



Munich Personal RePEc Archive

## **Solutions for increasing energy efficiency of industrial cooling plant (chiller) from S.C. Continental Sibiu**

Petrilean, Dan Codrut and Mija, Eduard and Preda, Lucian  
and Marinescu, Dan Constantin

Universitatea din Petrosani

2016

Online at <https://mpra.ub.uni-muenchen.de/81096/>

MPRA Paper No. 81096, posted 17 Jan 2018 07:14 UTC

**INSTITUTUL INTERNAȚIONAL DE MANAGEMENT  
IMI-NOVA**

**PERFORMANȚE ÎNTR-O  
ECONOMIE COMPETITIVĂ  
(ediția 3)**

**Chișinău 2016**

**COMITET ȘTIINȚIFIC:**

---

**Președinte:**

Prof.univ., dr. hab. Valentin RĂILEAN      Rector IMI-NOVA, Moldova

**Co- președinți:**

Prof.univ., dr. Elisabeta BOȚIAN      Rector Universitatea Româno-germană,  
Sibiu, România  
Conf.univ., dr. Valentina FETINIUC      Vicerector IMI-NOVA, Moldova

**Membri:**

Prof. univ., dr. Nicolae ILIAȘ      Universitatea Petroșani, România  
Prof.univ., dr. Alessandro FIGUS      Universitatea Link Campus, Italia  
Prof.univ., dr. George TEȘELEANU      Universitatea Ancona, Italia  
Prof.univ. dr. Michel AUDOUSSET      Director AFCE, Franța  
Conf.univ.,dr. George BALAN      Universitatea Sibiu, România  
Prof. univ. dr. ing. Moise Ioan ACHIM      Universitatea Alba-Iulia, România  
Prof. univ., dr.hab. Olga BRUSYLOVSKA      Universitatea Odesa, Ucraina  
Conf.univ., dr. Corina RĂILEAN      Vicerector IMI-NOVA, Moldova

**Întreaga responsabilitate asupra conținutului științific și informativ al lucrărilor aparține autorilor.**

**Performanțe într-o economie competitivă** / Inst. Intern.de Management "Imi-Nova" ; com. șt.: Valentin Răilean (președinte) [et al.]. – (Ed. a 3-a). – Chișinău : S. n., 2016 (Tipogr. "Impressum"). – 233 p.

Texte : lb. rom., engl., rusă. – Rez.: lb. rom., engl. – Bibliogr. la sfârșitul art. – Referințe bibliogr. în subsol.

ISBN 978-9975-3085-2-6.

33(082)=135.1=111=161.1

P 51

**SOLUTIONS FOR INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF INDUSTRIAL COOLING PLANT (CHILLER) FROM S.C. CONTINENTAL SIBIU**

*Associate Professor Ph.D. Dan Codrut **PETRILEAN**,  
Phd. student Eduard Mija, Phd student Lucian **PREDA**,  
Phd. student Dan Constantin **MARINESCU**  
University of Petrosani, Romania*

**ABSTRACT:** Scopul ciclului de racire este sa este sa indeparteze caldura acumulata dintr-un spatiu si a o evacueze in altul. Ciclul de racire se bazeaza pe e principiile fizice cunoscute in care un lichid expandeaza in gaz si astfel extrage caldura de pe suprafata. In lucrare sunt determinati parametrii energetici de performanta ai racitorului in functionare in accord cu EUROVENT.

**CUVINTE CHEIE:** putere de racire, chiller, bilant energetic.

## **1. INTRODUCTION**

Un subiect deosebit de important al echipamentelor de condiționare a aerului o constituie consumul de energie, datorită creșterii rapide a prețurilor pentru energie și a efectelor asupra mediului înconjurător [4]. Lucrarea vizează elaborarea unui model de calcul a distribuției ponderii energiilor pentru o instalație de racire în funcțiune pentru verificarea funcționării în condiții de eficiență energetică. Pe baza modelului de calcul se realizează un bilanț energetic real orar pentru o unitate rooftop și se calculează valoarea ESEER. Se cunoaște că, cu cât valoarea ESEER a unui agregat de răcire este mai mare, cu atât consumul mediu de energie este mai mic și economiile anuale sunt mai mari.

În acest scop este determinată eficiența energetică a rooftopului pe baza eficienței energetice la diferite încărcări (ESEER, în kW/kW). Sunt determinați și o serie de parametri termoenenergetici necesari în evidențierea performanțelor energetice ale rooftop-ului. ESEER permite evaluarea mediei eficienței energetice la încărcare parțială, pe baza a patru condiții de funcționare definite de către Eurovent. ESEER este valoarea medie a ratelor de eficiență energetică (EER) în condiții de operare diferite, ponderată în funcție de timpul de funcționare.

În literatura de specialitate și în prospectele firmelor constructoare de aparate HVAC eficiența energetică se încadrează în limitele valorilor 2.5-4.5.

Sarcina termică a unei încălzi depinde de mulți factori, cum ar fi temperatura exterioară a aerului, expunerea la soare și amplasarea sa. Prin urmare, este preferabil să se utilizeze media eficienței energetice, calculată la mai multe puncte de funcționare, care sunt reprezentative pentru utilizarea unității. O corelare între încărcare, temperatura aerului, eficiența energetică și timpul de operare al aparatului se prezintă în tabelul 1.

**Tabelul 1**

**ESEER Parameters [2]**

<b>Încărcare %</b>	<b>Temperatura aerului °C</b>	<b>Eficiența energetică</b>	<b>Timpul de operare %</b>
100	35	EER <sub>1</sub>	3
75	30	EER <sub>2</sub>	33
50	25	EER <sub>3</sub>	41
25	20	EER <sub>4</sub>	23

**2. CALCULATION MODEL. RESULTS AND DISCUSSION**

In studiu s-a elaborat un model de calcul care sa permita determinarea exergiei utile si a pierderilor de exergie pentru un rooftop Trane,  $P_N = 60$  kW. S-a determinat exergia orara consumata de compresor  $E_c = 19.5$  kW si exergia orara consumata de ventilatoare, tinandu-se cont de numarul de ventilatoare si de puterea motoarelor de actionare  $E_v = 5.84$  kW. Utilizand un debitmetru ultrasonic Flexim ADM 625 s-a masurat debitul masic total de agent frigorific comprimat,  $\dot{m}_{freon} = 0.33$  kg/s. Pe baza tabelului 1 si a parametrilor de eficienta energetica determinati in modelul de calcul se va determina ESEER (relatia 20).

Lucru mecanic specific total de comprimare a agentului frigorific:

$$l_c = \frac{E_c}{\dot{m}_{freon}} = 59.091 \frac{kJ}{kg} \tag{1}$$

Puterea frigorifica a freonului este  $E_{fr} = 60.34$  kW, iar puterea frigorifica specifica a agentului realizata in vaporizatorul instalatiei si eficienta frigorifica a ciclului sunt:

$$q_v = \frac{E_{fr}}{\dot{m}_{freon}} = 182.848 \frac{kJ}{kg} \quad \varepsilon_f = \frac{q_v}{l_c} = 3.094 \tag{2}$$

Lucrul mecanic specific aferent ventilatoarelor destinate racirii cu aer a condensatoarelor se determina cu relatia:

$$l_v = \frac{E_v}{\dot{m}_{freon}} = 17.697 \frac{kJ}{kg} \tag{3}$$

Lucrul mecanic specific aferent unitatii (compresoare + ventilatoare) se obtine astfel:

$$l_u = l_c + l_v = 76.788 \frac{kJ}{kg} \tag{4}$$

Pierdere specifică datorită ireversibilității comprimării ca valoare și procentual:

$$\xi_{ircomp} = 8.567 \frac{kJ}{kg}; \quad \xi_{pircomp} = 100 \left( \frac{\xi_{ircomp}}{l_u} \right) = 11.157\% \quad (5)$$

Pierderea specifica determinata de ireversibilitatea transferului de caldura in vaporizator:

$$\xi_{irv} = 4.05 \frac{kJ}{kg}; \quad \xi_{pirv} = 100 \left( \frac{\xi_{irv}}{l_u} \right) = 5.274\% \quad (6)$$

Pierderea specifica determinata de ireversibilitatea transferului de caldura in condensator:

$$\xi_{irc} = 9.073 \frac{kJ}{kg}; \quad \xi_{pirc} = 100 \left( \frac{\xi_{irc}}{l_u} \right) = 11.816\% \quad (7)$$

Pierderea specifica determinata de ireversibilitatea laminarii:

$$\xi_{irl} = 5.21 \frac{kJ}{kg}; \quad \xi_{pirl} = 100 \left( \frac{\xi_{irl}}{l_u} \right) = 6.785\% \quad (8)$$

Pierderea specifica datorita ireversibilitatii proceselor din ventilatoare:

$$\xi_{irvent} = 0,718 \frac{kJ}{kg}; \quad \xi_{pirvent} = 100 \left( \frac{\xi_{irvent}}{l_u} \right) = 0.935\% \quad (9)$$

Total pierderi specifice cauzate de ireversibilitate:

$$\sum p_{ir} = \xi_{irl} + \xi_{irc} + \xi_{irv} + \xi_{ircomp} + \xi_{irvent} = 627.618 \frac{kJ}{kg}; \quad \sum E_{pir} = 35.976\% \quad (10)$$

Randamentul exergetic al ciclului:

$$\eta_{ecl} = 1 - \frac{\sum p_{pir}}{100} = 0.64 \quad \eta_{pecl} = \eta_{ecl} \cdot 100 = 64.033\% \quad (11)$$

Lucrul mecanic specific util:

$$l_{mu} = l_u - \sum p_{ir} = 49.17 \frac{kJ}{kg} \quad (12)$$

Energia specifica cedata de agentul frigorific in grupul condensator - subracitor si preluata de mediul ambiant are valoarea:

$$q_m = l_u + q_v = 259.636 \frac{kJ}{kg} \quad (14)$$

Exergia furnizata unitatii din retea, se calculeaza tinandu-se cont de debitul masic de freon:

$$E_i = (l_c + l_v) \cdot m_{freon} = 25.34 kW \quad (15)$$

determinandu-se apoi pierderile datorita ireversibilitatii proceselor ca valoare si procentual, utilizand relatiile (5 - 9). Determinarea acestora se face simplu, inmultind pierderea specifica corespunzatoare cu debitul masic de agent frigorific, valoarea obtinuta fiind in kW.

Insumand toate pierderile cauzate de ireversibilitate obtinem:

$$\pi_{tot} = \pi_c + \pi_{vap} + \pi_{cc} + \pi_l + \pi_{vent} = 9.114 kW \quad \pi_{totp} = \left( \frac{\pi_{tot}}{E_i} \right) \cdot 100 = 35.967 \% \quad (16)$$

Randamentul exergetic al ciclului numeric egal cu gradul de reversibilitate al ciclului devine:

$$\eta_{exergetic} = l - \frac{\pi_{totp}}{100} = 0.64 \quad (17)$$

Exergia utila este:

$$Ex_u = E_i - \pi_{tot} = 16.226 kW; \quad Ex_{up} = \left( \frac{Ex_u}{E_i} \right) \cdot 100 = 64.033\% \quad (18)$$

Caldura cedata de agentul frigorific in grupul condensator - subracitor si preluata de mediul ambiant are valoarea:

$$Q_{af} = q_m \cdot m_{freon} = 85.68 kW \quad (19)$$

Valoarea ESEER se determina cu relatia [2]:

$$ESEER = EER_1 \cdot \frac{3}{100} + EER_2 \cdot \frac{33}{100} + EER_{31} \cdot \frac{41}{100} + EER_4 \cdot \frac{23}{100} \% \quad (20)$$

Rezumativ, exergia utila furnizata procesului si pierderile de exergie se prezinta in tabelul 2.

**Tabelul 2**

**Bilanțul exergetic ROOFTOP [3]**

EXERGIE INTRATĂ			EXERGIE IEȘITĂ		
	kWh	%		kWh	%
Exergia furnizată unității din rețea	25.34	100	Exergia utilă	16.22	64.01
			Pierderi datorită ireversibilității comprimării	2.83	11.16
			Pierderi determinate de ireversibilitatea transferului de căldură în vaporizator	1.34	5.28
			Pierderi determinate de ireversibilitatea transferului de căldură în condensator	2.99	11.82
			Pierderi datorită ireversibilității laminării	1.72	6.78
			Pierderi datorită ireversibilității proceselor din ventilatoare	0.24	0.95
			Exergia pierdută	9.12	35.99
<b>TOTAL</b>	<b>25.34</b>	<b>100</b>	<b>TOTAL</b>	<b>25.34</b>	<b>100</b>

Tinand seama de exergia furnizata unitatii din rețea pentru incarcarea de 100% valorile energetice obtinute prin repetarea algoritmului de calcul la incarcările rooftopului de 75, 50 si 25 % sunt prezentate in tabelul 3.

Valoarea ESEER = 3.59, s-a determinat utilizand relatia (20).

**Tabelul 3**

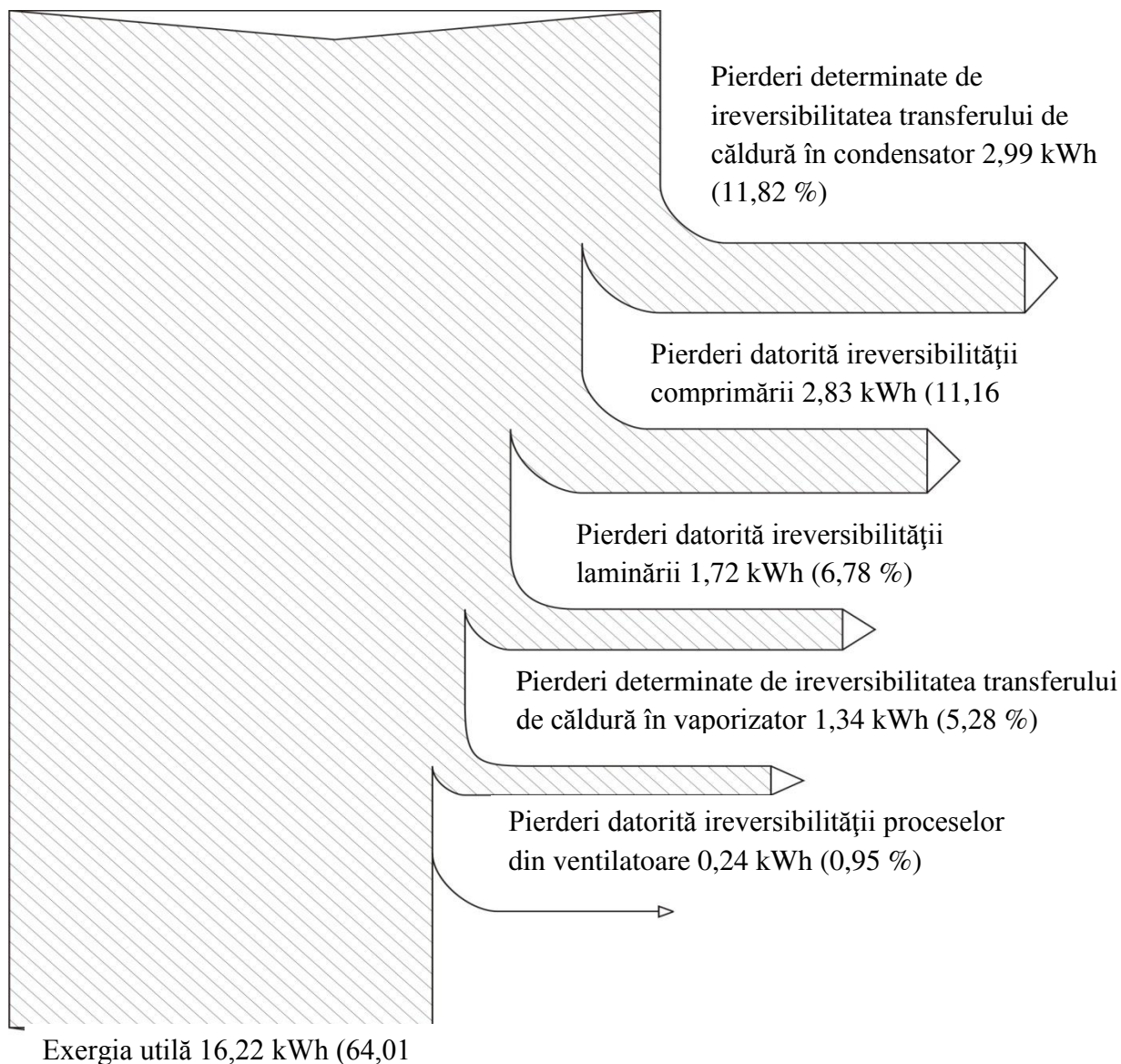
**Performanțele la diferite grade de încărcare în conformitate cu EUROVENT**

Încărcare %	CAP kW	UNIT kW	EER kW/kW	ESEER kW/kW
100	67.9	25.34	2.68	3.59
75	50.92	15.71	3.24	
50	33.95	9.2	3.69	
25	16.97	4.18	4.06	

unde: CAP este capacitatea de răcire; UNIT – puterea unității.

Exergia furnizată unității din rețea 25,34 kWh





**Figura 1. Diagrama Sankey a bilantului exergetic real orar [3]**

### 3. CONCLUZII

Eficiența energetică a unui răcitor la încărcare completă este rareori reprezentativă pentru performanțele reale ale unității, deoarece în medie răcitorul lucrează mai puțin de 5% din timp la încărcare maximă.

Pe baza valorii ESEER = 3.59 obtinuta, rezulta ca aparatul supus bilantului energetic real se incadreaza in limitele de functionare in conditii de eficienta energetica ESEER EFFICIENCY = 2.5 - 4.5.

Utilizand modelul de calcul prezentat se poate urmari functionarea in exploatare a rooftopului in diferite sezoane si stabili eficienta racirii. Cu ajutorul aceste valori se poate

aprecia cât de eficient este sistemul atunci când funcționează la sarcini mai mici (parțiale), în sezonul rece. Pe baza valorilor obținute sezonier acestea se pot interconecta cu free coolere, consumul energetic al unor astfel de instalații fiind semnificativ mai mic.

### **REFERENCES**

[1] Dosa I., Power Plant Waste Heat Recovery for Household Heating Using Heat Pumps, MultiScience - XXVIII. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference University of Miskolc, April, pp.1-8, 2014.

[2]. Fornasieri E., Corradi M., Cecchinato L., Trevisan P., Seasonal energy efficiency (ESEER) of different installation solutions of chillers using screw compressors for R134a, [http://www.centrogalileo.it/nuovapa/Articoli%20tecnici/INGLESE%20CONVEGNO/XII%20Convegno%20English/II%20SESSIONE/bitzer\\_eng.pdf](http://www.centrogalileo.it/nuovapa/Articoli%20tecnici/INGLESE%20CONVEGNO/XII%20Convegno%20English/II%20SESSIONE/bitzer_eng.pdf).

[3]. Petrelean, D. C. & Irimie, I.I., Carrying out and analysing the real and optimum energetic balance of thermal consumers issuing from the outline of the balance S. C. SEWS Romania S.R.L. Alba Iulia, Scientific Report, University of Petroșani, pp. 59-62, 2013.

[4]. [http://en.wikipedia.org/wiki/European\\_seasonal\\_energy\\_efficiency\\_ratio](http://en.wikipedia.org/wiki/European_seasonal_energy_efficiency_ratio).