

POSSIBILITATEA FOLOSIRII DIMETILETERULUI CA AGENT FRIGORIFIC ÎN INSTALAȚII FRIGORIFICE CU COMPRIMARE DE VAPORI

Gheorghe POPESCU¹, Horațiu POP¹, Elena Eugenia VASILESCU¹,
Iulia TREGUBLEAC¹, Cătălina MARINESCU², Valentin APOSTOL³

¹ UNIVERSITATEA POLITEHNICA, București, gpopescu@theta.termo.pub.ro

² ZECASIN SA, București, catalina_adrianamarinesc@yahoo.com

³ Marco & Alex Instalații Frig SRL, apostol@marco-alex.ro

Abstract. The paper deals with a theoretical analyze for a new possible solution to replace the pollutant refrigerants fluids (CFC, HFC and HCFC) with an ecologic natural one, based on dimethylether (DME). The results obtained for the theoretical performances of a one stage vapor compression chiller are presented comparatively in the case of the DME and, respectively, for the classical refrigerants (R717, R12, R134A, R22, R404A and R407C). The results point out the good thermodynamic compatibility of DME with some of the classical refrigerants (R12, R134A) and the advantages of DME as a refrigerant. In order to demonstrate that DME represents a reliable practical solution for the replacement of pollutant refrigerants in the actually refrigeration plants it is necessary to develop an experimental investigation also, to confirm the performances, durability and reliability tests.

1. INTRODUCERE

Lucrarea prezintă rezultatele studiului ciclului termodinamic teoretic al unei instalații frigorifice cu comprimare de vapori (IFV) într-o treaptă ce folosește ca agent frigorific DiMetilEter-ul (DME). DME-ul, produs pentru prima oară în 1864 de Tellier, este unul dintre agenții frigorifici folosiți încă de la începuturile tehnicii frigului artificial [1], dar la care, datorită dezavantajelor pe care le prezintă (inflamabil și exploziv), treptat, se renunțase. Astfel, pe fondul unor măsuri din ce în ce mai severe întreprinse pentru eliminarea agenților frigorifici de tip CFC, HFC și HCFC, substanțe de sinteză pe care natura nu le poate disocia rapid și care acumulându-se devin agenți poluanți, lucrarea se înscrie în contextul actual al reabilitării utilizării unor noi agenți frigorifici ecologici [2–6].

În lucrare sunt comparate performanțele (puterea frigorifică specifică masică și volumică, consumul de lucru și putere mecanică, eficiența frigorifică și debitul de agent frigorific) obținute în cazul folosirii DME-lui cu cele obținute folosind agenții frigorifici clasici ca R717, R12, R134A, R22, R404A și R407C, substanțe pure sau amestecuri azeotrope și neazeotrope. Calculul acestor performanțe, a fost efectuat pe baza proprietăților termodinamice date de programul EES [7], în cazul agenților frigorifici clasici și, respectiv, de diagrama $p-h$ a DME-lui [1].

Rezultatele obținute în urma acestui studiu teoretic reprezintă o etapă preliminară în cadrul cercetărilor la care participă Catedra de Termotehnică din UPB, în colaborare cu societățile comerciale Marco & Alex Instalații Frig SRL și ZECASIN SA, pentru reabilitarea DME-ului ca agent frigorific [6]. Ele scot în evidență buna compatibilitate termodinamică a dimetileterului pentru înlocuirea unor agenți de sinteză poluanți. În

continuarea acestui program, pentru omologarea folosirii DME-ului în instalațiile frigorifice contemporane, sunt necesare cercetări experimentale de confirmare a performanțelor, de duranță și fiabilitate.

2. METODOLOGIE DE CALCUL

Pentru a demonstra din punct de vedere termodinamic teoretic în ce măsură DME este compatibil ca agent frigorific, în continuare se va efectua o analiză comparativă a performanțelor teoretice ale unei instalații frigorifice cu comprimare de vapori într-o treaptă, funcționând atât cu agenți frigorifici clasici cât și cu DME.

Calculul termic teoretic al ciclului termodinamic (fig. 1) al instalației de o anumită putere frigorifică (\dot{Q}_0 [kW]), pentru toți agenții frigorifici comparați, s-a efectuat impunându-se următorii parametri de studiu:

- temperatura de vaporizare (t_0 [°C]);
- gradul de supraîncălzire (Δt_{si} [grd]);
- temperatura de condensare (t_c [°C]);
- gradul de subrăcire (Δt_{sr} [grd]).

Pe baza valorilor adoptate pentru acești parametri s-au calculat:

- temperatura de subrăcire:

$$t_{sr} = t_3 = t_c - \Delta t_{sr} \text{ [°C]} \quad (1)$$

- temperatura de aspirație în compresor:

$$t_{si} = t_1 = t_0 + \Delta t_{si} \text{ [°C]} \quad (2)$$

Pentru estimarea valorilor mărimilor de stare în starea reală de refulare (2) s-a aproximat valoarea randamentului intern al comprimării reale ca raport al temperaturilor absolute de saturație corespunzătoare presiunilor de refulare și, respectiv de aspirație din compresor [8]:

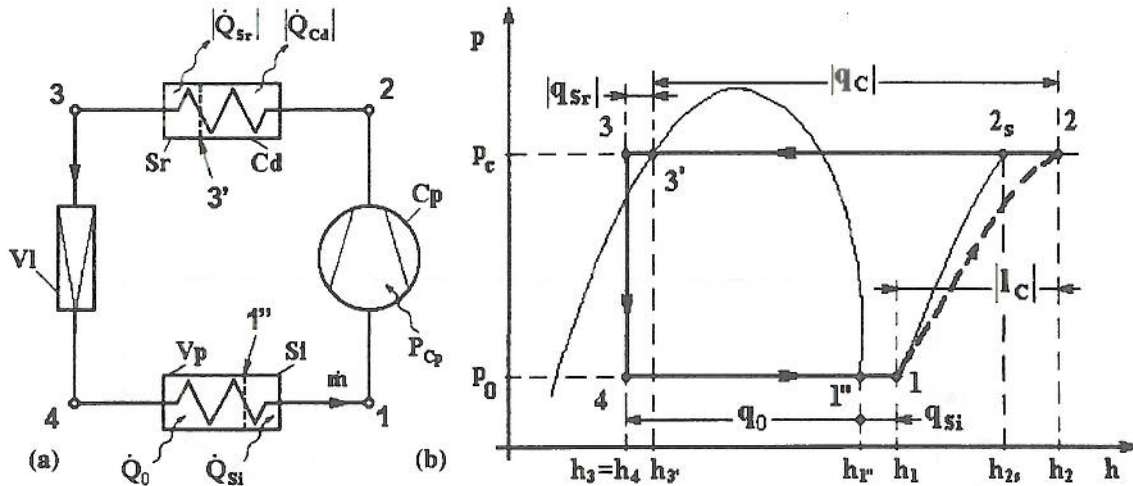


Fig. 1. Schema (a) și ciclul termodinamic teoretic (b) al IFV într-o treaptă de comprimare.

$$\eta_c = \frac{|l_{1-2s}|}{|l_{1-2}|} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{T_o}{T_c} \quad (3)$$

În continuare, s-au calculat schimburile energetice specifice masice și volumice:

– puterea frigorifică specifică masică:

$$q_o = q_{4-1} = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4)$$

– puterea frigorifică specifică volumică:

$$q_{ov} = q_o / v_1 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (5)$$

unde v_1 [m^3/kg] este volumul specific al vaporilor de agent frigorific aspirați în compresor.

– lucrul mecanic specific masic de comprimare:

$$|l| = |l_{1-2}| = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (6)$$

– sarcina termică specifică masică a condensatorului:

$$|q_c| = |q_{2-3}| = h_2 - h_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (7)$$

– sarcina termică specifică masică de supraîncălzire:

$$q_{si} = q_{1'-1} = h_1 - h_{1'} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (8)$$

– sarcina termică specifică masică de subrăcire:

$$|q_{sr}| = |q_{3-3'}| = h_3 - h_{3'} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (9)$$

Iar după verificarea calculului pe baza bilanțului energetic al ciclului, pentru 1 kg de agent:

$$q_o + q_{si} - |q_c| - |q_{sr}| = -|l|$$

s-a calculat coeficientul de performanță frigorifică:

$$COP = \frac{q_o}{|l|} \quad [-] \quad (10)$$

și debitul masic și volumic la aspirație în compresor:

$$\dot{m} = \dot{Q}_o / q_o \quad [\text{kg/s}]; \quad \dot{V}_a = \dot{m} \cdot v_1 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (11)$$

3. REZULTATE

Folosind metodologia de calcul prezentată anterior, pentru o putere frigorifică a instalației de 30 kW și pentru următoarele valori ale parametrilor de studiu:

$$t_c = +40^\circ\text{C}; \quad \Delta t_{sr} = 9 \text{ grad}; \quad \Delta t_{si} = 20 \text{ grad},$$

s-au efectuat calcule pentru diferite temperaturi de vaporizare $t_o = -25^\circ\text{C} \div +10^\circ\text{C}$, cu pas din 5 în 5 grd.

Valorile mărimilor de stare (presiune p , temperatură t , entalpie h , entropie s și volum v) în punctele caracteristice ale ciclului teoretic [8] (stările termodinamice $1''-1-2s-2-3'-3-4$) au fost determinate folosind programe de calcul elaborate în mediu EES, pentru agenții frigorifici clasici [7] și, respectiv, diagrama $p-h$, pentru DME [1]. Pentru amoniac nu s-au considerat acele cazuri în care, datorită raportului mare de comprimare, rezultau temperaturi de refulare mai mari de 140°C .

Rezultatele obținute în urma calculului sunt prezentate comparativ în fig. 2 – fig. 9.

Astfel în fig. 2 este reprezentată variația presiunii de saturație în funcție de temperatură $p_{sat}(t)$ pentru toți agenții studiați. Se observă faptul că DME are cele mai scăzute valori ale presiunii de saturație și că, aceasta fiind superioară presiunii atmosferice, sunt evitate infiltrațiile de aer din atmosferă. Valorile reduse ale presiunii de saturație pentru aceleași perechi de temperaturi de vaporizare–condensare, în cazul DME-ului conduc la un regim de funcționare la presiuni mai scăzute în instalație. Aceasta reprezintă un prim avantaj important în cazul folosirii DME-ului ca agent de lucru în instalațiile frigorifice cu comprimare de vapori.

Deși presiunile de funcționare sunt mai scăzute, la rapoarte de comprimare aproximativ egale, pentru aceleași perechi de temperaturi de vaporizare–condensare, în cazul DME-ului, lucrul mecanic specific masic consumat, l_c , pentru comprimare, este mai mare decât în cazul freonilor, dar mai mic decât al amoniacului, așa după cum este prezentat în fig. 3. Aceasta se datorează faptului că exponentul adiabatic al DME-ului este mai mare decât al freonilor dar mai mic decât al amoniacului ($k_{Freoni}=1,1 < k_{DME}=1,142 < k_{R717}=1,335$).

Fig. 4 prezintă variația puterii frigorifice specifice masice, q_o , în funcție de temperatura de vaporizare, t_o . În cazul DME-ului, rezultă valori superioare celor corespunzătoare freonilor considerați (aproximativ de două ori mai mari) și, respectiv, valori aproximativ de trei ori mai mici în comparație cu amoniacul.

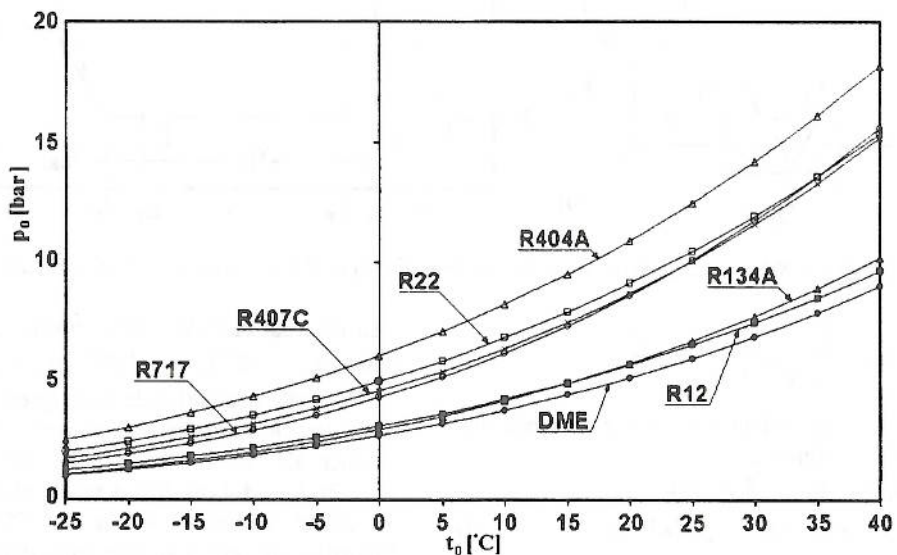


Fig. 2. Variația presiunii de saturație în funcție de temperatură.

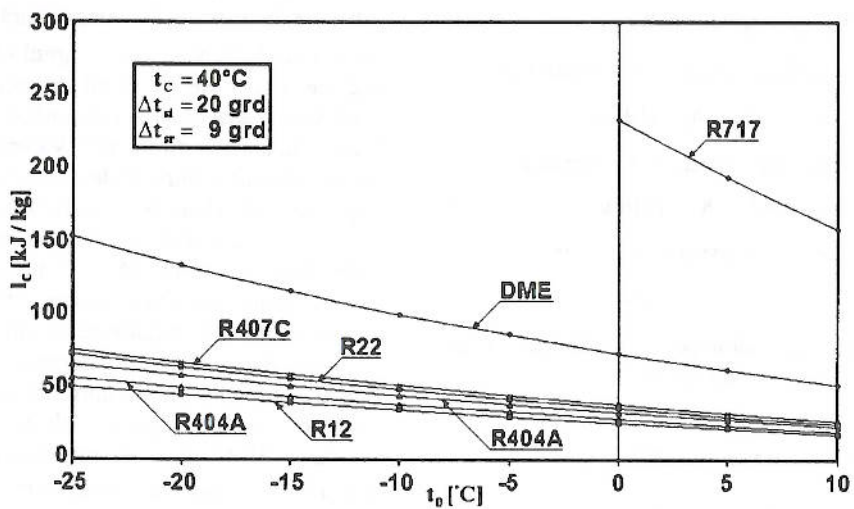


Fig. 3. Variația lucrului mecanic specific masic consumat în funcție de temperatura de vaporizare.

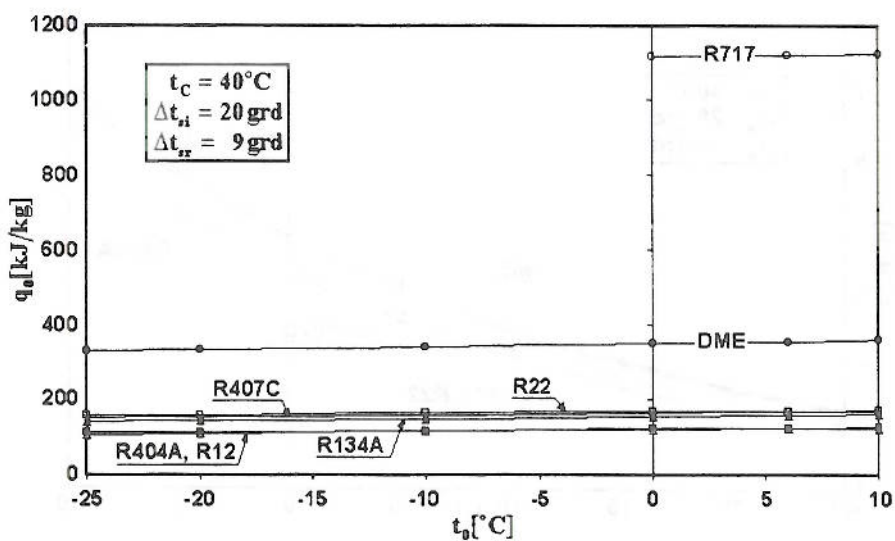


Fig. 4. Variația puterii frigorifice specifice masice în funcție de temperatura de vaporizare.

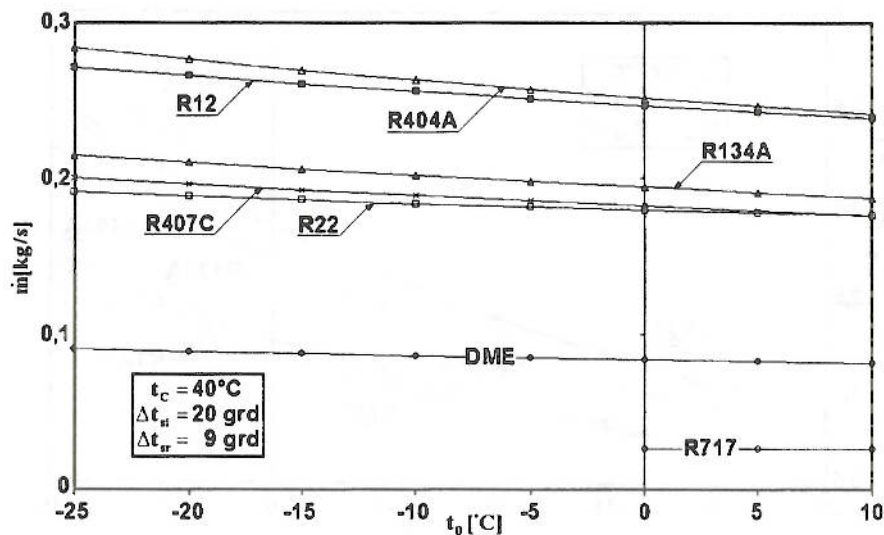


Fig. 5. Variația debitului masic aspirat de compresor în funcție de temperatura de vaporizare.

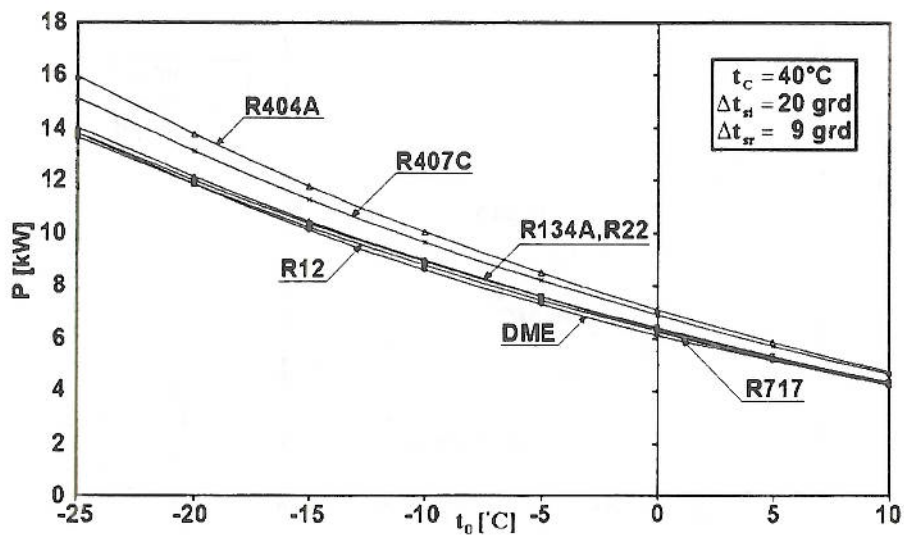


Fig. 6. Variația puterii mecanice consumate de compresor în funcție de temperatura de vaporizare.

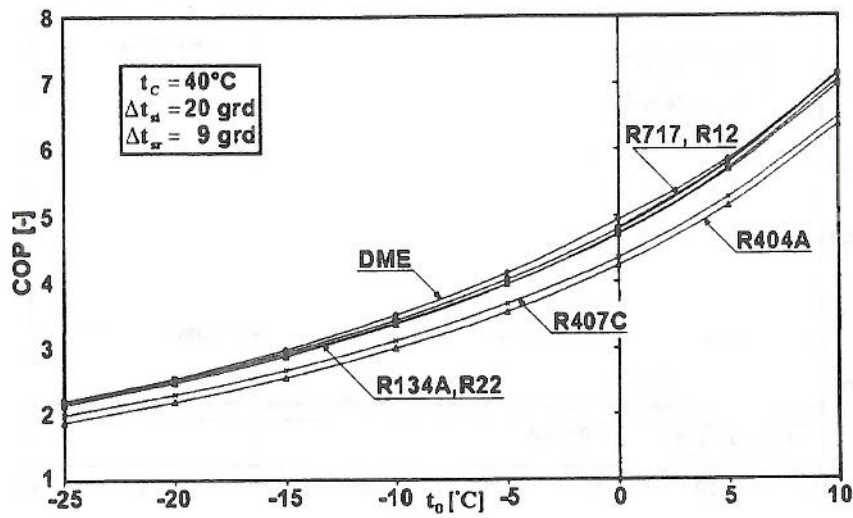


Fig. 7. Variația coeficientului de performanță frigorifică în funcție de temperatura de vaporizare.

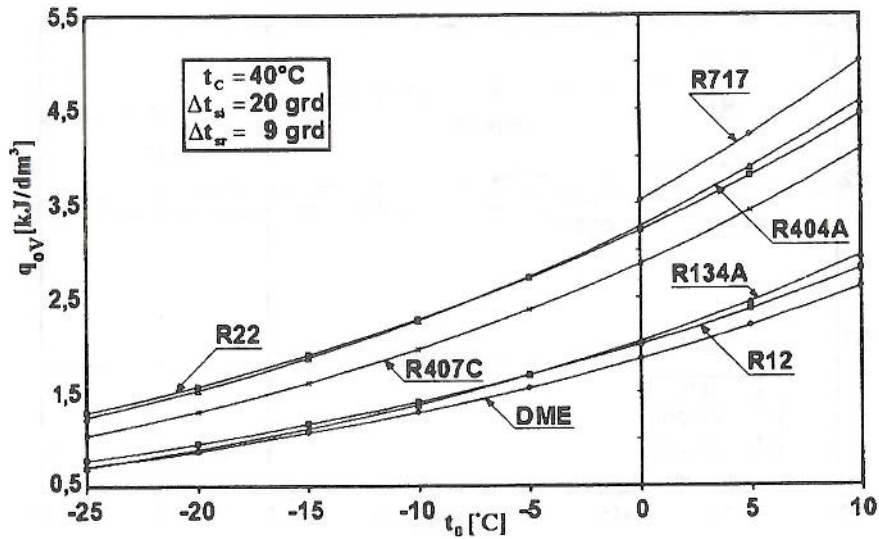


Fig. 8. Variația puterii frigorifice specifice volumice în funcție de temperatura de vaporizare.

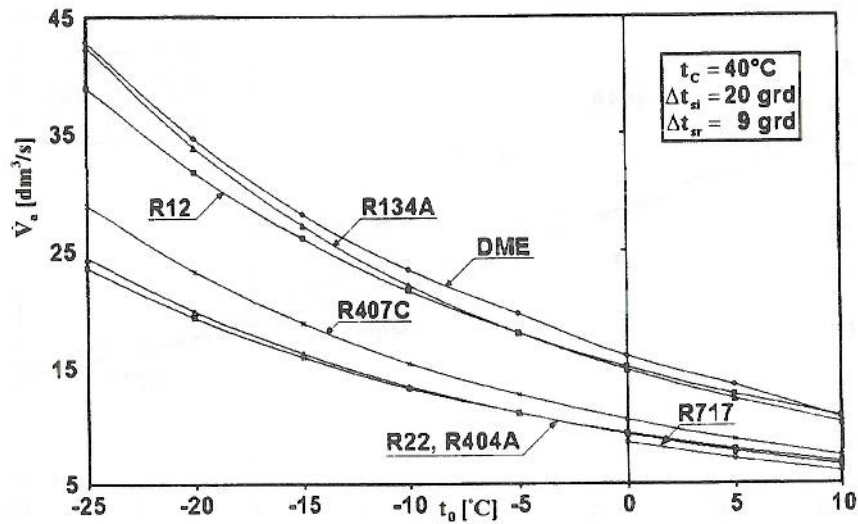


Fig. 9. Variația debitului volumic aspirat de compresor în funcție de temperatura de vaporizare.

În consecință, după cum este prezentat și în fig. 5, *debitul masic (\dot{m}) de DME este mult mai mic decât în cazul freonilor* (de două ori mai mic în raport cu R134A, R407C și R22 și, respectiv, de trei ori mai mic în raport cu R12 și R404A) și aproape dublu decât în cazul amoniacului. Aceasta reprezintă un al doilea avantaj important în cazul folosirii DME-ului în IFV-uri ca agent înlocuitor al freonilor și anume un debit masic mai mic, ceea ce conduce la un consum mai mic de energie (fig. 6).

Din rezultatele prezentate în fig. 7, referitoare la variația coeficientului de performanță frigorifică a ciclului teoretic, COP , se constată că, pentru toate temperaturile de vaporizare, t_0 , considerate, datorită creșterii foarte importante a puterii frigorifice specifice masice, deși lucrul mecanic specific masic de comprimare este mai mare, *în cazul DME-ului se obțin cele mai mari valori ale coeficientului de performanță frigorifică*. Aceasta reprezintă un al treilea avantaj important obținut în cazul folosirii DME-ului ca agent frigorific.

În fig. 8 este prezentată variația puterii frigorifice specifice volumice, q_{ov} , în funcție de temperatura de vaporizare, t_0 . Aici se observă că DME-ul are valorile cele mai mici, ceea ce se explică prin faptul că acest agent are valori foarte mari ale volumului specific în starea de aspirație în compresor și, respectiv, ale debitului volumic aspirat în compresor, \dot{V}_a (fig. 9). Aceasta conduce la necesitatea folosirii unor conducte de aspirație cu diametre mai mari și a unor compresoare frigorifice cu debite volumice mai mari în comparație cu toți ceilalți agenți frigorifici considerați, pentru o aceeași putere frigorifică impusă. Acesta este unul dintre principalele dezavantaje ale folosirii DME-ului ca agent frigorific.

CONCLUZII

Lucrarea analizează din punct de vedere termodinamic o nouă soluție posibilă pentru înlocuirea agenților frigorifici poluanți de tip CFC, HFC și HCFC cu agenți ecologici pe bază de dimetileter. Ca o fază preliminară a realizării acestui obiectiv se procedează la calculul termodinamic al unei instalații frigorifice cu comprimare de vapori (IFV) într-o treaptă ce folosește ca agent frigorific atât dimetileterul (DME), cât și agenții frigorifici clasici ca R717, R12, R134A, R22, R404A și R407C, substanțe pure sau amestecuri azeotrope și neazeotrope.

Prin compararea rezultatelor obținute pentru performanțele termodinamice ale instalației funcționând, în aceleași condiții impuse (putere frigorifică, temperatură de vaporizare și, respectiv de condensare), cu diferiții agenți de lucru studiați, în cazul folosirii DME-ului au rezultat următoarele avantaje:

- funcționare la un nivel de presiuni mai redus, fără pericol de intrare în vacuum;

- putere frigorifică specifică masică mai mare și deci debite masice mai mici;
- consum mai mic de lucru mecanic pentru comprimare;
- coeficient de performanță frigorifică mai mare.

În cazul impunerii unei aceeași puteri frigorifice, rezultatele termodinamice obținute evidențiază faptul că DME-ul poate substitui agenții R12 și R134A chiar și din instalațiile frigorifice aflate în exploatare, necesitând debite volumice apropiate. Pentru înlocuirea celorlalți freoni cu DME apare ca principal dezavantaj necesitatea folosirii unor compresoare frigorifice cu debite volumice mai mari și deci cu dimensiuni mai mari.

În concluzie, rezultatele cercetărilor teoretice efectuate în această etapă preliminară scot în evidență pe lângă o bună compatibilitate termodinamică a DME-ului pentru folosirea lui ca agent frigorific și unele avantaje importante, ceea ce justifică pe deplin noua soluție propusă pentru înlocuirea agenților frigorifici sintetici poluanți. Însă, pentru a demonstra efectiv că DME-ul reprezintă o soluție practică viabilă pentru înlocuirea agenților de lucru poluanți din instalațiile frigorifice contemporane, este necesară desfășurarea în continuare a unor cercetări experimentale de confirmare a performanțelor, de durabilitate și de fiabilitate [9].

BIBLIOGRAFIE

- [1] Kuprianoff J., Plank R., Steinle H., *Handbuch der Kältetechnik – Die Kältemittel*, Springer - Verlag, Berlin 1956.
- [2] Lorentzen G., Pettersen J., *New possibilities for non-CFC refrigeration*, in Pettersen J. Editor, *Paper of International Symposium on Refrigeration (IIR), Energy and Environment*, p. 29–34, Trondheim, Norway, 1992.
- [3] Lorentzen G., *Revival of carbon dioxide as a refrigerant*, Int. J. Refrig., Vol. 17(5), p. 292–301, 1993.
- [4] Lorentzen G., *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*, Int. J. Refrig., Vol. 18(3), p. 190–197, 1995.
- [5] Jung D., Chae S., Bae D., Oho S., *condensation heat transfer coefficient of flammable refrigerants*, Int. Jour. of Ref., Nr. 27, p. 314–317, 2004.
- [6] Jung D., Lee H., Bae D., Ha J., *Nucleate boiling heat transfer coefficients of flammable refrigerants on various enhanced tubes*, Int. Jour. of Ref., Nr. 28, p. 451–455, 2005.
- [7] Klein S.A., Alvarado F.L., *Manualul de utilizare a Programului Engineering Equation Solver V6.271W*, <http://www.fchart.com/ees/ees.shtml>.
- [8] Popescu G., Apostol V., Porneală S. ș.a., *Echipamente și Instalații Frigorifice*, Editura PRINTECH, București, 2005.
- [9] Marinescu C., Popescu G., Apostol V. ș.a., *O nouă familie de agenți frigorifici ecologici – NFAFE*, Rapoartele contractului de cercetare Nr. 1915/15.09.2004, Programul Național de Cercetare RELANSIN, 2004.