

# ANALIZA ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ A SISTEMELOR FRIGORIFICE CU RESORBȚIE. STUDIU DE OPTIMIZARE

Elena Eugenia VASILESCU, Alexandru DOBROVICESCU, Dorin STANCIU, Iulia TREGUBLEAC

UNIVERSITATEA POLITEHNICA, București, e-mail: eev\_ro@yahoo.com, eugenia@theta.termo.pub.ro

**Abstract.** This paper presents mathematical models of energy and exergy analysis for the resorption (absorption repeated) refrigeration system which has a resorber in the place of the common condenser and a vapor generator in the place of the common evaporator. Based on these models, an optimization study with the maximization of the coefficient of performance COP and maximization of the exergy efficiency was done.

## SCHEMA ȘI CICLUL INSTALAȚIEI FRIGORIFICE CU RESORBȚIE

Spre deosebire de instalația frigorifică cu absorbție de amoniac în apă care conține în circuitul frigorific un condensator și un vaporizator, instalația cu resorbție (fig.1) conține în loc de condensator un resorbitor (Res) în care se produce o reacție exotermă de absorbție a vaporilor de amoniac în soluția hidroamoniacală, iar în loc de vaporizator un degazor (Dz) care creează efect frigorific absorbând căldură din mediul răcit. Fluxul de căldură absorbit din mediul răcit este „motorul” unui proces de fierbere al soluției hidroamoniacale, cu degazare de vapori cu concentrație ridicată de amoniac (practic puri).

Procesele din ciclul instalației reprezentate în coordonate  $h-\xi$  (fig.2) sunt:

9'-1 comprimare adiabată a debitului  $\dot{m}_1$  de soluție bogată în amoniac și de concentrație  $\xi_{M1}$ , cu care se alimentează generatorul fierbător G (proces reprezentat spre simplificare punctiform întrucât consumă puțină energie comparativ cu alte procese din sistem)

1-2'-6' încălzire și fierbere a soluției hidroamoniacale în G, proces alimentat cu fluxul de căldură  $\dot{Q}_g$  de la agentul de încălzire din circuitul secundar care are temperatura medie  $t_{ag}$ ; în decursul procesului de fierbere 2'-6', concentrația în amoniac a soluției lichide scade la  $\xi_{m1}$ . Pe de altă parte, întrucât generatorul fierbător este prevăzut cu coloană de rectificare și deflegmator, concentrația în amoniac a vaporilor degazați este aproape 100 %, starea acestora fiind notată cu  $g''$  în diagrama  $h-\xi$ .

11-3' proces de absorbție în resorbitorul Res, în care debitul  $\dot{m}_o$  de vapori degazați de G cu starea  $g''$  este absorbit în cadrul unei reacții exoterme de către debitul  $\dot{m}_2-\dot{m}_o$  de soluție săracă în amoniac cu starea 11 și concentrația  $\xi_{m2}$  provenită din degazorul instalației. Reacția are loc cu cedarea fluxului de căldură  $\dot{Q}_{re}$ , către apa de răcire cu temperatura medie  $t_w$  din circuitul secundar al resorbitorului.

3'-4 laminarea în VL'2 a debitului  $\dot{m}_2$  de soluție bogată în amoniac  $\xi_{M2}$  extras din resorbitor

4'-10' fierberea soluției hidroamoniacale în degazorul Dz, proces alimentat cu fluxul de căldură  $\dot{Q}_o$  extras din mediul răcit care are temperatura medie  $t_r$ ; în timpul fierberii sunt degazați vapori cu concentrație ridicată în amoniac, practic puri, a căror stare în diagrama  $h-\xi$  a fost notată cu  $d''$ .  $\dot{Q}_o$  reprezintă puterea frigorifică a instalației cu resorbție.

10'-11 comprimare adiabată a debitului  $\dot{m}_2-\dot{m}_o$  de soluție săracă cu concentrația  $\xi_{m2}$  în poma P2 de alimentare a resorbitorului

6'-7 laminarea debitului  $\dot{m}_1-\dot{m}_o$  de soluție săracă cu concentrația  $\xi_{m1}$  în ventilul VL'1 înainte de intrarea în absorbitorul Ab

7-9 răcirea și creșterea concentrației în amoniac a soluției hidroamoniacale în Ab datorită absorbției valorilor reci care ies din degazorul Dz cu starea  $d''$  în soluția săracă cu starea inițială 7. Reacția de absorbție este exotermă, deci cu cedare de căldură  $\dot{Q}_c$  către apa de răcire din circuitul secundar al absorbitorului și care are temperatura medie  $t_w$ .

S-au mai notat pe schema instalației cu  $\dot{Q}_{RG}$  și  $\dot{Q}_{RD}$  fluxurile de căldură cedate în condensatoarele de reflux ale generatorului fierbător G, respectiv degazorului Dz.

Trebuie menționat faptul că echilibrarea circulației amoniacului în sistem impune ca vaporii degazați de G și de Dz să aibă aceeași concentrație în amoniac. Acest deziderat se poate realiza prin mai multe metode și anume:

- prin construcția generatorului G și a degazorului Dz cu coloană de rectificare și condensator de reflux (deflegmator) ca în figura 1; trebuie subliniat faptul că de obicei este suficient ca Dz să fie prevăzut cu coloană de epuizare deoarece domeniul de temperaturi și presiunea la care funcționează asigură un grad ridicat de puritate a vaporilor degazați;
- prin introducerea unor circuite de compensare [1], [2].

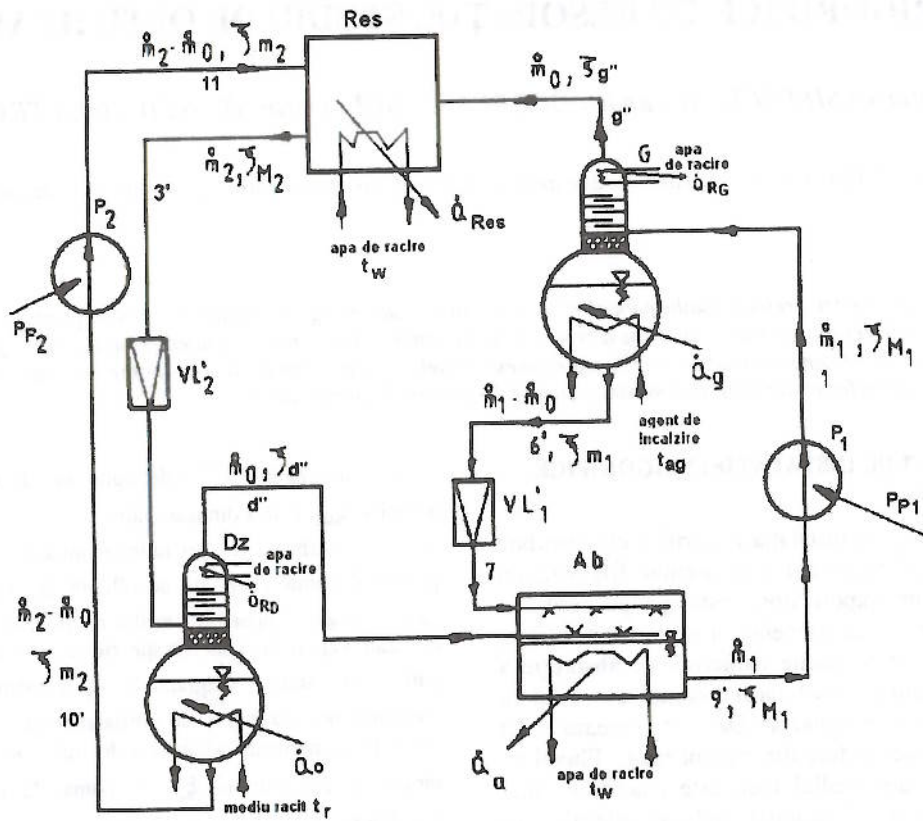


Fig. 1. Schema instalației frigorifice cu resorbție.

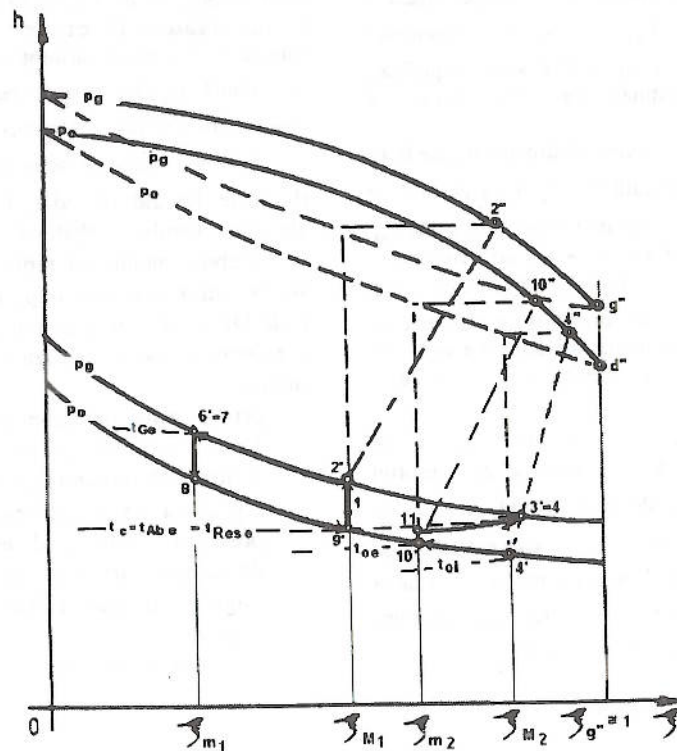


Fig. 2. Ciclul instalației cu resorbție.



**ANALIZA ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ A SISTEMULUI CU RESORBȚIE**

Proiectarea uzuală pleacă de la următoarele date cunoscute (impuse):  $\dot{Q}_o$  [kW] – puterea frigorifică necesară;  $t_r$  [°C] – temperatura fluidului răcit la degazor;  $t_{ag}$  [°C] – temperatura agentului cu care se face încălzirea generatorului de vapori;  $t_w$  [°C] – temperatura apei de care se dispune pentru răcirea resorbitorului și absorbitorului, conform metodologiei prezentate în [1], [2].

Ecuția de bilanț energetic are forma:

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{Res} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{RG} + \dot{Q}_{RD} + P_{P1} + P_{P2} = 0 \text{ [W]} \quad (1)$$

sau

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_g + P_{P1} + P_{P2} = |\dot{Q}_{Res}| + |\dot{Q}_a| + |\dot{Q}_{RG}| + |\dot{Q}_{RD}| \text{ [W]} \quad (2)$$

iar coeficientul de performanță:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_g + P_{P1} + P_{P2}} \equiv \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_g} \quad (3)$$

Ecuția generală de bilanț exergetic a unui sistem termodinamic este [3], [4]:

$$\frac{d(E - T_{amb}S)}{d\tau} = \sum Ex(\dot{Q}_i) - \dot{W} - (\dot{e}_{iesire} - \dot{e}_{intrare}) - \dot{\Pi} \quad (4)$$

în care:  $E$  [J] este energia totală a sistemului;  $T_{amb}$  [K] – temperatura de referință în analiza exergetică, de obicei temperatura mediului ambiant;  $S$  [J/K] – entropia sistemului;  $\tau$  [s] – timpul.

Observație: în regim staționar (de echilibru

dinamic):  $\frac{d(E - T_{amb}S)}{d\tau} = 0$

$$\sum Ex(\dot{Q}_i) = \sum \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_i}\right) \dot{Q}_i \text{ [W]} \quad (5)$$

$Ex(\dot{Q}_i)$  reprezintă exergia fluxului de căldură  $\dot{Q}_i$  [W] schimbat de sistem la nivelul de temperatură al sursei externe  $T_i$  [K].

$\dot{W}$  [W] puterea mecanică produsă sau consumată

$$\dot{e}_{iesire} - \dot{e}_{intrare} = \sum_{iesire} \dot{m}(h - T_{amb}s) - \sum_{intrare} \dot{m}(h - T_{amb}s) \text{ [W]} \quad (6)$$

$\dot{e}_{iesire} - \dot{e}_{intrare}$  reprezintă variația exergiei fluxurilor de masă  $\dot{m}$  [kg/s] în sistem.

$$\dot{\Pi} = T_{amb} \cdot \dot{S}_{gen} \text{ [W]} \quad (7)$$

Termenul  $\dot{\Pi}$  exprimat de ecuația (7) reprezintă pierderea de energie (exergia distrusă) datorită ireversibilităților din sistem, calculată cu formula Gouy - Stodola pe baza fluxurilor de entropie generată  $\dot{S}_{gen}$  [W/K].

Ecuția (4) aplicată sistemului frigorific în ansamblu va avea forma:

$$Ex(\dot{Q}_o) + Ex(\dot{Q}_g) + Ex(\dot{Q}_{Res}) + Ex(\dot{Q}_a) + Ex(\dot{Q}_{RG}) + Ex(\dot{Q}_{RD}) + P_{P1} + P_{P2} - \dot{\Pi} = 0 \quad (8)$$

Dacă se alege ca temperatură de referință în analiză exergetică  $T_{amb} = T_w$  rezultă:

$$Ex(\dot{Q}_{Res}) = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_{Res} = 0; \quad Ex(\dot{Q}_a) = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_a = 0$$

$$Ex(\dot{Q}_{RG,D}) = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_{RG,D} = 0 \quad (9)$$

iar ecuația de bilanț exergetic a instalației se simplifică, căpătând forma:

$$Ex(\dot{Q}_o) + Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2} - \dot{\Pi} = 0 \quad (10)$$

$$Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2} = |Ex(\dot{Q}_o)| + \dot{\Pi}$$

Randamentul exergetic al instalației va fi:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(\dot{Q}_o)|}{Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2}} = \frac{\left(\frac{T_w}{T_r} - 1\right) \dot{Q}_o}{\left(1 - \frac{T_w}{T_{ag}}\right) \dot{Q}_g + P_{P1} + P_{P2}} \equiv \frac{COP}{COP_{C-}^{T_r, T_w} \cdot COP_{C+}^{T_a, T_w}} \quad (11)$$

O altă modalitate de exprimare a randamentului exergetic este cu utilizarea în formulă a pierderilor energetice, respectiv:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(\dot{Q}_o)|}{Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2}} = \frac{Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2} - \dot{\Pi}}{Ex(\dot{Q}_g) + P_{P1} + P_{P2}} \quad (12)$$

în care:

$$\dot{\Pi} = \dot{\Pi}_g + \dot{\Pi}_{Res} + \dot{\Pi}_a + \dot{\Pi}_{Dz} + \dot{\Pi}_{VL1} + \dot{\Pi}_{VL2} \quad (13)$$

În formula (13) apar pierderile de energie (exergie) datorate ireversibilităților externe din sistemul frigorific (în generator, absorbitor, resorbitor, degazor) respectiv interne (în ventilele de laminare VL<sub>1</sub> și VL<sub>2</sub>).

Pierderile (exergia distrusă) se pot determina prin aplicarea pe fiecare aparat din instalație a formulei rezultate din ecuația (4):

$$\dot{\Pi}_j = \sum \left(1 - \frac{T_w}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W} + \dot{e}_{intrare} - \dot{e}_{iesire} \quad (14)$$

Se poate aplica apoi formula (12) pentru calculul randamentului exergetic.

**STUDIUL DE OPTIMIZARE**

Modelarea numerică a fost efectuată cu ajutorul pachetului software EES (Engineering Equation Solver) care conține proceduri pentru calculul proprietăților termodinamice ale soluției hidroamoniacale. Datele de intrare utilizate au fost: puterea frigorifică  $\dot{Q}_o = 30$  kW, temperaturile medii ale surselor  $t_{ag} = 90$  °C,  $t_w = 20$  °C,  $t_r = 5$  °C. Au fost de asemenea alese valorile diferențelor finite de temperatură între agentul secundar din apa-

ratele schimbătoare de căldură și agentul din instalație la ieșirea din aparatul respectiv:  $\Delta t_{g,Re s,Dz,a} = 5$  grd.

O primă analiză a fost efectuată cu privire la alegerea presiunii de lucru  $p_g$ . S-a dovedit că un coeficient de performanță ridicat presupune valori ale presiunii  $p_g$  cât mai apropiate de presiunea de saturație a moniacului la temperatura de ieșire din resortor  $t_{Rese}$ . Din acest motiv, în studiul ulterior s-a ales o valoare a lui  $p_g = p_{sNH3}(t_{Rese})$ . Programele realizate au permis închiderea ecuației de bilanț energetic cu precizie de cca 0,02 % și a celei de bilanț exergetic cu precizie de cca 0,13%.

Pe baza acestor programe a fost efectuat un studiu de sensibilitate parametrică privind variația coeficientului de performanță  $COP$  și a randamentului exergetic  $\eta_{ex}$  la variația temperaturii agentului de încălzire  $t_{ag}$  și a temperaturii mediului răcit  $t_r$ , menținând ca diferențe de temperatură în aparate  $\Delta t_{g,Re s,Dz,a} = 5$  grd.

### REZULTATE ȘI CONCLUZII

Rezultatele sunt prezentate prin comparație cu performanțele unei instalații frigorifice cu absorbție [5] cu soluție hidroamoniacală cu circuit frigorific obișnuit (cu condensator și vaporizator) în figurile 3, 4, 5 și 6.

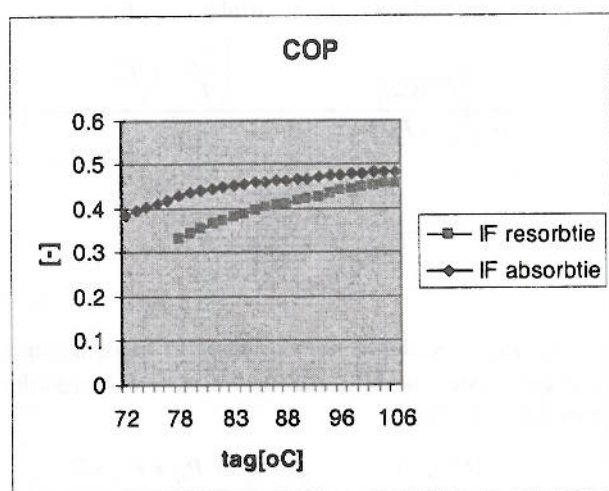


Fig. 3. Variația COP cu  $t_{ag}$ .

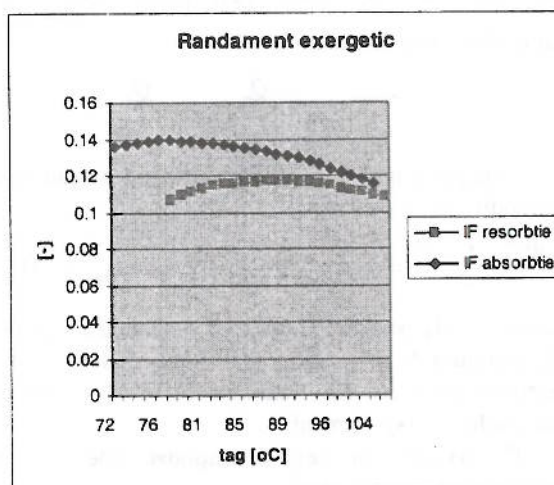


Fig. 4. Variația  $\eta_{ex}$  cu  $t_{ag}$ .

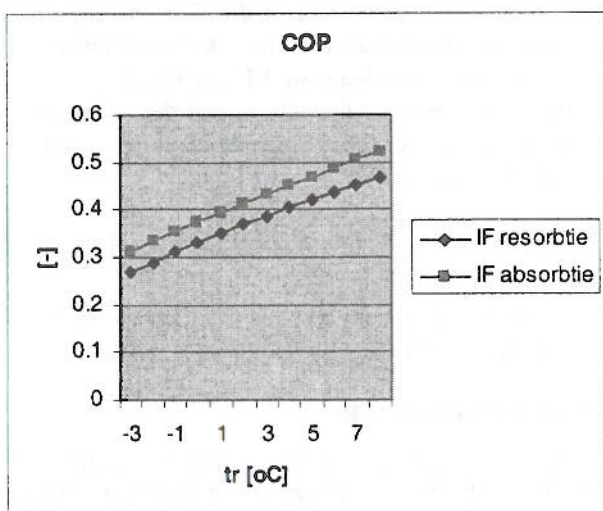


Fig. 5. Variația COP cu  $t_r$ .

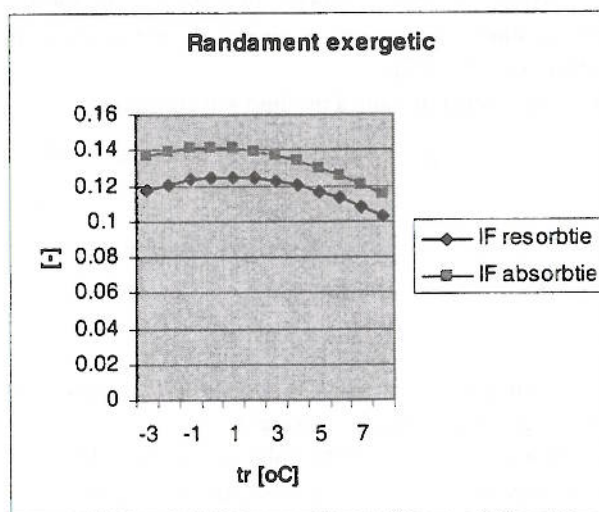


Fig. 6. Variația  $\eta_{ex}$  cu  $t_r$ .



Din graficele trasate rezultă în primul rând superioritatea, din punct de vedere al performanțelor termodinamice, a IFA cu circuit frigorific obișnuit în comparație cu sistemul cu resorbție. De aceea sistemele cu resorbție nu au căpătat dezvoltare la scara largă, industrială, ca instalații frigorifice, dar reprezintă obiectul studiilor de laborator care vizează îmbunătățirea performanțelor. Performanțele sistemelor cu resorbție pot fi îmbunătățite prin aplicarea schemei cu 2 trepte și prin introducerea unor schimbătoare de căldură recuperative.

În figurile 3 și 5 se observă așa cum este firesc, o creștere a coeficientului de performanță COP cu  $t_{ag}$  și  $t_r$  la ambele tipuri de instalații. Randamentul exergetic  $\eta_{ex}$  prezintă însă valori maxime atât pentru valori optime ale lui  $t_{ag}$  cât și ale lui  $t_r$ . Se mai observă din figurile 4 și 6

că valorile optime pentru  $t_{ag}$  și  $t_r$  sunt ceva mai ridicate în cazul sistemului cu resorbție decât în cazul celui cu absorbție.

#### BIBLIOGRAFIE

- [1] Porneală S., *Procese în instalații frigorifice, Ejecție – Absorbție*. Universitatea din Galați, 1981.
- [2] Grigoriu M., *Calculul și construcția instalațiilor frigorifice*. IPB, 1985.
- [3] Bejan A., *Termodinamică tehnică avansată*. Ed. Tehnică, București, 1996.
- [4] Dobrovicescu A., *Analiza exergetică și termoeconomică a sistemelor frigorifice și criogenice*. Ed. AGIR, 2000.
- [5] Vasilescu E., Dobrovicescu A., Tregubleac I., *Analiza energetică și exergetică a sistemelor frigorifice cu absorbție*, Conferința BIRAC-SRT'04, UCB, București, 2004.

(continuare de la pagina 36)

### SEMINARIILE DE TERMODINAMICĂ, FIZICĂ STATISTICĂ ȘI APLICAȚII organizate de Societatea Română a Termotehnicienilor

Lista lucrărilor care s-au ținut în perioada ianuarie – decembrie 2005 la Catedra de Termotehnică, Mașini termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București, în sala CG125

Informații suplimentare pot fi găsite pe pagina de Web a Catedrei de Termotehnică ([www.termo.pub.ro](http://www.termo.pub.ro)) sau se pot obține de la domnul conf. dr. ing. Viorel Bădescu la adresa email: [badescu@theta.termo.pub.ro](mailto:badescu@theta.termo.pub.ro).

Joi 21 aprilie 2005 orele 14.00

**Prof. Corneliu Stănășilă și Prof. Octavian Stănășilă** (Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Posibilități de intensificare a transferului termic*

Joi 12 mai 2005 orele 14.00

**Prof. Alexandru Chisacof** (Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Emanajii de CO<sub>2</sub>. Metode de reducere directe și indirecte*

Joi 9 iunie 2005 orele 14.00

**Prof. George Darie** (Facultatea de Energetică, Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Soluții moderne de utilizare a cărbunelui în centralele convenționale*

Marți 25 octombrie 2005 orele 14.00

**Prof. Florin Iordache** (Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Analiza dinamică a consumurilor de căldură într-un bloc de locuințe. Aspecte energetice importante*

Marți 15 noiembrie 2005 orele 14.00

**Dr. Gabriel Negreanu** (Catedra de Echipament Termo-Mecanic, Clasic și Nuclear, Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Integrarea cogenerării descentralizate cu sursele regenerabile pentru acoperirea cererii de energie a zonelor izolate*

Marți 13 decembrie 2005 orele 14.00

**Prof. Alexandru Dobrovicescu** (Catedra de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București)  
*Metode de analiză a sistemelor termodinamice*