

ANALIZA COMPARATIVĂ A INDICATORILOR DE EFICIENTĂ ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ A UNEI INSTALAȚII DE USCARE

Conf.dr.ing. Aneta HAZI
Universitatea din Bacău

Abstract

For the correct estimate of the thermal process efficiency it is necessary to determine the energy and exergy indicators. This paper presents a comparative analysis of these indicators for the dryer installation. The algorithm and the mathematical model of energy and exergy analysis are emphasized. The final part of the paper includes the numerical results for a paper mill and some solutions for increasing exergy efficiency.

1. INTRODUCERE

O analiză pur cantitativă a unui proces termic nu poate evidenția nici gradul de depărtare al procesului față de cel optim și nici posibilitățile reale de îmbunătățire a lui. De aceea, analiza energetică primară trebuie completată cu o analiză exergetică detaliată, cu ajutorul căreia se pot evidenția pierderile de exergie și căile de micșorare a lor.

În această lucrare este prezentat, mai întâi, algoritmul pentru analiza energetică și exergetică a instalației de uscare. Aceasta include bilanțuri masice, energetice și exergetice pentru elementele componente ale instalației și pentru instalația în ansamblu. Pentru aprecierea eficacității procesului analizat se determine indici energetici și exergetici specifici.

În analiza secțiunii uscătoare este folosită metoda elementelor finite pentru determinarea distribuției de temperatură în grosimea benzii de hârtie și a mantalei cilindrilor uscători, [1].

Pe baza algoritmului prezentat s-a efectuat un program de calcul care a fost folosit pentru efectuarea analizei energetice și exergetice pentru o mașină de fabricat hârtie de scris.

2. ALGORITM ȘI MODEL MATEMATIC PENTRU ANALIZA ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ

Principalul mijloc pentru efectuarea analizelor energetice și exergetice sunt bilanțurile. Pentru elaborarea acestora este necesar să fie cunoscute instalațiile și procesele tehnologice care au loc în acestea. Sunt stabilite astfel schemele fluxului tehnologic de material și a fluxurilor energetice.

Următorul pas constă în delimitarea conturului de bilanț și precizarea legăturilor acestui contur cu sistemele limitrofe. Pentru mașina de hârtie analizată bilanțurile s-au efectuat pe conturul mașinii și al halei în care este situată mașina. De asemenea, este precizat regimul de lucru al mașinii de hârtie: timpul de urmărire, timpul efectiv de lucru, timpul de oprire, sorturile de hârtie fabricate.

Modelul matematic al bilanțurilor masice, termice și exergetice reflectă restricțiile impuse atât sub aspect tehnologic cât și funcțional.

Bilanțurile masice exprimă legea conservării masei. Astfel ecuația bilanțului material este:

$$G_i^{au} + G_i^{um} = G_e^{au} + G_e^{um} + G_{br}^{au} + G_{br}^{um} + G_{vap} \quad [kg/h] \quad (1)$$

Bilanțurile masice din circuitul de abur-condens, din circuitul de ventilație, din expandoare sunt exprimate prin ecuații asemănătoare cu (1).

Bilanțul termic pentru bateria de încălzire, i, a aerului este, [2]:

$$Q_{ab,i}^b = Q_{u,i}^{aer} + Q_{p,i}^b \quad [kW] \quad (2)$$

Cu relații asemănătoare se exprimă bilanțul termic pentru răcitoarele de abur-condens.

Ecuația bilanțului termic pe mașină este:

$$\begin{aligned} Q_{mi}^{au} + Q_{mi}^{um} + Q_{ab}^h + Q_{ab}^f + Q_{ab}^b + Q_a^{cr} + Q_a^r = & Q_{me}^{au} + Q_{me}^{um} + Q_u^{vap} + Q_u^f + Q_u^{aer} + \\ Q_p^{snch} + Q_p^{snec} + Q_p^{sch} + Q_p^{scf} + Q_p^{sc} + Q_p^{tc} + Q_p^{br} + Q_p^{ab} + Q_p^{scn} + Q_p^a + & [kW] \\ Q_r^a + Q_r^{cd} + Q_a^{cr} + Q_a^r + Q_r^{ab} \end{aligned} \quad (3)$$

Pe contur hală mașină fluxul de căldură în bateriile de încălzire a aerului include și pe cel din bateriile de încălzire a aerului din hala mașinii.

Pentru calculul elementelor bilanțului termic se utilizează următoarele formule:

$$Q_{mi}^{au} = \frac{G_i^{au} \cdot c_{ph} \cdot t_i}{3600} \quad [kW] \quad (4)$$

În mod similar se calculează și Q_{me}^{um} , Q_{me}^{um} , Q_{me}^a , $Q_{p,br}^b$.

$$Q_{ab}^h = \frac{G_{ab}^h \cdot i_{ab}}{3600} \quad [kW] \quad (5)$$

Relații de aceeași formă sunt folosite și pentru calculul lui Q_{ab}^f , Q_{ab}^r , Q_{ab}^b , Q_{ab}^{cr} , Q_a^r , Q_u^{vap} , Q_u^f , Q_u^{aer} , Q_p^{ab} , Q_p^a , Q_p^r , Q_r^{cd} .

$$Q_p^{sc} = \alpha_{sc} \cdot S_{sc} \cdot (t_{sc} - t_{ma}) \quad [kW] \quad (6)$$

Și celelalte fluxuri de căldură pierdute prin convecție prin suprafețe se calculează la fel cu (6).

Bilanțul exergetic pentru bateriile de încălzire și pentru răcitoare se exprimă cu ecuații de forma (2) iar pentru mașină – cu ecuații de forma (3).

Pentru bilanțul exergetic a fost aleasă starea de referință a mediului ambient: temperatura de 20 °C și presiunea de 1 bar. Exergia cedată de abur în cilindrii uscători și în bateriile de încălzire a aerului se calculează astfel, [3]:

$$E_{ab} = G_{ab} \cdot [i_{ab} - i_{cd} - T_0(s_{ab} - s_{cd})] \quad [kW] \quad (7)$$

Exergia preluată de aer în bateriile de încălzire este:

$$E_{aer} = G_{aer} \cdot [i_{aer,e} - i_{aer,i} - T_0(s_{aer,e} - s_{aer,i})] \quad [kW] \quad (8)$$

La fel se calculează exergia preluată de apă de răcire în răcitoarele de abur-condens și în cilindrul răcitor.

Exergia vaporilor eliminați din banda de hârtie este:

$$E_{vap} = W \cdot [i_{vap} - i_0 - T_0 \cdot (s_{vap} - s_0)] \quad [kW] \quad (9)$$

Exergia căldurii Q_p , pierdută prin suprafețe se calculează cu relații de forma:

$$E_p = \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) \cdot Q_p \text{ [kW]} \quad (10)$$

T_m , temperatura medie a suprafeței respective, în ^0K .

Aprecierea performanțelor energetice este efectuată cu ajutorul indicilor specifici calculați astfel:

- consumul specific de abur:

$$cs_{ab}^h = \frac{G_{ab}}{G_e} \text{ [kg abur/kg hârtie]} \quad (11)$$

unde:

$$G_{ab} = G_{ab}^h + G_{ab}^f + G_{ab}^b - G_r^{ab} \text{ [kg/h]} \quad (12)$$

și

$$G_e = G_e^a + G_e^u \text{ [kg/h]} \quad (13)$$

- consumul specific de căldură:

$$cs_c = \frac{Q_{ab} - Q_r^{cd}}{G_e} \text{ [kJ/kg]} \quad (14)$$

unde:

$$Q_{ab} = Q_{ab}^h + Q_{ab}^f + Q_{ab}^b - Q_r^{ab} \text{ [kW]} \quad (15)$$

- randamentul termic:

$$\eta_t^{\text{net}} = \frac{Q_u + Q_r^{cd}}{Q_{ab}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (16)$$

unde:

$$Q_u = Q_{me}^a + Q_{me}^u + Q_u^{\text{vap}} + Q_u^f + Q_u^{\text{aer}} \quad (17)$$

Indicii exergetici specifici se determină cu relații asemănătoare cu cele ale indicilor energetici.

În vederea efectuării măsurătorilor, sunt precizate mărimele ce vor fi măsurate, metodele și mijloacele de măsurare, periodicitatea citirilor, sunt alese, montate și verificate aparatele și dispozitivele cu ajutorul cărora vor fi măsurate componentele bilanțurilor.

Utilizând modelul matematic și măsurătorile efectuate sunt elaborate bilanțurile reale. Acestea sunt analizate și sunt stabilite măsurile tehnico-organizatorice în vederea reducerii pierderilor, respectiv a consumurilor specifice masice, termice și exergetice.

Tinând seama de aceste măsuri, se elaborează bilanțurile optime.

Schematic, algoritmul analizei energetice-exergetice este prezentat în fig.1.

Pe baza modelului matematic al bilanțului prezentat anterior a fost realizat un program pe calculator.

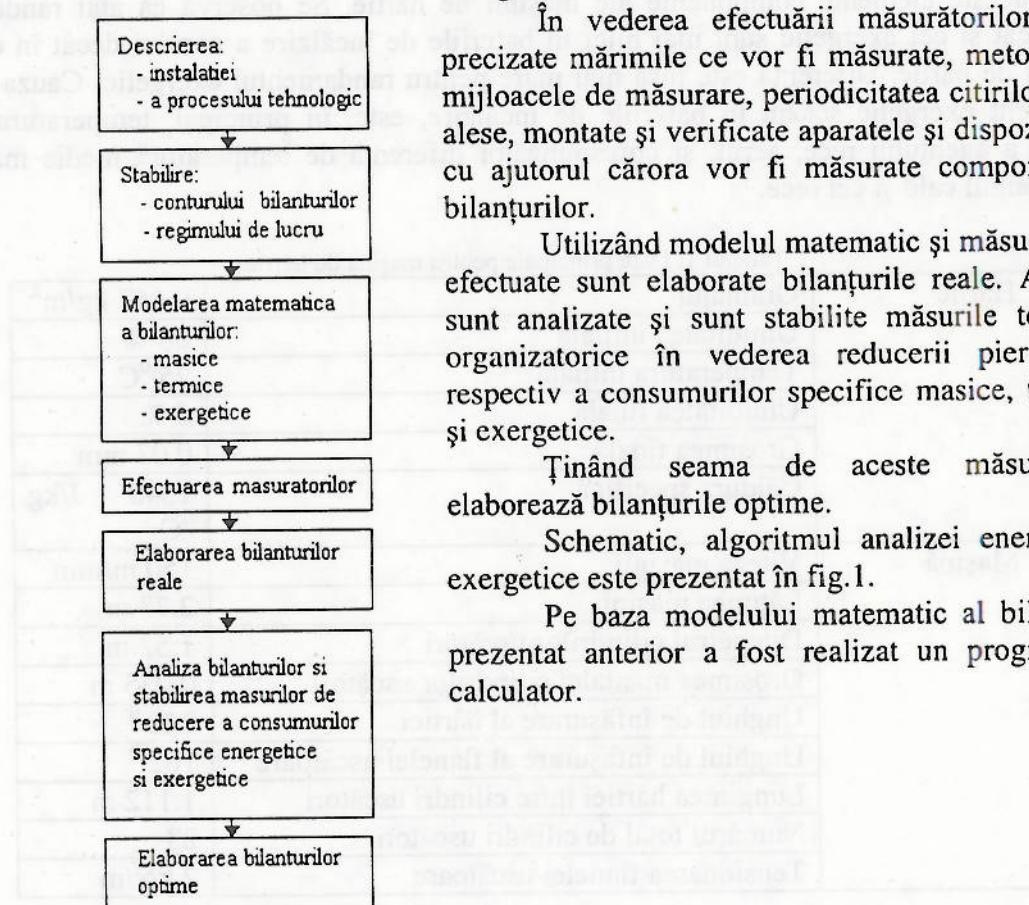


Fig.1. Algoritmul analizei energetice-exergetice

3. ANALIZA INDICATORILOR DE EFICIENTĂ ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ

Cu programul de calcul realizat a fost elaborat bilanțul energetic-exergetic pe o mașină de fabricat hârtie de scris ale cărei date principale sunt în tabelul 1.

Cilindrii uscători de hârtie sunt aranjați în configurația standard. Sistemul de evacuare a condensului din cilindri este cu cupa. Pentru recuperarea aburului secundar, în circuitul de abur – condens sunt 2 expandoare. În cazul nerecuperării aburului secundar, acesta este condensat într-un răcitor, apa caldă obținută astfel fiind folosită în circuitul de material al mașinii.

În circuitul de ventilație sunt 4 baterii de încălzire a aerului și 2 baterii de recuperare a căldurii aerului umed.

În tabelul 2 sunt prezentate indicatorii specifici rezultați din analiza bilanțurilor masice, termice și exergetice reale pe conturul halei mașinii de hârtie. Exergia căldurii reprezintă acea parte a căldurii care se poate transforma în oricare altă formă de energie. Este o mărime dependentă de starea sistemului, natura energiei consumate, starea mediului ambiant. Aceasta explică consumul specific de energie de numai 24% din consumul specific de căldură.

Pierderile de energie datorate irreversibilității transferului de căldură în secțiunea uscătoare a mașinii, în bateriile de încălzire a aerului conduc la un randament exergetic mai mic decât randamentul termic. În tabelul 3 sunt prezentate randamentele, termic și exergetic, pentru aceste elemente componente ale mașinii de hârtie. Se observă că atât randamentul termic cât și cel exergetic sunt mai mici în bateriile de încălzire a aerului decât în cilindrii uscători de hârtie. Diferența este însă mai mare pentru randamentul exergetic. Cauza acestui randament exergetic scăzut în bateriile de încălzire, este, în principal, temperatura medie scăzută a agentului rece, aerul, și corespunzător diferența de temperatură medie mai mare între agentul cald și cel rece.

Tabelul 1. Date principale pentru mașina de hârtie

Hârtie	Gramajul	0.057 kg/m ²
	Umiditatea inițială	60 %
	Temperatura inițială	25 °C
	Umiditatea finală	6 %
	Grosimea finală	0.07 mm
	Căldura specifică	1340 J/kg °C
Mașină	Viteza mașinii	150 m/min
	Lățimea mașinii	2.73 m
	Diametrul cilindrilor uscători	1.52 m
	Grosimea mantalei cilindrilor uscători	0.035 m
	Unghiu de înfășurare al hârtiei	222 °
	Unghiu de înfășurare al flanelei uscătoare	162 °
	Lungimea hârtiei între cilindri uscători	1.112 m
	Numărul total de cilindri uscători	23
	Tensionarea flanelei uscătoare	2 kN/m

Tabelul 2. Indicatori energetici și exergetici

Denumire	Unitate măsură	Valoare
Consum specific de abur	kg abur/kg hârtie	3,894
Consum specific de căldură	kJ/kg hârtie	9110
Consum specific de exergie	kJ/kg hârtie	2202
Randament termic	%	84,1
Randament exergetic	%	38,6

Tabelul 3. Randamente pentru elemente componente ale mașinii de hârtie

Element component	Randament termic, [%]	Randament exergetic, [%]
Cilindrii uscători	87,9	51,1
Baterii de încălzire a aerului	80,0	27,1

Creșterea randamentului exergetic este posibilă prin reducerea diferenței medii de temperatură între agentul cald și cel rece. În principal, acest lucru se realizează prin scăderea rezistenței termice a transferului de căldură înălțând depunerile de pe suprafețele de schimb de căldură, utilizând abur saturat în cilindrii uscători, eliminând gazele necondensabile.

Pentru cilindrii uscători, creșterea tensionării flanelelor uscătoare conduce la scăderea rezistenței termice a transferului de căldură de la cilindri la hârtie. De exemplu, creșterea tensionării de la 2 kN/m la 2,2 kN/m duce la o creștere a randamentului exergetic de la 49,967% la 50,659%. De asemenea, reducerea umidității inițiale a hârtiei de la 60% la 58% determină o creștere a randamentului exergetic de la 49,967% la 50,643%. Dar, creșterea tensionării flanelelor și reducerea umidității inițiale a hârtiei pot fi făcute în limitele impuse de calitatea hârtiei.

4. CONCLUZII

Din rezultatele numerice prezentate se vede clar că numai o parte din căldură poate fi utilizată până la starea de referință a mediului ambiant. Ponderea pierderilor de căldură și de exergie este diferită. Cea mai mare pierdere de exergie fiind la transferul de căldură concluzia este că în acest sens trebuie acționat, în principal, pentru îmbunătățirea eficienței exergetice a mașinii.

În concluzie, elaborarea și analiza bilanțurilor energetice și exergetice pentru mașinile de hârtie, folosind un algoritm și un program de calcul ca cele prezentate în lucrarea de față, constituie cel mai eficient mijloc de stabilire a măsurilor tehnico organizatorice menite să conducă la creșterea efectului util al energiei introduse într-o mașină de hârtie, la diminuarea consumurilor specifice de energie pe tona de hârtie fabricată.

Notări

cp – căldură specifică, [kJ/kg $^{\circ}$ C]

cs – consum specific

E – exergie, [kW]

G – debit masic, [kg/h]

i – entalpie, [kJ/kg]

s – entropie, [kJ/kg $^{\circ}$ K]

S – suprafață de schimb de căldură, [m²]

t – temperatură, [$^{\circ}$ C]

T₀ – temperatură, [$^{\circ}$ K]

Q – flux de căldură, [kW]

W – debit vaporii eliminați din hârtie, [kg/h]

∞ - coeficient transfer de căldură, [$\text{kW}/\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]

η - randament, [%]

Indici inferiori

a – apă

ab – abur

br – brac

cd – condens

e – ieșire

h – hârtie

i – intrare

m – mediu

ma – mediu ambiant

mi – material intrat

me – material ieșit

p – pierdut

r – recuperat

sc – schimb căldură prin convecție

u – util

vap – vaporii

0 – starea de referință

Indici superiori

a – apă

ab – abur

au – absolut uscat

b – baterie încălzire aer

br – brac

c – căldură

cr – cilindru racitor

cd – condens

f – flanelă

h – hârtie

r – racitor abur-condens

u – util

um – umed

ut – utilizare a căldurii

sc – suprafață schimb căldură

sch – suprafață capac cilindru uscător hârtie

scf – suprafață capac cilindru uscător flanelă

snc – suprafață neacoperită cilindru uscător hârtie

sncf – suprafață neacoperită cilindru uscător flanelă

vap – vaporii

BIBLIOGRAFIE

- HAZI, A.; HAZI, Gh. *Modelarea și optimizarea proceselor de uscare a hârtiei și cartonului*, Bacău, Editura Plumb, 1999, 328p. ISBN 973-9362-31-1.
- CARABULEA, I.; CARABOGDAN, Gh. *Modele de bilanțuri energetice reale și optime*, București, Editura Academiei R.S.R., 1982, 325p.
- BEJAN, Adrian, *Termodinamică tehnică avansată*, București, Editura Tehnică, 1996, 848p. ISBN-31-0994-0.