

Fausto BOZZINI

**OPTIMIZAREA EXERGETICĂ ȘI TERMOECONOMICĂ ÎN
INSTALAȚIILE COMPLEXE DE CLIMATIZARE ȘI VENTILARE**

Fausto BOZZINI

**OPTIMIZAREA
EXERGETICĂ ȘI TERMONECONOMICĂ
ÎN INSTALAȚIILE COMPLEXE
DE CLIMATIZARE ȘI VENTILARE**



**EDITURA UNIVERSITARIA
Craiova, 2015**

Referenți științifici:

Prof. univ. dr. ing. Marin BICĂ

Universitatea din Craiova – Facultatea de Mecanică

Conf. univ. dr. ing. Corina Dana CERNĂIANU

Universitatea din Craiova – Facultatea de Mecanică

Copyright © 2015 Editura Universitaria

Toate drepturile sunt rezervate Editurii Universitaria.

Reproducerea integrală sau parțială a textului sau a ilustrațiilor din această carte este interzisă fără acordul prealabil scris al autorului.

Nicio parte din acest volum nu poate fi copiată fără acordul scris al editorului.

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României**BOZZINI, FAUSTO****Optimizarea exergetică și termoeconomică în instalațiile complexe de climatizare și ventilare / Fausto Bozzini. - Craiova : Universitaria, 2015**

Bibliogr.

ISBN 978-606-14-0921-1

628.83/.84:536.7

PREFAȚĂ

Climatizarea edificiilor a căpătat o mare importanță în ultimi ani, mai ales în ceea ce privește utilizarea sistemelor de climatizare avansate pentru obținerea unei reduceri a consumurilor energetice, menținând optim nivelul de confort.

În general, unitățile de climatizare trebuie să fie concepute în funcție de tipul de aplicație. În exploatare există instalații de climatizare proiectate neadecvat, care nu pot satisface exigențele consumatorului în ceea ce privește consumul de energie și gradul de confort.

În cazul centrelor sportive cu piscine acoperite, controlul și menținerea la parametri nominali a microclimatului (temperatură, umiditate relativă) are o importanță fundamentală. Realizarea acestui microclimat la nivelul cerințelor stipulate în normele internaționale și europene, în condiții optime din punct de vedere tehnico-economic, constituie o provocare pentru specialiștii în domeniu.

Obiectivul acestei lucrări constă chiar în studiul optimizării unităților de climatizare pentru piscine acoperite aplicând analiza exergetică coroborată cu analiza exergoeconomică. Unitatea de climatizare a fost optimizată pentru a evita orice risipă de energie în momentul în care cererea de energie este inferioară față de valoarea energiei maxime.

Analiza energetică după primul principiu al termodinamicii este o condiție necesară, dar nu și suficientă pentru optimizarea instalațiilor. Această condiție devine suficientă, prin introducerea analizei exergetice a sistemului și a componentelor sale, în conformitate cu al doilea principiu al termodinamicii, pentru a include nu doar cantitatea, ci și, calitatea de energie utilizată. În cele din urmă, se face o analiză exergoeconomică care permite determinarea justă a mărimilor exergetice aferente instalației complexe, care trebuiesc supuse acțiunii de optimizare, avându-se în vedere obținerea unor costuri minime pe unitatea de exergie produsă.

Nu există multe exemple practice de analiză exergetică aplicată la procese de aer umed; într-adevăr, câteva exemple sunt prea simple și iau în considerare aerul umed drept aer uscat care, la rândul lui, este considerat ca un gaz perfect. În lucrarea de față s-a urmărit realizarea unor investigații profunde în această problemă prin aplicarea analizei de natură energetică, exergetică și exergoeconomică la un caz specific al unui sistem complex de aer climatizat instalat, pentru o sală de sport cu piscină acoperită. Calculele au fost efectuate având în vedere compoziția reală de aer umed (aer uscat și vapori de apă supraîncălziți), analiza fiind efectuată înainte și după implementarea acțiunii de optimizare.

Conceptiile teoretice prezentate constituie un instrument complet, util pentru proiectarea diverselor tipuri de instalații de climatizare mai ales, un model de referință în ceea ce privește proiectarea și re tehnologizarea unor instalații de climatizare la nivelul standardelor europene, cu randamente înalte și un consum

energetic minim.

Cartea se adresează tuturor celor care lucrează în proiectarea sistemelor de aer condiționat, sau pentru studenții care doresc să-și aprofundeze cunoștințele în domeniul instalațiilor complexe de climatizare și ventilare.

Dedicată Domnilor Profesori:

Dr. Ing. Emil Cernăianu

Dr. Ing. Vsevolod Radcenco

1 ASPECTE TERMODINAMICE PRELIMINARE

1.1 Conceptele de bază

Calculul elementar exergetic pentru sistemele deschise, are limite datorită ipotezei simplificatoare, nu întotdeauna suficient evidențiată, că fluidul de lucru nu are schimb de masă cu mediul exterior și/sau că nu reacționează chimic cu acesta. Incluzînd și această posibilitate, este necesar să definim în primul rând conceptul de *starea moartă* (dead state) sau starea de referință. Starea moartă este starea în care sistemul atinge cu mediul ambiant înconjurător nu numai echilibrul termic și mecanic, dar și cel chimic. În literatura de specialitate, se tinde a sublinia această distincție atribuind simboluri diferite pentru starea de referință: dacă este vorba de echilibru termomecanic (restricted dead state) variabila în cauză va fi marcată cu asterisc la exponent (de exemplu: \tilde{h}^* , \tilde{s}^* , T^*); dacă este vorba de echilibru termomecanic și chimic (ultimate dead state), variabila în cauză va fi marcată cu cifra zero ca indice (de exemplu: T_o , p_o). Trebuie subliniat faptul că $T^*=T_o$ [1].

Exergia asociată agentului termic, calculată cu relația $h-\tilde{h}^*-T_o(s-\tilde{s}^*)$, exprimă exergia maximă utilizabilă în ipoteza că agentul termic evoluează reversibil până la echilibrul termic și mecanic cu mediul ambiant: $e_{tm} \equiv h-\tilde{h}^*-T_o(s-\tilde{s}^*)$. Dacă există și schimburi de masă cu mediul ambiant înconjurător, această expresie va fi completată cu termenul (e_{ch}) care exprimă contribuția ulterioară a lucrului mecanic tehnic maxim, dacă agentul termic ajuns în echilibru termomecanic cu mediul ambiant înconjurător, împreună cu acesta, ajunge și în echilibrul chimic. Expresia completă a exergiei se poate scrie astfel:

$$e = e_{tm} + e_{ch} \quad 1.1$$

În cazul amestecului de aer uscat și vapori de apă (aer umed), marcat cu indice „k” pentru o singură componentă a amestecului și luând în considerare proprietatea de aditivitate a funcțiilor de stare a entalpiei și entropiei, putem scrie:

$$\tilde{h} = \sum_k \tilde{h}_k n_k ; \quad \tilde{s} = \sum_k \tilde{s}_k n_k \quad 1.2$$

deci:

$$\tilde{e}_{tm} = \sum_k n_k \left[\tilde{h}_k - \tilde{h}_k^* - T_o (\tilde{s}_k - \tilde{s}_k^*) \right] \quad 1.3$$

Simbolul (\sim) indică faptul că variabila interesată se referă la unitatea

molară de substanță, iar n_k reprezintă fracțiunea molară.

În cazul sistemelor care nu reacționează chimic, termenul e_{ch} reprezintă potențialului chimic μ care la rândul lui, cum este conșcut în tratatele de Termodinamică, poate fi exprimat cu funcția molară a lui Gibbs \tilde{g}_k [2]. Deci:

$$\tilde{e}_{ch} = \sum_k (\mu_k^* - \mu_{ko}^*) = \sum_k (\tilde{g}_k^* - \tilde{g}_{ko}^*) \cdot n_k \quad 1.4$$

unde:

$$\tilde{g}_k^* - \tilde{g}_{ko}^* = \tilde{h}_k^* - \tilde{h}_{ko}^* - T_o (\tilde{s}_k^* - \tilde{s}_{ko}^*) \quad 1.5$$

Pentru a fi mai clar, cu expresiile următoare sunt precizate condițiile termodinamice prin care sunt calculate funcțiile entalpiei și entropiei:

$$\tilde{h}_k = \tilde{h}_k(T, p); \quad \tilde{s}_k = \tilde{s}_k(T, p) \quad 1.6$$

$$\tilde{h}_k^* = \tilde{h}(T_o, p_o); \quad \tilde{s}^* = \tilde{s}_k(T_o, p_o) \quad 1.7$$

$$\begin{aligned} \tilde{g}_k^* - \tilde{g}_{ko}^* &= \tilde{g}_k^*(T_o, p_{ko}) - \tilde{g}_k^*(T_o, p_{ko}') = \\ &= \tilde{h}_k(T_o, p_{ko}) - \tilde{h}_{ko}(T_o, p_{ko}') - T_o (\tilde{s}_k(T_o, p_{ko}) - \tilde{s}_{ko}(T_o, p_{ko}')) \end{aligned} \quad 1.8$$

Notând cu p_{ko} presiunea parțială a unei singure componente „k” din amestec la temperatura T_o (adică: $p_{ko} \equiv p_k(T_o) = n_k \cdot p_o$) și cu $p'_{ko} = n_{ko} \cdot p_o$ la presiunea parțială a aceleiași componente ale amestecului prezent în mediul înconjurător tot la temperatura T_o .

1.2 Exergia aerului umed

Dacă componentele amestecului sunt ideale (aer umed), se poate scrie:

$$\tilde{h}_k^* - \tilde{h}_k^* = \tilde{C}_{pk} (T - T_o^*) \quad 1.9$$

$$\tilde{s}_k^* - \tilde{s}_k^* = \tilde{C}_{pk} \ln \frac{T}{T_o} - \bar{R} \ln \frac{p}{p_o} \quad 1.10$$

$$\tilde{g}_k^* - \tilde{g}_{ko}^* = \bar{R} T_o \ln \frac{p_{ko}}{p_{ko}'} = \bar{R} T_o \ln \frac{n_k}{n_{ko}} \quad 1.11$$

Știind componența aerului umed (aer uscat (a) și vapori de apă (v)) care sunt asimilate cu gazele ideale, prin combinarea expresiilor 1.1 cu 1.9, 1.10 și 1.11, se poate scrie:

$$\begin{aligned} \tilde{e} &= n_a \left\{ \tilde{C}_{pa} (T - T_o) - T_o \left[\tilde{C}_{pa} \ln \frac{T}{T_o} - \bar{R} \ln \frac{p}{p_o} \right] + T_o \bar{R} \ln \frac{n_a}{n_{ao}} \right\} + \\ &+ n_v \left\{ \tilde{C}_{pv} (T - T_o) - T_o \left[\tilde{C}_{pv} \ln \frac{T}{T_o} - \bar{R} \ln \frac{p}{p_o} \right] + T_o \bar{R} \ln \frac{n_v}{n_{vo}} \right\} \end{aligned}$$

care devine:

$$\tilde{e} = (n_a \tilde{C}_{pa} + n_v \tilde{C}_{pv}) \cdot \left(T - T_o - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right) + \bar{R} T_o \ln \frac{P}{p_o} + \bar{R} T_o \left[n_a \ln \frac{n_a}{n_{ao}} + n_v \ln \frac{n_v}{n_{vo}} \right] \quad 1.12$$

Pentru calcule este mai comod ca exergia să fie raportată la unitatea de masă a aerului uscat. În acest scop, între mărimile m_v și m_a , care sunt masele vaporilor de apă și ale aerului uscat și mărimile M_v și M_a , care sunt masele molare ale acelorași mărimi și mărimea x , care reprezintă umiditatea specifică a aerului umed, se pot stabili următoarele relații:

$$x = \frac{m_v}{m_a} = \frac{M_v n_v}{M_a n_a} = \frac{18 \cdot (1 - n_a)}{27,8 \cdot n_a} = 0,622 \frac{(1 - n_a)}{n_a} \quad 1.13$$

în care:

$$n_a = \frac{1}{1 + \bar{x}}; \quad n_v = 1 - n_a = \frac{\bar{x}}{1 + \bar{x}}; \quad \bar{x} = \frac{x}{0,622} \quad 1.14$$

$$\varphi = \frac{P_v}{P_s(T)}; \quad 1.15$$

Mărimea P_v reprezintă presiunea parțială a vaporilor de apă și $P_s(T)$ reprezintă presiunea de saturație corespunzătoare temperaturii măsurate cu termometrul uscat.

Ținând seama de aceste expresii și împărțind ambii termeni ai expresiei 1.12 cu produsul $M_a \cdot n_a$ se obține:

$$e = (c_p + x c_{pv}) \cdot \left(T - T_o - T_o \ln \frac{T}{T_o} \right) + (1 + \bar{x}) R_a T_o \ln \frac{P}{p_o} + R_a T_o \left[(1 + \bar{x}) \ln \frac{1 + \bar{x}_o}{1 + \bar{x}} + \bar{x} \ln \frac{\bar{x}}{\bar{x}_o} \right] \quad 1.16$$

Această expresie sugerează că se poate atribui exergia zero ($e = e_o = 0$) pentru aerul umed dacă acesta se găsește în aceleași condiții de temperatură, presiune și umiditate specifică sau umiditate relativă a aerului atmosferic ($T = T_o$; $p = p_o$; $x = x_o$; sau $\varphi = \varphi_o$).

1.3 Exergia apei în starea lichidă

În tehnica climatizării aerului, se utilizează apa în starea lichidă (umidificatori, turnuri de răcire), sau se obține apa ca sub produs (condens), ca urmare este util să determinăm expresia exergiei în acest caz. Nu putem folosi formula 1.16 pentru că este elaborată în ipoteza gazelor ideale. Este convenabil reformularea problemei de la început după cum urmează:

$$e = h_l - h_l^* - T_o(s_l - s_l^*) + (\mu_l^* - \mu_{l_o}^*) \quad 1.17$$

în care:

$$\mu_l^* - \mu_{l_o}^* = h_l^* - h_{l_o}^* - T_o(s_l^* - s_{l_o}^*) \quad 1.18$$

Se obține:

$$e = h_l(T, p) - h_l(T_o, p_o') - T_o[s_l(T, p) - s_l(T_o, p_o')] \quad 1.19$$

Termenii de entalpie și de entropie pot fi aproximați după cum urmează:

$$h_l(T, p) - h_l(T_o, p_o') \cong h_l(T) + v[p - p_s(T)] - h_v(T_o) \quad 1.20$$

$$s_l(T, p) - s_l(T_o, p_o') \cong s_l(T) + s_v(T_o) + R_v \ln \frac{p_v(T_o)}{p_s(T_o)} = s_l(T) - s_v(T_o) + R_v \ln(\varphi_o) \quad 1.21$$

În aceste expresii sunt indicate cu l și v funcțiile termodinamice citite respectiv pe curba limită inferioară și superioară a diagramei Mollier a apei. Se observă că termenul $v[p - p_s(T)]$ poate fi neglijabil, apa în condițiile mediului ambiant (T_o, p_o) prezintă exergia $e = -R_v \cdot \ln(\varphi_o) > 0$

1.4 Ireversibilitatea și randamentul exergetic

Ireversibilitatea produsă sau lucru mecanic pierdut (exergia distrusă), este determinată ca fiind pierderea exergetică între fluxurile de la intrare și de la ieșire din volumul de control, după teorema lui Gouy Stodola [3]:

$$\dot{I} = \sum_k \dot{m}_k (e_i - e_u) + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) - \dot{W} = \Delta \dot{E}_i - \Delta \dot{E}_u + \sum_j \dot{Q}_j \left(1 - \frac{T_o}{T_j}\right) - \dot{W} \quad 1.22$$

Pentru sistemele adiabatice unde $\dot{Q}_j = 0$, și puterea mecanică produsă sau consumată $\dot{W} = 0$, expresia se modifică astfel:

$$\dot{I} = \Delta \dot{E}_i - \Delta \dot{E}_u \quad 1.23$$

Randamentul exergetic este în schimb definit ca raportul între exergia netă obținută la ieșire $\Delta \dot{E}_u$ și exergia netă la intrare $\Delta \dot{E}_i$. Ca urmare, între randamentul exergetic și ireversibilitate există o legătură directă dată de relația:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta \dot{E}_u}{\Delta \dot{E}_i} = 1 - \frac{\dot{I}}{\Delta \dot{E}_i} \quad 1.24$$

1.5 Analiza exergetică a unității de climatizare în regim staționar

În cazul unei unități de tratare a aerului pentru climatizarea ambientală (a incintelor) aratăată în *fig. 1.1*, analiza exergetică va trebui să fie aplicată fiecărei componente a unității.

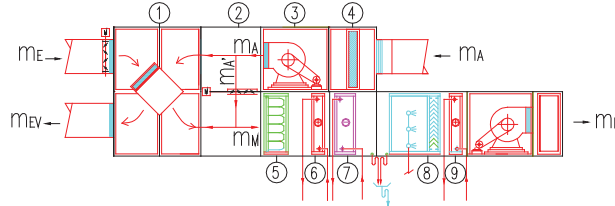


Fig.1.1. Unitate de climatizare completă; 1- recuperator de căldură, 2- camera de amestecare, 3- ventilatoarele, 4- filtru primar, 5- filtru secundar, 6- bateria de preîncălzire, 7- bateria de răcire, 8- umidificatorul, 9- bateria de postîncălzire

Ca urmare vom studia fiecare punct al ciclului aerului umed (de vară sau iarnă), pe diagrama Mollier în timpul funcționării UTA după care se va continua cu calculul mărimilor caracteristice corespunzătoare după cum urmează:

Se analizează de la început ciclul de vară a aerului umed în punctul E corespunzător unei stări a aerului în condițiile unui amestec de aer uscat și vapori supraîncălziți. Parametrii cunoscuți în zona Nordică a Italiei sunt:

$t_E = 32^\circ\text{C}$, $\varphi = 60\%$. Apoi se determină toate mărimile în joc după cum urmează:

$$p_v = \varphi \cdot p_s; \quad p_{sE} [\text{bar}] = 10^{-3} \cdot e^{\left[\frac{19,016 - 4064,95}{t_E + 236,25} \right]} \quad 1.25$$

$$x_E = 0,622 \frac{p_v}{P - p_v} = \frac{0,622}{\frac{P_E}{\varphi_E \cdot p_s} - 1} \quad 1.26$$

$$h_E = c_{pa} t_E + x_E (r + c_{pv} t_E) \quad 1.27$$

$$e_E = (c_p + x_E c_{pv}) \cdot \left(T_E - T_o - T_o \ln \frac{T_E}{T_o} \right) + (1 + \bar{x}_E) R_a T_o \ln \frac{P_E}{P_o} + R_a T_o \left[\left((1 + \bar{x}_E) \ln \frac{1 + \bar{x}_{oE}}{1 + \bar{x}_E} + \bar{x}_E \ln \frac{\bar{x}_E}{\bar{x}_{oE}} \right) \right] \quad 1.28$$

$$\text{unde: } x_E = \frac{0,622}{\frac{P_E}{\varphi_E \cdot p_{vs}} - 1}; \quad \bar{x}_E = \frac{x_E}{0,622}; \quad x_o = x_E; \quad \bar{x}_{oE} = \bar{x}_E;$$

$p_s(t_E)$ presiunea de saturație, p_v presiunea vaporilor, φ umiditatea