

# Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

Procedure for evaluating performance indicators for refrigeration machines or heat pumps

Florin IORDACHE<sup>1</sup>, Alexandru DRAGHICI<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti  
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor  
Bdul. Pache Protopopescu, 66, Romania  
[flord@yahoo.com](mailto:flord@yahoo.com)

**Rezumat.** Lucrarea are ca obiectiv prezentarea unei proceduri de evaluare a indicatorilor energetici aferenti masinilor frigorifice cu comprimare mecanica, folosite pentru extragerea caldurii (EER) sau furnizarea acesteia (COP) in mediul consumatorului. Procedura are ca date de intrare temperatura mediului rece si a mediului cald in care se gasesc vaporizatorul, respectiv condensatorul instalatiei, tinand totodata seama de randamentul motorului electric aferent compresorului si de randamentul izentropic de comprimare a agentului frigorific. In cadrul simularilor de functionare realizate in programul CoolPack, eficienta masinii frigorifice la comprimare izentropica este utilizata ca indicator energetic de baza.

**Cuvinte cheie:** masini frigorifice, comprimare mecanica

**Abstract.** This paper presents a numerical procedure for evaluating the energetical indicators of the refrigeration systems with mechanical compression, that can be used to extract (EER) or to supply heat (COP) to the consumer. The procedure uses as input data the temperature values of the cold environment (where the frigorific evaporator is installed) and warm environment (surrounding the frigorific condenser). The electric and isentropic efficiencies of the compressor are also taken into account. Within the functional simulation developed in CoolPack software, the evaporator efficiency at isentropic compression is used as a fundamental energetical indicator.

**Keywords:** refrigeration machines, mechanical compression

## 1. Introducere

O serie de aplicatii de inginerie civila fac apel la utilizarea surselor regenerabile prin intermediul sistemelor neconventionale, cum ar fi utilizarea energiei solare pentru incalzirea cladirilor sau pentru prepararea apei calde de consum sau utilizarea pompelor de caldura, care extrag o putere termica dintr-un mediu cu temperatura mai

scazuta si o livreaza intr-un mediu cu temperatura mai ridicata. Este firesc ca specialistul din domeniul ingineriei civile sa apeleze la temperaturile mediilor rece si cald, pentru a urmari functionarea sistemului compus din pompa de caldura (cu rol de sursa) si instalatia consumatorului (de incalzire a spatiilor sau de preparare a apei calde de consum). Pe de alta parte, ciclul frigorific tine seama de caracteristicile constructiv-functionale ale masinii, adica de tipul motorului electric utilizat pentru antrenarea compresorului, de tipul compresorului, de schimbatoarele de caldura folosite la vaporizare si condensare si de tipul agentului frigorific utilizat. Valorile efective ale indicatorilor de performanta depind desigur de nivelul temperaturilor absolute ale agentului frigorific la vaporizare si condensare, care, la randul lor, sunt direct legate de temperaturile mediilor rece si cald mentionate. S-a considerat ca motorul electric care antreneaza compresorul pompei de caldura functioneaza cu randamentul (subunitar)  $\eta_{EL}$ , doar o parte din puterea electrica absorbita din retea fiind utilizata pentru procesul de comprimare mecanica. Pentru evaluarea indicatorilor de performanta energetica aferenti ciclului masinii frigorifice, s-a utilizat soft-ul de specialitate CoolPack [1].

## 2. Descrierea procedurii de evaluare

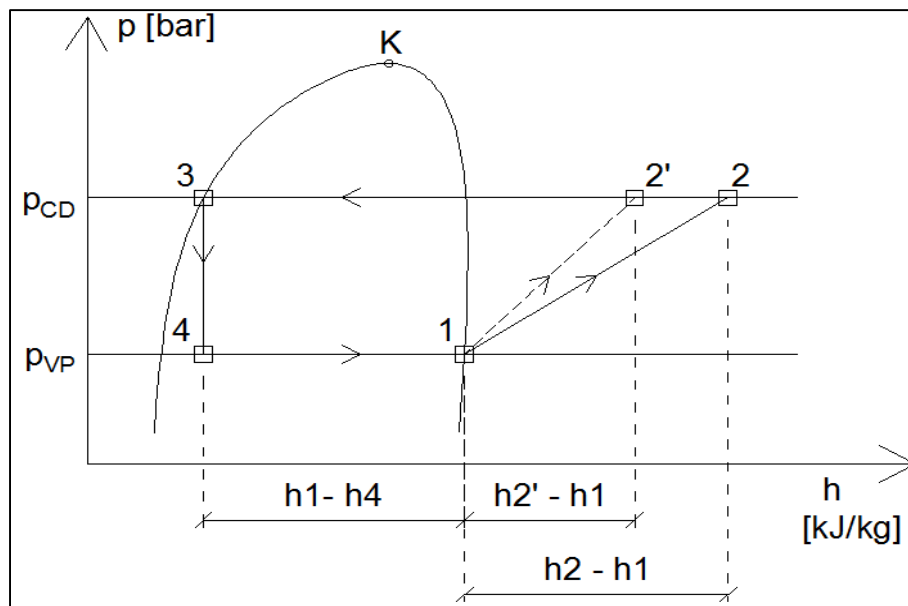


Fig. 1

In Fig. 1 se prezinta schematic ciclul termodinamic al agentului frigorific in diagrama presiune-entalpie (p-h) [2]. Procesul de comprimare real urmeaza linia 1-2, linia 1-2' fiind situatia ideala in care procesul de comprimare s-ar desfasura la entropie constanta. Randamentul izentropic al compresorului [3] se defineste ca:

Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

$$\eta_{iz} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Pe de alta parte, eficienta (bruta) a masinii frigorifice [2] este:

$$\varepsilon_{VP}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Aceasta eficienta are valoarea maxima (mai mica totusi decat eficienta Carnot omoloaga) in situatia in care comprimarea agentului frigorific se face la entropie constanta, adica dupa linia 1-2'. Din combinarea relatiilor (2) si (1), rezulta:

$$\varepsilon_{VP}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} \quad (3)$$

Daca se noteaza:

$$\varepsilon_{VP\_iz}^* = \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \quad (4)$$

Atunci relatia (3) se poate scrie:

$$\varepsilon_{VP}^* = \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} \quad (5)$$

unde cu  $\varepsilon_{VP\_iz}^*$  s-a notat valoarea maxima a eficientei brute la vaporizator.

In ceea ce priveste eficienta bruta a pompei de caldura, aceasta este:

$$\varepsilon_{CD}^* = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_2 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz}$$

sau

$$\varepsilon_{CD}^* = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} + \frac{h_1 - h_4}{h_{2'} - h_1} \cdot \eta_{iz} \quad (6)$$

sau

$$\varepsilon_{CD}^* = 1 + \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz}$$

Trecerea la eficientele nete ale masinii frigorifice / pompei de caldura se face tinand seama de randamentul motorului electric care actioneaza compresorul,  $\eta_{EL}$ . Astfel:

$$EER = \varepsilon_{VP} = \left( \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}$$

si

$$COP = \varepsilon_{CD} = \left( 1 + \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}$$
(7)

Rezulta destul de clar ca indicatorul central care trebuie determinat este eficienta maxima a masinii frigorifice,  $\varepsilon_{VP\_iz}^*$ , toate celelalte eficiente stabilindu-se pe baza acesteia si a constantelor constructiv-functionale ale masinii frigorifice / pompei de caldura.

In vederea utilizarii software de specialitate, se evalueaza temperaturile absolute de vaporizare si de condensare ale agentului frigorific in cadrul ciclului. Astfel:

$$T_{VP} = t_{VP} + 273,15 = \theta_{VP} - \Delta t_{VP} + 273,15$$

$$T_{CD} = t_{CD} + 273,15 = \theta_{CD} + \Delta t_{CD} + 273,15$$
(8)

Prelucrarea rezultatelor obtinute in urma utilizarii CoolPack arata ca intre eficienta maxima  $\varepsilon_{VP\_iz}^*$  si raportul  $f = T_{CD}/T_{VP}$  pot fi stabilite relatii de forma:

$$\varepsilon_{VP\_iz}^* = A \cdot \exp(-B \cdot f)$$

unde:

$$f = \frac{T_{CD}}{T_{VP}}$$
(9)

Rezulta, in consecinta, ca eficientele brute ale masinii frigorifice / pompei de caldura au expresiile:

$$\varepsilon_{VP}^* = \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} = A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz}$$

$$\varepsilon_{CD}^* = 1 + \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} = 1 + A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz}$$
(10)

iar eficientele nete pot fi scrise:

$$EER = \varepsilon_{VP} = \left( A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}$$

si

$$COP = \varepsilon_{CD} = \left( 1 + A \cdot \exp(-B \cdot f) \cdot \eta_{iz} \right) \cdot \eta_{EL}$$
(11)

Corelatia (9) este prezentata in Fig. 2, pentru agentul frigorific R410A.

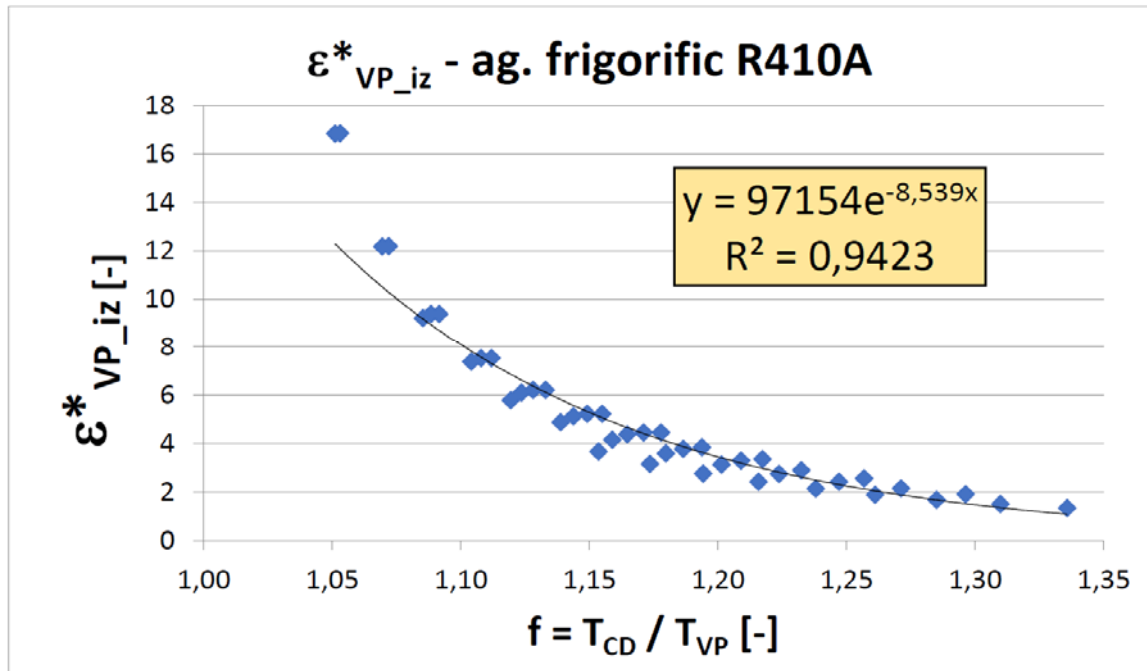


Fig. 2

Pentru seria de agenti frigorifici testati (R410A, R134a, R407C, R507, R32), valorile aproximative ale coeficientilor A si B din expresia (91) sunt cele date in Tabelul 1.

Tabelul 1

Agentul frigorific	A	B
R410A	97 154	8.539
R134a	57 893	8.013
R407C	67 460	8.186
R507	311 889	9.624
R32	51 737	7.949

Daca inasa prelucrarea rezultatelor oferite de programul CoolPack privind eficienta maxima  $\epsilon^*_{VP_{iz}}$  se face utilizand ca parametru intermediar eficienta Carnot a masinii frigorifice,  $\epsilon^C_{VP}$ , atunci se obtin relatii de forma:

$$\epsilon^*_{VP_{iz}} = M \cdot \epsilon^C_{VP} - N$$

unde:

$$\epsilon^C_{VP} = \frac{1}{f-1}, f = \frac{T_{CD}}{T_{VP}} \quad (12)$$

In acest caz, rezulta ca eficientele brute ale masinii frigorifice / pompei de caldura au expresiile:

$$\varepsilon_{VP}^* = \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} = \left( M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz}$$

$$\varepsilon_{CD}^* = 1 + \varepsilon_{VP\_iz}^* \cdot \eta_{iz} = 1 + \left( M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz} \quad (13)$$

iar eficientele nete capata forma:

$$EER = \varepsilon_{VP} = \left( M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz} \cdot \eta_{EL}$$

$$COP = \varepsilon_{CD} = \left[ 1 + \left( M \cdot \frac{1}{f-1} - N \right) \cdot \eta_{iz} \right] \cdot \eta_{EL} \quad (14)$$

Relatiile (11) si (14) sunt formal asemanatoare dat fiind ca ambele utilizeaza 2 constante depinzand de agentul frigorific folosit si ambele depind de:  $f = T_{CD}/T_{VP}$ ,  $\eta_{iz}$  si  $\eta_{EL}$ . Corelatia dintre eficienta izentropica si eficienta Carnot ale masinii frigorifice este prezentata in Fig. 3, pentru agentul frigorific R410A. Corelatia intre cele 2 tipuri de eficiente este liniara gradul de corelare fiind superior, spre 99%, motiv pentru care s-a considerat utila prezentarea corelari intre cele doua tipuri de eficiente.

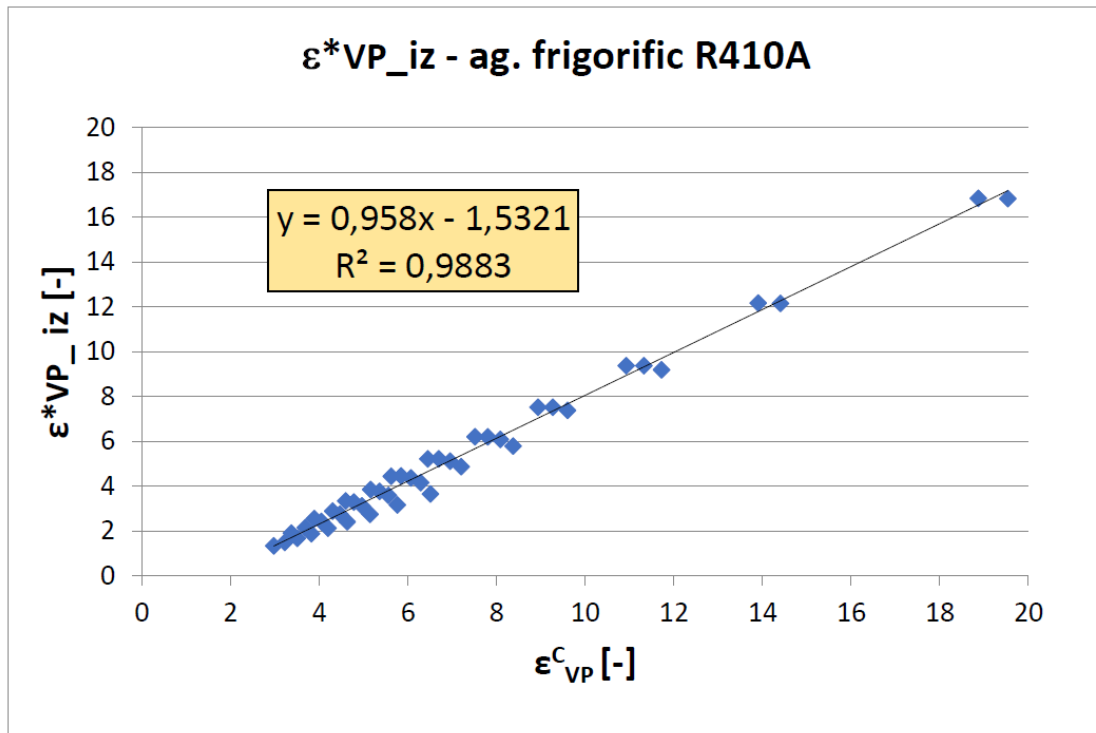


Fig. 3

Procedura de evaluare a indicatorilor de performanta pentru masini frigorifice sau pompe de caldura

Pentru agentii R410A, R134a, R407C, R507, R32, valorile aproximative ale coeficientilor M si N din expresia (121) sunt cele date in Tabelul 2.

Tabelul 2

Agentul frigorific	M	N
R410A	0.958	1.5321
R134a	0.9812	1.2825
R407C	0.957	1.3453
R507	0.9642	1.8975
R32	0.9487	1.2586

### 3. Analiza performantelor energetice in functie de tipul agentului utilizat

In Fig. 4 se prezinta diagrama curbelor de variatie a eficientei izentropice a masinii frigorifice in functie de raportul  $f = T_{CD}/T_{VP}$ , pentru cei 5 agenti mentionati anterior.

Este de remarcat faptul ca, pentru fiecare agent frigorific, multimea de puncte rezultate din testele efectuate cu programul CoolPack a putut fi bine aproximata cu o curba de natura exponentiala, coeficientul de corelatie  $R^2$  avand valori ridicate, de 94-95 %.

Se observa ca cele 5 curbe corespunzatoare agentilor testati se plaseaza in diagrama destul de compact; totusi, in zona valorilor  $f = 1.15...1.25$ , diferentele de eficienta  $\epsilon^*_{VP\_iz}$  intre R134a si R507 ajung la valori usor supraunitare chiar. Desigur, aceste diferente se diminueaza atunci cand, prin inmultirea cu randamentul izentropic si randamentul electric, se ajunge la eficientele nete EER si COP.

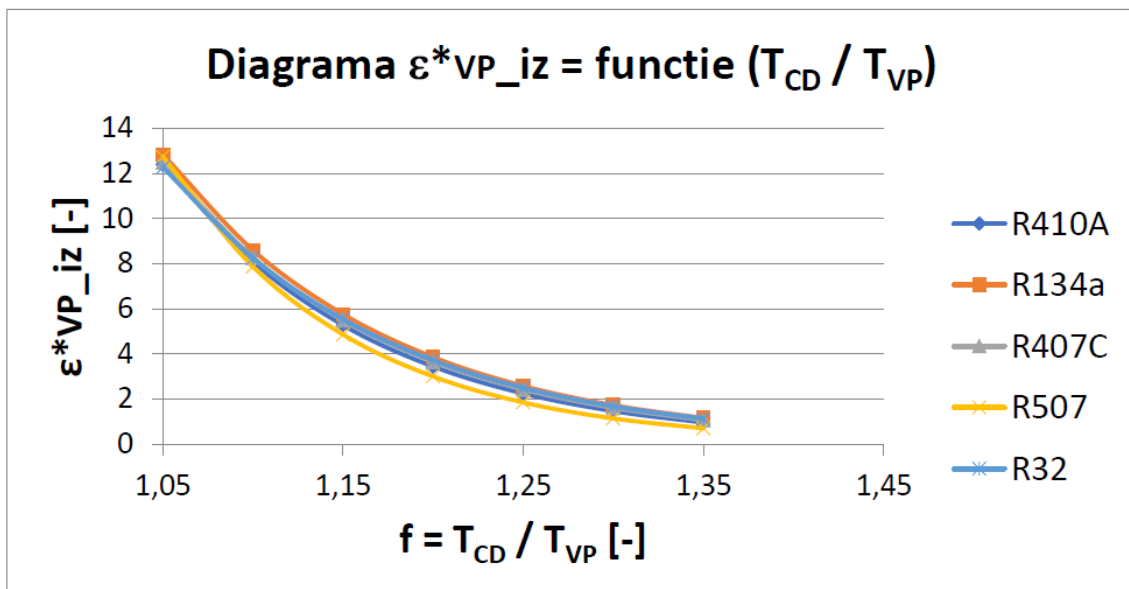


Fig. 4

Dependentele liniare din Fig. 5, bazate pe corelatia (121), sunt chiar mai precise decat cele exponentiale ( $R^2 = 98 - 99 \%$ ). Totodata, diferentele dintre agentii frigorifici sunt mai greu de sesizat.

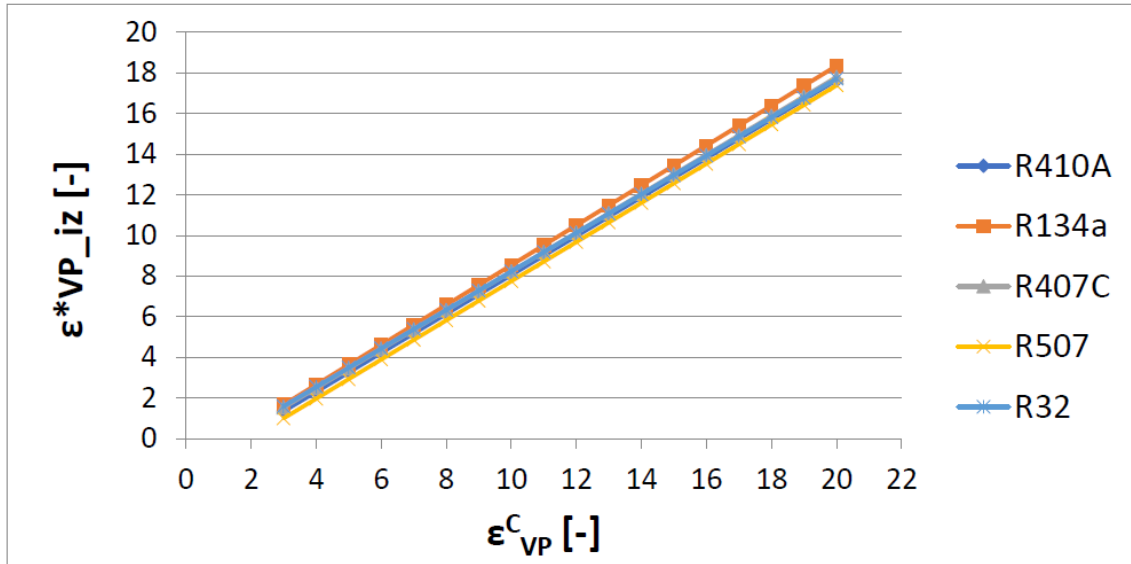


Fig. 5

Daca se face referire doar la agentul frigorific R410A si se cauta reprezentarea  $\epsilon^*_{VP\_iz}$  in functie de temperaturile  $T_{VP}$  si  $T_{CD}$ , rezulta diagrama din Fig. 6. In abscisa este trecuta temperatura mediului rece (de unde se extrage fluxul termic),  $\theta_{VP}$ , curbele diferentiindu-se dupa valoarea temperaturii mediului cald (unde se livreaza fluxul termic),  $\theta_{CD}$ . Pentru trecerea de la  $T_{VP}$  si  $T_{CD}$  la  $\theta_{VP}$ , respectiv  $\theta_{CD}$ , s-au folosit relatiile (8), cu  $\Delta t_{VP} = \Delta t_{CD} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se observa cum eficienta bruta izentropica a masinii frigorifice este mai scazuta cu cat diferenta temperaturilor celor doua medii de lucru este mai mare. Acest lucru se transmite si mai departe la eficientele finale EER si COP. Pe de alta parte, este important de mentionat ca intre eficientele stabilite pentru masina frigorifica exista inegalitatea:  $\epsilon^C_{VP} > \epsilon^*_{VP\_iz} > \epsilon^*_{VP} > \text{EER}$ . Aceeasi situatie comparativa rezulta si intre eficientele brute si cele nete ale pompei de caldura.



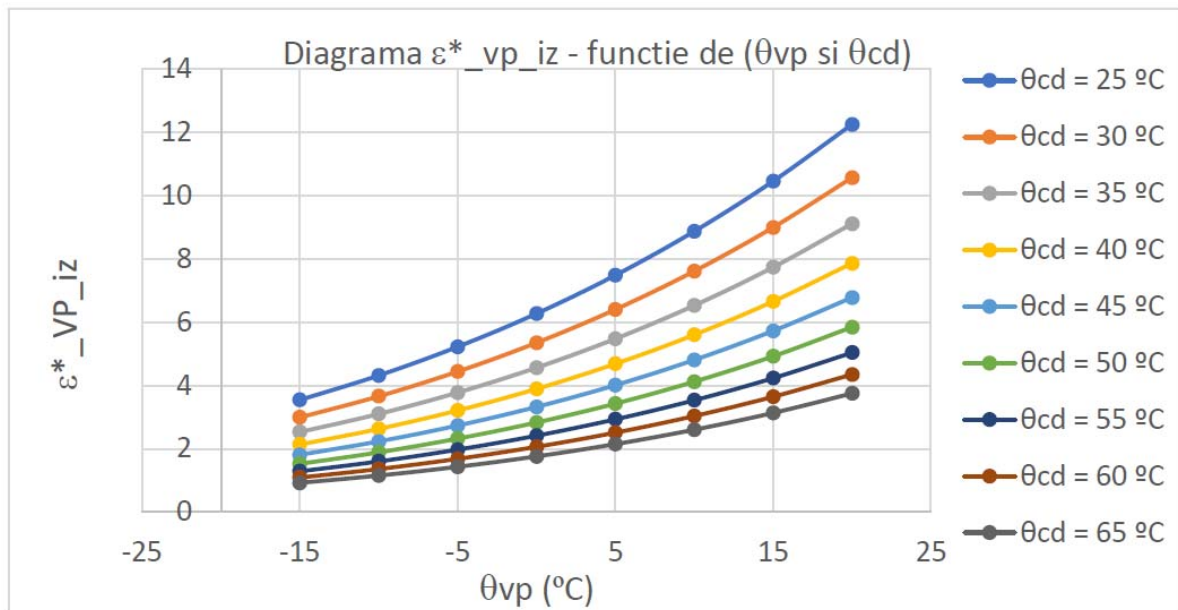


Fig. 6

Cu titlu de exemplu, utilizand relatiile (10) si (11) pentru agentul frigorific R410A, in situatia in care  $\eta_{iz} = 0.7$  si  $\eta_{EL} = 0.7$ , rezulta diagramele din Fig. 7 si Fig. 8 pentru eficienta energetica a masinii frigorifice, EER, respectiv pentru coeficientul de performanta al pompei de caldura, COP.

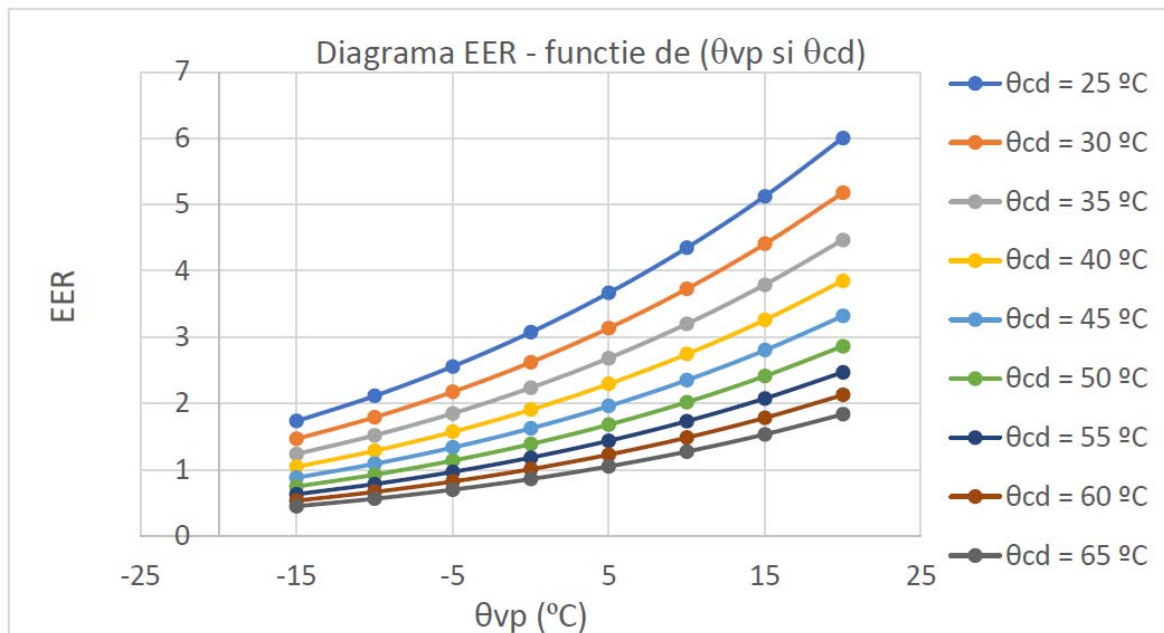


Fig. 7

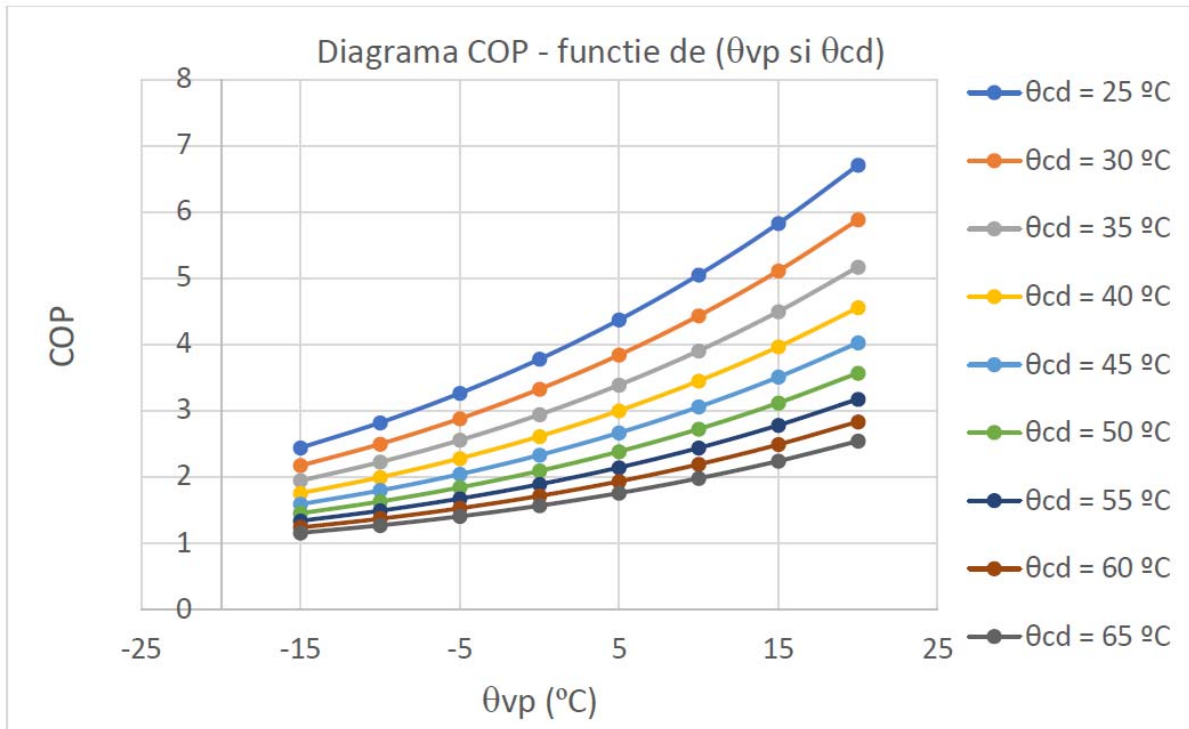


Fig. 8

#### 4. Concluzii

Utilizarea soft-urilor de specialitate ofera posibilitatea stabilirii valorilor brute ale eficientelor  $\varepsilon^*_{VP}$  si  $\varepsilon^*_{CD}$  caracteristice masinilor frigorifice / pompelor de caldura, fara a se tine seama de randamentul motorului electric care antreneaza compresorul masinii frigorifice si apeland la temperaturile absolute de vaporizare (TVP) si de condensare (TCD) a agentului frigorific.

In cadrul lucrarii de fata s-a cautat a se stabili o procedura de lucru care sa vizeze evaluarea eficientelor nete EER si COP, facand apel la temperaturile mediilor rece,  $\theta_{VP}$  si respectiv cald,  $\theta_{CD}$ . Mai mult, procedura de lucru presupune stabilirea eficientei brute izentropice a masinii frigorifice,  $\varepsilon^*_{VP_{iz}}$ , ca nucleu al indicatorilor de performanta energetica. Pe baza acestui parametru, utilizand randamentul izentropic de comprimare,  $\eta_{iz}$ , si randamentul motorului electric,  $\eta_{EL}$ , se determina eficientele brute si nete ale masinii frigorifice si ale pompei de caldura. Asa numitul nucleu al procedurii depinde de agentul frigorific utilizat, diferentele intre agentii frigorifici fiind totusi destul de mici.

Se considera ca procedura de lucru descrisa poate fi utila in lucrari de analiza energetica si dimensionare in cadrul sistemelor compuse din masini frigorifice / pompe de caldura ca sistem sursa, cuplate cu consumatori de tipul instalatiilor de incalzire sau de preparare a apei calde de consum aferente cladirilor.

### Lista de notatii

$p_{VP}$  – presiunea agentului frigorific in vaporizator, bar;  
 $p_{CD}$  – presiunea agentului frigorific in condensator, bar;  
 $\theta_{VP}$  – temperatura mediului rece din care se extrage flux termic, °C;  
 $\theta_{CD}$  – temperatura mediului cald in care se livreaza flux termic, °C;  
 $t_{VP}$  – temperatura de vaporizare a agentului frigorific, °C;  
 $t_{CD}$  – temperatura de condensare a agentului frigorific, °C;  
 $\Delta t_{VP}$  – diferenta medie logaritmica de temperatura la vaporizator, °C;  
 $\Delta t_{CD}$  – diferenta medie logaritmica de temperatura la condensator, °C;  
 $T_{VP}$  – temperatura absoluta de vaporizare a agentului frigorific, K;  
 $T_{CD}$  – temperatura absoluta de condensare a agentului frigorific, K;  
 $h$  – entalpia specifica, kJ/kg;  
 $\eta_{iz}$  – randamentul izentropic, -;  
 $\eta_{EL}$  – randamentul motorului electric aferent compresorului, -;  
 $\varepsilon_{VP}^C$  – eficienta Carnot a masinii frigorifice, -;  
 $\varepsilon_{VP\_iz}^*$  – eficienta bruta a masinii frigorifice in ipoteza comprimarii izentropice, -;  
 $\varepsilon_{VP}^*$  – eficienta bruta a masinii frigorifice, -;  
 $\varepsilon_{CD}^*$  – eficienta bruta a pompei de caldura, -;  
 $EER = \varepsilon_{VP}$  – eficienta masinii frigorifice, -;  
 $COP = \varepsilon_{CD}$  – eficienta pompei de caldura, -;

### Bibliografie

1. CoolPack 1.50 (colectie de modele de simulare pentru sistemele frigorifice)
2. A. Ilie et al., "Calculul termic, cicluri și scheme pentru proiectarea instalațiilor frigorifice cu comprimare mecanică", Matrix Rom, Bucuresti, 2014, p. 15, 17
3. <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-processes/isentropic-process/isentropic-efficiency-turbinecompressornozzle/> (11.11.2019)