SOLUTIONS POUR ACCROÎTRE L'EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE DES INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES POUR LA CLIMATISATION

D. HERA[(A)], L. DRUGHEAN[(B)], A. GIRIP [(C)], A. ILIE [(D)]

[(a)] TECHNICAL UNIVERSITY OF CIVIL ENGINEERING

Rezumat. *Încălzirea continuă a atmosferei a condus la apari□ia frecventă în numeroase ţări din Europa Centrală, printre care şi România, a unor perioade caniculare, necesitând utilizarea intensă a instalaţiilor de climatizare a aerului nu numai în sectorul comercial şi terţiar dar şi în cel al locuinţelor. Fiind utilizate în special instalaţii frigorifice cu comprimare mecanică, se constată o creştere puternică a consumului de energie electrică în sezonul cald, la scară mondială acesta ajungând la valori de (15 – 17)% din totalul de energie electrică produsă. Ca urmare, optimizarea acestor instalaţii, în sensul diminuării consumului de energie, este o activitate care trebuie urmărită în permanenţă, mai ales că, alături de implicaţiile energetice, se impun şi măsuri pentru protejarea mediului înconjurător. În acest sens, în lucrare se face analiza teoretică a sistemelor frigorifice cu comprimare mecanică, a influenţei fluidelor frigorifice utilizate şi a echipamentelor ce compun aceste instalaţii, concluziile putând servi la conceperea, realizarea şi exploatarea lor mai economică şi mai puţin poluantă.*

Cuvinte cheie: *instalaţii de climatizare.*

Résumé, *Le réchauffement continu de l'atmosphère a provoqué l'apparition fréquente de périodes caniculaires dans de nombreux pays d'Europe, dont la Roumanie, ce qui a rendu nécessaire l'utilisation intense des installations de climatisation non seulement dans les secteurs commercial et tertiaire, mais aussi dans celui du logement. Comme on utilise surtout les installations frigorifiques à compression mécanique, on constate une forte augmentation de la consommation d'énergie électrique pendant la saison chaude qui, à l'échelle mondiale, atteint des valeurs de 15 à 17% du total d'énergie électrique produite. Par suite, l'optimisation de ces installations dans le sens de la diminution de la consommation d'énergie constitue un obiectif qui doit être poursuivi en permanence, d'autant plus que les implications énergétiques doivent s'accompagner de mesures pour la protection de l'environnement. À cet effet, dans cet article on effectue une analyse théorique des systèmes frigorifiques à compression mécanique, de l'influence des fluides frigorifiques et de leurs équipements constituants, les conclusions pouvant servir à concevoir, réaliser et xploiter des installations plus économiques et moins polluantes.*

Motes clé : *installations de climatisation.*

1. INTRODUCTION

Le réchauffement continu de l'atmosphère a provoqué l'apparition fréquente de périodes caniculaires dans de nombreux pays d'Europe, dont la Roumanie, ce qui a rendu nécessaire l'utilisation intense des installations de climatisation non seulement dans les secteurs commercial et tertiaire, mais aussi dans celui du logement. Comme on utilise surtout les installations frigorifiques à compression mécanique, on constate une forte augmentation de la consommation d'énergie électrique pendant la saison chaude qui, à l'échelle mondiale, atteint des valeurs de 15 à 17% du total d'énergie électrique produite. Par suite, l'optimisation de ces installations dans le sens de la diminution de la consommation d'énergie constitue un obiectif qui doit être poursuivi en permanence, d'autant plus que les implications énergétiques doivent s'accompagner de mesures pour la protection de l'environnement. À cet effet, dans cet article on effectue une analyse théorique des systèmes frigorifiques à compression mécanique, de l'influence des fluides frigorifiques et de leurs équipements constitutifs, les conclusions pouvant servir à concevoir, réaliser et exploiter des installations plus économiques et moins polluantes.

[*] *COFRET'08, Juin 11-13, 2008, Nantes – France.*

2. LE SYSTÈME FRIGORIFIQUE

Il existe deux systèmes frigorifiques pour la climatisation de l'air:

– **systèmes à refroidissement direct**: le refroidissement de l'air se fait par vaporisation du fluide frigorifique. Le traitement de l'air peut se faire de manière **centralisée** au moyen d'une centrale de climatisation d'où l'air est distribué dans les locaux à climatiser, ou **localement**, l'équipement de climatisation étant installé (totalement ou partiellement) dans l'espace climatisé.

– **systèmes à refroidissement indirect**: l'installation frigorifique prépare l'eau froide qui est utilisée pour le refroidissement de l'air de manière centralisée ou localement.

Dans le tableau 1 on présente les résultats des calculs effectués pour une installation à refroidissement direct (elle refroidit de l'air sur l'écart 30/22°C) utilisant des fréons pour fluides frigorifiques dans les conditions suivantes:

– puissance frigorifique, Φ_0= 50 kW;

– température de vaporisation θ_0= 7°C;

– température de condensation θ_C= 38°C, dans le cas de l'utilisation d'un condenseur multitubes refroidi à l'eau (température de l'eau 30/35°C);

– température de condensation θ_C= 50°C, dans le cas de l'utilisation d'un condenseur à air (température de l'air = 35°C).

On a considéré que les vapeurs de fréon sont surchauffées avant d'être aspirées dans le compresseur (une première surchauffe de 5°C dans l'évaporateur et ultérieurement une surchauffe de 13°C dans un échangeur de chaleur à régénération). Le processus de compression se fait à un rendement isentropique η_{IZ}= 0,85.

Pour les mélanges zéotropes (R407C, R410A) la témperature d'évaporation/condensation est calculée comme la valeur moyenne des températures de commencement/fin de processus (par ex. pour R407C:

$$\theta_C = \frac{\theta_{C1} + \theta_{C2}}{2} = \frac{40.7 + 35.3}{2} = 38\ ^oC)$$

Tableau 1

Données caractéristiques d'une installation à refroidissement direct

Frigorigène	θ_0/θ_C (°C)	P_K (kW)	COP (-)
R134a	Condensation à l'eau 7/38	7.64	6.545
	Condensation à l'air 7/50	11.46	4.361
R407C	Condensation à l'eau 7/38	8.26	6.051
	Condensation à l'air 7/50	12.69	3.94
R410A	Condensation à l'eau 7/38	8.25	6.059
	Condensation à l'air 7/50	12.82	3.9

On remarque les performances supérieures de l'installation à R134a.

Les systèmes à refroidissement direct consomment moins d'énergie d'actionnement que ceux à refroidissement indirect. Pourtant, ils présentent une série d'inconvénients, à savoir: d'une part, la présence d'une plus grande quantité de fluide frigorifique dans le système, ce qui a des implications sur l'espace climatisé et sur l'environnement, et d'autre part, la régulation moins aisée des paramètres (température, humidité) de l'espace climatisé. De plus, dans le cas des systèmes indirects, on peut également utiliser l'ammoniac, le fluide frigorifique le plus performant et non nuisible à l'environnement (sa participation directe au réchauffement de l'atmosphère est nulle).

3. L'INFLUENCE DU FLUIDE FRIGORIFIQUE

Par la suite, on a effectué une analyse énergétique pour une installation frigorifique à refroidissement indirect (on refroidit de l'eau sur l'écart 12/7°C qui sert à refroidir l'air sur l'écart 30/22°C) en mettant en évidence les implications des fluides de travail, les conditions de fonctionnement (température de condensation ou de vaporisation), imposées par l'équipement utilisé (le type de condenseur et d'évaporateur).

On a utilisé les données de calcul ci-dessous:

– puissance frigorifique Φ_0 = 50 kW;

– température de vaporisation θ_0 = 4°C;

– température de condensation θ_C = 38°C, dans le cas de l'utilisation d'un condenseur multitubes à eau (température de l'eau 30/35°C);

– température de condensation θ_C = 50°C, dans le cas de l'utilisation d'un condenseur multitubes à air (température de l'air 35°C).

Les fluides frigorifiques analysés sont: l'ammoniac (R717) et les fréons R134a, R407C, R410A. Dans le cas des installations à fréons on a considéré la même surchauffe des vapeurs avant d'être aspirées dans le compresseur que celle de l'installation à refroidissement direct. Les données obtenues par modélisation sont présentées dans le tableau 2a et 2b.

Tableau 2a

Données caractéristiques d'une installation à refroidissement indirect

Frigorigène	θ_0/θ_C (°C)	P_K (kW)	COP	
			-	%
R134a	Condensation à l'eau 4/38	8.57	5.829	94.6
	Condensation à l'air 4/50	12.58	3.975	91.86
R407C	Condensation à l'eau 4/38	9.26	5.403	87.7
	Condensation à l'air 4/50	13.89	3.601	83.22
R410A	Condensation à l'eau 4/38	9.252	5.405	87.8
	Condensation à l'air 4/50	14.04	3.562	82.32
R717	Condensation à l'eau 4/38	8.12	6.158	100
	Condensation à l'air 4/50	11.56	4.327	100

Tableau 2b

Données caractéristiques d'une installation à refroidissement indirect.

Frigorigène	θ_0/θ_C (°C)	θ_{ref} (°C)	θ_{sub} (°C)	Q_m (kg/s)
R134a	Condensation à l'eau 4/38	63	30	0.305
	Condensation à l'air 4/50	76.4	42.35	0.343
R407C	Condensation à l'eau 4/38	70.11	29	0.287
	Condensation à l'air 4/50	86.54	45.21	0.326
R410A	Condensation à l'eau 4/38	73.64	30	0.277
	Condensation à l'air 4/50	90.81	42.79	0.319
R717	Condensation à l'eau 4/38	91.6	33	0.045
	Condensation à l'air 4/50	121.8	45	0.048

Les résultats obtenus relèvent les avantages offerts par l'installation à ammoniac: la valeur plus élevée du coefficient de performance (COP) et le débit massique (Q_m) de beaucoup plus réduit. Les valeurs du COP pour l'installation à ammoniac sont supérieures même à celles réalisées dans l'installation à refroidissement direct fonctionnant à certains fréons (R407C, R410A). On remarque, en plus, que le refroidissement du condenseur à eau conduit à des performances supérieures tout en réduisant la température des vapeurs comprimées qui dans le cas de l'ammoniac pose des problèmes.

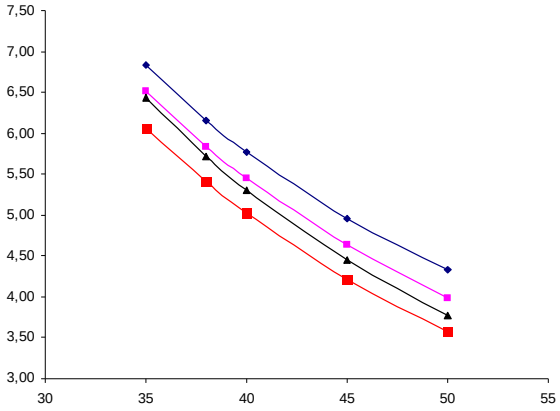


Fig. 1. L'influence du frigorigene sur COP.

L'influence du fluide frigorifique sur le coefficient de performance est présentée aussi pour d'autres conditions de fonctionnement (variation de la température de condensation), l'ammoniac conservant sa supériorité énergétique.

L'influence du type d'échangeur a été étendue aussi à l'évaporateur, en analysant:

– des échangeurs multitubes où la différence de température entre le fluide frigorifique et l'eau est de 3°C au minimum (θ_0/θ_C= 4/38°C);

– des échangeurs de chaleur à plaques où la différence de température entre le fluide frigorifique et l'eau est de 1,5°C au minimum (θ_0/θ_C= 5,5/36,5°C).

Les résultats obtenus par modélisation sont présentés dans le tableau 3a et 3b.

On constate des performances supérieures dans le cas de l'utilisation des échangeurs à plaques par le rapprochement des températures limite du cycle thermodynamique. En plus, la compacité accrue de l'installation équipée d'échangeurs à plaques offre l'avantage d'une exploitation sure et d'une réduction importante de matériaux, d'espaces occupés, de main d'œuvre de montage et pas en dernier lieu de la quantité de fluide frigorifique; cette caractéristique a des implications favorables sur l'environnement exprimée par la valeur du coefficient équivalent global de réchauffement global TEWI (Total Equivalent Warming Impact).

Dans le tableau 4 on présente la valeur globale du coefficient TEWI ainsi que les valeurs de ses 3 composantes:

a) l'impact des fuites de fluide frigorifique dans l'atmosphère pendant le fonctionnement de l'installation;

b) l'impact des fuites de fluide frigorifique dans l'atmosphère dans le processus de récupération lorsque atteinte est la limite de fonctionnement de l'installation;

c) l'impact des émissions de CO_2 pendant la production de l'énergie de mise en marche de l'installation (effet indirect).

Tableau 3a

L'influence du type d'échangeur (condenseur, évaporateur)

Parametres	**Echangeur multitubes**			
Δθ, [°C]	**3**			
	R134a	R407C	R410A	R717
θref (°C)	63	70.1	73.6	91.6
P_k (kW)	8.58	9.26	9,25	8.12
Qm (kg/s)	0.305	0.287	0.277	0.045
COP	5.829	5.403	5.405	6.158

Tableau 3b

L'influence du type d'échangeur de chaleur (condenseur, évaporateur).

Paramétres	**Echangeur à plaque**			
Δθ (°C)	**1.5**			
	R134a	R407C	R410A	R717
Θref, (°C)	60.9	67.35	70.6	84.7
P_k (kW)	7.662	8.26	8.24	7.276
Qm (kg/s)	0.299	0.281	0.272	0.044
COP	6.525	6.06	6.07	6.872

Tableau 4

La contribution de l'instalation frigorifique au réchauffement de l'atmosphère

R		**a**	**b**	**c**	**TEWI**
R134a	Ech. mtube	23322	3887	385409	412619
	Ech. à plaque	1898	316.3	344812	347026
R407C	Ech. mtube	35866	5978	393493	4355337
	Ech. à plaque	1966	327.7	336982	339276
R410A	Ech. mtube	32945	5491	414886	453322
	Ech. à plaque	1987	331.1	341818	344136
R717	Ech. mtube	0	0	365366	365366
	Ech. à plaque	0	0	327420	327420

Les calculs ont été effectués pour une installation équipée d'échangeurs de chaleur multitubes et à plaques, dont les condenseurs sont refroidis à l'eau et les compresseurs sont semi-hermétiques.

Aux installations à fréons la participation au réchauffement de l'atmosphère est aussi bien directe (à cause du fluide frigorifique) qu'indirecte (en raison de l'énergie d'actionnement consommée) cette dernière étant la plus importante.

L'installation à R717 présente la plus faible contribution au réchauffement de l'atmosphère, due uniquement à l'énergie de fonctionnement; sa valeur est plus réduite par comparaison aux autres fluides frigorifiques. L'orientation de la Roumanie vers une production «plus propre» de l'énergie électrique (par l'accroissement du poids de l'énergie produite dans les centrales nucléaires, hydroélectriques ou à partir des sources non conventionnelles) réduira davantage cet effet.

L'utilisation des échangeurs de chaleur à plaques s'avère également bénéfique du point de vue de la réduction de l'impact sur l'environnement: les valeurs plus petites obtenues sont dues au fonctionnement à une quantité plus faible de fluide frigorifique et à un cycle thermodynamique plus économique.

Le rôle du fluide frigorifique résulte aussi de l'analyse du transfert de chaleur. Pour un condenseur eau multitube, avec θ_0/θ_C = 4/38 °C, on obtient les données présentées dans le tableau 5.

Tableau 5

Parmètres d'un échangeur multitube(condensation extérieure aux tubes).

R	α_{EAU} (W/m^2*K)	α_R (W/m^2*K)	q (W/m^2)	S_{CON} (m^2)
R134A	5544	2405	4671	12.54
R407C	5543	2582	4788	12.37
R410A	5540	2622	4812	12.31
R717	5543	16775	6696	8.81

L'ammoniac, par les valeurs maximales du coefficient de transfert thermique (6…7 fois plus grandes qu'aux fréons) détermine une surface de transfert de chaleur de 40…43% plus réduite par rapport aux autres fluides.

4. L'INFLUENCE DE L'ÉQUIPEMENT FRIGORIFIQUE

4.1. Echangeurs (évaporisateur, condenseur)

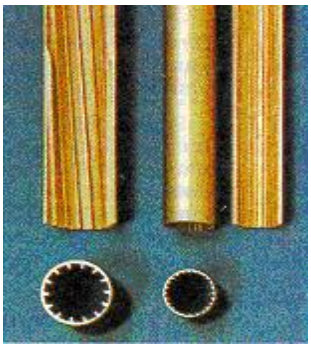
Comparativement au modèle multitubes analysé, on présente les avantages dus à l'intensification du transfert de chaleur par l'utilisation de modèles d' échangeurs plus performants:

– échangeurs multitubes à turbulence accrue;
– échangeurs à plaques;
– échangeurs à mini et à micro canaux.

4.1.1. Échangeurs multitubes à turbulence accrue

Dans le cas des fréons, les coefficients de transfert thermique sont plus réduits que pour l'ammoniac, particulièrement dans le processus de vaporisation, de sorte qu'il est nécessaire d'utiliser des constructions et des matériaux spéciaux.

Par l'utilisation des tubes en cuivre d'un usinage spécial aussi bien de la surface intérieure (micro nervures qui engendrent de la turbulence, comme sur la figure 2, que de la surface extérieure, on obtient une amélioration du transfert de chaleur et une augmentation de leurs surface).



a) Tubes microailettés à interieur

b) Tubes avec promoteurs de turbulence en étoile

Fig. 2. L'usinage special des tubes pour les évaporateurs à fréon.

Ainsi, par l'utilisation de tubes à micro nervures hélicoïdales intérieures, la surface de transfert de chaleur augmente de plus de 50% et le coefficient de transfert devient triple (figure 3).

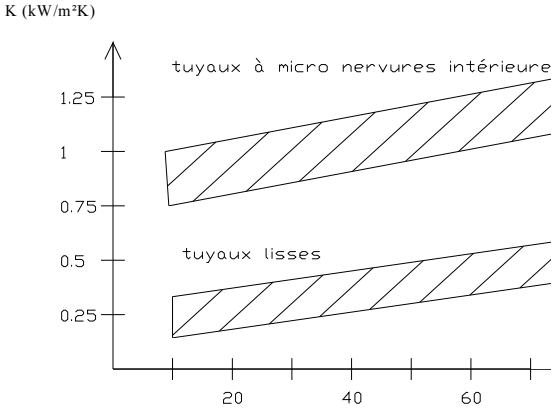


Fig. 3. L'augmentation du coefficient global d'échange thermique aux tubes microailettés par rapport aux tubes lisses.

4.1.2. Échangeurs à plaques

Grâce à la faible distance entre les plaques et à la turbulence accrue on obtient un transfert de chaleur supérieur à celui offert par les échangeurs multitubes, une compacité plus grande et une quantité plus réduite de fluide de travail. La modélisation effectuée relève:

– des coefficients de transfert de chaleur côté agent frigorifique 1,2 … 1,7 fois plus grands;

– des coefficients de transfert de chaleur côté eau environ 3 fois plus grands;

– le glissement de la température aux fréons du type azéotrope (particulièrement R407C) associé avec la surchauffe de 5°C conduit à l'obtention de différences plus grandes de température entre les fluides (dans l'évaporisateur) et donc à l'obtention de surfaces de transfert plus réduites.

Tableau 6

Paramètres d'un échangeur à plaques (condenseur et évaporateur)

Frigorigène	$(\Delta\theta)_m$ (°C)	K_{global} (W/m²*K)	S_{CON} (m²)
Condenseur $\theta_{eau\ 1}/\theta_{eau\ 2}$ 30/35°C			
R134a	3.5	4048	4.07
R407C	2.5	6092	3.82
R410A	3.45	4466	3.78
R717	3.5	6132	2.7
Evaporateur $\theta_{eau\ 1}/\theta_{eau\ 2}$ 12/7°C			
R134a	3.35	2833.31	5.27
R407C	6.4	3263.37	2.4
R410A	3.36	3654.9	4.07
R717	3.41	4298.9	3.41

4.1.3. Échangeurs à micro canaux

Dans le cas de l'utilisation des échangeurs à micro ou mini canaux, le transfert de chaleur est supérieur à celui des échangeurs multitubes ou à plaques.

Dans le tableau 7 on présente les valeurs théoriques obtenues pour les coefficients de transfert de chaleur (air, fluide frigorifique et coefficient global) pour un condenseur à air comportant des mini canaux de 1,58 mm de diamètre.

Tableau 7

Condenseur à air, à minicanaux, θ_0/θ_C = 4/50°C

Frigorigène	α_{AIR} (W/m²*K)	α_R (W/m²*K)	k_{calc} (W/m²*K)	S_{CON} (m²)
R134A	193.9	8595.69	180.4	15.66
R407C	193.9	9518.19	181.3	15.36
R410A	193.9	9919.36	181	16.16
R717	193.9	54259.51	189.8	14.88

Dans ce cas aussi, l'ammoniac présente le meilleur coefficient de transfert de chaleur, mais comme c'est le coefficient du côté de l'air qui est essentiel, les autres fluides conduisent aussi à un coefficient global de transfert de chaleur approché.

4.2. Compresseurs

Comme la charge frigorifique pour la climatisation est très variable pendant une saison ou une journée, la régulation efficace de la puissance frigorifique de l'installation en fonction des besoins en frigories demandées dépend essentiellement du type de compresseur utilisé.

Pour les systèmes locaux à refroidissement direct de faibles puissances, il est recommandé d'utiliser des compresseurs Scroll. Aux systèmes centralisés à refroidissement indirect de grandes puissances il est recommandé d'utiliser soit un grand nombre (4…8) de compresseurs alternatifs (ouverts, semi hermétiques ou hermétiques) soit des compresseurs rotatifs (à vis).

L'analyse du compresseur a pour objet aussi bien la consommation énergétique que son étanchéité (fuites de fluide frigorifique).

Les compresseurs Scroll ont une consommation d'énergie de 10% plus basse que ceux à mouvement rectiligne alternatif (tableau 8). En outre, ils permettent une régulation plus efficace de la consommation d'énergie électrique en fonction de la puissance frigorifique réalisée exigeant une quantité plus réduite de fluide frigorifique. Les compresseurs semi hermétiques et hermétiques, grâce à l'étanchéité supérieure du circuit frigorifique, réduisent de beaucoup les fuites de fluide dans le milieu ambiant. Ainsi, dans le cas des compresseurs semi hermétiques Bitzer, la participation directe au réchauffement de l'atmosphère (due aux fuites pendant le fonctionnement de l'installation) est réduite environ 2,5 fois par rapport aux compresseurs ouverts.

Tableau 8

Type de compresseur (BITZER documentation): Φ_0= 50 kW; θ_0= 7°C;θ_C= 38°C, η_{IZ}= 0,85, $\Delta\theta_{SI}$ = 18 °C

Paramètres	Frigorigène	
	R134a	R407C
	Des paramètres des cicles termodinamiques	
v_{asp}(m³/kg)	0.05962	0.0421
q_{om} (kJ/kg)	165.7	173.9
l_k (kJ/kg)	25.32	28.45
θ_{ref} (°C)	62.2	70.76
	Performante	
Compresseur alternatif **Type 4CC-68E (COPELAND),** Ch = 70.9 m³/h		
Q_m (kg/s)	0.33	0.468
Φ_o (kW)	54.74	81.35
P_K (kW)	8.36	13.31
Compresseur à vis **Type HSK5343-30-40P (BITZER),** Ch = 84 m³/h		
Q_m (kg/s)	0.391	0.554
Φ_o (kW)	64.85	96.34
P_K (kW)	9.41	16.87
Compresseur Scroll **Type ESH743Y-40S (BITZER),** Ch = 43 m³/h		
Q_m (kg/s)	0.2	0.284
Φ_o (kW)	33.19	49.34
P_K (kW)	4.56	7.26

$$Q_m = \frac{C_h}{3600 \cdot v_{asp}}, \quad [\text{kg/s}];$$

$$P_K = Q_m \cdot l_k, \quad [\text{kW}];$$

$$\Phi_0 = \frac{C_h \cdot q_{ov}}{3600} \quad [\text{kW}].$$

L'analyse des données du tableau 8 montre que pour la même volumes balayés R134a présente une débit massique et une puissance électrique consommée par le compresseur plus réduits; autrement pour les mêmes débits massiques dans le cas du R134a ou a besoin d'un plus faible volume balayé ce qui offre des avantages du point de vue de l'investissment.

Toutfois, pour la même puissance frigorifique, Φ_o donnée, en fonction de la puissance frigorifique volumique du fluide (q_{ov}= q_{om}/ v_{asp}) mene à des volumes balayés differentes, donc des dimmenssions differntes, avec des implications dans l'investissment.

5. CONCLUSIONS

Le refroidissement direct de l'air est recommandé pour les installations de climatisation locale utilisant les fréons comme fluides frigorifiques, dont le plus performant est R134a. Le refroidissement indirect est recommandé aux systèmes de climatisation centralisés; pouvant utiliser aussi l'ammoniac, il annule l'inconvénient énergétique.

L'ammoniac est donc recommandé pour les systèmes à refroidissement indirect, particulièrement lorsque le condenseur est refroidi à l'eau. Les installations à ammoniac offrent, en plus, l'avantage d'une participation plus réduite au réchauffement de l'atmosphère.

L'utilisation d'équipements performants (échangeurs à plaques, à mini canaux, compresseurs rotatifs) assure un coefficient de performance supérieur et réduit la quantité de fluide frigorifique, donc, la participation au réchauffement de l'atmosphère.

La nomenclature

Φ_0 - puissance frigorifique, [kW];
θ_0 - température de vaporisation, [°C];
θ_C- température de condensation, [°C] ;
θ_{ref} - température après compression, [°C];
$\Delta\theta_{SI}$ surchauffée du vapeur, [°C] ;
η_{IZ} - rendement isentropique, [-] ;
COP- coefficient de performance, [-] ;
C_h - volumes balayés, [m^3/h];
Q_m - débit massique, [kg/s];
q_{om} - puissance frigorifique masique, [kW] ;
l_k – puissance masique de la compresseur, [kJ/kg] ;
P_K - puissance électrique consommée, [kW].

BIBLIOGRAPHIE

1. ASHRAE HANDBOOK, *Refrigeration*, 1998.
2. Lavric, D. E., *Schimbatoare de caldura de mare compactitate*, MATRIX ROM Bucuresti 2000.
3. Hera Dr., Drughean L., Pirvan A., *Scheme si cicluri frigorifice pentru instalatii cu comprimare mecanica*, Ed. Matrix Rom, Bucuresti 2001.
4. BITZER, *Refrigerent Report*, 10th, edition 2001.
5. Hera Dr., *Instalatii frigorifice*, Vol I – Agenti frigorifici, Ed Matrix Rom, Bucuresti 2004.
7. Hera, Dr., Drughean, L., Girip, A., *Instalatie frigorifica eficienta si ecologica pentru industria alimentara*, Iasi, 1-2 iulie 2004.
8. Hera, Dr., Mateescu, I., Ivan, G., *Optimizarea consumurilor energetice in cladiri prin utilizarea sistemelor de pompe de caldura*, Buc. 25-26 nov. 2004.
9. Hera, Dr., *Utilizarea pompelor de caldura la incalzirea locuintelor, o solutie ecologica si eficienta energetic*, rev. Instalatorul nr. 9/2006, ISSN 1223 - 7418, p. 26-37.
10. Hera, Dr., Girip, A., *Instalatii frigorifice*. Vol. 2. Scheme si cicluri frigorifice, Ed. Matrix Rom, Buc., ISBN 978-973-755-198-6, 2007.
11. Hera, Dr., Ilie, A., Girip, A. – Evaluarea si analiza consumurilor energetice pentru producerea frigului casnic, Cluj-Napoca, 15-16 mai 2007.
12. Hera, Dr., Drughean, L., Girip, A., *Improvement of the energy efficiency in the refrigeration plant*s, The 22nd IIR International Congress of Refrigeration, Beijing, China, 21-26 August 2007.
13. *** EES – Program de calcul pentru cicluri frigorifice.