



Munich Personal RePEc Archive

## **Exergy analyse of the operational setting for some helical screw compressors**

Petrilean, Dan Codrut

University of Petrosani

30 May 2007

Online at <https://mpra.ub.uni-muenchen.de/53935/>

MPRA Paper No. 53935, posted 09 May 2014 04:58 UTC

# Exergy analyse of the operational setting for some helical screw compressors

Petrilean Dan Codruț\*

\* Universitatea din Petrosani- Romania  
[petrilean1975@yahoo.com](mailto:petrilean1975@yahoo.com)

## Abstract

*Most interesting appearance in under consideration exergetic concerning the helical screw compressor represents it the possibility identified the weakly point from the cycle of operation. The identification and then improvement weakly points will permit the utilization energies in superior condition. Most significant losses from the helical screw compressor appear from cause internal friction, of flow losses, of heat losses by reason of refrigeration. Improvement efficiency is produced merely when is decreased the losses from weakly point or through the utilization irretrievable heat another in aims.*

**Cuvinte cheie:** compresor elicoidal, exergie, simulare

## 1. Considerații generale

Orice mașină sau instalație termică este proiectată și apoi încercată pe stand la parametri de proiectare în anumite condiții de funcționare. În industrie această mașină funcționează în diferite condiții cerute de procesul tehnologic pe care-l deservește, acestea nefiind identice cu cele nominale. Prin urmare, urmărirea ei în funcționare este obligatorie sub aspect tehnico-economic. Studiul eficacității proceselor termice din mașina termică, pe baza randamentelor termice, se completează adesea prin întocmirea bilanșurilor energetice. Bilanșul energetic și randamentul energetic oferă informații utile în vederea ameliorării funcționării ei.

Metoda energetică se bazează pe primul principiu al termodinamicii. Astfel, în cazul sistemelor izolate, energia sistemului este constantă, iar în cazul sistemelor neizolate variația energiei sistemului în decursul unei transformări este egală cu suma schimburilor de energie sub formă de căldură și de lucru mecanic. Relațiile primului principiu nu impun restricții asupra posibilităților de transformare a căldurii și a energiei interne în lucru mecanic. Ținând însă seama de capacitățile diferite de transformare energetică este necesar să se introducă criterii prin care să se țină seama de măsura în care se valorifică energia disponibilă, cu capacitate nelimitată de transformare.

Eficacitatea unui proces termoenergetic poate fi exprimată corect numai prin raportarea unor energii cu capacitate identică de transformare; aceasta conduce la necesitatea de a utiliza exergia ca mărime de referință la exprimarea eficacității proceselor termoenergetice. Astfel, metoda

exergetică oferă o soluție mai precisă privind posibilitățile de fundamentare teoretică riguroasă, unitară a comportării diferitelor categorii de mașini și instalații termice la modificarea parametrilor constructivi și funcționali prin prisma legilor de variație a pierderilor cauzate de ireversibilitatea proceselor. Metoda de analiză exergetică depinde de temperatura mediului ambiant, care este variabilă de la o zonă la alta.

În cazul compresoarelor energia cheltuită pentru a trece ansamblul la o temperatură  $T$  mai mare decât cea a mediului ambiant ( $T_0$ ) depinde de diferența între aceste temperaturi. Dar din punctul de vedere al economistului această problemă s-ar reduce doar la cheltuielile de exploatare.

## 2. Fundamentare teoretică

Analiza corectă într-o instalație cu compresor elicoidal trebuie să țină seama de pierderile care se produc prin frecări și de pierderile prin răcire. De aceea este necesară o bază comună de comparație pentru ambele tipuri de energii. Aceasta o oferă ecuația fundamentală a exergeriei:

$$\int_1^2 \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq = e_2 - e_1 + l_{t1,2} + T_0 \cdot \Delta s_p \quad (1)$$

Ecuația (1) conține principiul variației energiei. Ea cuprinde exprimarea celor două principii ale termodinamicii. Examinând relația (1), aceasta este formată din termenii:

- $\frac{T_1 - T_0}{T_1} dq$  care reprezintă echivalentul mecanic al căldurii transformate;
- $\Delta e$  este variația exergeriei ca urmare a creșterii presiunii gazului;
- $l_{t1,2}$  este lucrul mecanic consumat care se introduce în bilanț;
- $T_0 \cdot \Delta s_p$  este echivalentul mecanic pierdut datorită ireversibilității procesului.

Randamentul exergetic al compresorului elicoidal cu  $z$  trepte de comprimare este :

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta e}{\sum_1^z l_t} = 1 - \frac{\sum_1^z \int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq + \sum_1^z T_0 \cdot \Delta s_p}{\sum_1^z l_t} \quad (2)$$

Ecuație care arată că atât căldura evacuată cât și ireversibilitatea produc pierderi de exergerie. În studiu s-au considerat  $z$  trepte de comprimare, deoarece cu cât sunt mai multe trepte cu atât ne apropiem tot mai mult de izotermă.

O altă condiție care trebuie îndeplinită pentru un consum minim de lucru mecanic este reprezentat prin relația (3):

$$\pi_z^{\frac{1}{z}} = \pi_1 \quad (3)$$

Dezvoltând termenii ecuației (1) aceștia devin:

$$\sum_1^z \int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq = z \int \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq = z(e_2 - e_1) = z \left[ c_p \cdot (T_2 - T_0) - T_0 \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \right]$$

$$\sum_1^z T_0 \cdot \Delta s_p = z \cdot T_0 \cdot \Delta s_p = z \cdot T_0 \cdot c_n \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$\sum_1^z l_t = z \cdot l_t = z \cdot (i_2 - i_1) = z \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

în care indicele 2 se referă la refulare, iar indicele 1 la aspirație.

Cu datele de mai sus relația randamentului exergetic ia forma:

$$\eta_{ex} = \frac{T_0}{T_1 \cdot z} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\ln \pi}{\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1} = f(z, n, \pi) \quad (4)$$

### 3. Rezultate experimentale

Vom lua în considerare compresoare elicoidale care funcționează în cadrul exploatărilor miniere din Valea Jiului.

Parametrii care vor fi luați în considerare sunt:  $\pi = 5,6$ ,  $p_1 = 0,927$  bar,  $T_0 = 284$  K,  $T_1 = 293$  K,  $z = 1$ ,  $k = 1,4$ .

Considerând procesul de comprimare ca fiind politropic, raportul între temperatura finală și cea inițială depinde de raportul între presiuni și de exponentul politropic:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \pi^{\frac{n-1}{n}} \quad (5)$$

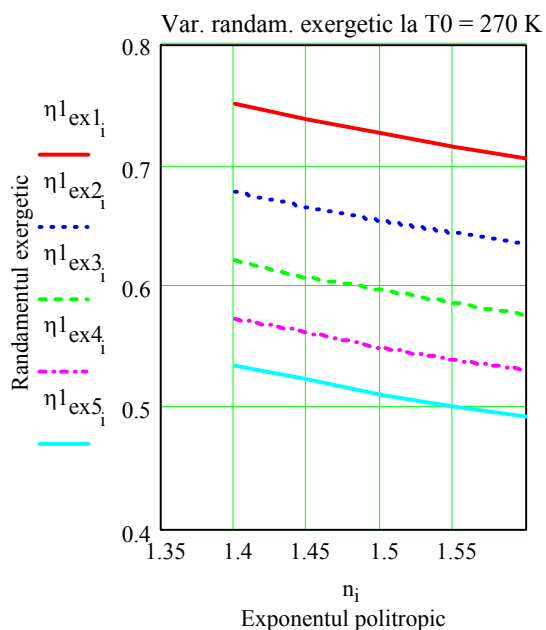
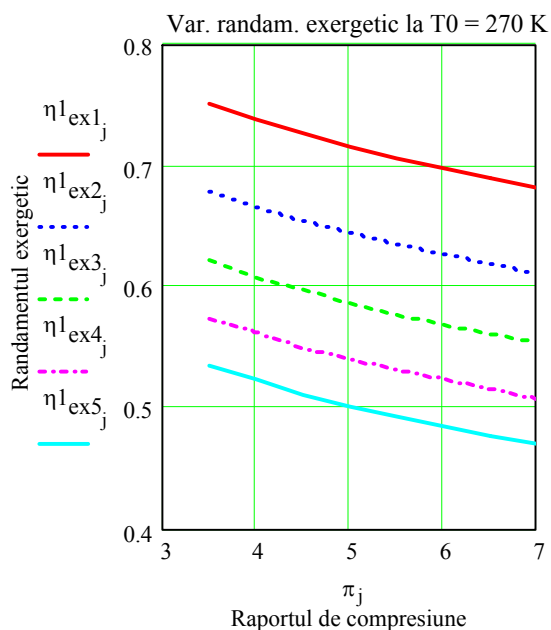
În continuare se va studia modul de variație a randamentului exergetic al compresorului elicoidal, utilizând relația (4) pentru valori ale raportului de compresie care variază în limitele 3,5 ÷ 7,5 cu un interval de discretizare de 0,5. Exponentul politropic variază între 1,4 ÷ 1,6 cu un interval de discretizare de 0,05, iar temperatura mediului ambiant variază în limitele 270- 295 , la un interval de 5. În studiu, termenii relației (4) au următoarele semnificații:  $T_0$  [K] - temperatura mediului ambiant;  $T_1$ [K] - temperatura de aspirație;  $k$  - exponentul adiabatic;  $\pi$  - raportul de compresie;  $n$  -exponentul politropic. S-a considerat  $z = 1$ .

$$\eta_{ex_{i,j}} := \left( \frac{T_{06}}{T_1} \right) \cdot \left( \frac{k-1}{k} \right) \cdot \frac{\ln(\pi_j)}{\pi_j^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1}$$

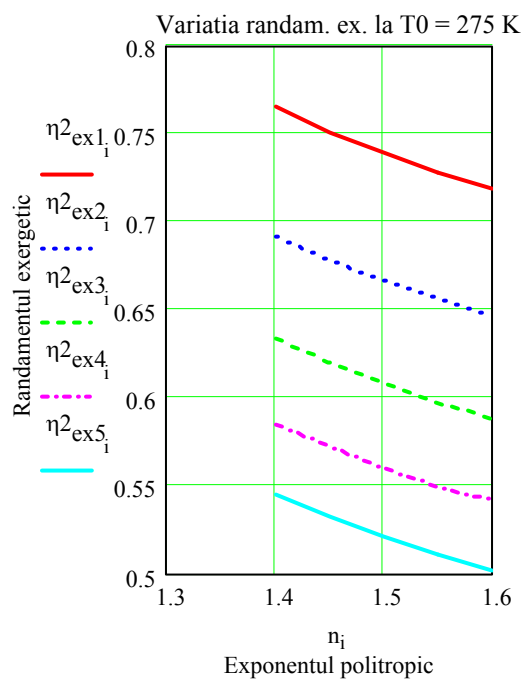
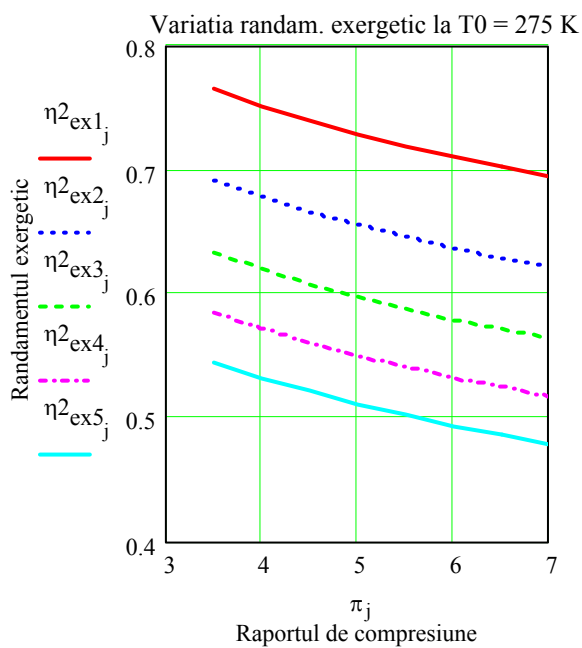
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0.837	0.821	0.806	0.793	0.781	0.771	0.761	0.753	0.745
2	0	0.758	0.742	0.727	0.715	0.703	0.693	0.684	0.675	0.667
3	0	0.695	0.679	0.665	0.652	0.641	0.631	0.622	0.613	0.605
4	0	0.644	0.628	0.614	0.601	0.59	0.58	0.571	0.563	0.555
5	0	0.601	0.585	0.571	0.559	0.548	0.538	0.529	0.521	0.513

.....

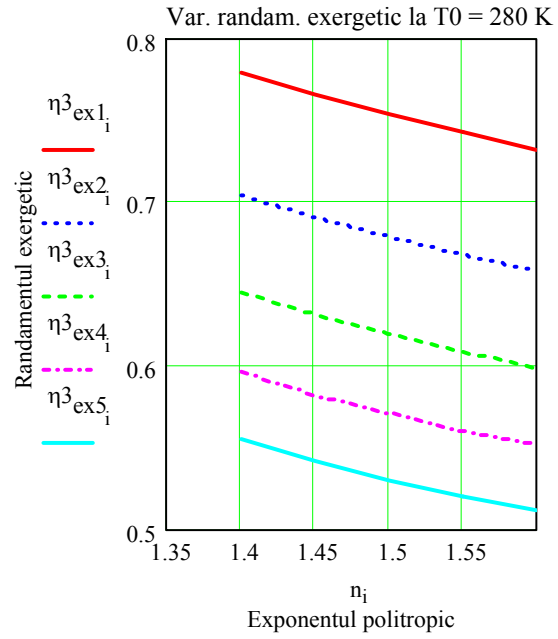
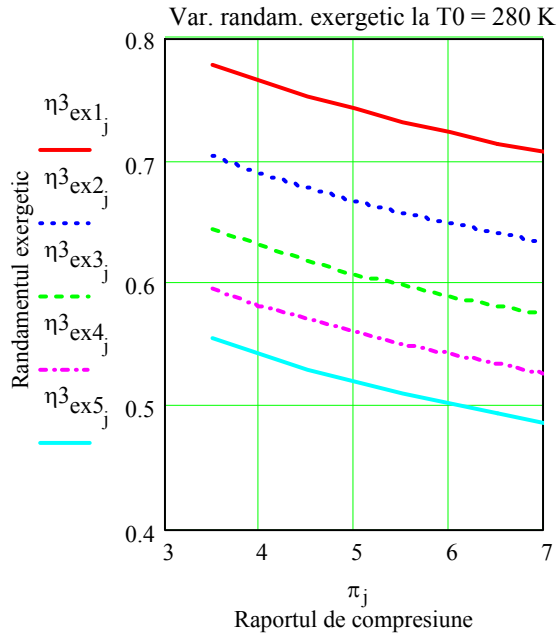
S-a luat în studiu cazul când variația randamentului exergetic se face după  $T_0$ ,  $n$ , și  $\pi$  variabile.



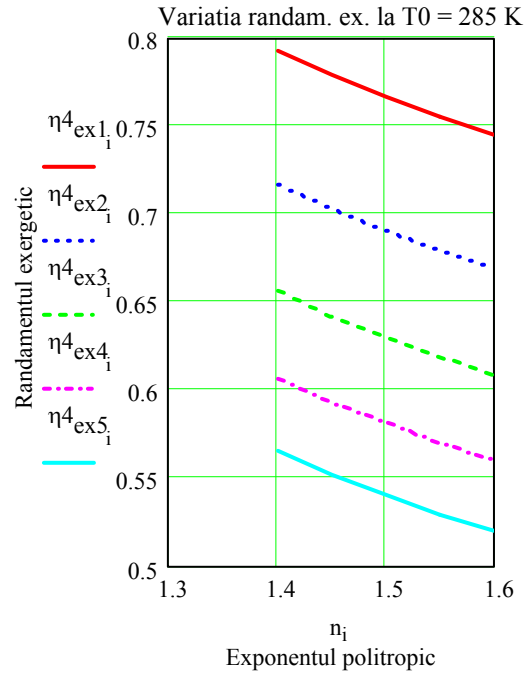
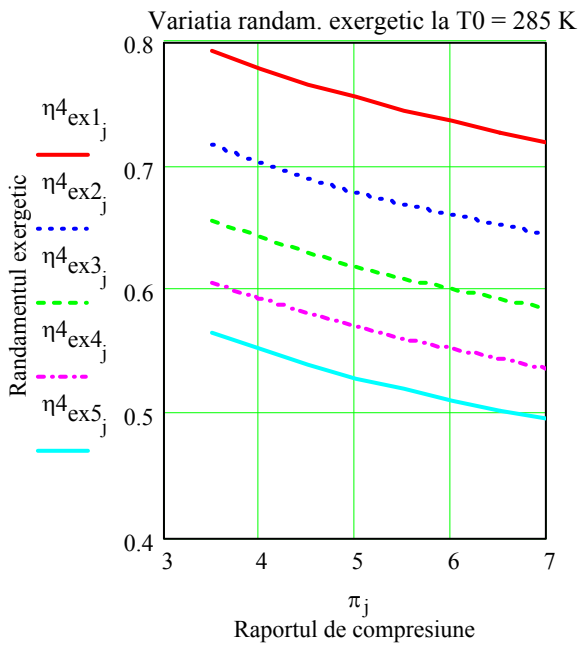
**Fig. 1.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 270$  K **Fig. 2.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 270$  K



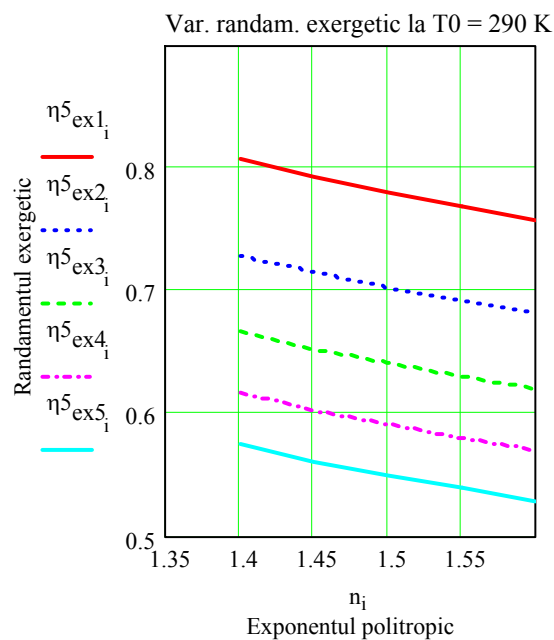
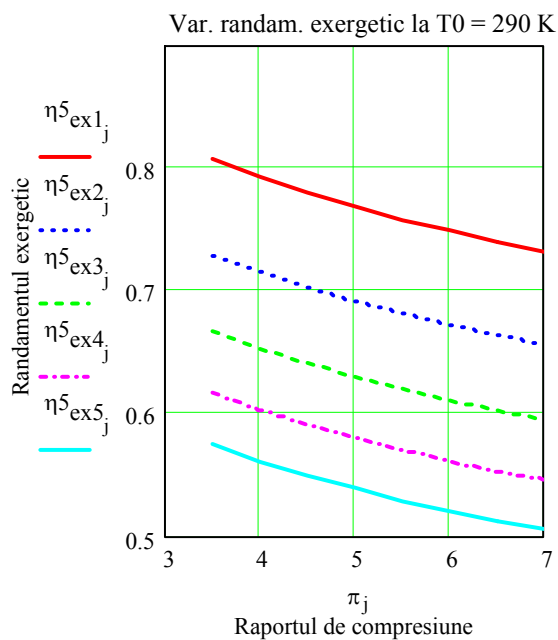
**Fig. 3.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 275$  K **Fig. 4.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 275$  K



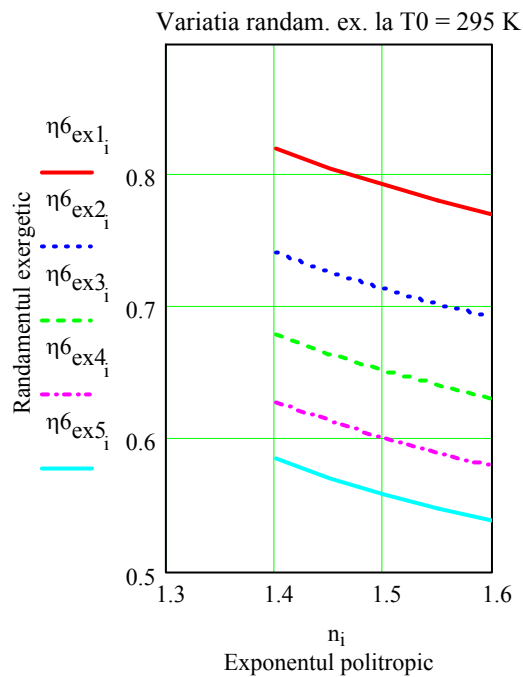
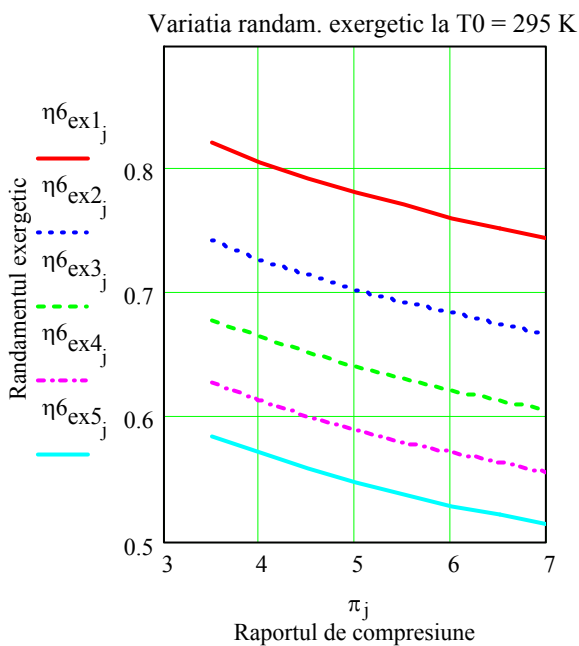
**Fig. 5.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 280$  K **Fig. 6.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 280$  K



**Fig. 7.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 285$  K **Fig. 8.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 285$  K



**Fig. 9.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 290$  K **Fig. 10.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 290$  K



**Fig. 11.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 295$  K **Fig. 12.** Variația randamentului exergetic la  $T_0 = 295$  K

## 4. Concluzii

1. Din diagrame se observă că maximul randamentului exergetic pentru orice valoare a raportului de compresiune se obține la compresiunea adiabată, deoarece în acest caz compresiunea decurge reversibil.
2. Pierderile majore sunt reprezentate de schimbul de căldură prin răcire și de frecări, a căror influență crește odată cu creșterea raportului de compresiune.
3. Dacă compresia se realizează cu  $n > k$ , apar frecări la comprimare care produc creșterea temperaturii la refulare și deci cedarea de căldură prin răcire își mărește ponderea astfel încât randamentul exergetic scade.
4. Valoarea minimă pentru randamentul exergetic se obține când  $n \rightarrow \infty$ .

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \eta_{ex} = \frac{T_0}{T_1 \cdot z} \cdot \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\ln \pi}{\pi^{\frac{1}{z}} - 1}$$

## Bibliografie

- [1]. Petrelean, D.C: *Cercetari privind imbunatatirea producerii si utilizarii energiei pneumatice in industria miniera (Some research on improving pneumatic energy produce and use in mining industry)*, Petrosani, 2005.
- [2]. Rinder L - "*Schraubenverdichter*" Springer Verlag New York, 1979;
- [3]. O'Neill, P. - "*Industrial compressors*" Butterworth-Heinemann, London, 1993;
- [4]. \* \* \* - Documentație tehnică pentru compresorul elicoidal Ingersoll Rand tip SSR M250-HV;

## Analiza exergetică a regimului de functionare pentru unele tipuri de compresoare elicoidale

### Rezumat

*Cel mai interesant aspect în studiul exergetic privind compresorul elicoidal îl reprezintă posibilitatea de a identifica punctele slabe din ciclul de funcționare. Identificarea și apoi îmbunătățirea punctelor slabe v permite utilizarea energiei în condiții superioare. Cele mai semnificative pierderi din compresorul elicoidal apar din cauza frecărilor interne, a pierderilor de debit precum și a pierderilor de căldură datorită răcirii. Îmbunătățirea randamentului se produce numai când se micșorează pierderile din punctele deficitare sau prin utilizarea căldurii cedate.*