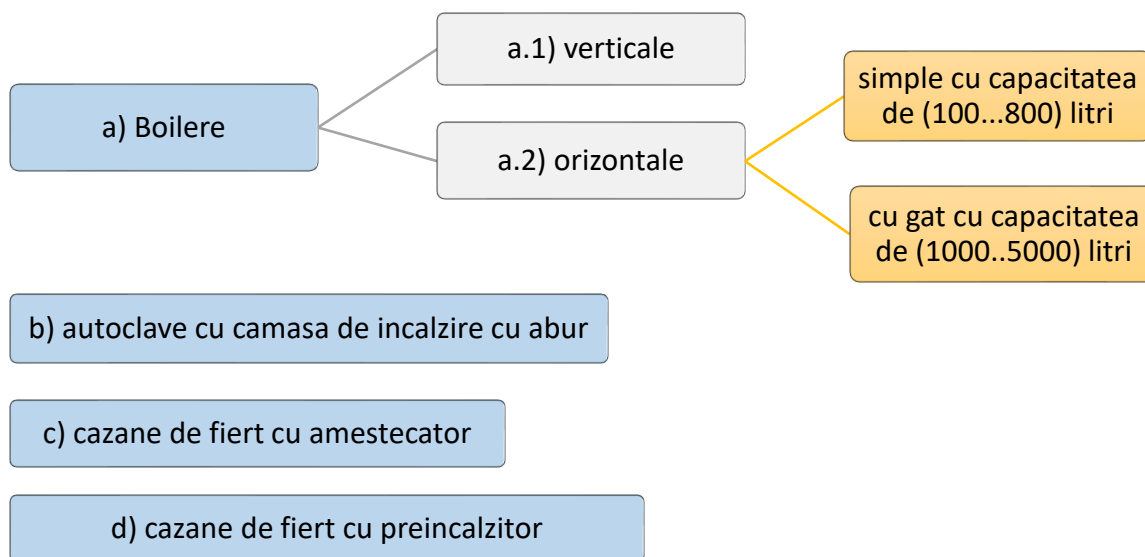


Fig.7.1 – Boiler electric [55]



Fig.7.2 – Boiler electric instant [56]

Pentru toate aceste aparate, perioada și nivelul de încălzire depind de procesul tehnologic în care sunt incluse și dacă sunt cu sau fără schimbarea stării de agregare a agentului termic prelucrat. Din aceste considerente, calculul termic se face ținând seama de faptul că regimul este nestaționar, motiv pentru care evoluția proceselor din interiorul lor se vor reprezenta în două diagrame: temperatură- timp (t, τ) și temperatură- suprafață (t, S).

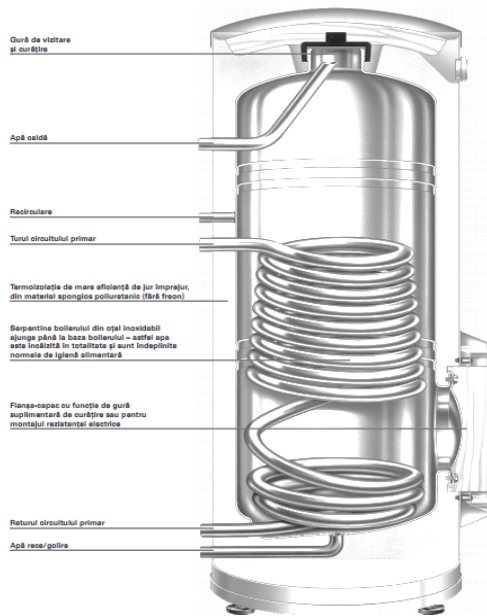


Fig.7.3 – Boiler cu o serpentină [57]

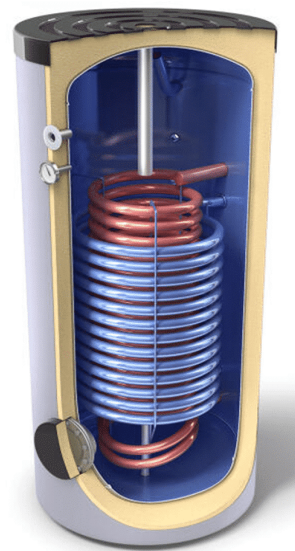


Fig.7.4 – Boiler cu două serpentine [58]



Fig.7.5 – Boilere cu abur [59]

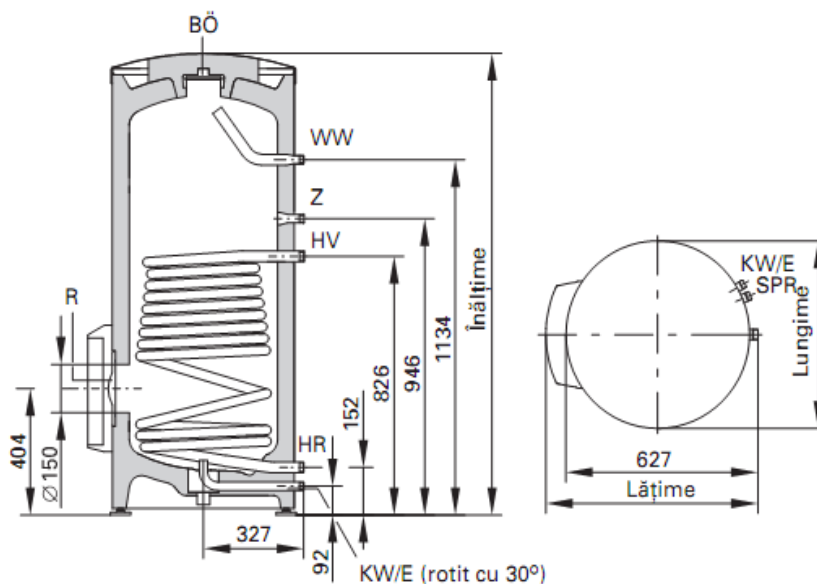


Capacitatea termică a unui boiler și debitul de apă caldă pe care este capabil să îl furnizeze depinde de temperatura sursei calde reprezentată de apa fierbinte din interiorul serpentinei care va constitui circuitul primar în acest sistem termic.

Acest lucru se poate vedea din fișa tehnică de exemplificare a boilerului de tip Vitocell-V 300 (tip EVA), de la firma Viessmann, tab.7.1 [57].

Tabel 7.1 – Capacitatea termică a unui boiler și debitul de apă caldă furnizat [57]

Vitocell-V 300 (tip EVA), cu capacitate cuprinsă între 130 și 200 litri, încălzit de la o sursă exterioară (cazan) [3]					
Date tehnice		Număr de înregistrare DIN 0166/69 10 MC			
Boilerul pentru prepararea apei calde de consum se bazează pe transferul termic de la serpentina cu agent termic primar, la apa rece din volumul rezervorului. Este indicat pentru instalații cu:					
<ul style="list-style-type: none"> - temperatura agentului termic primar pe tur până la 110 °C; - suprapresiune de lucru pe circuitul primar până la 3 bar; - suprapresiune de lucru pe circuitul secundar până la 10 bar 					
Capacitate boiler	t_R	litri	130	160	200
Putere de regim necesară pentru încălzirea apei de consum de la 10 °C la 45°C, în cazul în care temperatura agentului termic primar pe tur t_R având valoarea indicată în prima coloană	90 °C	kW	37	40	62
		Litri/h	909	982	1523
	80 °C	kW	30	32	49
		Litri/h	737	786	1024
	70 °C	kW	22	24	38
		Litri/h	540	589	933
	60 °C	kW	13	15	25
		Litri/h	319	368	614
	50 °C	kW	9	10	12
		Litri/h	221	245	294

**Fig.7.6 – Alcătuirea unui boiler tip Vitocell – V 300 cu flanșă-capac [57]****Legendă:**

BO Gură de vizitare și curățire
 E Ștuț de golire
 HR Returul circuitului primar
 HV Turul circuitului primar
 KW Racord apă rece

R - Flanșă-capac cu funcție de gură suplimentară de curățire sau pentru montarea unei rezistențe electrice;
 SPR - Ștuț R1 cu reducere la $R \frac{1}{2}$ pentru senzorul de temperatură al apei calde de consum din boiler, respectiv regulatorul de temperatură (la același nivel ca racordul pentru turul circuitului primar HV)
 WW - Racord apă caldă de consum ; Z - recirculare

În cazul în care este necesară a cantitate mare de apă caldă de consum, este de preferat utilizarea unor baterii formate din 2, 3 sau 4 boilere legate în paralel, capabile să asigure un debit variabil de apă caldă de consum, respectiv un vârf de sarcină atunci când este cazul (fig.7.7).

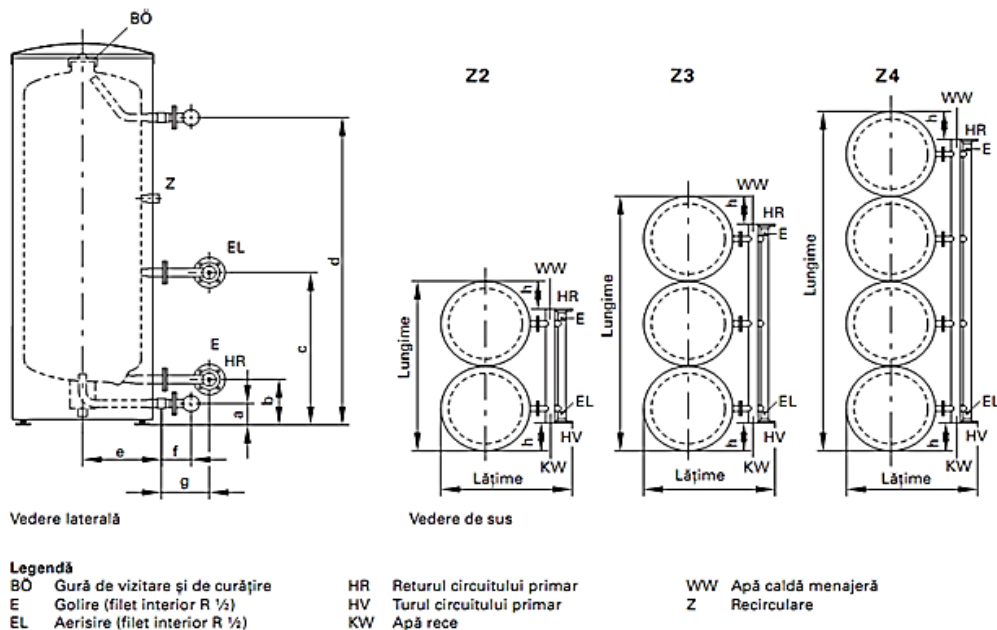


Fig.7.7 – Realizarea unei baterii formate din 2, 3 sau 4 boilere legate în paralel [57]

Racordarea unui boiler la rețeaua de apă rece, așa cum este indicat în schema din fig. 7.8, pune în evidență încadrarea între robineteți de închidere sau clapete cu sens unic a elementelor de automatizare și control, asigurând un grad sporit de siguranță a funcționării a instalației în ansamblu și de operativitate în cazul asigurării mentenanței acestuia.

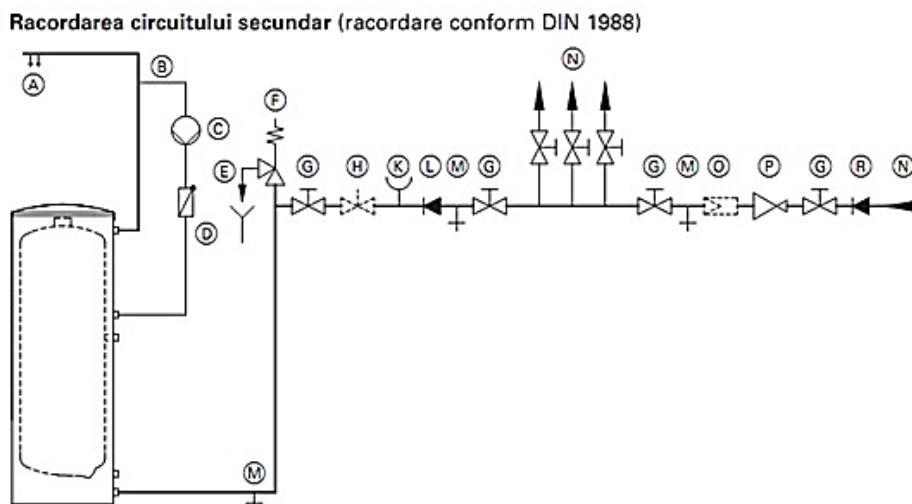


Fig.7.8 – Racordarea circuitului secundar al boilerului la sursa de alimentare cu apă rece [57]

- | | |
|------------------------------------|-----------------------------------|
| A = apă caldă menajeră | H = Ventil de reglare a debitului |
| B = conductă recirculare a.c.m. | K = Racord montare manometru |
| C = pompă de recirculare a.c.m. | L, R = Clapete unisens |
| D = clapetă unisens cu arc | M = racord de golire |
| E = spurjarea supapei de siguranță | N = alimentare apă rece rețea |
| F = supapă de siguranță | O = filtru apă menajeră |
| G = robinet de închidere | P = reductor de presiune |

De asemenea, racordarea serpentinei boilerului la circuitului primar aferent sursei principale de producere a energiei termice se face respectând ordinea de montaj a echipamentelor termice astfel încât circulația agenților termici în interiorul boilerului să aibă loc în contracurent, motiv pentru care turul serpentinei va fi sus, iar returul jos și ștuțul de alimentare cu apă de rețea este la baza echipamentului. Pompa de circulație de pe acest traseu se va monta pe retur pentru protejarea componentelor acesteia împotriva temperaturilor ridicate, iar la refulare va fi urmată de o clapetă unisens cu arc ce va împiedica intrarea accidentală a apei fierbinți pe retur.

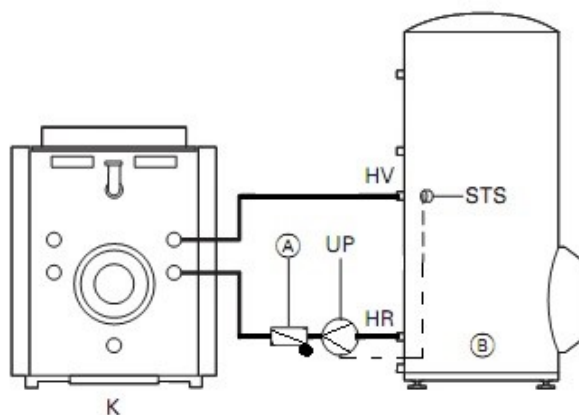


Fig. 7.9 – Conectarea circuitului primar al boilerului la sursa caldă [57]

Legendă:

- | | |
|--------------------------------|--|
| A – clapetă unisens cu arc, | K – cazan de producere a agentului primar, |
| B – boiler, | STS – senzor pentru temperatura apei, termostat de siguranță |
| HR – Retur circuit primar, | UP – pompă de circulație agent termic primar. |
| HV – Turul circuitului primar, | |

Boilere TANK în TANK

Acesta reprezintă un schimbător de căldură cu acumulare de a.c.c. constituit din două rezervoare, unul în interiorul celuilalt, astfel încât rezervorul interior conține apa ce trebuie încălzită și utilizată ca apă caldă de consum (reprezintă agentul termic secundar), iar rezervorul exterior conține agentul termic primar (apa fierbinte $60 \div 90$ °C).

Deoarece este supus unor tensiuni termice alternative cald – rece, rezervorul interior este construit din oțel inoxidabil cu pereți ondulați, capabili să preia dilatățile și contracțiile materialului, reduce depunerile de calcar din apă și împiedică formarea bacteriei legionella care se dezvoltă în apa caldă cu temperaturi între $(35 \div 55)$ °C.

Superioritatea acestui model constructiv constă în faptul că suprafața de schimb de căldură dintre agentul termic primar și cel secundar este mai mare cu 38 % până la 80 % decât cea corespunzătoare unui boiler cu serpentină interioară de circulație a agentului termic primar. De asemenea, se reduce considerabil timpul de producere a apei calde.



Fig.7.10 –Boiler tank în tank cu serpentină pentru panouri solare [60]

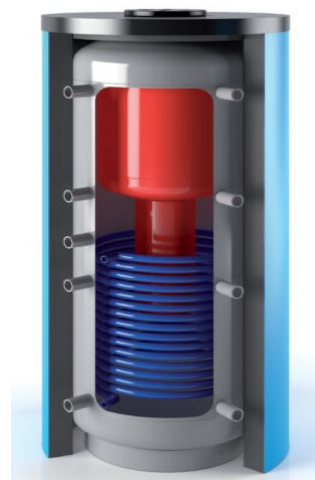


Fig.7.11 –Boiler tank în tank cu serpentină pentru panouri solare [61]

Acest model constructiv permite racordarea la panouri termice solare prin amplasarea unei serpentine sub rezervorul interior, aducând în sistem un aport suplimentar de căldură și reducând astfel consumurile de energie convențională.

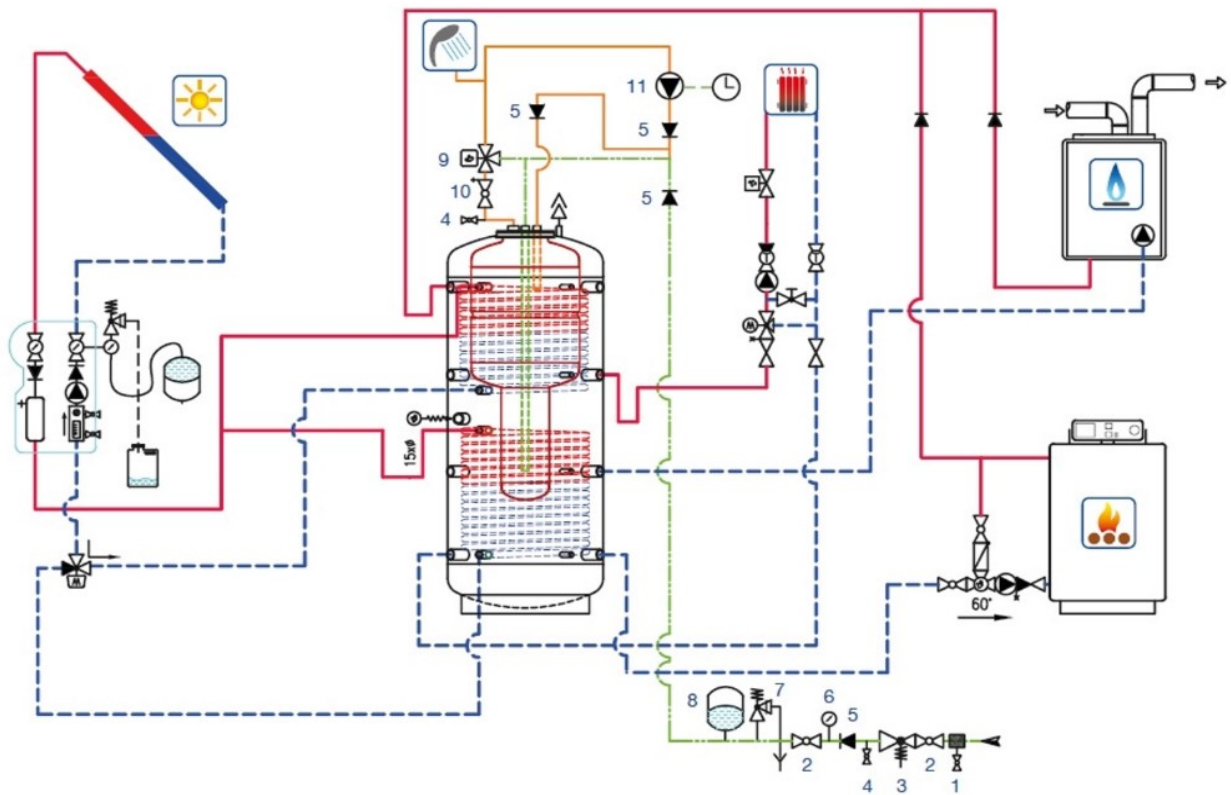


Fig.7.12 – Conectarea boilerului tank în tank la centrala termică și la panoul solar [60]

7.2 Calculul termic al boilerelor

Se prezintă mai jos calculul termic pentru trei tipuri reprezentative de aparate cu acumulare.

a) Boiler acumulator încălzit cu apă caldă

Formulele generale de calcul pentru sistemul de acumulare apă caldă de consum, pentru care voi utiliza în cele de mai jos abrevierea (a.c.c.), vor utiliza următoarele notații:

Tabel 7.2 – Notații utilizate în calculul boilerelor

Simbol	Denumire, unitatea de măsură în Sistem Internațional	UM uzuală
$c_p =$	Căldura specifică masică a apei $c_p = 4186 \text{ J/kg}\cdot\text{K} = 4186/3600(\text{J/s}\cdot\text{kg}\cdot\text{K}) = 1,163 \text{ Wh/kg}\cdot\text{K} = 1,163 \cdot 10^{-3} \text{ kWh/kg}\cdot\text{K}$; știind că $1 \text{ kWh} = 3600 \text{ kJ}$	$= \frac{1 \text{ kWh}}{860 \text{ l}\cdot\text{K}}$
$n =$	numărul acumulatorilor,	
$n_z =$	numărul punctelor de consum deservite de acumulatori,	
$Q_D =$	cantitatea de căldură disponibilă la puterea de regim, [J];	kWh
$\dot{Q}_D =$	putere de regim disponibilă asigurată din surse externe,	kW
$Q_{\text{tot}} =$	necesarul total de căldură pentru producere încălzire și consum, [J];	kWh
Q_{boiler}	= cantitatea de căldură utilă a întregului volum de acumulare a.c.m. a boilerului, [J];	kWh
$Q_{1\text{boiler}}$	= cantitatea de căldură utilă a unui acumulator, [J]	kWh
$\tau =$	timp, [s]	h
$t_{\text{ar}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$	temperatura apei reci de alimentare a boilerului, [$^\circ\text{C}$]	$^\circ\text{C}$
$t_{\text{acc}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	temperatura apei calde de consum preparate, la ieșire din boiler (la consumator), [$^\circ\text{C}$]	$^\circ\text{C}$
$t_{\text{ab}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	Temperatura apei din serpentina boilerului	$^\circ\text{C}$
$\Delta t_c = (t_{\text{acc}} - t_{\text{ar}})$	diferența de temperatură la consumator, adică dintre temperatura apei la consumator și temperatura apei reci de la alimentare,	K
$\dot{V} =$	debit de consum pentru fiecare consumator, [m^3/s]	litri/h
$V_{\text{tot}} =$	volumul total de apă caldă pentru consum, [m^3]	litri
$V_{\text{boiler}} =$	capacitatea utilă (volumul) a acumulatorului (boiler), [m^3]	litri

Pentru un număr de persoane (n_p) dintr-o locație, volumul boilerului necesar pentru consumul de apă caldă menajeră va fi:

$$V_{\text{boiler}} = \frac{n_p \cdot C_z \cdot \Delta t_c}{\Delta t_b} = \frac{n_p \cdot C_z \cdot (t_{\text{acc}} - t_{\text{ar}})}{(t_{\text{ab}} - t_{\text{ar}})}, \quad [\text{m}^3] \quad (7.1)$$

unde:

$C_z = 50$ litri a.c.c. de persoană pe zi, consumul mediu de a.c.m. pentru o persoană pe zi.

Conform Indicativului Mc 001/2-2006 [76] se poate estima un consum mediu de apă caldă menajeră pentru nevoi igienico-sanitare și gospodărești aferente unei persoane dintr-o clădire de locuit unifamilială, astfel:

Tabel 7.3 – Estimarea consumului zilnic de a.c.c pentru o persoană [62]

Natura consumului de a.c.c.		Consum zilnic [litri/persoană]
Toaletă	dimineța	6
	seara	6
Spălat pe mâini	prânz	2
	seara	3
Duș		15 ÷ 30
Preparare hrană		2
Spălat vesela	dimineța	1
	prânz	3
	seara	2
Curățenie/spălări uşoare		5
Total mediu [litri/persoana/zi]		45 ÷ 60

Puterea termică necesară pentru a acoperi consumul zilnic de a.c.c. este:

$$\dot{Q}_{acc} = \frac{n_p \cdot \rho \cdot c_z \cdot c_p \cdot (t_{ab} - t_{ar})}{\tau}, \quad [W] \quad (7.2)$$

➤ Calculul în funcție de cantitatea de apă:

Fluxul de căldură disponibil pentru producerea de a.c.m., asigurat din surse exterioare (cazane) este:

$$\dot{Q}_D = \frac{Q_D}{\tau} = \frac{m_D \cdot c_p \cdot \Delta t_c}{\tau} = \frac{\rho \cdot V_D \cdot c_p \cdot \Delta t_c}{\tau}, \quad [W] \quad (7.3)$$

Din care rezultă volumul de a.c.c. disponibil din surse exterioare, care se va încălzi de la intrare $t_{ai} = t_{ar} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ la ieșire $t_{ae} = t_{acm} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ la consumator cu $\Delta t_c = t_{ae} - t_{ai}$:

$$V_D = \frac{\dot{Q}_D \cdot \tau}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_c}, \quad [m^3] \text{ sau litri} \quad (7.4)$$

Volumul total de a.c.m. care se poate realiza (V_{tot}) este dat de suma dintre volumul de apă caldă disponibil din rezerva de putere a sursei exterioare (V_D) și volumul de apă realizat de boilerele acumulatorie ($V_{boilere}$) și, totodată, este condiționat de numărul de consumatori, debitul unui consumator și timpul de consum, rezultând astfel ecuația:

$$V_{tot} = V_D + V_{boilere} = n_z \cdot \dot{V}_{acm} \cdot \tau, [\text{m}^3] \text{ sau litri} \quad (7.5)$$

unde n_z reprezintă numărul de consumatori.

➤ Calculul în funcție de cantitatea de căldură:

Cantitatea de căldură disponibilă (furnizată) de la sursa exterioară pentru prepararea a.c.m.:

$$Q_D = \dot{Q}_D \cdot \tau, \text{ în } kJ \text{ sau } kWh \quad (7.6)$$

Cantitatea totală de căldură necesară preparării a.c.c. este dată de ecuația:

$$Q_{tot} = V_{tot} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t = Q_{boilere} + Q_D, \text{ în } kWh \quad (7.7)$$

unde căldura necesară boilerelor acumuloare este:

$$Q_{boilere} = \rho \cdot V_{boilere} \cdot c_p \cdot (t_{ab} - t_{ar}), \text{ în } kWh \quad (7.8)$$

Exemplu de calcul 7.1

Într-o sală de sport există 8 dușuri care pot furniza fiecare 15 litri/min apă caldă la 40 °C. Pentru a evita supradimensionarea instalației și pentru a efectua o economie de energie, se înjumătățește numărul consumatorilor și se mărește durata de utilizare, astfel se va considera un număr $n_z = 4$ dușuri care funcționează simultan timp de $\tau = 30$ minute. Pentru prepararea apei calde de consum există o centrală termică cu puterea maximă de $\dot{Q}_D = 32 \text{ kW}$.

Varianta 1 – Calculul capacității acumulatorului în funcție de cantitatea de a.c.c.

În total se solicită, într-un interval de 30 minute, o cantitate (V_{tot}) de apă caldă menajeră la 40 °C:

$$V_{tot} = n_z \cdot \dot{V} \cdot \tau = 4 \text{ dușuri} \cdot 15 \frac{\text{l}}{\text{min}} \cdot 30 \text{ min} = 1800 \text{ litri}$$

Din cei 1800 litri necesari se poate asigura, prin puterea disponibilă $\dot{Q}_D = 24 \text{ kW}$ în $\tau = 30$ minute, doar o cantitate de apă caldă menajeră (V_D) disponibilă de:

$$V_D = \frac{\dot{Q}_D \cdot \tau}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_c} = \frac{32 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{s}} \cdot 30 \cdot 60 \text{ s}}{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (40 - 10) \text{ K}} = 0,45867 \text{ m}^3 \cong 459 \text{ litri}$$

Aceasta înseamnă ca diferența de a.c.c. necesară până la 1800 litri trebuie asigurată de boiler /acumuloare:

$$V_{rest} = 1800 \text{ litri} - 459 \text{ litri} = 1341 \text{ litri a.c.c. la o temperatură de } 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pentru a face posibil acest lucru, apa caldă de la sursă care curge prin serpentina din boiler trebuie să aibă temperatura de $t_{ab} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Se face bilanțul termic pe boiler și rezultă capacitatea necesară de acumulare (V_{acum}):

$$Q_{\text{boilere}} = Q_{\text{rest}} \Leftrightarrow \rho \cdot V_{\text{boilere}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{ab}} - t_{\text{ar}}) = \rho \cdot V_{\text{rest}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{acm}} - t_{\text{ar}}) \Rightarrow$$

$$V_{\text{boilere}} = \frac{V_{\text{rest}} \cdot (t_{\text{acm}} - t_{\text{ar}})}{(t_{\text{ab}} - t_{\text{ar}})} = \frac{1341 \text{ l} \cdot (40 - 10) \cancel{\text{K}}}{(60 - 10) \cancel{\text{K}}} = 804,6 \text{ litri}$$

Valoarea care rezultă prin calcul pentru numărul (n) de boilere necesare depinde de capacitatea volumică a unui boiler, de soluția termică aleasă (monovalent sau bivalent, cu sau fără rezistență electrică). De exemplu, dacă se alege un tip de boiler cu o capacitate de 500 litri, atunci numărul de boilere necesare este:

$$n_{\text{boilere}} = \frac{804,6 \text{ l}}{500 \text{ l}} = 1,61 \text{ aparate}$$

Conform rezultatului obținut se vor alege 2 aparate de cu capacitatea individuală de 500 litri .

Varianta 2 – Calculul capacității acumulatorului în funcție de cantitatea de căldură

În total se solicită, într-un interval de 30 minute, o cantitate $V_{\text{tot}}=1800$ litri de apă caldă de consum la 40°C . Aceasta corespunde unei cantități de căldură (Q_{tot}):

$$\begin{aligned} Q_{\text{tot}} &= m \cdot c_p \cdot \Delta t = \rho \cdot V_{\text{tot}} \cdot c_p \cdot \Delta t = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,8 \text{ m}^3 \cdot 4186 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (40 - 10) \cancel{\text{K}} = \\ &= 226044 \text{ kJ} = \frac{226044}{3600} \text{ kWh} = 62,79 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Prin puterea disponibilă de la centrala termică $\dot{Q}_D=32$ kW se poate asigura, pentru un interval de 30 minute, o cantitate de căldură (Q_D) pentru prepararea apei calde:

$$\dot{Q}_D = \frac{Q_D}{\tau} \Rightarrow Q_D = \dot{Q}_D \cdot \tau = 32 \text{ kW} \cdot 0,5 \text{ h} = 16 \text{ kWh}$$

Aceasta înseamnă că boilerele trebuie să asigure o cantitate de căldură acumulată în valoare de :

$$Q_{\text{boilere}} = Q_{\text{tot}} - Q_D = 62,79 \text{ kWh} - 16 \text{ kWh} = 46,79 \text{ kWh}$$

Dacă se optează pentru boilere cu o capacitate de 500 litri, atunci cantitatea de căldură acumulată de un astfel de boiler este de:

$$Q_{1 \text{ boiler}} = 500 \text{ l} \cdot (60 - 10) \cancel{\text{K}} \cdot \frac{1 \text{ kWh}}{860 \text{ l} \cdot \cancel{\text{K}}} = 29 \text{ kWh}$$

În urma calculelor, rezultă un număr necesar de boilere acumulative:

$$n_{\text{boilere}} = \frac{Q_{\text{boilere}}}{Q_{1 \text{ boiler}}} = \frac{46,79 \text{ kWh}}{29 \text{ kWh}} = 1,61 \text{ aparate}$$

Se adoptă soluția constructivă formată din 2 aparate cu o capacitate de 500 litri fiecare.

7.3 Degazoare. Considerații generale

Degazarea reprezintă procesul de îndepărtare a unui gaz (sau a mai multor gaze) dintr-un lichid aflat într-un spațiu închis sau de pe o suprafață solidă.

Degazoarele sunt echipamente termice sau termochimice cu ajutorul cărora se elimină gazele dizolvate în lichidele aflate în instalații, în scopul purificării acestora, sau pentru a capta gazele respective și a le utiliza în alte scopuri (spre exemplu, captarea bioxidului de carbon din tancurile de fermentare a hameiului, în scopul utilizării lui în industria alimentară pentru impregnarea băuturilor răcoritoare).

Degazarea apei presupune eliminarea gazelor din apa de alimentare folosită în toate instalațiile industriale de răcire/încălzire (rețele termice, centrale termice și nucleare electrice, instalații din industria chimică, petrochimică, etc.). Solubilitatea gazelor în apă se produce în funcție de presiunea și temperatura la care funcționează instalația.

Cele mai periculoase gaze prezente în apa de alimentare de la rețea a instalațiilor sunt:

- ✓ oxigenul (O_2) care este extrem de coroziv, distruge rapid stratul protector de magnetită conducând la formarea ruginii (oxid feric hidratat) și
- ✓ dioxidul de carbon (CO_2) care are un pH acid.

Temperaturile ridicate și presiunea din circuit măresc viteza de reacție dintre gaze și metal, astfel încât bioxidul de carbon reduce pH-ul apei în zonă, scoțând fierul din domeniul de pasivitate electrochimică și conduce la apariția coroziunii în plăci a suprafeței metalice, sau sub formă de ciupituri (pitting) în profunzimea metalului la metalele moi, cu consecințe asupra rezistenței mecanice a acestuia.

Prescripțiile de tratare a apei de alimentare indică o concentrație maximă de oxigen (O_2) după cum urmează :

- cazanele de presiune joasă conținutul de oxigen admis este de aproximativ (0,2...0,5) mg O_2/l ,
- cazanele de presiune medie conținutul de oxigen trebuie să fie redus între (0,05...0,1) mg O_2/l ,
- pentru cazanele și generatoarele de abur cu presiuni ridicate se cere o degazare de la 0,02 mg O_2/l până la o eliminare completă a O_2 [63].

Degazarea lichidelor se poate realiza pe cale termică sau chimică.

Oxigenul (O_2) este dizolvat :

- ✓ fizic în apă și degazarea lui se face prin fierberea apei la o presiune ușoară, sau sub vid și
- ✓ chimic folosind substanțe reducătoare (bisulfitul de sodiu care se poate injecta în apa în curs de degazare pentru eliminarea totală a oxigenului, sau hidratul de hidrazină utilizat și la aditivarea apei de alimentare și a condensului de la cazanele energetice de mare capacitate, fiind volatil și nu mărește conținutul ionic al apei, asigură protecția supraîncălzitoarelor și a turbinei de abur, refăcând stratul protector de magnetită de pe suprafețe).

Dioxidul de carbon (CO_2) este prezent în apa sub formă liberă, dizolvat fizic, sau sub formă ionică (combinat în HCO_3). În urma degazării termice, în apă rămâne forma ionică a acestuia care se descompune și se elimină mai bine la presiuni mai ridicate. În majoritatea cazurilor, eliminarea CO_2 se face în rezervorul degazorului prin fierbere, unde timpul de staționare este suficient de mare și facilitează acest proces [63].

Eliminarea CO_2 prin degazare termică este posibilă numai la $pH < 4,4$ când acest gaz se regăsește numai sub forma de acid carbonic (H_2CO_3) necombinat chimic cu alți cationi [79].

În practică, degazarea termică se combină cu degazarea chimică, prima eliminând în cea mai mare parte gazele dizolvate în apa de adaos, urmând ca prin substanțe chimice să se realizeze o “corecție” a degazării, în aceste condiții consumurile specifice de reactivi fiind cele mai mici [63].

Procesul de transfer termic între abur și apă este însoțit de un proces de schimb de masă, datorat diferenței de concentrație a O_2 și a CO_2 dintre apă și abur. În timpul degazării se produce o extragere (desorbție) a gazelor din masa lichidului și îndepărtarea lor, pentru a împiedica o nouă absorbție.

Clasificarea degazoarelor

- a) după presiunea de lucru:
 - degazoare sub vid;
 - degazoare atmosferice;
 - degazoare cu suprapresiune.
- b) după regimul de lucru:
 - degazoare cu presiune constantă;
 - degazoare cu presiune variabilă alunecătoare.
- c) după modul de repartizare și de curgere a apei:
 - degazoare cu jet de apă curgând în șuvițe;
 - degazoare cu peliculă;
 - degazoare cu pulverizare
 - degazoare combinate din tipurile de mai sus.

d) după modul de realizare a degazării:

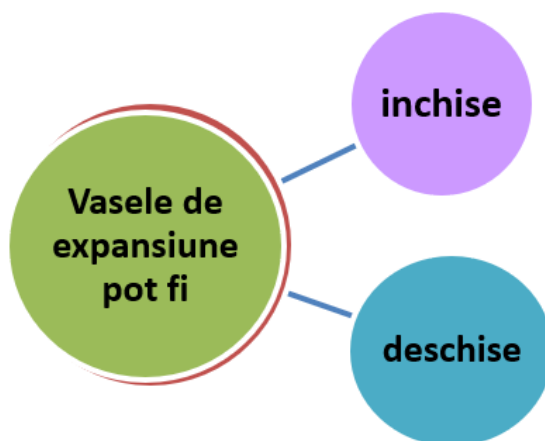
- degazoare cu o treaptă de degazare;
- degazoare cu două trepte de degazare (cu barbotare).

Eliminarea gazelor prin difuzie este ușurată prin creșterea suprafeței de contact între apă și abur, care este posibilă prin:

- ✓ pulverizarea apei în particule mici (degazoare de tip STORK),
- ✓ crearea de șuvițe (degazoare cu talere sau site),
- ✓ prin crearea unei pelicule (degazoare cu țevi concentrice).

7.4 Vase de expansiune. Dimensionarea vasului de expansiune închis

Vasul de expansiune are rolul de a prelua total sau parțial excedentul de apă rezultat din dilatarea acesteia ca urmare a creșterii temperaturii și presiunii. Dilatarea apei care ajunge la condițiile de saturație este de 4 %, adică un volum de 100 litri de apă care a ajuns la saturație se dilată cu 4 litri.



Vasul de expansiune deschis este în legătură directă cu aerul atmosferic. Se utilizează în instalațiile ce funcționează cu combustibil solid (cărbune, lemn), este montat în podul casei și trebuie izolat cu o manta protectoare specifică. Capacitatea lui este supradimensionată, uneori fiind dublă.

Vasul de expansiune închis este un recipient metalic format din două camere despărțite de o membrană flexibilă de cauciuc. Una din cele două camere este presurizată cu aer. Rolul acestui echipament din sistemul de încălzire este acela de a regla presiunea din instalație prin compensarea dilatării apei, asigurând spațiul necesar creșterii volumului de apă ca urmare a încălzirii, astfel încât să se evite pierderile de apă din sistem, sau distrugerea instalației.

În procesul de alegere a vasului de expansiune, trebuie să se țină cont de utilizarea lui. Acesta poate fi destinat hidroforului sau folosit împreună cu centrala termică, dar presiunea dispozitivului trebuie să fie potrivită cu cea maximă suportată de instalația în care urmează să fie înglobat. Greutatea mare a vasului de expansiune este un indiciu important cu privire la rezistența sa în timp, conferită de grosimea pereților. Indiferent dacă vasul are o amplasare verticală sau orizontală, acesta va funcționa la fel de bine, iar diafragma trebuie să fie cât mai rezistentă, pentru că este piesa supusă la cea mai mare uzură.



Fig.7.13 – Vas de expansiune închis

Schema de calcul a vasului de expansiune (fig.7.14) ține seama de volumele minim și maxim al apei aflate la presiune minimă, respectiv maximă.

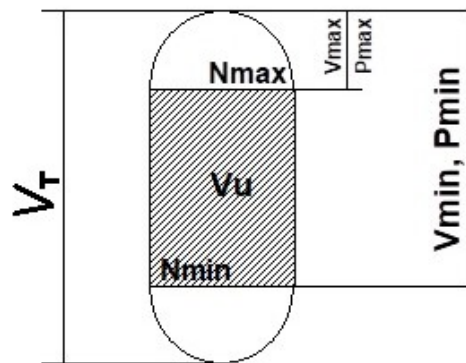


Fig.7.14 – Schema de calcul a vasului de expansiune închis

Volumul total al vasului de expansiune închis, V_T , se calculează cu relația:

$$V_T = 1,1 \cdot V_u \cdot \frac{1}{1 - \frac{p_{min}}{p_{max}}}, [\text{litri}] \quad (7.9)$$

în care:

V_u - este volumul util al vasului de expansiune închis, în litri, ecuația (7.10);

p_{min} - este presiunea maximă absolută din vasul de expansiune închis în timpul funcționării instalației = suprapresiunea maximă citită pe manometrul instalației (stabilită astfel încât să nu depășească presiunea admisă în corpurile de încălzire) plus presiunea atmosferică (1 bar), exprimată în bari (pentru centralele pe combustibili solizi $p_{max}=2,5$ bar, la cele pe gaz $p_{max}=4$ bar) ;

p_{max} - este presiunea minimă absolută din vasul de expansiune închis în timpul funcționării instalației = suprapresiunea citită pe manometrul instalației în timpul funcționării acesteia plus presiunea atmosferică (de 1 bar), stabilită astfel încât presiunea în orice punct al

instalației să fie mai mare decât presiunea aburului saturat, corespunzătoare temperaturii apei din conducta de ducere (tur), în bari.

La schemele de instalație cu apă caldă prevăzute numai cu vas de expansiune închis (cazul de față), întregul volum de apă rezultat din dilatare este preluat de acest vas.

Vasul de expansiune, fiind un recipient sub presiune, va fi dimensionat astfel încât o anumită parte din capacitate maximă să fie utilizată pentru preluarea dilatărilor apei din instalație, denumită volum util.

Volumul util al vasului de expansiune închis se obține folosind formula de calcul:

$$V_u = V_{inst} \cdot \left(\frac{v_{tm}}{v_{t_0}} - 1 \right) = V_{inst} \cdot \left(\frac{\rho_{t_0}}{\rho_{tm}} - 1 \right), \text{ [litri]} \quad (7.10)$$

în care:

- V_{inst} - este volumul de apă din instalație, în litri; pentru ușurința desfășurării calculelor se poate considera că unei puteri termice de 1 kW îi corespunde un volum de apă de 10 litri;
- v_{tm} - este volumul specific al apei la temperatura medie de funcționare a instalației (80°C), în [m³/Kg];
- v_{t_0} - este volumul specific al apei la temperatura de 10 °C, în [m³/Kg];
- ρ_{t_0} - densitatea apei la temperatura de 10 °C, în [Kg/m³];
- ρ_{tm} - densitatea apei la temperatura medie de funcționare a instalației.

Pentru calculul volumului de apă din instalație se poate aproxima că pentru 1 kW termic este necesar un volum de 10 litri de apă.

Vase de expansiune cu membrană fixă pentru încălzire și pentru aplicații sanitare:

- Presiunea maximă: 10 bar;
- Temperatura de lucru: (-10 +99) °C



Fig.7.15 – Vasele de expansiune închise, verticale și orizontale [64]

		MAXIVAREM LC ce			
Modello/Model:		UC300462S4000000			
Caratteristiche tecniche - technical features					
Volume	300 L				
raccordo connector	1" 1/2 GAS (ISO 228/1)				
temperatura esercizio working temperature	TS	-10 +99 °C			
pressione max. Max. pressure	PS	10 bar			
pressione prova test pressure	PT	15 bar			
precarica precharged pressure	2 bar (range 0,5-3,5 bar)				
Fluido Fluid	Aria+acqua Air+water				
Ente notificato per certificazione PED Notified Body number:	0948				
Modulo:	B + D1				
N° certificato N° certificate:	Z-IS-DDK-MUC-08-08-408247-001 + PED-0848-QSD/D1-347-11				
Imballo - packaging					
dimensioni (mm) dimensions (mm)	A	B	H		
volume (m³) volume (m³)	1163	643	643		
peso (kg) weight (kg)	49,2				
q.tà per cartone q.ty for box	1				
quantità per palette Q.ty for std. pallet	6				
Parti di ricambio - Spare parts					
	codice item	materiale material	potabilità potabile	trattamento treatment	immagine image
Membrana Membrane	MB30058P000000	GOMMA PER ACQUA USO ALIMENTARE/ RUBBER FOR POTABLE WATER	X		
Controflangia Coverflange	SPCFL230544R00	ACCIAIO AISI304 / STAINLESS STEEL AISI304	X		
Valvola precarica Precharge valve	ACVAL200PR000	OTTONE/ BRASS			

Quote senza indicazione di tolleranza: grado di precisione MEDIO, UNI EN 22768-1		039	1	BLUE
1:13	1/3	A3	M. Tomasin	21/01/2009
		MAXIVAREM LC CE L. 300 - 1"1/2 - 10 BAR		
via Sabbioni n° 2 - 35024 Bovolenta - Padova ITALIA e-mail: technical@varem.com Tel. 049/8840322 Fax 049/8841399		UC300462S4000000		01

Fig.7.16 – Fișa tehnică a unui vas de expansiune închis [65]

Cap. 8 IZOLAȚII TERMICE

8.1 Rolul izolațiilor termice

În mod natural, căldura se transmite de la un mediu mai cald la altul cu temperatură mai scăzută, ceea ce implică pierderi de căldură pentru sistemele termice considerate, pierderi care atrag după sine consumuri suplimentare de energie pentru acoperirea lor. Acest lucru se reflectă în consumurile energetice pentru încălzirea spațiilor pe timp de iarnă sau răcirea lor pe timp de vară. Cu cât diferența de temperatură dintre mediul controlat termic și mediul ambiant este mai mare, cu atât crește fluxul de căldură ce trebuie acoperit prin consumuri suplimentare.

De asemenea, presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul ambiant este mai mare decât presiunea parțială a vaporilor de apă din mediul ce trebuie controlat din punct de vedere termic, motiv pentru care există un flux de vapori de apă dinspre exterior către interior.

Din considerentele expuse mai sus rezultă necesitatea utilizării izolațiilor termice, a izolațiilor frigorifice și a barierelor de vapori, astfel:

- izolațiile termice au rolul de a micșora pierderile de căldură către mediul ambiant dacă ele izolează spații cu temperaturi mai ridicate decât mediul ambiant;
- izolațiile frigorifice au rolul de a micșora pătrunderile de căldură dinspre mediul ambiant spre spațiile răcite, respectiv conductele cu vapori de freoni;
- barierele de vapori au rolul de a micșora la maximum fluxul de vapori de apă din exterior către spațiile răcite sau încălzite.

Principala caracteristică a unui material izolator este coeficientul de conductivitate termică λ , exprimat în $[W/m \cdot K]$. Cu cât acest coeficient este mai mic, cu atât materialul este mai bun izolator. Conductivitatea termică de calcul se stabilește pe baza conductivității declarate de către producător, avându-se în vedere condițiile reale de exploatare referitoare la temperatura și umiditatea materialului (conform recomandărilor SR EN ISO 10456).

Pentru condițiile climatice din țara noastră conductivitatea termică de calcul este definită la temperatura de $0^{\circ}C$ și pentru o umiditate de exploatare conform următoarelor convenții [66]:

- pentru materialele ne higroscopice (care nu conțin sau nu păstrează apa de fabricație), conductivitatea termică de calcul este conductivitatea termică a materialului aflat în stare uscată;
- pentru materialele higroscopice, conductivitatea termică de calcul este conductivitatea termică corespunzătoare umidității de echilibru a materialului aflat într-un mediu ambiant cu temperatura de $23^{\circ}C$ și umiditate relativă de 50 %;
- pentru materialele termoizolante care conțin în pori alte gaze decât aerul, conductivitatea termică de calcul este conductivitatea termică a materialului aflat în stare uscată, după un interval de timp de îmbătrânire, specific pentru fiecare tip de material.

Caracteristica unui material utilizat ca și barieră de vapori este *coeficientul de rezistență la difuzia vaporilor de apă*, μ , utilizat și cu denumirea de *factorul de rezistență la permeabilitate la vapori*. Acesta reprezintă cantitatea de umiditate, exprimată în grame, care trece prin 1 m^2 de suprafață de perete cu grosimea de 1 m , în decurs de 1 oră , în condițiile unei diferențe de presiune parțială a vaporilor de apă pe cele două fețe ale peretelui de 1 Pa (N/m^2). Acest factor este utilizat la verificarea elementelor de construcție la riscul de condens interstițial.

8.2 Materiale izolatoare

În paragraful 3.7.1 sunt indicate diferite formule, tabele și grafice de variație a conductivității termice în funcție de temperatură pentru diverse materiale.

Din graficul indicat în fig. 3.13 reiese o diferență foarte mare a conductivității termice între metale și materialele solide cunoscute ca fiind izolatoare: de cel puțin 70 de ori între oțel inoxidabil marca AISI 347 și lemn la o temperatură de aproximativ $27 \text{ }^\circ\text{C}$ și de aproximativ 1000 de ori între aur și polistiren expandat, considerând aceeași temperatură. Grupul de materiale solide izolatoare înregistrează valori ale conductivității termice sub $0,2 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$.

În cazul lichidelor (fig.3.14), conductivitatea termică înregistrează valori scăzute, sub $0,7 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ pentru temperaturi de aproximativ $27 \text{ }^\circ\text{C}$, cu valori sub $0,15 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ pentru ulei de motor și freoni, ceea ce explică utilizarea freonilor în componența unor materiale izolatoare (spumă poliuretanică).

Graficul indicat în fig.3.15 este relevant pentru calitatea de izolator a gazelor, pentru care se înregistrează cele mai scăzute valori ale conductivității termice: sub $0,05 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$ pentru metan, aer, dioxid de carbon, freon R407C, pentru temperaturi sub $32 \text{ }^\circ\text{C}$.

Pe lângă un coeficient de conductivitate termică scăzut, materialele utilizate ca izolatoare trebuie să mai îndeplinească o serie de proprietăți și anume [2]:

- ✓ rezistență cât mai mare la presare;
- ✓ rezistență la foc;
- ✓ să fie lipsite de mirosuri;
- ✓ să nu fie atacabile de rozătoare, insecte, ciuperci, mușcari și să nu putrezească în timp;
- ✓ să se poată prelucra ușor cu scule de tăiere;
- ✓ să fie rezistente la manipulări și transport;
- ✓ să fie ieftine.

Există o varietate largă de materiale izolatoare utilizate în construcții și instalații, atât sintetice, cât și naturale, cum ar fi:

- sintetice și prefabricate: polistiren expandat, extrudat, spumă poliuretanică și produse din spumă poliuretanică, vată bazaltică, vată de sticlă, plăci din ipsos, etc.;
- naturale: lemn și produse secundare din lemn (plăci aglomerate din aşchii sau rumeguș), paie, stuf, bumbac, etc.

Materialele izolatoare sunt utilizate atât pentru izolarea termică a pereților construcțiilor care trebuie să păstreze un anumit regim de temperatură interioară, cât și pentru conductele care transportă

agenți termici cu temperaturi diferite de mediul în care sunt amplasate (aer condiționat, apă fierbinte, abur, agenți frigorifici cu temperaturi scăzute).



Fig. 8.1 - Tuburi flexibile izolate [67]



Fig. 8.2 – Benzi de aluminiu utilizate pentru compactarea izolației termice

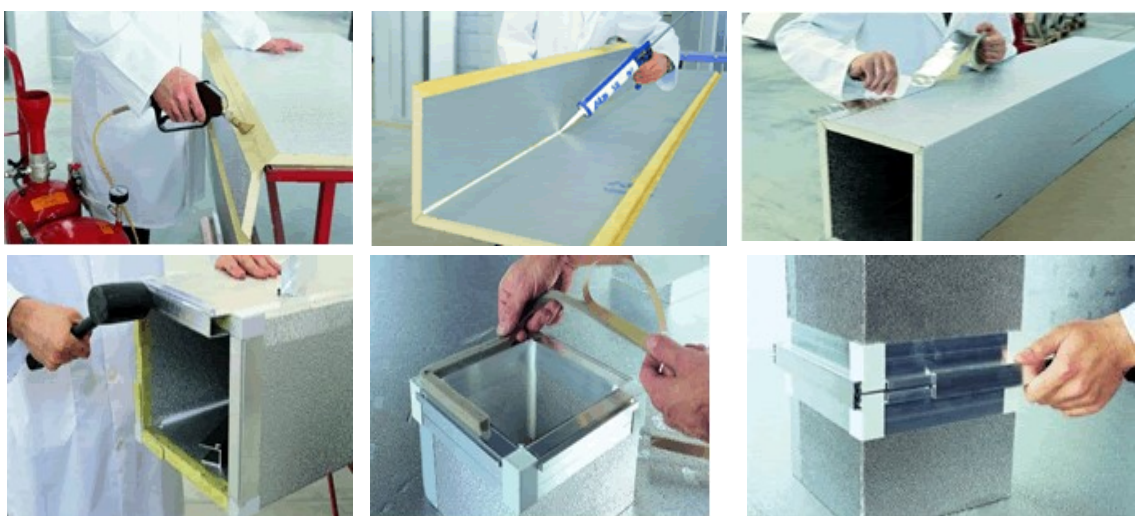


Fig. 8.3 - Confecționarea conductelor din plăci de ALP pentru transportul aerului condiționat [67]



Fig. 8.4 - Izolarea conductelor de oțel utilizate pentru transportul agentului termic în centrale și puncte termice

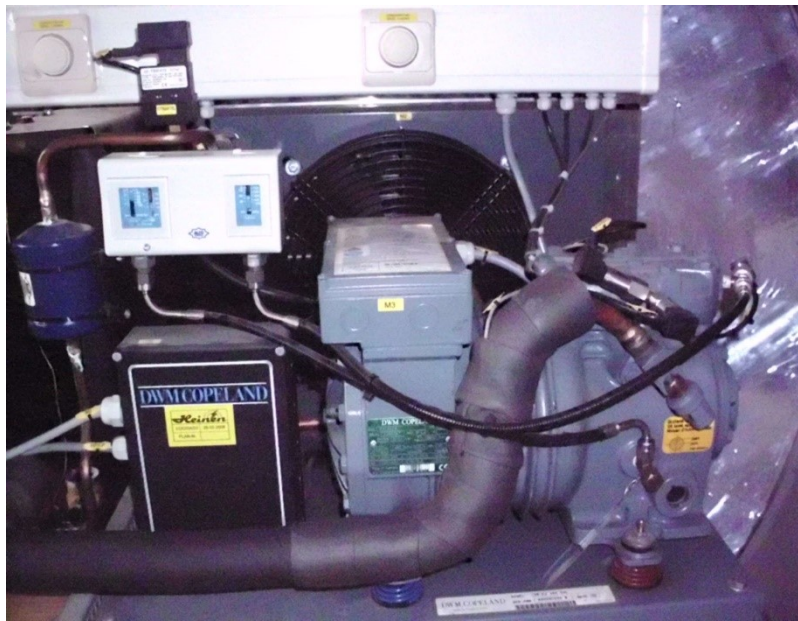


Fig. 8.5 - Izolarea conductelor de aspirație în compresor pentru instalații frigorifice



Ventil de laminare termostatic dintr-o instalație frigorifică este dispus la intrarea în vaporizatorul instalației, iar bulbul său termostatic este amplasat pe un tronson orizontal de țevă la ieșirea din vaporizator, bulbul și țeava de ieșire din vaporizator către aspirația compresorului fiind izolate împreună.

Fig.8.6 – Izolarea conductei de vapori reci la ieșirea din vaporizator

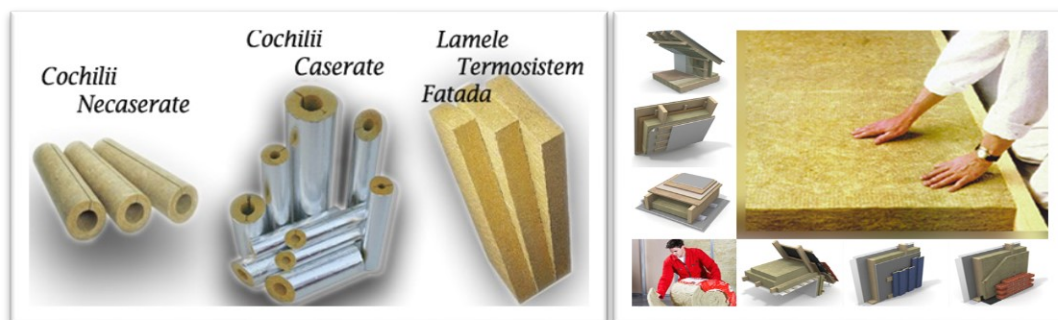


Fig. 8.7 - Vată minerală (cochilii, lamele, plăci – pentru izolarea conductelor, a acoperișurilor de mansardă, a pereților verticali)



Fig. 8.8 - Plută (rulouri, plăci - ideală pentru izolarea pardoselilor)

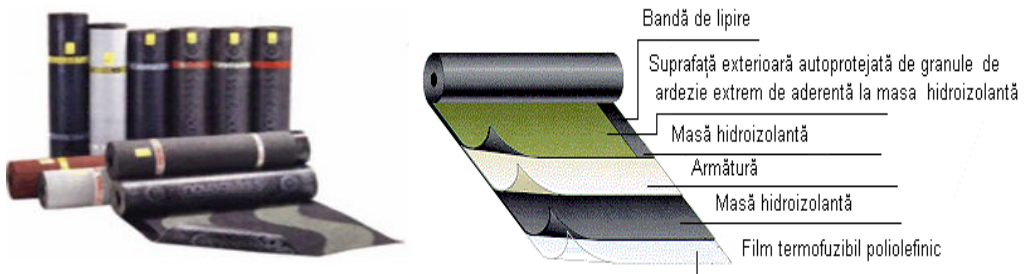


Fig. 8.9 – Materiale bituminoase (rulouri - ideale pentru izolarea acoperișurilor tip terasă, a podurilor)



a) polistiren expandat

b) polistiren extrudat

Fig.8.10 – Polistiren utilizat în construcții



Fig.8.11 – Spumă poliuretanică

8.3 Caracteristici termotehnice ale unor materiale de construcție și izolatoare

Conform normativului Mc001/1-2006 caracteristicile higrotermice ale unor materiale termoizolante sunt indicate mai jos (conform tabelului 5.3.1 din Mc001/1-2006).

Tabel 8.1 – Caracteristici higrotermice ale unor materiale termoizolante [68]

Nr. crt.	Denumire material	Densitate ρ , [kg/m ³]	Conductivitate termică λ , [W/m·K]	Factorul de rezistență la permeabilitate la vapori μ
0	1	2	3	4
1	Vată minerală (din rocă) $c_p = 750$ J/kg·K			
1.1	Clasa A1	$18 \leq \rho < 25$	0,046	1
1.2	Clasa A2	$25 \leq \rho < 35$	0,040	1
1.3	Clasa A3	$35 \leq \rho < 60$	0,038	1
1.4	Clasa A4	$60 \leq \rho < 100$	0,037	1
1.5	Clasa A5	$100 \leq \rho < 160$	0,038	2
1.6	Clasa A6	$160 \leq \rho < 200$	0,040	2
2	Vată de sticlă $c_p = 840$ J/kg·K			
2.1	Clasa B1	$7 \leq \rho < 9,5$	0,047	1
2.2	Clasa B2	$9,5 \leq \rho < 12,5$	0,042	1
2.3	Clasa B3	$12,5 \leq \rho < 18$	0,039	1
2.4	Clasa B4	$18 \leq \rho < 25$	0,037	1
2.5	Clasa B5	$25 \leq \rho < 50$	0,035	1
2.6	Clasa B6	$50 \leq \rho < 80$	0,034	1
2.7	Clasa B7	$80 \leq \rho < 120$	0,036	1
3	Polistiren expandat $c_p = 1460$ J/kg·K			
3.1	Clasa P1	$9 \leq \rho < 13$	0,046	30
3.2	Clasa P2	$13 \leq \rho < 16$	0,042	30
3.3	Clasa P3	$16 \leq \rho < 20$	0,040	30
3.4	Clasa P4	$20 \leq \rho < 25$	0,038	30
3.5	Clasa P5	$21 \leq \rho < 35$	0,035	60
3.6	Clasa P6	$35 \leq \rho < 50$	0,033	60
4	Polistiren extrudat			
4.1	Cu aer	$28 \leq \rho < 40$	0,042	150
4.2	Expandat cu freoni tip HCFC	$25 \leq \rho < 40$	0,035	150
5	Produse din spumă poliuretanică			
5.1	Spumă poliuretanică	Toate produsele	0,025 ... 0,03	tab.A.2 [67]
5.2	Plăci spumate continuu injectate între două panouri rigide: - expandate cu freoni tip HCFC, - expandate fără gaz inclus altul decât aerul	$37 \leq \rho < 60$ $37 \leq \rho < 60$	0,033 0,037	60 60
6	Pâslă minerală			

6.1	tip P 40	40	0,043	1,1
6.2	tip P 60	60	0,040	1,6
6.3	tip P 90	90	0,044	2,0
7	Placi rigide din fibre de bazalt tip PB 160	160	0,05	2,5
8	Lemn și produse din lemn, $c_p = 2510 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
8.1	Pin și brad			
	- perpendicular pe fibre;	550	0,17	10,4
	- în lungul fibrelor	550	0,35	2,0
8.2	Stejar și fag			
	- perpendicular pe fibre;	800	0,23	11,3
	- în lungul fibrelor	800	0,41	2,1
8.3	Placaj încleiat	600	0,17	28,3
8.4	Rumeguș	250	0,09	2,4
8.5	Beton cu agregate vegetale (talaș, rumeguș, puzderie)	800	0,21	5,3
		600	0,16	5,0
8.6	Plăci din fibre de lemn, tip PAL			
	- plăci S	220 ... 350	0,084	2,7
	- plăci B și BA	230 ... 400	0,094	3,7
8.7	Plăci aglomerate fibroase, tip PAF	300	0,084	2,7
8.8	Plăci din aşchii de lemn tip PAL			
	- termoizolante;	350	0,101	2,8
	- stratificate;	550 și 650	0,180 și 0,204	4,3 și 7,1
	- omogene pline;	500 ... 700	0,168 ... 0,264	3,4 ... 8,5
	- omogene cu goluri.	450	0,156	2,8
9	Produse fibroase de natură organică $c_p = 1670 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
9.1	Stuf - presat manual	250	0,09	1,3
	- presat mecanic	400	0,14	1,4
9.2	Plăci din paie	250	0,14	1,4
		120	0,05	1,3
9.3	Saltele din deșeuri textile	100	0,045	1,1
10	Hidroizolații în suluri $c_p = 1460 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
10.1	Covor PVC			
	- fără suport textil;	1600	0,33	425
	- cu suport textil.	1400	0,23	425
10.2	Carton bituminat	600	0,17	Conf. STAS 6472/4-89
10.3	Țevi PVC	1370-1600	0,15	

Tabel 8.2 – Caracteristici higrotermice ale unor materiale de construcții [66, 68, 59, 69]

Nr. crt.	Denumire material	Densitate ρ , [kg/m ³]	Conductivitate termică λ , [W/m·K]	Factorul de rezistență la permeabilitate la vapori μ
0	1	2	3	4
1	Pământ și umpluturi $c_p = 750 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
1.1	Pământ vegetal umed	1800	1,16	-
1.2	Umplutură din nisip	1600	0,58	3,9
1.3	Umplutură din pietriș	1800	0,70	2,4
2	Produse pe baza de ipsos $c_p = 840 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
2.1	Plăci de ipsos	1000	0,37	6,5
2.2	Plăci de ipsos cu umplutură organică	700	0,23	3,4
2.3	Șapă de ipsos	1600	1,03	11,2
3	Mortare $c_p = 840 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
3.1	Mortar de ciment	1800	0,93	7,1
3.2	Mortar de ciment și var	1700	0,87	8,5
3.3	Mortar de var	1600	0,70	5,3
4	Pietre naturale și zidărie din piatră naturală $c_p = 920 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
4.1	Marmură, granit, bazalt	2800	3,48	56,7
4.2	Gresie și cuarțite	2400	2,03	17,0
4.3	Pietre calcaroase	2000	1,16	10,6
		1700	0,93	8,5
4.4	Zidărie din pietre			
	- de formă regulată	1960	1,13	9,9
	- de forma neregulată	1900	1,06	8,7
5	Zidărie de cărămidă $c_p = 870 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
5.1	Cărămizi pline	1800	0,80	6,1
5.2	Cărămizi cu goluri verticale, tip GVP, cu densitatea aparentă de:	- 1475 kg/m ³	0,70	5,0
		- 950 kg/m ³	0,46	4,1
5.3	Cărămizi din beton cu agregate ușoare	1800	0,93	8,5
5.4	Blocuri de beton celular autoclavizat (BCA) tip GBN 35	725	0,30	3,9
6	Metale $c_p = 480 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
6.1	Oțel pentru construcții	7850	58	-
6.2	Fontă	7200	50	-
6.3	Aluminiu	2600	220	-
7	Betoane $c_p = 840 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$			
7.1	Beton armat	2600	2,03	24,3
		2500	1,74	21,3
		2400	1,62	21,3

7.2	Beton simplu cu agregate naturale (pietriș, tuf calcaros, diatomit)	2400	1,62	21,3
		2000	1,16	12,1
		1800	0,93	8,5
		1400	0,58	4,7
		1000	0,37	3,9
7.3	Beton cu zgură de cazan	1800	0,87	8,5
		1400	0,64	7,1
		1000	0,41	4,7
7.4	Beton cu zgură expandată	1600	0,58	7,1
		1400	0,46	6,5
		1200	0,41	6,0
7.5	Beton cu perlit	1000	0,33	3,4
		800	0,26	2,4
		600	0,17	2,1
7.6	Beton cu granulit	1800	0,81	7,1
		1600	0,70	6,9
		1400	0,58	6,5
		1000	0,35	4,7
		600	0,23	2,4
		400	0,17	1,9

O mare influență asupra pierderilor de căldură o are și calitatea geamurilor termopan, atât din punct de vedere al materialului din care este confecționată rama geamului, cât și a numărului foilor de sticlă, respectiv de tratarea acestora și de gazul care se află în spațiul dintre foi.

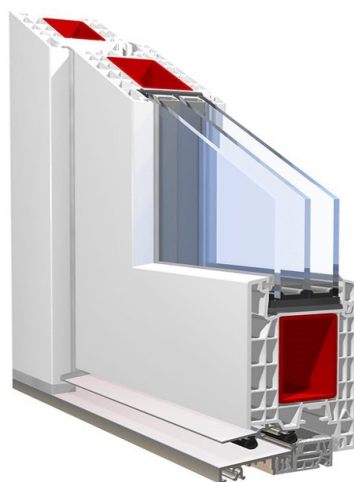


Fig. 8.11 – Ușă cu trei foi de sticlă [70]

În tabelul 8.3 sunt redate câteva valori ale coeficientului de transfer termic pentru astfel de situații, conform tab.9.4.3. din Mc 001/1-2006.

Tabel 8.3 – Coeficientul de transfer termic k , [W/m^2K] pentru vitraj dublu sau triplu umplut cu aer sau alt gaz (extras din tab.9.4.3 din Mc001/1-2006) [68]

Tip	Sticlă	Vitraj	Dimensiuni	Tip gaz (cu concentrația $\geq 90\%$)			
				Aer	Argon	Kripton	
Vitraj dublu	Sticlă normală neacoperită	Emisivitate normală	0,89	4-6-4	3,3	3,0	2,8
			4-9-4	3,0	2,8	2,6	
			4-12-4	2,9	2,7	2,6	
			4-15-4	2,7	2,6	2,6	
			4-20-4	2,7	2,6	2,6	
	O foaie de sticlă acoperită	$\leq 0,4$	4-6-4	2,9	2,6	2,2	
			4-9-4	2,6	2,3	2,0	
			4-12-4	2,4	2,1	2,0	
			4-15-4	2,2	2,0	2,0	
			4-20-4	2,2	2,0	2,0	
	O foaie de sticlă acoperită	$\leq 0,2$	4-6-4	2,7	2,3	1,9	
			4-9-4	2,3	2,3	1,6	
			4-12-4	1,9	1,7	1,5	
			4-15-4	1,8	1,6	1,5	
			4-20-4	1,8	1,6	1,5	
Vitraj triplu	Sticlă normală neacoperită	0,89	4-6-4-6-4	2,3	2,1	1,8	
			4-9-4-9-4	2,0	1,9	1,7	
			4-12-4-12-4	1,9	1,8	1,6	
	2 foi de sticlă acoperită	$\leq 0,4$	4-6-4-6-4	2,04	1,7	1,4	
			4-9-4-9-4	1,7	1,5	1,2	
			4-12-4-12-4	1,5	1,3	1,1	
	2 foi de sticlă acoperită	$\leq 0,2$	4-6-4-6-4	1,8	1,5	1,1	
			4-9-4-9-4	1,4	1,2	0,9	
			4-12-4-12-4	1,2	1,0	0,8	
	2 foi de sticlă acoperită	$\leq 0,1$	4-6-4-6-4	1,7	1,3	1,0	
			4-9-4-9-4	1,3	1,0	0,8	
			4-12-4-12-4	1,1	0,9	0,6	
	2 foi de sticlă acoperită	$\leq 0,05$	4-6-4-6-4	1,6	1,3	0,9	
			4-9-4-9-4	1,2	0,9	0,7	
			4-12-4-12-4	1,0	0,8	0,5	

8.4 Calculul izolațiilor termice

Determinarea grosimii izolației unui echipament termic (perete, conductă, boiler, schimbător de căldură, etc.) constituie o problemă de optimizare, ținându-se seama de costurile izolației și respectiv costurile de exploatare a instalației aferente.

Presupunând cunoscută densitatea de flux termic q , [W/m^2], se poate scrie pentru un perete plan izolat termic următoarea relație:

$$\dot{Q}_{Transmisie} = q \cdot S_{perete} = k \cdot S_{perete} \cdot (t_i - t_e); \quad (8.1)$$

$$q = k \cdot (t_i - t_e) = \frac{(t_i - t_e)}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \right) + \frac{1}{\alpha_e}}, \quad [W/m^2] \quad (8.2)$$

din care coeficientul global de schimb de căldură depinde de rezistențele superficiale dintre pereți și fluidul din proximitate (aer, apă, etc.) și rezistența termică a peretelui (a se vedea par. 3.7.3). Pentru un perete plan relația de calcul pentru coeficientul global de transfer termic este sub formă ecuației (8.3):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}} \right) + \frac{1}{\alpha_e}}, \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (8.3)$$

Notații:

$\alpha_{i,e}$,	- coeficientul de convecție la suprafața interioară sau exterioară a peretelui,	[W/m^2K]
$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$,	- suma rezistențelor termice pentru cele n straturi de materiale ale peretelui cu excepția stratului de izolație,	[m^2K/W]
$\frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}$,	- rezistența termică a stratului de izolație,	[m^2K/W]
$(t_i - t_e)$,	- diferența de calcul dintre temperatura interioară și exterioară a peretelui,	[K]

Pentru un perete cilindric, de forma unei conducte, coeficientul de transfer termic se calculează cu ecuația (8.4), astfel:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \frac{d_i}{d_{i-1}} \right) + \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_e}}, \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (8.4)$$

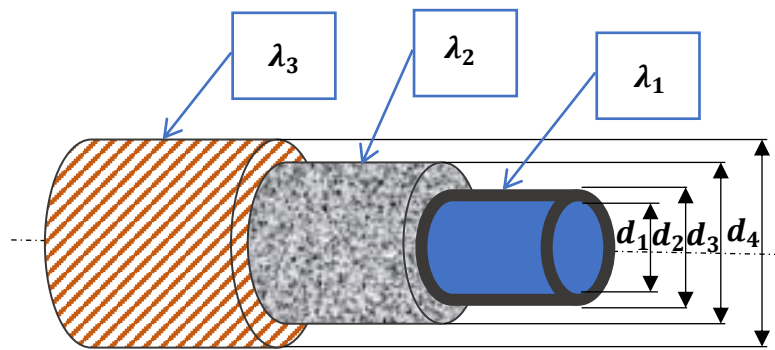


Fig. 8.12 – Conductă izolată

Pentru cazul conductei indicată în fig. 8.12 coeficientul global de transfer termic se scrie sub forma:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot d_i \cdot \alpha_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_2} \cdot \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_3} \cdot \frac{d_4}{d_3} + \frac{1}{\pi \cdot d_e \cdot \alpha_e}} \quad (8.5)$$

unde λ_1 , λ_2 și λ_3 reprezintă conductivitățile termice ale fiecărui strat de material.

Din ecuația (8.2) rezultă valoarea grosimii stratului de izolație, dacă se aproximează densitatea de flux termic unitar:

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{(t_i - t_e)}{q} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right], \quad [m] \quad (8.6)$$

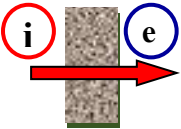
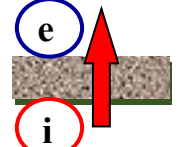
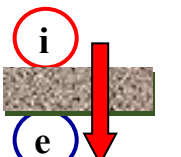
sau din ecuația (8.3):

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right) \right], \quad [m] \quad (8.7)$$

Diferența dintre temperaturile de calcul ($t_i - t_e$) se adoptă în funcție de aplicația termică (spații încălzite, răcite), în funcție de zona climatică de amplasare a obiectivului căruia i se aplică acest calcul (conform STAS 1907/1 și 2 -2014), dar ține seama și de efectul radiației solare asupra peretelui considerat.

Coeficienții de convecție $\alpha_{i,e}$ au valori orientative în funcție de poziția și vecinătatea peretelui pentru care se face calculul, indicate în tabelul de mai jos (conform normativului C107/3-2005).

Tabel 8.4 – Valori orientative ale coeficienților de convecție la o viteză a vântului $w=4$ [m/s] [C107/3-2005] [66]

Tipul de perete	Pentru elemente de construcție în contact cu exteriorul, pasaje deschise (ganguri), rosturi deschise	Pentru elemente de construcție în contact cu spații ventilate neîncălzite, subsoluri și pivnițe, poduri, balcoane și logii închise, rosturi închise, alte încăperi			
		α_i , [W/m ² K] [kcal/m ² hK]	α_e , [W/m ² K] [kcal/m ² hK]	α_i , [W/m ² K] [kcal/m ² hK]	α_e , [W/m ² K] [kcal/m ² hK]
Perete vertical		$\frac{8}{6,9}$	$\frac{24}{20,64}$	$\frac{8}{6,9}$	$\frac{12}{10,32}$
		$\frac{8}{6,9}$	$\frac{24}{20,64}$	$\frac{8}{6,9}$	$\frac{12}{10,32}$
Perete orizontal		$\frac{6}{5,16}$	$\frac{24}{20,64}$	$\frac{6}{5,16}$	$\frac{12}{10,32}$

După determinarea grosimii izolației se face un calcul de verificare a condensării vaporilor de apă din aer în interiorul izolației.

Condensarea și umezirea izolațiilor conduc la înrăutățirea coeficientului de conductivitate termică și deci a fluxului termic nedorit care pătrunde în interiorul spațiului, precum și la deteriorarea materialului izolației (mai ales atunci când se produce înghețarea umidității pătrunse în izolație). Pentru evitarea umezirii izolației este necesar ca temperatura suprafeței exterioare a peretelui izolat să fie mai mare decât temperatura punctului de rouă a aerului exterior peretelui considerat.

Evitarea condensării umidității în izolație este asigurată pentru peretele plan prin îndeplinirea condiției următoare, din care rezultă grosimea optimă a izolației pentru evitarea acestui fenomen care în timp duce la formarea igrasiei în materialele de construcție sau a ruginii în instalații [50]:

- pentru spații încălzite:

$$q = k \cdot (t_i - t_e) < \alpha_i \cdot (t_i - t_r) \quad (8.8)$$

- pentru spații răcite:

$$q = k \cdot (t_e - t_i) < \alpha_e \cdot (t_e - t_r), \quad (8.9)$$

adică, atunci când este îndeplinită condiția:

➤ pentru spații încălzite:
$$k < \frac{\alpha_i \cdot (t_i - t_r)}{(t_i - t_e)} \tag{8.10}$$

➤ pentru spații răcite:
$$k < \frac{\alpha_e \cdot (t_e - t_r)}{(t_e - t_i)} \tag{8.111}$$

Unde t_r reprezintă temperatura punctului de rouă, determinată cu ajutorul diagramei Mollier a aerului umed, după cum este reprezentat în diagrama Mollier simplificată fig. (8.13) pentru punctul A aflat la temperatura t_A și umiditatea relativă φ_A [50].

Determinarea temperaturii punctului de rouă pe suprafața unui perete cu ajutorul programului Cool Pack , dewpoint temperature (T_{DEW}) figura 8.14, care are valoare $t_r = 13,23$ °C pentru un punct al aerului umed aflat la temperatura de 20 °C și umiditatea relativă 65 %, la o presiune atmosferică de 101,3 kPa = 1,013 bar.

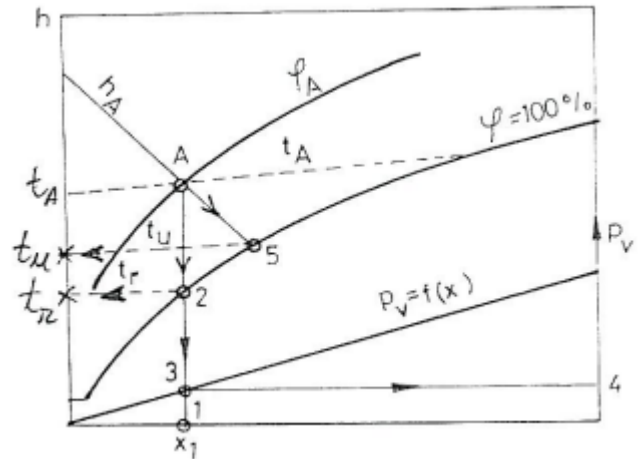


Fig.8.13 – Determinarea temperaturii punctului de rouă aferent stării punctului A

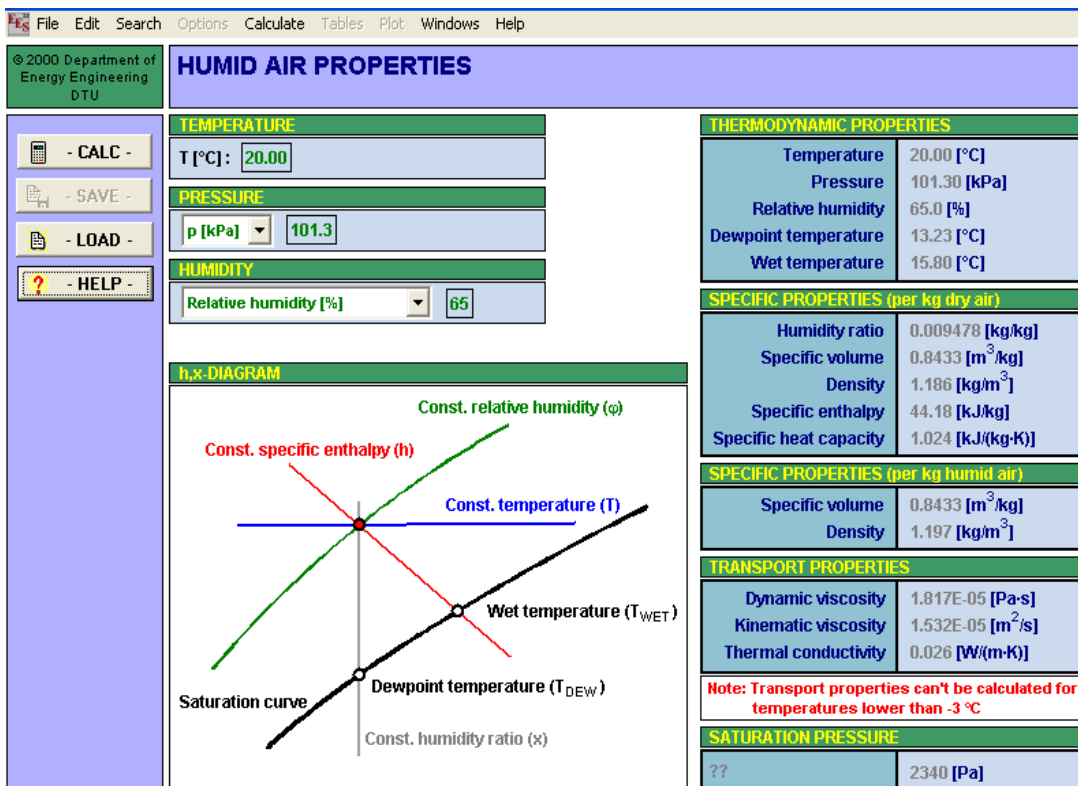


Fig. 8.14 – Reprezentarea schematică în diagrama Mollier, a temperaturilor caracteristice unui punct, cu ajutorul programului Cool Pack

8.5 Aplicații privind calculul izolațiilor

Aplicația 8.5.1

Să se calculeze fluxul termic pierdut prin tavanul de 93 m^2 al unui apartament aflat la ultimul etaj. Se cunosc $t_i=22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_i= 8 \text{ W/m}^2\text{K}$, $t_e= -10 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_e= 24 \text{ W/m}^2\text{K}$ și alcătuirea planșeului:

- tencuială de tavan cu mortar de var ($g_1 = 1 \text{ cm}$, $\lambda_1=0,7 \text{ W/m}\cdot\text{K}$),
- placă de beton armat ($g_2 = 10 \text{ cm}$, $\lambda_2=1,74 \text{ W/m}\cdot\text{K}$),
- izolație polistiren ($g_3 = 8 \text{ cm}$, $\lambda_3=0,04 \text{ W/m}\cdot\text{K}$),
- șapă de mortar de ciment ($g_4 = 3 \text{ cm}$, $\lambda_4=0,93 \text{ W/m}\cdot\text{K}$),
- covor hidroizolație PVC ($g_5 = 0,5 \text{ cm}$, $\lambda_5=0,03 \text{ W/m}\cdot\text{K}$).

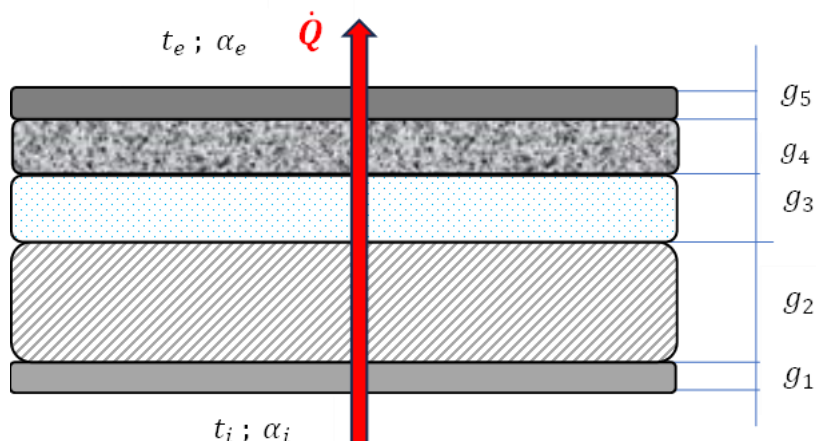


Fig. 8.15 – Secțiune transversală prin structura unui tavan izolat

Date de intrare:

$$S_t = 93 \text{ m}^2; \quad t_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \alpha_i = 8 \text{ W/m}^2\text{K}; \quad t_e = -10 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \alpha_e = 24 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$g_1 = 1 \text{ cm} = 0,01 \text{ m}; \quad \lambda_1 = 0,7 \text{ W/m}\cdot\text{K}; \quad g_2 = 10 \text{ cm} = 0,1 \text{ m}; \quad \lambda_2 = 1,74 \text{ W/m}\cdot\text{K};$$

$$g_3 = 8 \text{ cm} = 0,08 \text{ m}; \quad \lambda_3 = 0,04 \text{ W/m}\cdot\text{K}; \quad g_4 = 3 \text{ cm} = 0,03 \text{ m}; \quad \lambda_4 = 0,93 \text{ W/m}\cdot\text{K};$$

$$g_5 = 0,5 \text{ cm} = 0,005 \text{ m}; \quad \lambda_5 = 0,03 \text{ W/m}\cdot\text{K};$$

Rezolvare

$$\dot{Q} = k \cdot S_t \cdot (t_i - t_e) = 0,41 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 93 \text{ m}^2 \cdot [22 - (-10)]\text{K} = 1221 \text{ W}$$

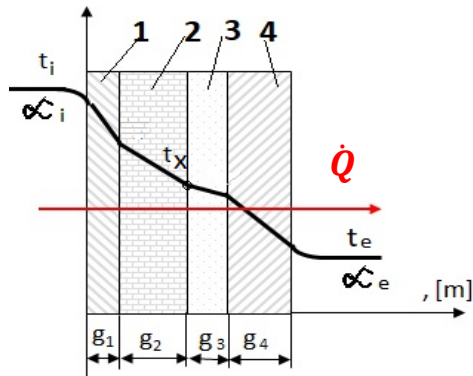
$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{g_1}{\lambda_1} + \frac{g_2}{\lambda_2} + \frac{g_3}{\lambda_3} + \frac{g_4}{\lambda_4} + \frac{g_5}{\lambda_5} + \frac{1}{\alpha_e}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,01}{0,7} + \frac{0,1}{1,74} + \frac{0,08}{0,04} + \frac{0,03}{0,93} + \frac{0,005}{0,03} + \frac{1}{24}} = 0,41 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Aplicația 8.5.2

Să se determine temperatura ($t_x = ?$) între straturile de cărămidă și izolație pentru un perete cu înălțimea de 2,3 m și lungimea de 10 m, cunoscând că temperatura la interior este de 20 °C, la exterior este de -18 °C, iar peretele are următoarea structură:

$$g_1 = 1,2 \text{ cm} ; g_2 = 25 \text{ cm} ; g_3 = 8 \text{ cm} ; g_4 = 3 \text{ cm} .$$

**Legendă:**

1 și 4 – glet de mortar de ciment și var
($\lambda_{1,4}=0,87 \text{ W/m}\cdot\text{K}$);
2 – cărămidă tip GVP, ($\lambda_2=0,70 \text{ W/m}\cdot\text{K}$);
3 – polistiren expandat clasa P1,
($\lambda_3=0,046 \text{ W/m}\cdot\text{K}$);

Rezolvare

Fluxul termic transmis prin perete este:

$$\dot{Q} = k \cdot S_t \cdot (t_i - t_e) = 0,433 \cdot (2,3 \cdot 10) \cdot [20 - (-18)] = 378,15 \text{ W}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{g_1}{\lambda_1} + \frac{g_2}{\lambda_2} + \frac{g_3}{\lambda_3} + \frac{g_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,012}{0,87} + \frac{0,25}{0,7} + \frac{0,08}{0,046} + \frac{0,03}{0,87} + \frac{1}{24}} = 0,433 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Fluxul termic transmis până la suprafața de separație dintre straturile 2 și 3 se scrie sub forma:

$$\dot{Q} = \frac{S_t \cdot (t_i - t_x)}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{g_1}{\lambda_1} + \frac{g_2}{\lambda_2}} \Rightarrow t_x = t_i - \frac{\dot{Q}}{S_t} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{g_1}{\lambda_1} + \frac{g_2}{\lambda_2} \right)$$

$$t_x = 20 - \frac{378,15}{23} \cdot \left(\frac{1}{8} + \frac{0,012}{0,87} + \frac{0,25}{0,7} \right) = 11,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Aplicația 8.5.3

Să se determine temperatura punctului de rouă ($t_r = ?$) pe fața exterioară a peretelui pentru următoarele situații, considerând presiunea atmosferică 1 bar:

- a) pentru un perete care separă interiorul unui imobil de locuit în care temperatura interioară este de 22 °C, iar la exterior temperatura este de -18 °C și umiditatea relativă a aerului exterior este de 40 %;
 - b) pentru un perete care separă interiorul unui imobil de locuit în care temperatura interioară este de 22 °C, iar la exterior temperatura este de 4 °C și umiditatea relativă a aerului exterior este de 90 %
 - c) pentru un perete care separă un spațiu frigorific destinat congelării cu $t_i = -24$ °C, față de mediul ambiant care are $t_e = 34$ °C și umiditatea relativa 50 %.
- a) $t_r = t_{DEW} = -27,34$ °C

© 2000 Department of Energy Engineering DTU

- CALC -

- SAVE -

- LOAD -

- HELP -

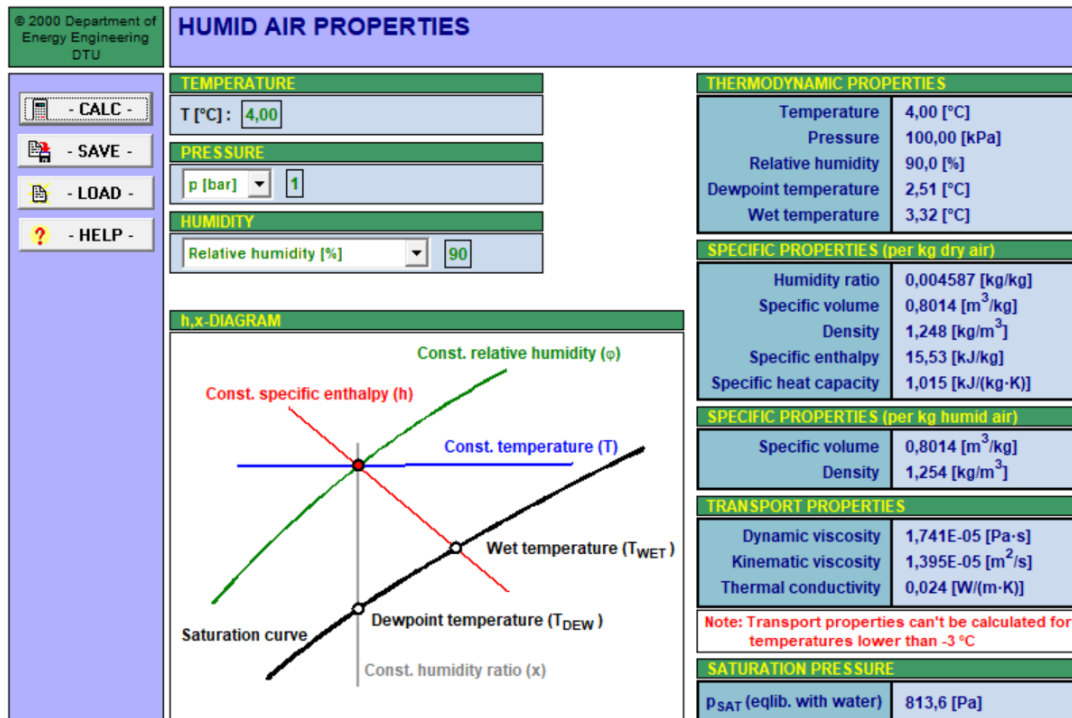
HUMID AIR PROPERTIES

TEMPERATURE
T [°C]: <input type="text" value="-18,00"/>
PRESSURE
p [bar]: <input type="text" value="1"/>
HUMIDITY
Relative humidity [%]: <input type="text" value="40"/>

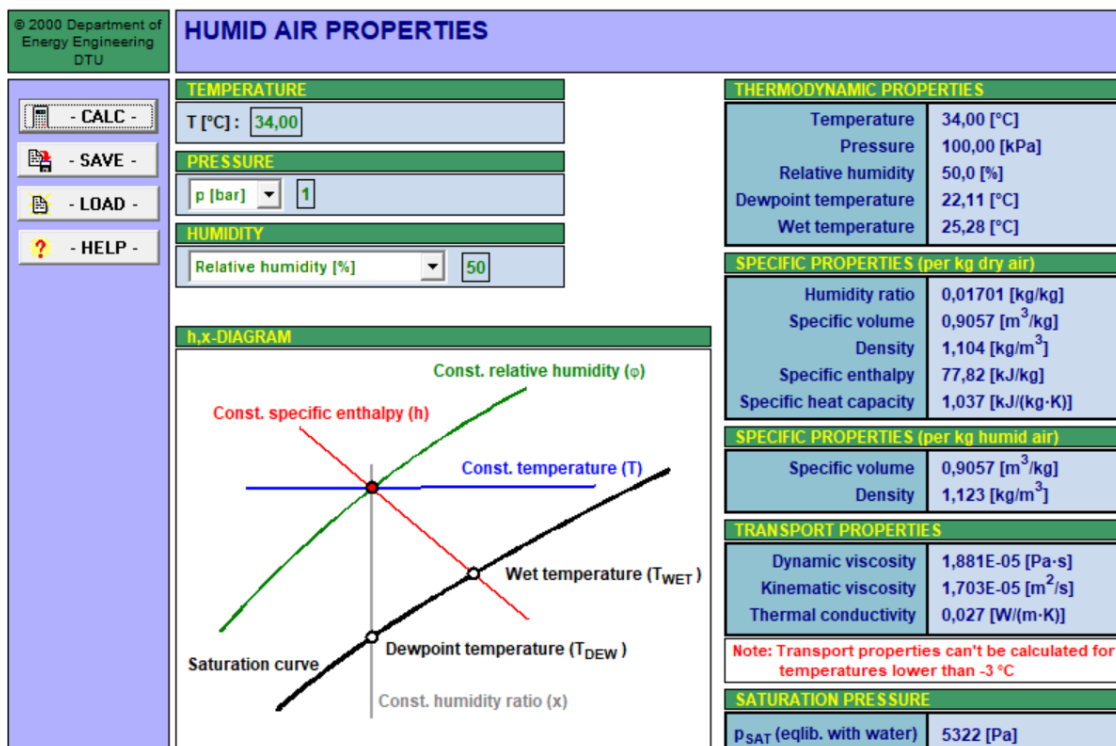
h,x-DIAGRAM

THERMODYNAMIC PROPERTIES
Temperature: -18,00 [°C]
Pressure: 100,00 [kPa]
Relative humidity: 40,0 [%]
Dewpoint temperature: -27,34 [°C]
Wet temperature: -19,10 [°C]
SPECIFIC PROPERTIES (per kg dry air)
Humidity ratio: 0,0003109 [kg/kg]
Specific volume: 0,7327 [m³/kg]
Density: 1,365 [kg/m³]
Specific enthalpy: -17,34 [kJ/kg]
Specific heat capacity: 1,006 [kJ/(kg·K)]
SPECIFIC PROPERTIES (per kg humid air)
Specific volume: 0,7327 [m³/kg]
Density: 1,365 [kg/m³]
TRANSPORT PROPERTIES
Dynamic viscosity: 0,000E+00 [Pa·s]
Kinematic viscosity: 0,000E+00 [m²/s]
Thermal conductivity: 0,000 [W/(m·K)]
Note: Transport properties can't be calculated for temperatures lower than -3 °C
SATURATION PRESSURE
p _{SAT} (eqlib. with ice): 939,6 [Pa]

b) $t_r = t_{DEW} = 2,51^\circ\text{C}$



c) $t_r = t_{DEW} = 22,11^\circ\text{C}$



Cap. 9 BIBLIOGRAFIE

- [1] F. T. Tănăsescu, V. Stanciu ș. a. – *Agendă tehnică*, Ed. Tehnică, București, 1990
- [2] Petru Niculiță - *Îndrumătorul specialiștilor frigotehniști din industria alimentară*, Ed. Ceres, București, 1991
- [3] Tatiana Grîu (Dobrev) – Teză de doctorat : *Evaluarea și mărirea puterii calorice a biomasei lemnoase*, Univ. Transilvania Brașov, 2014
- [4] www.afacerilemn.ro
- [5] https://ro.wikipedia.org/wiki/Putere_calorifica
- [6] Angela PLEȘA, Csaba. F. GRIEB, Mihai NAGI – „*Utilaje termice. Schimbătoare de căldură cu plăci. Vol. I*”, Ed. MEDIAMIRA Cluj-Napoca, 2008, ISBN 978-973-713-210-9, <http://www.termo.utcluj.ro/scp/scp.pdf>
- [7] <https://www.trust-expert.ro/principiul-de-functionare-a-pompei-de-caldura> ; 05.01.2019
- [8] <http://www.youtube.com/user/ShellAlaskaVenture> ; 05.01.2019
- [9] <https://www.google.com/search?client=firefox-b&tbm=isch&q=imagini+vitrine+frigorifice&chips=q:imagini+vitrine+frigorifice>, 05.01.2019
- [10] https://www.google.com/search?client=firefox-b&biw=1366&bih=654&tbm=isch&sa=1&ei=OakzXMyxlo7-apbCqrgG&q=platforma+chimica&oq=platforma+chimica&gs_l=img.12..0i24i3.15970.27349..30615...5.0..6.2282.8234.22j4-1j1j8-2j1.....0....1; 05.01.2019
- [11] <https://www.bemasgroup.com/products/20-Schimbator-de-caldura/2>
- [12] <https://www.frigotehnie.ro/agenti-frigorifici/>
- [13] SR EN 378-1:2008 Sisteme frigorifice și pompe de căldură. Condiții de securitate și de mediu. Partea 1: Condiții de bază, definiții, clasificare și criteriile de alegere, București: ASRO, 2008.
- [14] SR EN 378-2:2017. Sisteme frigorifice și pompe de căldură. Cerințe de siguranță și de mediu. Partea 2: Proiectare, execuție, încercări, marcare și documentație, București: ASRO, 2017.
- [15] VIEX, *Viexbloc Applications Séries*, 205, www.viex.com
- [16] https://ro.wikipedia.org/wiki/Schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83#cite_note-C663-50
- [17] MIT – Heat tube exchangers, <http://stegonserv.ro/wp-content/uploads/2016/11/tube-heat-exchangers.pdf> 06.08.2019
- [18] <https://www.cazanecentrale.ro/boiler-cu-2-serpentine-ferroli-ecountit-200-2-wb-p96/> ; 06.08.2019
- [19] Bălan M., Pleșa A., *Instalații frigorifice. Construcție, funcționare și calcul*, Ed. Todesco, Cluj-Napoca, 2002, ISBN 973-8198-37-2, <http://www.termo.utcluj.ro/ccif/index.html>
- [20] Angela Pleșa - *Studiul curgerii aerului prin radiatoarele auto din aluminiu*, Ed. U.T. Press, Cluj-Napoca, 2014, ISBN 973-606-737-004-1

- [21] Marinescu M., Băran N., Radcenco V., *Termodinamică tehnică. Teorie și aplicații Vol.1*, Ed. MatrixRom, București, 1998
- [22] Frank P. Incropera, David P. De Witt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons, 1990
- [23] Mădărășan T., Bălan M., *Termodinamică tehnică*, Ed. Sincron, Cluj-Napoca, 1999
- [24] Teborean I., *Termotehnică și mașini termice*, Vol. II, Ed. Risoprint, Cluj-Napoca, 2004
- [25] Vlădea I., *Manual de termotehnică, Vol. II*, E.D.P., București, 1963
- [26] Carpiuc T., Mădărășan T., Silași C., *Stabilirea invarianților de similitudine pentru proiectarea recuperatoarelor de căldură prin radiație*, Buletinul Științific al Institutului Politehnic Cluj-Napoca, seria Chimie-Metalurgie, nr.21/1978, pg.56-61
- [27] Ștefănescu D., Marinescu M., Ganea I., *Termogazodinamică tehnică*, Ed. Tehnică, Seria Thermo-frig, București, 1986
- [28] Ștefănescu D., ș.a., *Transfer de căldură și masă*, E.D.P., București, 1983
- [29] Badea A, Berindean V, ș. a., *Manualul inginerului termotehnician*, Vol. II, Ed. Tehnică, București 1986
- [30] Mădărășan T. *Bazele termotehnicii*, Ed. Sincron, Cluj-Napoca, 1998
- [31] Prasad R. C., Shen J., *Performance evaluation of convective heat transfer enhancement devices using exergy analysis*, Int. J. Heat Mass Transfer No. 17, 4193-4197, 1993
- [32] Lavric Elena. D., *Schimbătoare de căldură de mare eficacitate*, Ed. MatrixRom, București, 2000
- [33] Popa B, Theil H., Mădărășan T., *Schimbătoare de căldură industriale*, Ed. Tehnică., Seria termo-frig, București, 1977
- [34] Nagi, M. „Contribuții privind studiul schimbătoarelor de căldură compacte în construcție brazată din aluminiu”, Teza de doctorat, UP Timișoara, 1995
- [35] <https://www.raal.ro> Radiatoare de aluminiu S.A. Bistrița
- [36] https://www.google.com/search?q=pompe+de+caldura&client=firefox-b-d&tbm=isch&source=iu&ictx=1&fir=Pp61NeUQkT_LM%253A%252CCm3f7BJwOGH-kM%252C%252Fm%252F0hw90&usg=AI4-kRrpkkxj5nFKSeT001FWPm6YR8vJw&sa=X&ved=2ahUKewisn43K6dZgAhUpXKYKHWn-DAUQ_B0wE3oECAUQBg#imgsrc=9BUYaAhRJKnBhM:
- [37] <https://www.frigo92.ro/index.php/en/blog/item/5-componentele-sistemului-de-aer-conditionat-auto>
- [38] http://ro.wikipedia.org/wiki/Schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83#cite_ref-M2_318_12-0
- [39] http://ro.wikipedia.org/wiki/Fi%C8%99ier:U-tube_heat_exchanger_ro.png
- [40] http://ro.wikipedia.org/wiki/Fi%C8%99ier:Straight-tube_heat_exchanger_1-pass_ro.png
- [41] http://ro.wikipedia.org/wiki/Fi%C8%99ier:Straight-tube_heat_exchanger_2-pass_ro.png
- [42] http://ro.wikipedia.org/wiki/Fi%C8%99ier:Double-Pipe_Heat_Exchange_ro.png
- [43] ***S.C. Schmidt-Bretten ROMANIA S.R.L., SIGMA Schimbătoare de căldură cu plăci. Manual de instalare și exploatare

- [44] VAHTERUS – Applications & Arguments, Energy Nr. 1, 2004
- [45] ***SONDEX – Lumea schimbătoarelor de căldură. Pliant
- [46] Alfa Laval, „Evaporators and condensers in a new dimension,” [Interactiv]. Available: https://uk.discoverresultsfast.com/web?agid=164396708064&cid=20934184921&gad_source=1&gclid=EAlaIqobChMI48Th1OaChgMVCZGDBx1MbQKCEAAYAAEgJwrvD BwE&o=1673448&q=alfa+laval+heat+exchangers&utm_source=google&qo=semQuery&ag=fw10&an=google_s&tt=rmd&ad=semA&aki. [Accesat 21 10 2022]
- [47] <https://www.frigotehnie.ro/teava-capilar/916-teava-capilar-08mm-tc31-refco-2010000002520.html>
- [48] Danfoss – Manualul frigotehnistului. Ventile de expansiune termostatică
- [49] <https://mugrbalan.eu/ifpc/04curs.pdf>
- [50] Porneală S. Porneală D, *Instalații frigorifice și climatizări în industria alimentară. Teorie și aplicații numerice*, Ed. ALMA, Galați 1997, ISBN 973-920-04-3
- [51] [Fișier:Landschafts Duisburg-Nord - Hochofen 5 - Cowper.jpg - Wikipedia](#)
- [52] https://ro.wikipedia.org/wiki/schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83#/media/Fi%C8%99ier:Lj_ungstr%C3%B6m_air_preheater.jpg
- [53] https://ro.wikipedia.org/wiki/schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83#/media/Fi%C8%99ier:Lj_ungstr%C3%B6m_regenerative_heat_exchanger.jpg
- [54] https://ro.wikipedia.org/wiki/schimb%C4%83tor_de_c%C4%83ldur%C4%83#cite_note-100
- [55] <https://mathaus.ro/p/boiler-electric-80-l-tesy-bilight-gcv804420b11tsr-2000-w-vertical-fara-serpentine-1-rezervor-alb-2135-kg-845-x-465-x-440-mm/00000000010807694>
- [56] https://www.pointmag.ro/casa-gradina/boiler-electric-instant-pentru-apa-calda-cu-afisaj-digital-3500w.html?gad_source=1&gclid=EAlaIqobChMIw_ujNLBhAMVHJJoCR1JpgS7EAQYCCABEgLjPvD BwE
- [57] Viessmann – Catalog Vitocell-V 300 “Boiler așezat vertical pentru preparare apă caldă menajeră de la 130 până la 500 litri”, Fișă tehnică
- [58] https://esemineu.ro/produs/boiler-300l-2-serpentine-in-paralel-tesy-ev-13s17s-300-65/?gad_source=1&gclid=EAlaIqobChMIwPvMtorChAMVdpiDBx0KhgHiEAQYBSABEgKa2PD BwE
- [59] Normativ Mc 001/1-2006 Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor. Partea I – Anvelopa Clădirii (Anexa 5)
- [60] https://www.melindainstal.ro/rezervor_tank_in_tank_izolat_1000_205l_1_serpentina_sigma_1115_0005?gad_source=1&gclid=EAlaIqobChMlvb2DtaW6hQMVjAqiAx3FKAnnEAQYAiABEgK5KvD BwE
- [61] https://www.cazanecentrale.ro/lam-bollitori-sigma-r1-800/?gad_source=1&gclid=EAlaIqobChMlvb2DtaW6hQMVjAqiAx3FKAnnEAQYBiABEgKEY_D BwE
- [62] Normativ Mc 001/2-2006 Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor. Partea a II-a – Performanța energetică a instalațiilor din clădiri
- [63] <http://www.romcet.eu/produse/Degazoare%20termochimice,rezervoare%20condens,expandoare/Consideratii%20tehnice%20tratare%20apa%20cazane.pdf>
- [64] <https://www.romstal.ro/vas-expansiune-instalatie-incalzire-plat-vertical-varem-3-bar-8l-3-4-325x128mm.html>

- [65] https://cdn.contentspeed.ro/pimromstal.websales.ro/cs-content/cs-docs/products/41vh030041vh030020uc300462s4000000fisa20tehnica_9865_41_1710382645.pdf
- [66] Normativ C 107/3-2005 – Normativ privind calculul termotehnic al elementelor de construcție ale clădirilor.
- [67] <https://ehvac.ro/tubulatura-flexibila-aluminiu/>
- [68] Normativ Mc 001/1-2006 – Metodologie de calcul al performanțelor energetice a clădirilor. Partea 1 – Anvelopa clădirii, Anexa A 5
- [69] Normativ C-107/0-02 – Normativ pentru proiectarea și execuția lucrărilor de izolații termice la clădiri
- [70] <https://montajplast.ro/proiect/usi-termopan-exterior-kommerling-76-ad/>