

Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti  
Facultatea de Inginerie a Instalatiilor

# CONTRIBUTII LA PRODUCEREA CENTRALIZATA A FRIGULUI PENTRU CLIMATIZAREA CLADIRILOR

TEZA DE DOCTORAT

Conducator stiintific  
Prof. dr. ing. Dragos HERA

Autor  
Sef lucr. ing. Alina PIRVAN  
(casatorita GIRIP)

IUNIE 2011

## CUPRINS

### Capitolul 1.

#### Stadiul actual al utilizarii sistemelor de racire centralizata.

|  |    |
|--|----|
| 1.1. Evolutia climatizarii spatiilor.  | 9  |
| 1.1.1. Situatia plan mondial.  | 9  |
| 1.1.2. Situatia in Europa.   | 11 |
| 1.1.3. Situatia in Romania.  | 13 |
| 1.2. Sisteme de racire centralizata. Necesitatea racirii centralizate a locuintelor.   | 13 |
| 1.2.1. Situatia in Europa.   | 16 |
| 1.2.2. Particularitatile sistemului de racire centralizata utilizand instalatii cu absorbtie.                                  |    |
| 221  |    |
| 1.3. Studiul documentar al tipurilor de instalatii frigorifice cu absorbtie din productia actuala de echipamente frigorifice.  | 22 |
| 1.3.1. Situatia pe plan mondial.   | 22 |
| 1.3.2. Situtiatia in Europa.   | 23 |
| 1.3.3. Situatia in Asia.   | 28 |
| 1.4. Variante de instalatii frigorifice cu absorbtie - scheme si cicluri termice.  | 29 |
| 1.4.1. Instalatia cu absorbtie in solutie amoniacala   | 29 |
| 1.4.2. Instalatia cu absorbtie in solutie LiBr-H <sub>2</sub> O.   | 34 |
| 1.4.3. Instalatii cu absorbtie in solutie amoniacala ameliorate .  | 37 |
| 1.4.4. Instalatii cu absorbtie in solutie de bromura de Litiu – apa ameliorate .   | 40 |
| 1.4.4.1. Cu half efect.  | 40 |
| 1.4.4.2. Cu dublu efect.   | 42 |
| 1.4.4.3. Cu triplu efect.  | 46 |
| 1.4.4.4. Cu cvadrublu efect.   | 49 |
| 1.4.4.5. Utilizarea instalatiei atat pentru racire cat si pentru incalzire.  | 49 |
| 1.4.4.6. Tipuri, sheme si cicluri pentru instalatii cu absorbtie in solutie LiBr-H <sub>2</sub> O existente pe piata mondiala. | 52 |

### Capitolul 2.

#### Calculul sistemelor cu absorbtie utilize la racirea centralizata.

|   |    |
|---|----|
| 2.1. Programe de calcul, modelare matematica si prognoza pentru analiza calitativa si cantitativa a instalatiilor frigorifice cu absorbtie. | 63 |
| 2.2. Calculul termodinamic pentru o instalatie frigorifica cu absorbtie.  | 68 |
| 2.2.1. Instalatia cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala.  | 68 |

|  |    |
|--|----|
| 2.2.2. <i>Instalatiei cu absorbtie intr-o treapta in solutie de bromura de Litiu – apa.</i>  | 83 |
| 2.3. Limitele de functionare continua pentru o instalatie frigorifica cu absorbtie in functie de potentialul termic al agentului de lucru. | 94 |

### **Capitolul 3.**

#### **Analiza exergetica a instalatiilor cu absorbtie utilizate la producerea centralizata a apei reci in vederea cresterii eficientei acestora.** 102

|  |     |
|--|-----|
| 3.1. Analiza termodinamica pentru instalatiile cu absorbtie in solutie amoniac –apa si bromura de Litiu-apa bazata pe generarea de entropie. | 102 |
| <i>3.1.1. Instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala.</i>  | 103 |
| <i>3.1.2. Instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O.</i>   | 120 |
| <i>3.1.3. Influenta schimbatoarelor de caldura auxiliare din instalatiile cu absorbtie intr-o treapta.</i>                                   | 130 |
| 3.2. Solutii de diminuare a pierderilor de energie si de crestere a COP pentru sistemul de racire centralizata                               | 133 |
| 3.3. Solutii de crestere a COP pentru sistemul de racire centralizata.   | 139 |
| <i>3.3.1. Evolutia pe plan mondial a producerii energetice electrice.</i>  | 139 |
| <i>3.3.2. Evolutia in Romania a producerii energetice electrice.</i>   | 141 |

### **Capitolul 4.**

#### **Determinarea experimentală a performantelor unei instalatii frigorifice cu absorbtie alimentate cu agent termic cu potențiale termice diferite.** 160

|  |     |
|--|-----|
| 4.1. Scopul cercetarii experimentale si obiectivele acestei cercetari.   | 160 |
| 4.2. Descrierea instalatiei cu absorbtie in solutie LiBr-apa experimentală.                                      | 160 |
| <i>4.2.1. Sistem bivalent de preparare a apei calde, pentru actionarea instalatiei frigorifice cu absorbtie.</i> | 161 |
| <i>4.2.2. Sistemul auxiliar de incalzire.</i>  | 165 |
| <i>4.2.3. Descrierea instalatiei cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi-apa.</i>                            | 167 |
| <i>4.2.4. Descrierea elementelor auxiliare din instalatie.</i>   | 171 |
| 4.3. Aparatura de masura.  | 179 |
| <i>4.3.1. Senzori de debit.</i>  | 179 |
| <i>4.3.2. Senzori de temperatura.</i>  | 179 |
| <i>4.3.3. Debitmetru cu ultrasunete.</i>   | 180 |

|                           |     |
|---------------------------|-----|
| 4.4. Conditii de testare. | 181 |
|---------------------------|-----|

## **Capitolul 5.**

|   |     |
|---|-----|
| <b>Analiza datelor experimentale si validarea modelului matematic pentru instalatia cu absorbtie in solutie BrLi-apa.</b> | 187 |
| 5.1. Analiza sistemului agent frigorific-mediu absorbant.   | 187 |
| <i>5.1.1. Parametrii inregistrati de sistem in timp real</i>  | 187 |
| <i>5.2.2. Modelul de inregistrare a valorilor experimentale.</i>  | 187 |
| 5.2. Anlazia performantelor echipamentelor instalatiei experimentale.   | 187 |
| 5.3. Validarea modelului matematic.   | 192 |

## **Capitolul 6.**

|  |     |
|--|-----|
| <b>Concluzii, contributii originale si perspective pentru continuarea tematicii.</b> | 207 |
| 6.1. Concluzii generale  | 207 |
| 6.2. Concluzii originale.  | 207 |
| 6.3 Perspective.   | 209 |

Anexe

Bibliografie

*In primul rand, doresc sa multumesc in mod deosebit conducătorului științific, domnului prof. dr. ing. Dragos Hera pentru înțelegerea, răbdarea si tactul pedagogic pe care le-a dovedit fata de mine. Îi mulțumesc pentru încrederea, sprijinul și atenția pe care mi le-a acordat in toți acești ani .*

*Domnului prof. dr. ing. Liviu Drughean îi mulțumesc pentru întreg sprijinul, solicitudinea si încurajarile oferite în diverse împrejurari. Consultările si dicutiile în momente importante ale elaborării tezei au influențat în mod hotărâtor deciziile luate si definitivarea lucrării de fata.*

*O parte din cercetare s-a realizat in cadrul Laboratorului de Termotehnica din cadrul Facultatii de Inginerie a Instalatiilor. Doresc să aduc mulțumiri cadrelor didactice din laborator conf. dr. ing. Anica Ilie si Rodica Dumitrescu cat si personalului din laborator care m-au ajutat si susținut in realizarea standului si a masuratorilor experimentale.*

*Multumesc domnului prof. dr. ing Staneascu Paul Dan pentru discutiile stiintifice, sugestiile utile acordate pe durata lucrării de doctorat.*

*De asemenea, mulțumesc colegului conf. dr. ing. Florin Baltaretu pentru sprijinul acordat in finalizarea tezei de doctorat.*

*În mod categoric, finalizarea tezei de doctorat nu ar fi fost posibilă fără ajutorul și sprijinul familiei cărora îi mulțumesc pentru înțelegere și sprijin moral.*

*Intreaga mea recunostinta si consideratie se adreseaza tuturor celor care mi-au fost alaturi, care m-au sustinut si incurajat in toata perioada de doctorat.*

## REZUMAT

Conceptul de racire centralizata este foarte actual si des intalnit atat in Europa cat si in America si Asia si ne permite inlocuirea sistemelor de climatizare locale. Sistemele locale determina un consum ridicat de energie de actionare, utilizarea unor agenti frigorifici cu actiune asupra mediului inconjurator si pot contribui la degradarea fatadelor cladirilor.

In urma unei analize a integrarii instalatiei cu absorbtie in sistemul de cogenerare, prin economiile realizate prin recuperarea caldurii reziduale in sezonul cald, se obtin economii importante pentru climatizarea spatilor.

In aceasta lucrare studiul se bazeaza pe o instalatii cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa alimentata cu agent incalzitor cu temperatura scazuta. Datele sunt necesare in vederea implementarii acestui sistem intr-un punct termic PT din cadrul sistemeului de incalzire centralizat. Obiectivele sunt:

**1. analiza experimentală** – pe un stand experimental bazat pe o instalatie frigorifica cu absorbtie in solutie BrLi-apa amplasata in laboratorul Facultatii de Inginerie a Instalatiilor s-au urmarit:

- a) determinarea temperaturii minime a agentului incalzitor pentru a avea o functionare continua a instalatiei;
- b) variatia puterilor termice ale aparatelor componente si performanta sistemului. Se va urmari si evolutia instalatiei experimentale in conditii variabile de functionare prin variatia diferitelor parametrii de lucru: temperatura agentului incalzitor, temperatura apei de racire, temperatura apei racite.

**2. analiza teoretica** - crearea unui model matematic utilizand un soft specializat pentru simularea comportamentului unei instalatii frigorifice cu absorbtie in solutie BrLi-apa in diferite conditii de functionare in vederea compararii cu datele experimentale obtinute cu ajutorul standului experimental.

Pentru optimizarea instalatiei s-a realizat si o analiza exergetica a instalatiilor frigorifice cu absotir bazata pe principiul I si al II-lea al Termodinamicii.

Parameterii/variabile:

CFC – cloro-fluro-carboni  
COP – coeficient de performanta  
CT – centrala termica  
CTE – centrala termoelectrica  
e – exergia specifica (kJ/kg)  
Ex – flux de exergie (kW)  
f – factor de circulatie  
h – entalpia (kJ/kg)  
HFC – hidro-fluro-carboni  
HCFC – hidro-cloro-fluoro-carboni  
I – ireversibilitati (kW)  
IFA – instalatie frigorifica cu absorbtie  
 $Q_m$  - debitul masic (kg/s)  
p - presiune (bar)  
P – putere electrica consumata (kW)  
PC – pompa de caldura  
Pp – pierderi prin exergie prin ireversibilitati (kW)  
PT – punct termic  
RAC – rezervor cu acumulare  
RC – racire centralizata  
T – temperatura (K)  
Q – debit masic (kg/s)  
r – factor de recirculare  
s – entropie specifica (kJ/kg\*K)  
S – generare de entropie (kW/K)  
SCM – schimbator de caldura multitubular  
SCP – schimbator de caldura cu placi  
v – volum specific ( $m^3/kg$ )  
 $\Delta E$  – pierderi exergetice (kW)  
 $\Phi$  - fluxul termic (kW)  
 $\eta$  - randament (-)  
 $\theta$  - temperatura ( $^{\circ}C$ )  
 $\xi$  - concentratia solutiei  $NH_3$ —apa sau LiBr-apa

Subscripts

A – absorbitor  
ab – absorbtie  
AC – apa calda  
ACM – apa calda menajera  
C,cond – condensator  
CTE – centrala termoelectrica  
def, df – deflegmator

ex - exergetic  
0 - vaporizator  
F, fier – fierbator  
sc – concentrata LiBr-apa  
sd – solutie diluata LiBr-apa  
ss – solutie saraca  $\text{NH}_3$ —apa  
sb – solutie bogata  $\text{NH}_3$ —apa  
sub - subracire  
t - teoretic  
w – agent de racire (apa)  
ar – agent racit (apa)  
AI – agent incalzitor  
sat – saturatie  
ext – exterior  
PC – pompa de caldura  
PS – pompa solutie  
EC1 – economizor solutie amoniacala  
EC2 – economizor amoniac  
VL1 – ventil laminare solutie amoniacala  
VL2 – ventil laminare amoniac  
T – total  
PT – punct termic

# **Capitolul 1.**

## **STADIUL ACTUAL AL CLIMATIZARII UTILIZAND RACIREA CENTRALIZATA.**

*Climatizarea aerului* implică crearea și menținerea unui climat în anumite condiții de temperatură, umiditate, puritate și circulație a aerului astfel încât acesta să producă efectele dorite asupra ocupanților unei incinte sau a materialelor depozitate [McQuiston F. C. 1982]. Climatizarea aerului este independentă de timp sau sezon și trebuie să funcționeze în condiții meteorologice extreme. [Brujan E.A, 2004]

Climatizarea aerului înseamnă urmărirea și menținerea constantă a 3 factori: temperatura, umiditatea și calitatea aerului.

Încălzirea continuă a atmosferei, simțita în ultima perioadă foarte mult și în Romania, face din ce în ce mai necesară climatizarea clădirilor, chiar a locuințelor, sector în care aceasta era mai puțin utilizată până acum.

Astfel au început să fie utilizate tot mai multe sisteme pentru climatizarea aerului având puteri de răcire care pornesc de la cele necesare unei incaperi sau a unui apartament, până la cele solicitate de clădiri (complex hotelier, bancă sau spital).

A trăi în spații prevăzute cu aer climatizat nu mai este de mult un lux, ci o necesitate.

### **1.1. Evolutia climatizarii spatiilor.**

#### *1.1.1. Situatia pe plan mondial.*

Pentru climatizarea spațiilor se folosesc în general instalatii frigorifice cu comprimare mecanica de vaporii datorita simplitatii si a accesului mai facil la energia de actionare (electrica). Prin fluidele de lucru utilizate, freoni, acest tip de instalatii au un impact negativ asupra mediului. Restrictiile impuse de protocolul de la Montreal (1987) au condus la interzicerea utilizarii freonilor initial cei mai agresivi fata de stratul de ozon (CFC), extinzandu-se ulterior si la HCFC, incat in prezent sunt utilizati doar freonii cu ODP=0 (HFC).

Participarea, insa, a acestora la incalzirea atmosferei a condus, prin protocolul de la Kyoto (1997) la cautarea unor noi fluide de lucru cu GWP cat mai mic.

Cele mai simple sisteme de climatizare sunt cele locale, bazate pe racirea directa a aerului, realizate cu unitati separate:

- o unitate exterioara incluzand compresorul si condensatorul;
- una sau mai multe unitati interioare, incluzand vaporizatorul.

Ca urmare a necesitatii unui confort din ce in ce mai ridicat asistam la o dezvoltare continua a sistemelor de climatizare a spațiilor (fig. 1.1) conducand si la cresterea consumului de energie electrica (fig. 1.2.).

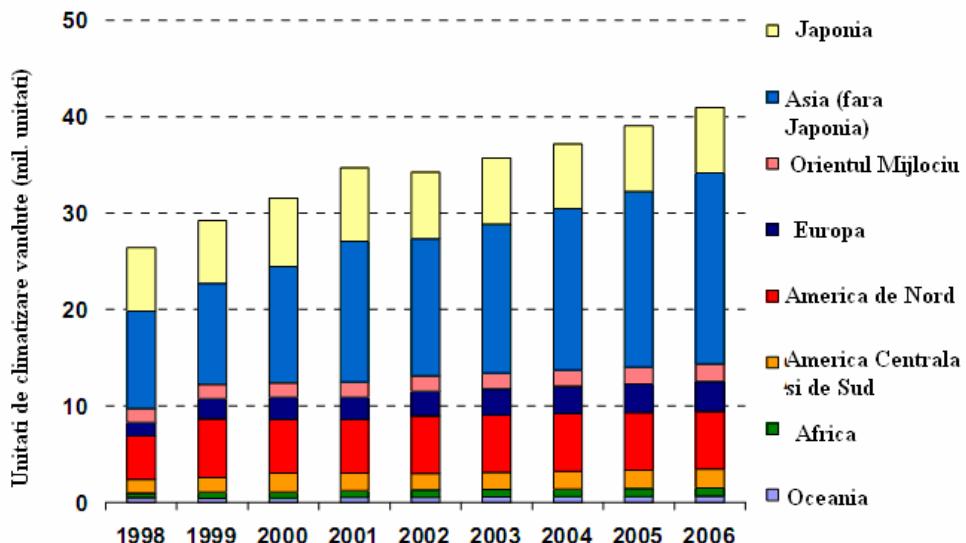


Fig. 1.1. Evolutia vanzarilor in lume a aparatele locale de climatizare [Fehmi A., 2005].

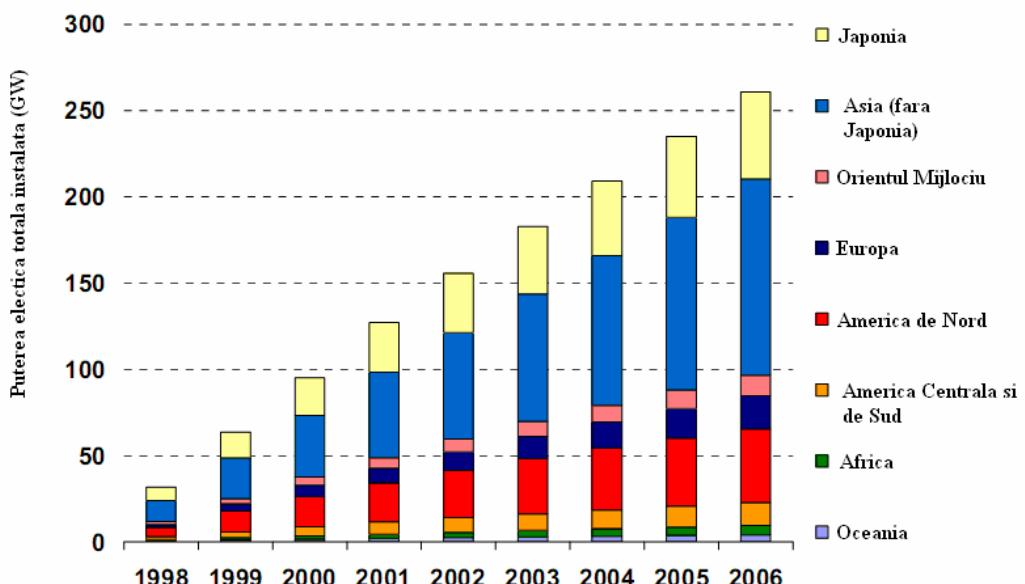


Fig. 1.2. Evolutia puteri electrice totala instalata in lume consumata de catre aparatele locale de climatizare.

Intre anii 1990-2005 consumul de energie electrica a crescut cu 0.6% /an iar pentru sectorul rezidential, cresterea a fost mult mai accentuata de 0.74%/an [Santamouris M., 2005].

Incalzirea atmosferei sesizata in ultimul timp a condus la cresteri si mai accentuate. Astfel, in SUA in sezonul cald cresterea cu 1°C a temperaturii exterioare determina o crestere de 1.5...2 ori a consumului de energie electrica, aparand frecvente intreruperi ale sistemului energetic datorita suprasolicitarii in timpul sezonului cald. Un studiu realizat in Tokio a aratat ca incalzirea cu 1°C determina cresterea cu 33 GWh a consumului de energie electrica pe an [Capital coolings mission, 2005].

In aceste conditii trebuie regandita utilizarea sistemelor frigorifice utilizate la climatizarea aerului pentru diminuarea consumurilor energetice actuale.

Dotarea cladirilor din sistemul tertiar si rezidential cu sisteme de climatizare este evidentiata in tabelul 1.1. Aparatele de climatizare locale sunt mult mai raspandite in sectorul tertiar si raspandirea echipamentelor de climatizare depinde evident de zona climatica si de nivelul de dezvoltare al tarii.

Tabel 1.1. Grad de dotare cu echipamente de climatizare in lume in anul 2007.

| Tara    | TERTIAR | RESIDENTIAL |
|---------|---------|-------------|
| Japonia | 100%    | 89%         |
| USA     | 85%     | 75%         |
| Europa  | 42%     | 21%         |

### 1.1.2. Situatia in Europa.

Desi Europa detine in prezent o cota de piata de numai 6 procente din piata globala a aparatelor de aer conditionat [\*\*\*ECOHEATCOOL, work package 3], piata de climatizare a inregistrat o crestere de peste 20% in ultimii 5 ani si se asteapta ca piata sa urmeze un trend ascendent in continuare, in special pentru produsele dotate cu functii care faciliteaza reducerea consumului de energie si protejarea sanatatii consumatorilor, conform cu standardele impuse de Uniunea Europeana (figura 1.3).

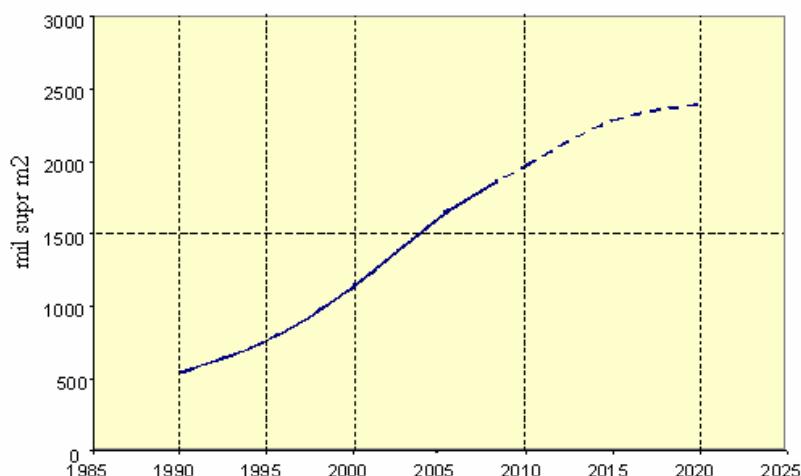


Fig. 1.3. Evolutia suprafatei climatizare pentru sistemele locale in Europa intre anii 1990-2020.

Modul de realizare a climatizarii spatiilor este majoritar cu sisteme cu vaporizare directa, locale, conform figurii 1.4., iar dezvoltarea acestor sisteme este mai accentuata (fig. 1.5.).

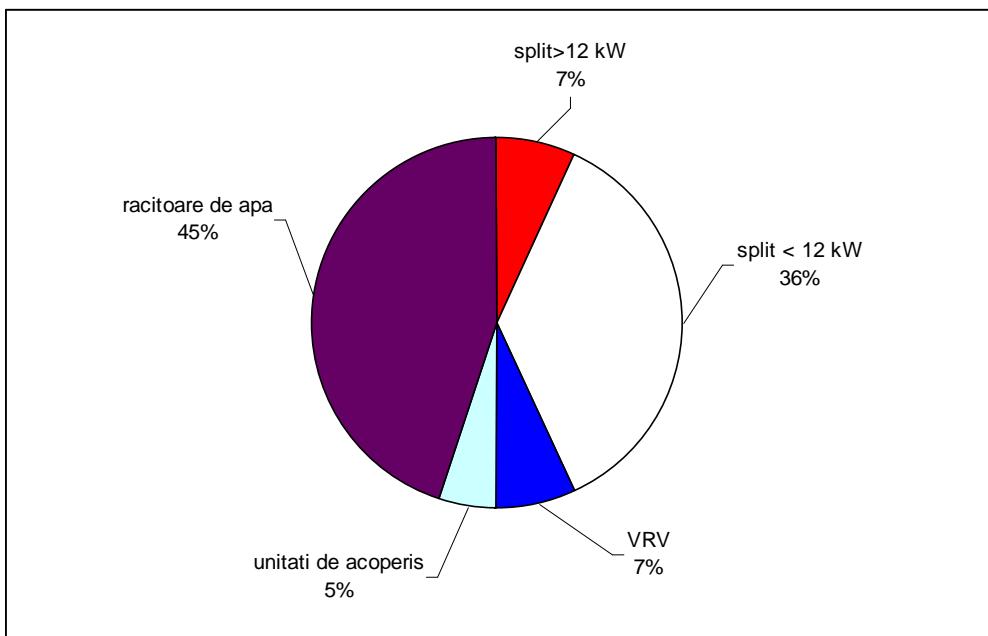


Fig. 1.4. Repartizarea echipamentelor de climatizare instalate pentru Europa. [EECCAC, 2002].

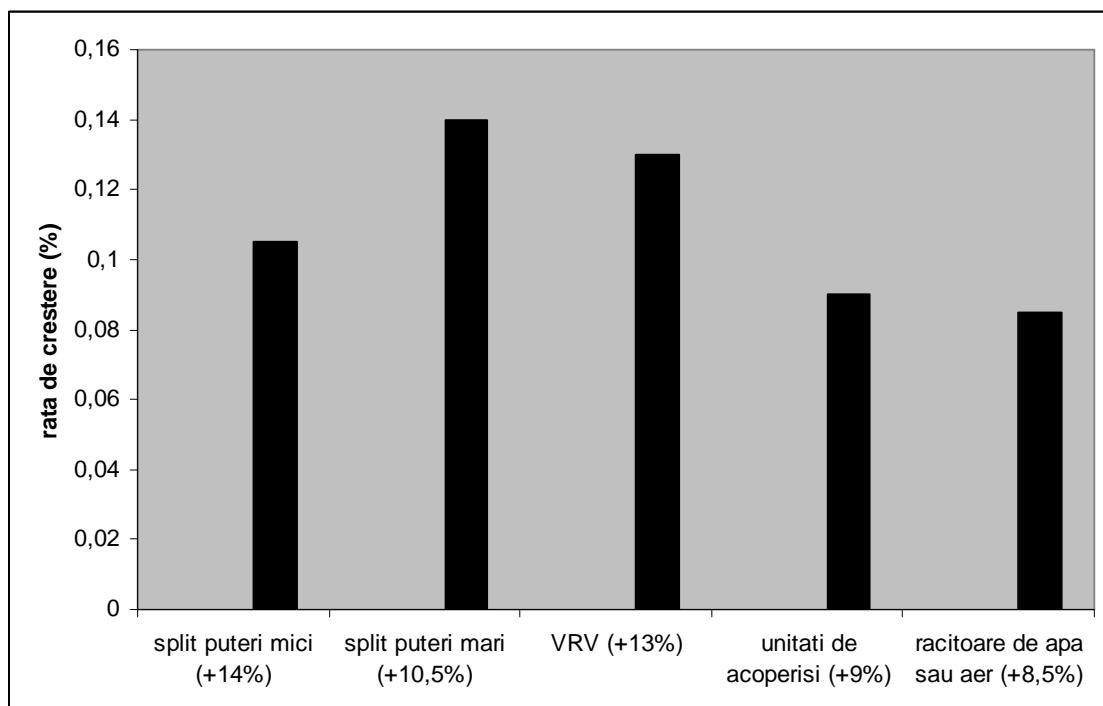


Fig. 1.5. Media anuala de crestere a echipamentelor instalate pentru diferite tipuri de sisteme de climatizare pentru perioada 1996-2005 [EECCAC, 2002].

### *1.1.3. Situatia in Romania.*

In Romania climatizarea spatiilor este in plina dezvoltare iar prin patrunderea pe piata a numeroase firme producatoare de echipamente de climatizare s-a realizat o crestere continua, mai ales in ultimii 4-5 ani cand datorita incalzirii globale a atmosferei s-a ajuns (in anul 2009) la o cifra de vanzari in valoare de 80 milioane de euro. Se estimeaza dublarea vanzarilor in viitoarea perioada. In prezent sistemele locale respectiv sistemele split reprezinta circa 70 % din totalul echipamentelor vandute.

Datorita faptului ca aceste sisteme sunt alimentate cu energie electrica au crescut si consumurile de energie electrica.

La nivelul intregii tari, recordul de consum, de 7.800 MWh a fost inregistrat in 19 iulie 2007, si a fost mai mare cu 10% decat cel din perioada similara a anului 2006. Atunci, in doua zile consecutive, a fost depasit maximul istoric, de 959 MWh, dublu fata de o zi normala. Iar consecintele au fost severe: 200 de avarii pe zi, mii de consumatori fara curent electric timp de mai multe ore.

Tranzacțiile cu energie electrica cu livrare în ziua următoare au crescut în luna iulie 2010 față de aceeași perioadă din anul precedent cu 33,20%, volumul total evoluând de la 635.792,316 MWh anul trecut, la 846.846,687 MWh în iulie 2010.

## **1.2. Sisteme de racire centralizata. Necesitatea racirii centralizate a locuintelor.**

Ca urmare a cresterii contine a spatiilor climatizate, existente sau nou construite, deci si a numarului mare de echipamente de climatizare actionate in general cu ajutorul energiei electrice, este necesara dezvoltarea unor solutii pentru:

- a) realizarea climatizarii diverselor spatii cu un consum mai mic de energie;
- b) utilizarea unor instalatii frigorifice cu alte surse de energie si care sa polueze mediul mai putin.

Sistemele de climatizare (figura 1.6.) centralizate pot deveni alternative viabile pentru scaderea consumului de energie electrica consumata.

Aceste sisteme produc centralizat apa rece care este apoi distribuita la spatiile climatizate. Apa rece este produsa cu o instalatie frigorifica actionata electric (instalatie frigorifica cu comprimare mecanica) sau energie termica (instalatie frigorifica cu absorbtie).

Disponibilitatea apei calde de la CTE in sezonul cald, cand se prepara doar apa calda menajera, poate conduce la alimentarea in conditii foarte economice a unor instalatii frigorifice cu absorbtie cu care sa se produca centralizat apa rece pentru climatizare.

Sistemele ce utilizeaza instalatii frigorifice cu absorbtie necesita diverse forme de energie termica pentru actionare aceasta putand fi deseu (condens, apa

calda de la grupuri de cogenerare, gaze arse) sau energie regenerabila nepoluanta (solara).

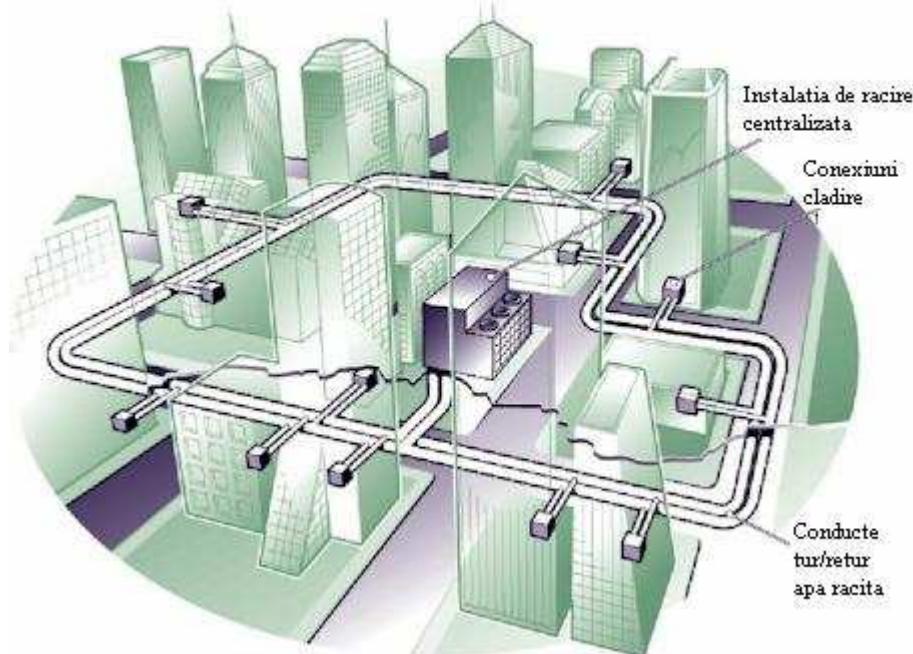


Fig. 1.6. Vedere de ansamblu al sistemului de racire centralizata.

Cand energia termica necesara actionarii instalatiei provine din recuperari energetice, instalatia devine deosebit de rentabila deoarece energia primara poate avea un pret foarte redus.

Se obtin astfel numeroase **avantaje**:

- se utilizeaza in sezonul cald caldura produsa de centrala termoelectrica CTE, care oricum functioneaza pentru a produce in mod special energie electrica, reducand cedarea de caldura in mediul exterior care insoteste functionarea sistemului;
- se reduce consumul de energie electrica (pentru climatizarea locuintelor) dd sistemul energetic national;
- se ridica eficienta frigorifica a sistemului global de climatizare, energia termica consumata pentru actionare fiind mai ieftina decat cea electrica;
- prin utilizarea spatiilor disponibile din punctele termice modernizate si a retelei primare existente costurile de exploatare sunt reduse;
- la extinderea retelei de termoficare a localitatilor reteaua secundara (alimentarea cu apa calda pentru incalzire) poate fi comună cu cea de alimentare cu apa rece a instalatiilor terminale din locuinte si chiar si unitatile terminale (ventiloconvectoare) pot fi aceleasi;
- se poate utiliza acelasi sistem de contorizare a energiei livrate consumatorilor;
- se reduc costurile pentru investitie, intretinere si servicii aferente consumatorilor; - necesita un personal redus pentru intretinerea instalatiei centrale in comparatie cu sistemele de climatizare locale care solicitau echipe multiple de oameni.
- se reduce factura energetica aferenta climatizarii;

- se reduce poluarea termica a mediului inconjurator, atat prin reducerea consumului total de energie pentru actionarea sistemului de climatizare (deci a emisiilor de CO<sub>2</sub> la producerea acestei energii) cat si prin neutilizarea fluidelor cu efect de sera (freoni), deoarece instalatiile cu absorbtie care prepara apa rece nu contin fluide care distrug stratul de ozon sau care contribuie la incalzirea atmosferei;
- nivelul de zgomot este aproape inexistent fiind eliminate si vibratiile transmise prin intermediul partilor componente;
- durata de viata este mult mai mare (intre 25...30 de ani) decat a unui sistem bazat pe un compresor (maxim 10 ani);
- se amelioreaza arhitectonica cladirilor prin eliberarea fatadelor de unitatile exterioare ale instalatiilor de climatizare locala;

**Dezavantajele** sistemelor de producere a apei reci cu instalatii frigorifice cu absorbtie sunt:

- in sezonul cald temperatura agentului termic furnizata de centrala termoelectrica punctului termic este scazuta necesara prepararii apei calde menajer; aceasta nu este suficienta pentru functionarea continua a instalatiei frigorifice cu absorbtie. Ca urmare trebuie ridicata temperatura apei calde livrate incat sa se asigure nivelul termic corespunzator functionarii instalatiei frigorifice cu absorbtie asociate;
- debitul de apa de racire necesar instalatiilor frigorifice cu absorbtie este mai mare decat cel pentru instalatiile cu compresie mecanica de vaporii; impunand sisteme de evacuare a caldurii (turn de racire) mai mari.

Sistemul de racire centralizata este utilizat inca de la sfarsitul anilor 1800 cand s-a realizat distribuirea unui debit de aer racit in interiorul cladirilor utilizandu-se un sistem de conducte subterane.

Prima instalatie s-a construit in Denver Colorado in 1889 [Parrot K., 2002]. In 1930, Centrul Rockefeller din New York City, a fost deservit de o instalatie cu dimensiuni mult mai mari. Practic, iar in 1960 a fost instalata in USA prima instalatie centralizata intr-o zona comerciala. In Europa astfel de instalatii apar in ultimii 50 de ani, astfel in Franta pentru climatizarea complexului de birouri La Defense se realizeaza cu acest sistem.

Sistemul a fost dezvoltat si in alte tari din Europa si in special in cele nordice: Danemarca, Suedia, Norvegia [*District heating and cooling thinking outside of the buiding*, 2004].

Un sistem de racire centralizata cuprinde 3 componente importante:

- instalatia centrala reprezentata de racitorul de lichid;
- reteaua de distributie reprezentata de sistemul de conducte;
- unitatile terminale reprezentata de ventiloconvectori.

In instalatiile de racire centralizata racirea agentuleui de lucru poate fi realizata in mai multe feluri asa cum se observa din figura 1.7. [DHC, 2009]



Fig. 1.7. Modalitati de obtinere a apei reci pentru climatizare.

Acste tipuri de instalatii pot functiona si in mod reversibil, ca pompa de caldura, preparand un debit de apa calda ce poate fi utilizat la consumatori (apa calda menajera si incalzire)..

In vederea cresterii coeficientului de performanta al instalatiilor frigorifice cu absorbtie, s-au realizat ameliorari ale ciclurilor de functionare si al modului de utilizare a energie de actionare.

1. multiplicarea numarului de generatoare obtinandu-se instalatia cu efect multiplu (dublu, triplu si cvadrublu). La aceste instalatii doar un generator este alimentat cu energie externa, celelalte utilizand recuperari de caldura interne;
2. utilizarea arderii directe a unui combustibil in generator;
3. utilizarea energiilor recuperate, deseuri sau regenerabile, care prin costul redus fac ca valoarea coeficientului de performanta sa nu mai fie relevanta.

Avand in vedere ca primele aplicatii referitoare la prepararea centralizata a apei reci s-au realizat cu instalatii frigorifice cu comprimare mecanica sunt descrise cateva realizari semnificative.

### *1.2.1. Situatia in Europa.*

Situatia la nivelul statelor europene in ceea ce priveste sistemele cu racire centralizata pentru realizarea climatizarii se prezinta in figura 1.8 [Dalin P., 2007]. Se estimeaza o extindere a sistemului cu 25% pana in 2020.

In fig. 1.9 se prezinta energia furnizata anual de sistemele cu racire centralizata si consumul cerut in tarile din Europei pentru anul 2003.

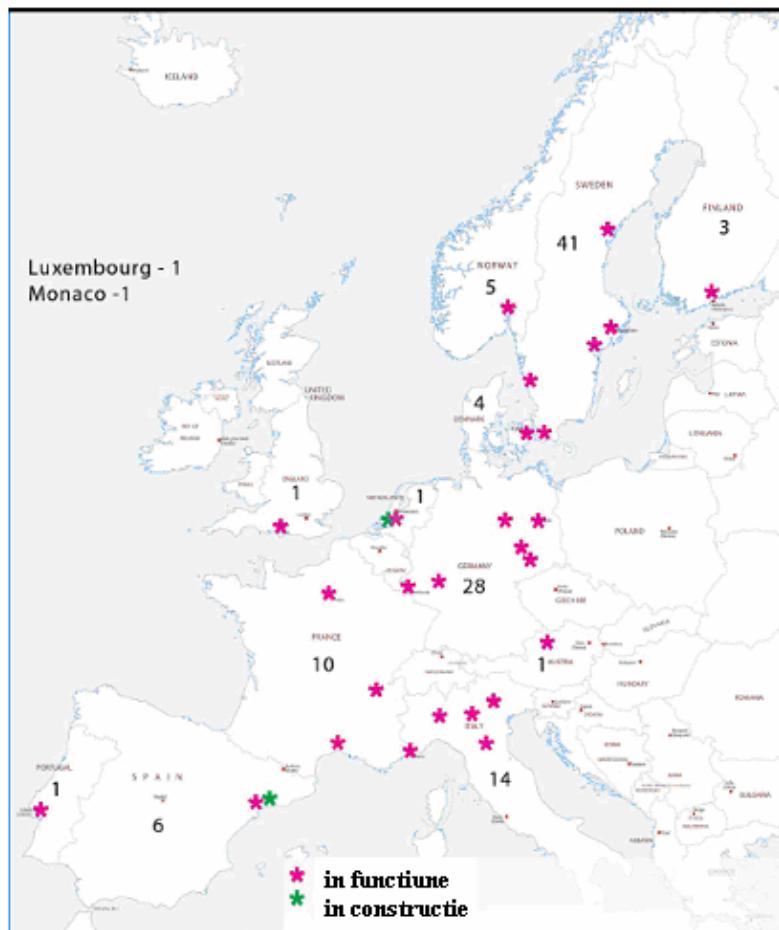


Fig. 1.8.Situatia in Europa privind sistemul de racire centralizata.

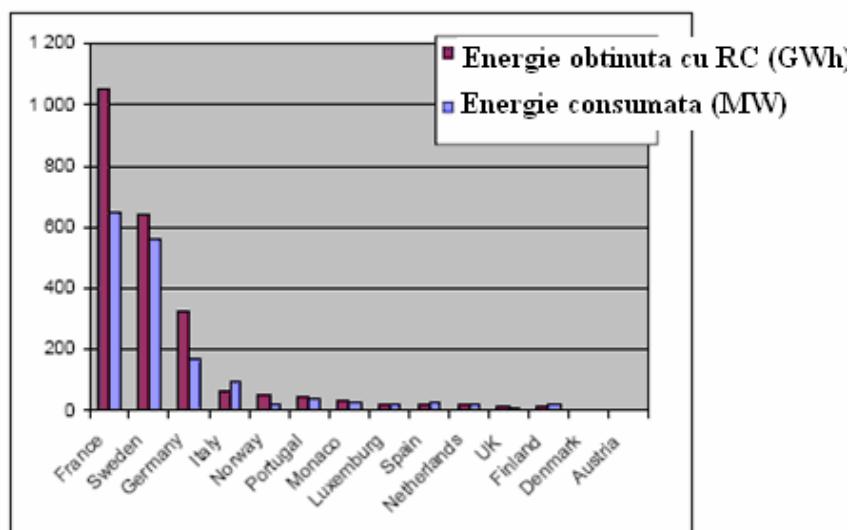


Fig. 1.9. Statistica consumul de energie pentru climatizare si energia furnizata de sistemele cu racire centralizata in anul 2003 pentru diferite tari europene.

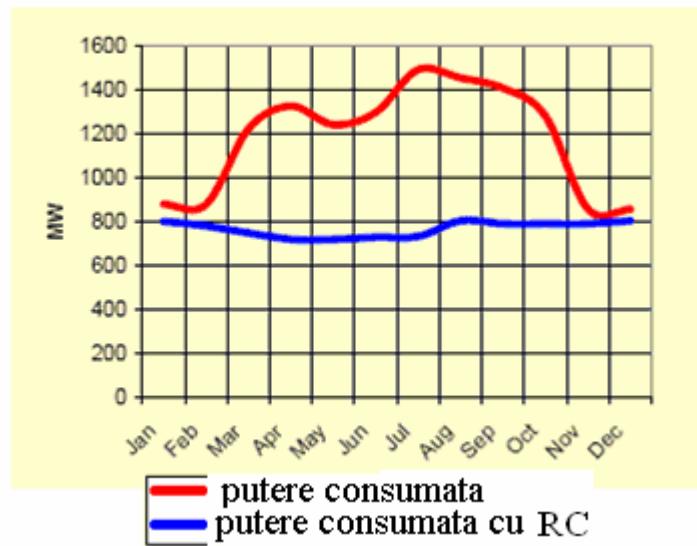


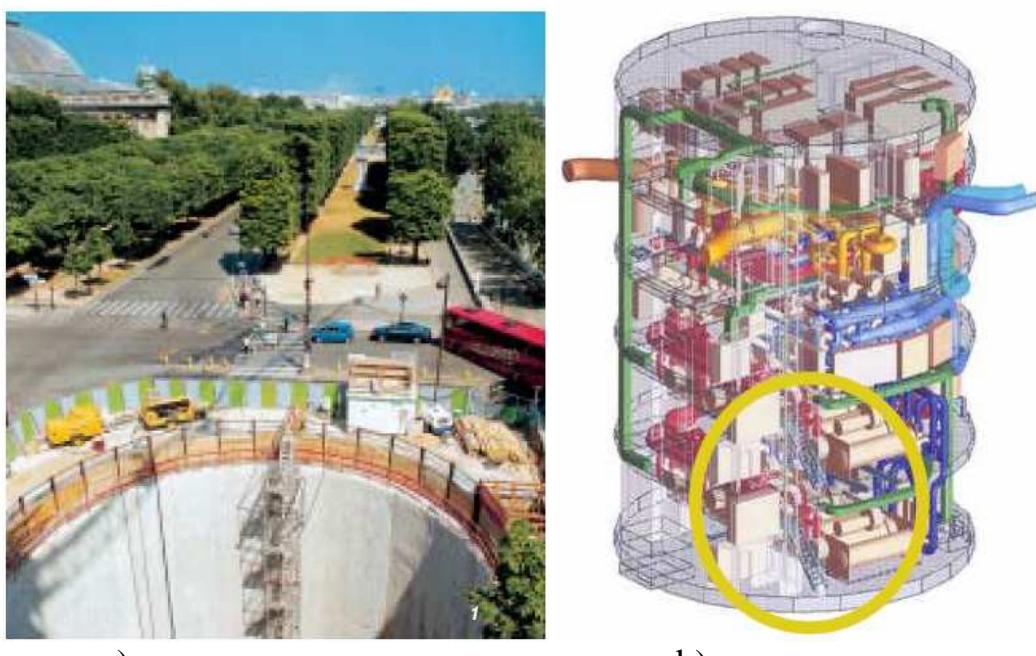
Fig. 1.10. Contribuția sistemului de racire centralizată la scaderea consumului de energie .

Dupa cum s-a amintit anterior sistemul de racire centralizata prezinta avantajul descarcarii sistemului energetic (fig. 1.10.) [ECOHEATCOLL work package 6, 2006].

### **FRANTA**

In anul 2002a fost pusa in functiune o instalatie frigorifica cu o putere de 52 MW. Centrala frigorifica este realizata subteran la o adancime de 30m (figura 1.11.) sub PLACE du CANADA [FRIOTHERM, reference].

Instalatia este de tip cu compresie mecanica cu turbocompresoare functionand cu agent frigorific r134a si realizand racirea unui debit de apa de 5600 m<sup>3</sup>/h in 2 trepte: de la 10/6°C si ulterior de la 6/2°C. Condensatoarele sunt racite cu apa cu temperatura 27/32°C, evacuand caldura in raul Sena. Coeficientul de performanta al sistemului este de 6.13. In figura 1.12. se prezinta o vedere de ansamblu a unitatilor de racire tip UNITOP.



a)

b)

Fig. 1.11. a, b) - Vedere a locului de amplasare a instalatiei si o vedere generala a sisytemului.

Utilizarea apei din rau elimina amplasarea unor turnuri de racire.



Fig. 1.12.Vedere a unitatilor de racire tip UNITOP.

### OLANDA.

In 2003 s-a construit prima retea de distributie centralizata in Amsterdam [CCO – *Capital coolling 2005*]. Puterea instalatiei este de 76 MW si urmeaza sa fie extinsa incepand cu 2012 pana la 100 MW. Este utilizata racirea pasiva a apei livrate direct din lacul NEIWEMEER [Schurink H. B., 2002], cu temperatura de 5...7°C la o adancime de 30 m. Apa pentru climatizare este racita pe ecartul 16/11°C.

## SPANIA

In 2002 a fost realizat primul sistem de racire centralizata in Barcelona, iar in prezent exista 3 astfel de sisteme.

Sistemul initial are o lungime a circuitului de distributie de 5 km si o putere frigorifica de 17MW. Apa raciota este stocata intr-un rezervor de 5000 m<sup>3</sup>. Datorita disponibilitatii in zona a unui debit de abur provenit de la diverse instalatii tehnologice plasate in apropiere, in martie 2004 sistemul a fost dezvoltat pe baza unor instalatii frigorifice cu absorbtie puterea de racire crescand pana la 26 MW. Ca urmare emisiile de CO<sub>2</sub> au fost reduse cu 31% comparativ cu un sistem de racire bazat pe instalatie frigorifica cu comprimare mecanica de vaporii.

## SUEDIA

Implementarea sistemului de racire centralizata a inceput in anii 1990 (pornirea instalatiei s-a facut in 1994).

Dupa 10 ani de utilizare a sistemului de racire centralizata in Stockholm emisiile de CO<sub>2</sub> masurate au scazut, cu mai bine de 60 mii tone. Emisiile de CO<sub>2</sub> calculate arata ca pentru racirea conventionala sunt eliminate in atmosfera 280g/kWh CO<sub>2</sub> in timp ce pentru racirea centralizata se elimina doar 60 g/kWh. La nivelul orasului Stockholm puterea de racire furnizata de sistemele de racire centralizata sa a creascut de la 3MW la 228MW doar in ultimii 10 ani (fig. 1.13) [Westerman M., 2006]. Astfel orasul a castigat din punct de vedere arhitectural prin eliminarea sistemelor locale de climatizare amplasate pe fataadele cladirilor.

O alta instalatie de tip RC tot din Suedia este cea din Nimrod ce are in dotare grupuri de racire si pompe de caldura de tip UNITOP 33/28 CPY care pot dezvolta in sezonul de vara o putere frigorifica de 48 MW, iar in sezonul de iarna pot dezvolta o putere de incalzire de 60 MW la functionarea reversibila avand un COP egal cu 5.

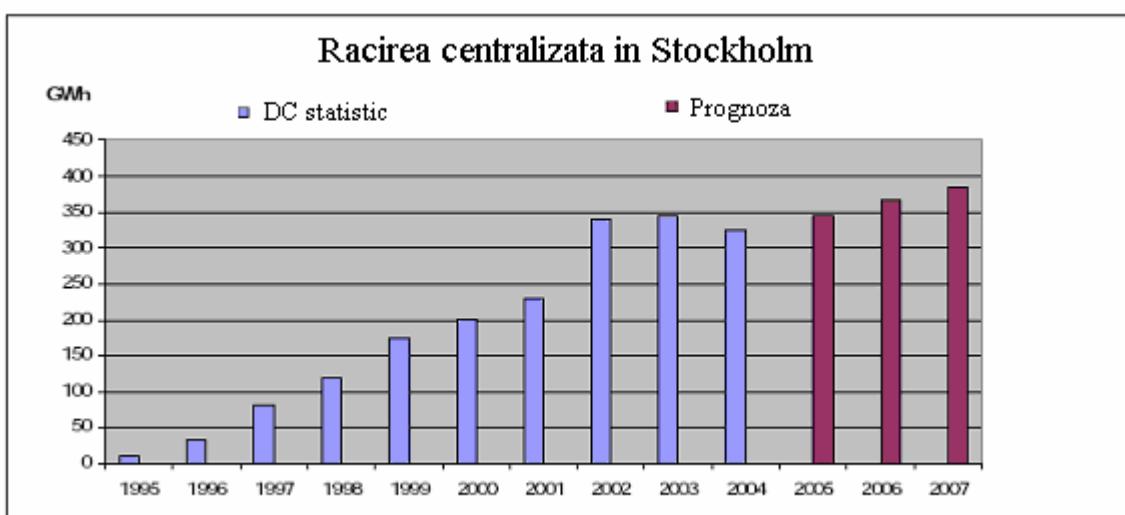


Fig. 1.13. Dezvoltarea sistemului cu racire centralizata in Stockholm.

### *1.2.2. Particularitatile sistemului de racire centralizata utilizand instalatii cu absorbtie.*

Desi racirea centralizata a apei reci cu instalatii frigorifice cu comprimare mecanica reduce consumul total de energie electrica, fata de sistemele locale, exista totusi solicitari mari ale sistemului energetic in sezonul cald.

O posibilitate de a elimina acest dezavantaj este utilizarea racitoarelor de apa cu absorbtie.

Exista 2 variante de instalatii utilize in acest sens:

- in solutie  $H_2O-NH_3$ ;
- in solutie  $BrLi-H_2O$ .

Instalatiile cu absorbtie in solutie amoniacala (prima instalatie realizata in 1810) sunt utilize in special in domeniul frigului industrial (-10...-40°C) dar pot fi utilize si pentru racirea apei (5...10°C).

Ele prezinta avantajele si dezavantajele fluidului frigorific – amoniacul ( proprietati termodinamice si de transfer de caldura bune, impact nul asupra mediului dar si problemele speciale de securitate a centralei frigorifice: ventilare mecanica, detectie de scapari). La consumatori este livrata apa rece, inofensiva pentru ocupantii spatiilor climatizare.

Din 1945 au fost introduce instalatiile cu  $BrLi-H_2O$  pentru climatizarea aerului, astazi ele ocupand 5% din productia de frig necesara in US si 50% in Japonia, Korea si China [Rafferty K., 2001].

Comparativ cu instalatia in solutie amoniacala avem urmatoarele avantaje [Hera Dr., 2007]:

- agentul frigorific-apa are cele mai bune proprietati termodinamice (caldura latenta de vaporizare), si de transfer de caldura (coeficient de transfer de caldura convectiv);
- apa este accesibila si ieftina, inofensiva fata de oameni, produsele racite si mediul ambiant;
- diferenta dintre temperaturile de fierbere ale celor 2 componente din solutie conduce in urma fierberii la obtinerea unor vapozi puri de apa, nemai fiind nevoie de rectificarea vaporilor rezultati in fierbator; in final instalatia este mai simpla si mai economica
- instalatia este mult mai compacta si mai etansa datorita regimului redus de presiuni;
- pompa de solutie lucrando pe un raport de presiuni mai scazut va consuma energie electrica mai putin;
- lucrando in vacuum, peretii recipientelor in care se amplaseaza instalatia sunt mai subtiri si conduce la un pret mai scazut;

Dezavantajele instalatiei cu  $BrLi-H_2O$  sunt:

- functionare in vacuum a instalatiei implica o etansare mult mai buna fata de exterior si prevederea unei instalatii pentru mentinerea vaccumului;
- la temperaturi de vaporizare de 3...5°C volumul masic al vaporilor de apa este foarte mare rezultand un debit volumic mare si dimensiuni de gabarit mai mari a instalatiei;

- fenomenul de cristalizare a solutiei care poate conduce la blocarea circuitului de solutie la oprirea functionarii instalatiei si in final la saprgearea conductelor;

- solutia BrLi-H<sub>2</sub>O este coroziva in prezenta aerului si la temperaturi ridcate;

- solutia BrLi-H<sub>2</sub>O este scumpa se importa fiind accesibila in cantitati limitate.

### **1.3. Aplicatii ale prepararii apei reci centralizate pentru climatizare cu ajutorul instalatiilor frigorifice cu absorbtie.**

#### *1.3.1. Situatia pe plan mondial.*

Piata de desfacere a agregatelor frigorifice cu absorbtie e foarte mica

Din fig. 1.14. se observa o reala crestere a numarul de echipamente cu absorbtie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O intr-o treapta de puteri frigorifice mari vandute de la aparatia acestora pe piata. Evolutia ascendentă a vanzarilor pe piata Japoneza se explica prin numarul mare de producatori din aceasta tara si din dezvoltarea continua a cercetarilor in vederea perfectionarii sistemelor. Producatorii japonezi sunt primii care au introdus pe piata sistemele cu dublu efect cu ardere directa. Se observa un declin odata cu aparitia crizei energetice si cresterea preturilor combustibilului dupa anii 1970. Dar trebuie amintit ca producatorii japonezi domina si in zilele noastre pe piata instalatiilor cu absorbtie cu simplu si dublu efect.

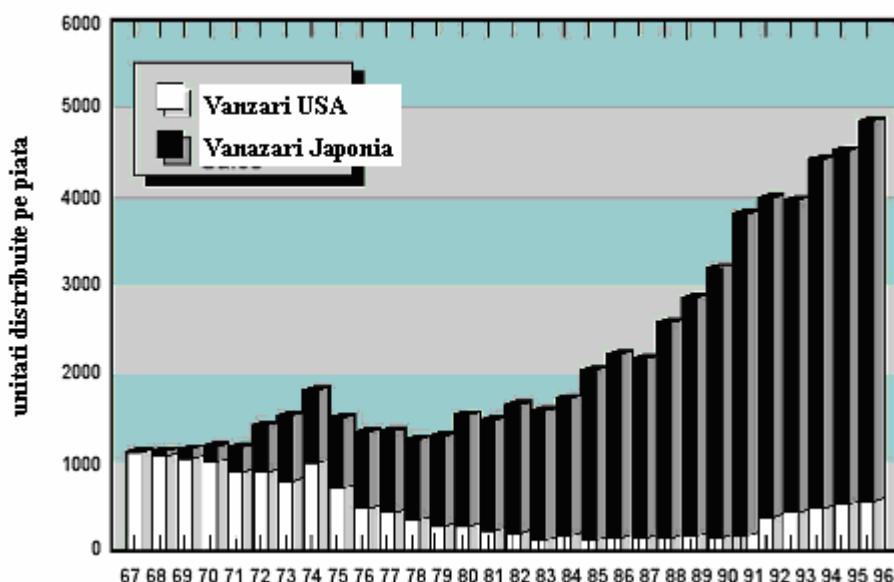


Fig. 1.14. Evolutia vanzarilor de echipamente cu absorbtie de puteri mari intr-o treapta in US si Japonia.

Energia solară poate fi utilizată și ea pentru alimentarea unei instalatii de racire cu absorbtie. Apa încalzita în colectoare solare până la 80...100°C este utilizată în generatorul instalatiei de racire cu absorbtie servind la producerea de

apa racita.

Capacitatea de racire a instalatiilor cu absorbtie, functionand cu bromura de litiu, scade practic linear cu temperatura: astfel, cand temperatura generatorului scade la 93°C capacitatea sa se reduce la aproximativ jumata din valoarea corespunzatoare unei temperaturi de 118°C.

Este insa necesara dezvoltarea acestor sisteme in domeniul de temperaturi ale agentul incalzitor cuprins intre 65...80°C [Lamp P., 1998].

Sistemul de producere centralizata a apei reci cu instalatii frigorifice cu absorbtie este foarte bine dezvoltat in SUA, Europa si Asia de Est.

### 1.3.2. Situatia in Europa.

In continuare se prezinta cateva aplicatii semnificative din Europa.

#### **GERMANIA**

Apa racita este obtinuta cu ajutorul a 3 instalatii cu absorbtie si 7 grupuri de racire cu compresie mecanica si este in functiune din 1997. Puterea frigorifica a sistemului este de 38 MW si energia obtinuta este de 36GWh.

Un alt exemplu de instalatie este cea din orasul CHEMNITZ fiind alcatauita din [Thorsten U., 2005]:

- 3 grupuri de racire cu absorbtie in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O, 2 cu puterea frigorifica totala de 3600 kW si unul de 500 kW ;
- 2 grupuri de racire cu compresie mecanica de vapori cu puterea de 300 kW si 1242 kW.
- temperatura apei racite se afla in plaja de valori cuprinse intre 13/5...7°C;
- beneficiari: cladiri cu birouri, sediul operei Opra, universitate, magazine;

In figurile 1.14 si 1.15 se prezinta evolutia puterii frigorifice, respectiv consumul de energie electrica obtinut cu ajutorul instalatiilor prezentate mai sus.

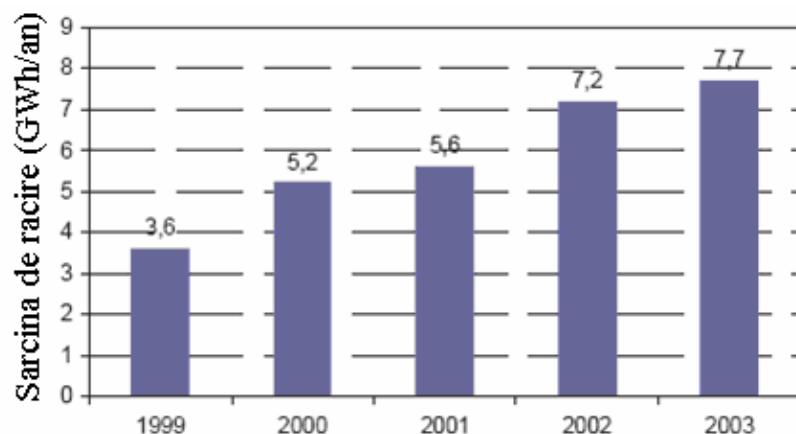


Fig. 1.15. Sarcina de racire consumata.

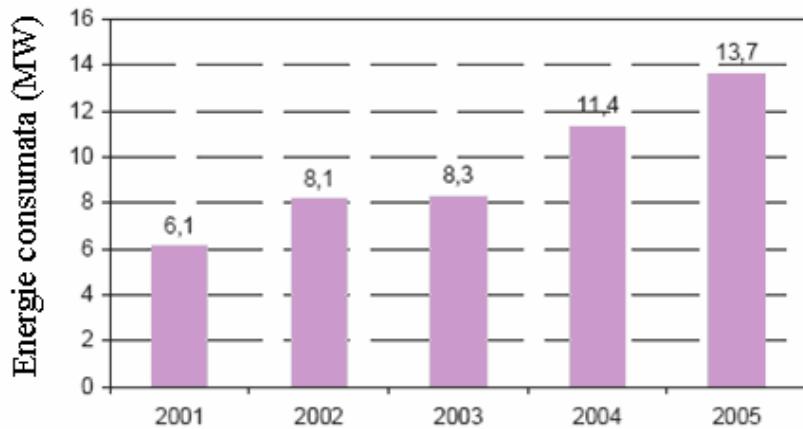


Fig. 1.16. Consumul de energie.

### **FINLANDA**

In 1998 a fost data in functiune prima instalatie pilot cu absorbtie localizata in Pitäjänmäki, cu o putere de racire de 1.2 MW. Aceasta a crescut la 10 MW in 2001, iar rezervorul de stocarea este de 300m<sup>3</sup> [Riipinen M., 2006].

Sistemul din Salmisaari este distribuit pe un areal ce cuprinde beneficiari din Ruoholahti, Kamppi si Töölö, iar in 2006 au mai fost adaugate alte zone (Kaartinkaupunki si Kluuvi). Instalatia este compusa din 10 instalatii cu absorbtie de cate 3.5 MW si 2 grupuri de racire cu compresie mecanica (fig. 1.17). Temperatura sursei calde la generator (agentului incalzitor) este de +85°C de la sistemul de incalzire centralizat. Rezervorul de stocarea are volumul de 1000m<sup>3</sup>.



Fig. 1.17. Vedere interioara a centralei frigorifice.

### **PORTUGALIA**

Sistemul de bazeaza pe o centrala de trigenerare ce are in componenta instalatie frigorifica cu absorbtie sau cu comprimare mecanica de vaporii:

- o turbină cu gas cu puterea de 4.8MW;
- 2 instalatii cu absorbtie de 5.1 MW fiecare;
- 2 racitoare de lichid cu compresie mecanica cu amonaiccu puetrea frigorifica de 5.8 MW fiecare;
- 2 boilere de 12MW si respectiv de 15MW.

Aproximativ de 70 de cladiri sunt conectate la retea. Astfel s-a observat o scadere cu 45% a consumului de energie fata de solutiile initiale utilizate. De asemenea emisiile de CO<sub>2</sub> au scazut cu 20.000 t pe an, cele de NO<sub>x</sub> cu 250 t si SO<sub>2</sub> cu 300t. In comparatie cu birourile ce utilizeaza sistemele cu racire locale s-a observat o reducere a consumului de energie de la 248kWh/m<sup>2</sup> la 51kWh/m<sup>2</sup>, in total o reducere de 70% a CO<sub>2</sub> emis in atmosfera.

### **SUEDIA**

In prezent exista instalatii cu absorbtie in 5 orase importante din Suedia: Göteborg (cu puterea de racire de 2 MW), Linköping cu puterea de racire cuprinsa intre 150-750 kW), Umeå, Västerås (cu puterea de racire de 7 MW- fig.1.18), si in Uppsala.

Instalatia existenta in Uppsala [Westermark M., 2006] este cu absorbtie in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O cu puterea de racire de 25 MW; generatorul instalatiei este alimentat cu abur si apa racita are temperatura de 16/6°C. Instalatia este reversibila in sezonul cald condensatorul si absorbitorul sunt racite cu ajutorul unor turnuri de racier, iar in sezonul rece produce apa calda pentru incalzire.



Fig. 1.18. Instalatia cu absorbtie din Göteborg [67].

### **DANEMARCA**

In Lyngby in 1998 a fost pusa in functiune o instalatie cu absorbtie (fig. 1.19.), fierbatorul fiind alimentat cu agent incalzitor cu o temperatura de 85°C, deservind un numarul de 400 de consumatori. Capacitatea de racire este de 1000 kW si a inlocuit vechiul sistem bazat pe grupuri de racire cu compresie mecanica ce functionau cu freon tip CFC [Foged M., 1999].



Fig. 1.19. vedere generala instalatia cu absorbtie.

### **FRANTA**

In centrala frigorifica sunt amplasate: un grup de instalatii cu absorbtie cu puterea frigorifica de 300 kW (productie 67%) si un grup de chillere cu compresie cu puterea frigorifica de 200 kW (productie 33%) (fig. 1.20). Exista posibilitatea conectarii unui al doilea grup de absorbtie secundar care poate asigura o putere suplimentara de pana la 500 kW. Condensatoarele din instalatiile cu absorbtie si cele cu compresie mecanica sunt racite cu apa din panza freatica aflata la o adancime de 3.50...4m. Apa racita este trimisa la consumatorii din centrul CEMOI si agentul incalzitor este obtinut de la o instalatie tehnologica pentru incinerare deșeuri. Astfel se reduc cu 42% emisiile anuale de CO<sub>2</sub>.

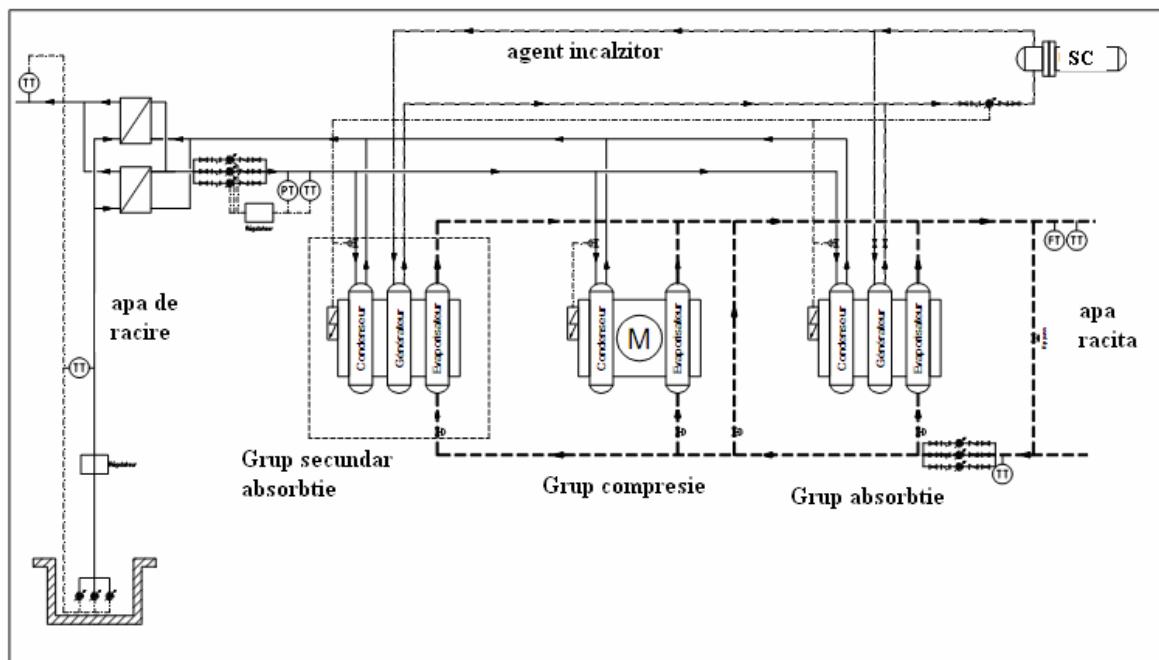


Fig. 1.20. Schema simplificata de amplasare echipamente.

### **AUSTRIA**

Instalatia a fost pusa in functiune in 2007 in zona "Town Town" din Viena si este compusa din [SUMMERHEAT GUIDELINE, 2008]:

- 3 instalatii cu absorbtie cu puterea frigorifica totala de 2200 kW si avand

agent termic apa cu temperatura de 90°C;

- 2 racitoare de lichid cu puterea frigorifica totală de 1400 kW.

O veder a sistemului de distribuție apa racita se prezinta in figura 1.21.

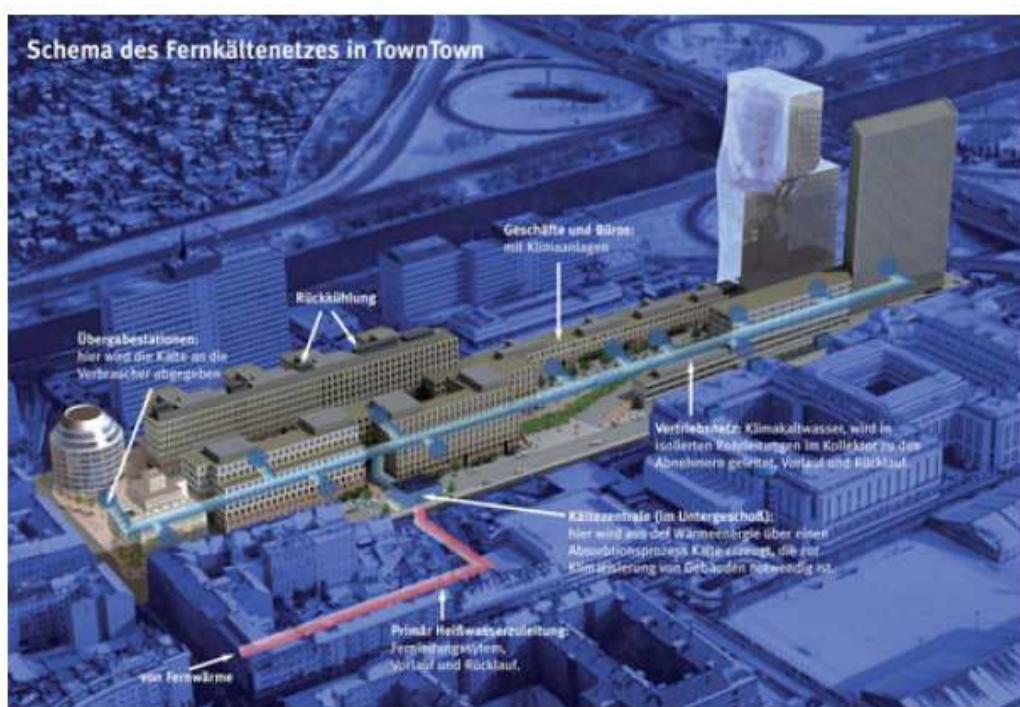


Fig. 1.21. Veder generala schema sistem de racire centralizat.

### 1.3.3. Situatia in Asia.

Proiectele realizate pe sistemele cu racire centralizata in Japonia sunt in numar de 157 (fig. 1.22.) si cuprind instalatii cu absorbtie in procent de 57% si alte tipuri de instalatii in procent de 43% [Korea District Heating Corporation, 2007].

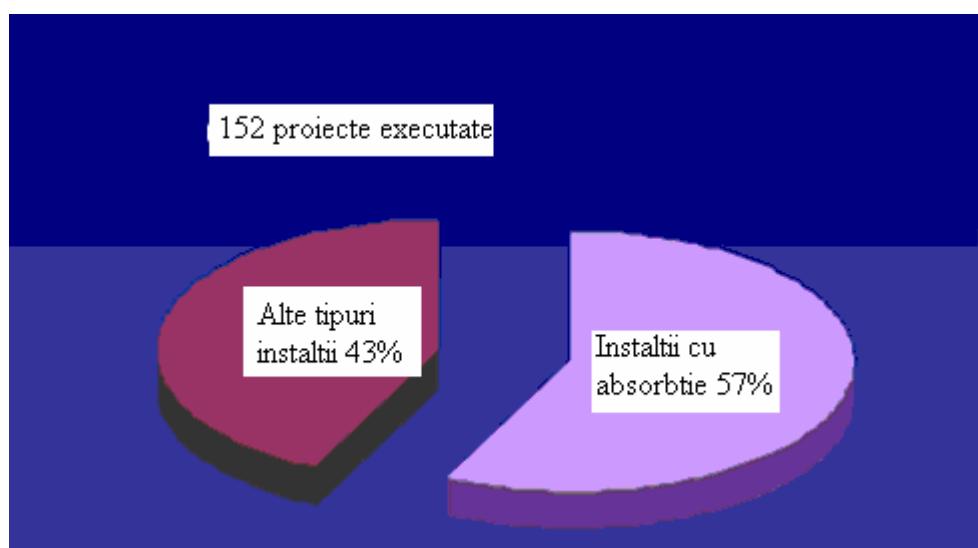


Fig. 1.22. Proiecte realizatecu sisteme de racire centralizata in Japonia.

## **1.4. Variante de instalatii frigorifice cu absorbtie - scheme si cicluri termice.**

Cele mai uzuale sisteme cu absorbtie sunt dezvolate pentru 2 fluide de lucru:

- Instalatie cu absorbtie in solutie apa-amoniac;
- Instalatie cu absorbtie in solutie LiBr-apa

Primele instalatii cu absorbtie utilizate au fost cele cu solutie hidroamoniaca (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) incepand cu 1810. Avand un cost ridicat si dimensiuni mai mari in comparatie cu instalatia cu compresie mecanica de vaporii au fost utilizate mai putin, in special in aplicatii industriale.

Din 1945 au fost introduse instalatiile cu BrLi-H<sub>2</sub>O pentru climatizarea aerului, astazi ele ocupand 5% din productia de frig necesara in US si 50% in Japonia, Korea si China.

Sistemele frigorifice cu absorbtie devin rentabile fata de cele cu compresie mecanica cand energia de actionare este obtinuta din recuperari energetice sau din surse regenerabile.

In continuare se detalieaza variantele de instalatii frigorifice cu absorbtie.

### *1.4.1. Instalatia cu absorbtie in solutie amoniacala*

- instalatia intr-o treapta –schema reala si ciclul termodinamic se prezinta in figurile 1.23 si 1.24. Compresorul termochimic este compus din: absorbitor (A), pompa de solutie (Ps), fierbator (F), economizor solutie amoniacala (E), ventil laminare al solutiei amoniacale VRs si deflegmatorul (DF).

Instalatia serveste la racirea in vaporizatorul V a unui fluid intermediu sosit de la consumatorul de frig, fierbatorul F fiind actionat cu ajutorul unui agent incalzitor (abur saturat, condens sau gaze fierbinti, apa fierbinet etc) sau a unui combustibil, iar pompa de solutie P<sub>s</sub> este actionata electric. In acelasi timp, se cedeaza caldura din absorbitor, deflegmator si condensator catre un mediu de racire (apa recirculata la un turn de racire).

instalatia in 2 trepte - schema reala si ciclul termodinamic se prezinta in figurile 1.25 si 1.26. Schema simplificata a acestei instalatii include doua compresoare termochimice inseriate, KT1, KT2. In acest mod s-a modificat regimul de presiuni: in compresorul termochimic KT1 a scazut presiunea de fierbere, iar in compresorul termochimic KT2 a crescut presiunea de absorbtie, aceste modificari conducand la obtinerea unor intervale de degazare a solutiei acceptabile.

Fiecare compresor termochimic are cele 4 utilaje esentiale pentru o functionare corespunzatoare: absorbitorul, pompa de solutie, fierbatorul si ventilul de laminare. Acestor utilaje li se adauga economizorul E. Deosebirea dintre cele doua compresoare termochimice apare in etajele de rectificare: daca cel de-al doilea compresor termochimic, responsabil de obtinerea concentratiei finale a agentului frigorific (cat mai ridicata) include toate etajele de rectificare (zona de epuizare ZE<sub>2</sub>, coloana de rectificare CR si deflegmatorul), primul compresor termochimic, in care vaporii rezultati trebuie sa aiba o concentratie

mai mare doar decat a solutiei concentrate din absorbtiorul  $A_2$ , usor de obtinut din simpla fierbere, nu este prevazut decat cu zona de epuizare  $ZE_1$ . Aceasta este impusa de necesitatea preincalzirii solutiei pana la saturatie (epuizare). Lipsa coloanei de rectificare si deci si a deflegmatorului din KT1 determina o economie de agent incalzitor la fierbatorul F1 si o reducere a investitiei prin simplificarea constructiva a generatorului de vaporii. Presiunea intermediara  $p_i$ , dintre cele doua compresoare termochimice, este stabilita din conditia de consum minim de energie de actionare, care este realizata cand raportul de comprimare este acelasi.

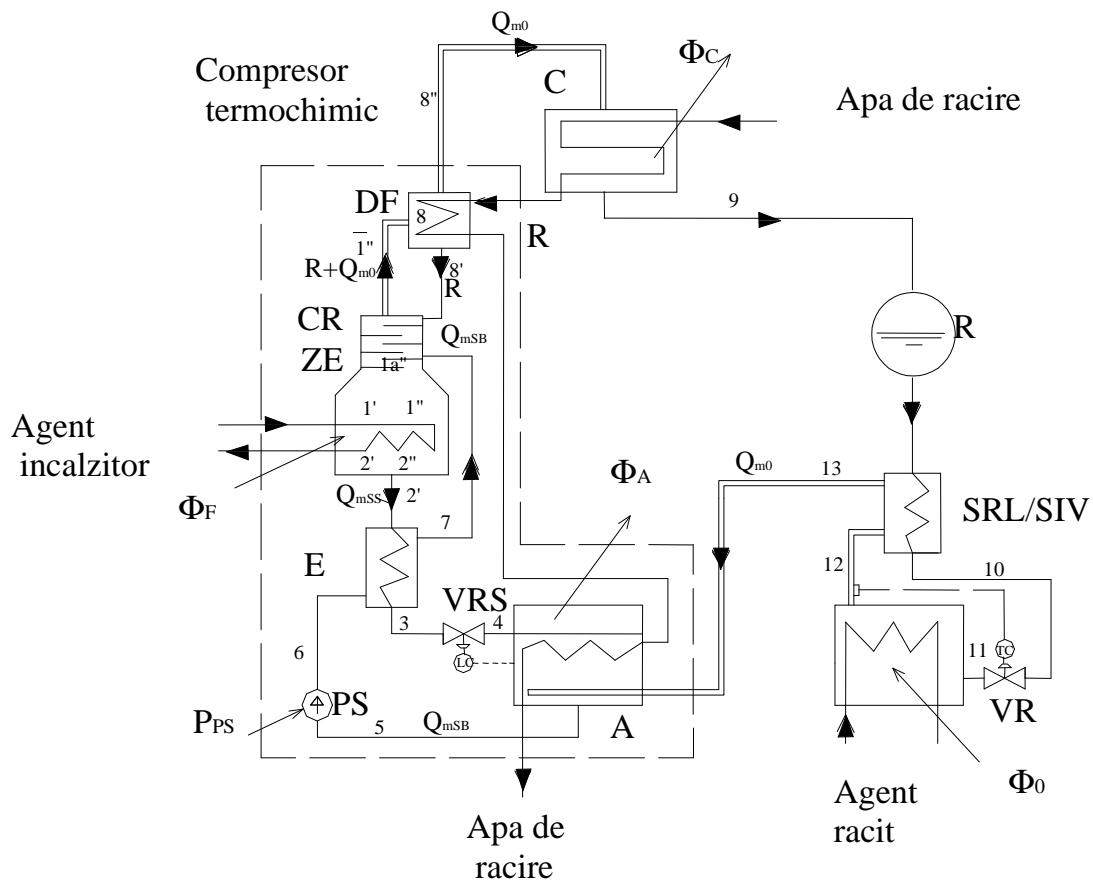


Fig. 1.23. Schema reala a instalatiei frigorifice cu absorbtie, intr-o treapta.

V-vaporizator, A - absorbtior, C - condensator, F – fierbator, DF –deflegmator, Ps-pompa solutie, VRs – ventil reglaj solutie, E – economizor solutie amoniacala, R – rezervor amoniac lichid, CR – coloana de rectificare, ZE – zona de epuizare, SRL/SIV – subracitor lichid/supraincalzitor vaporii.

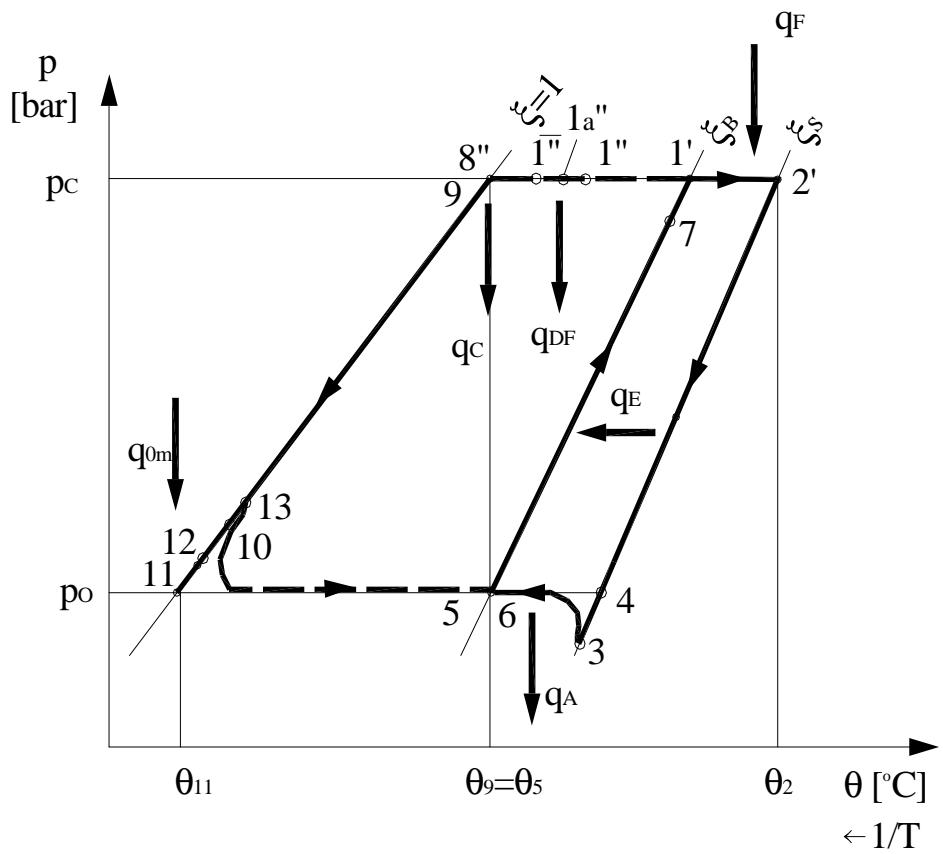
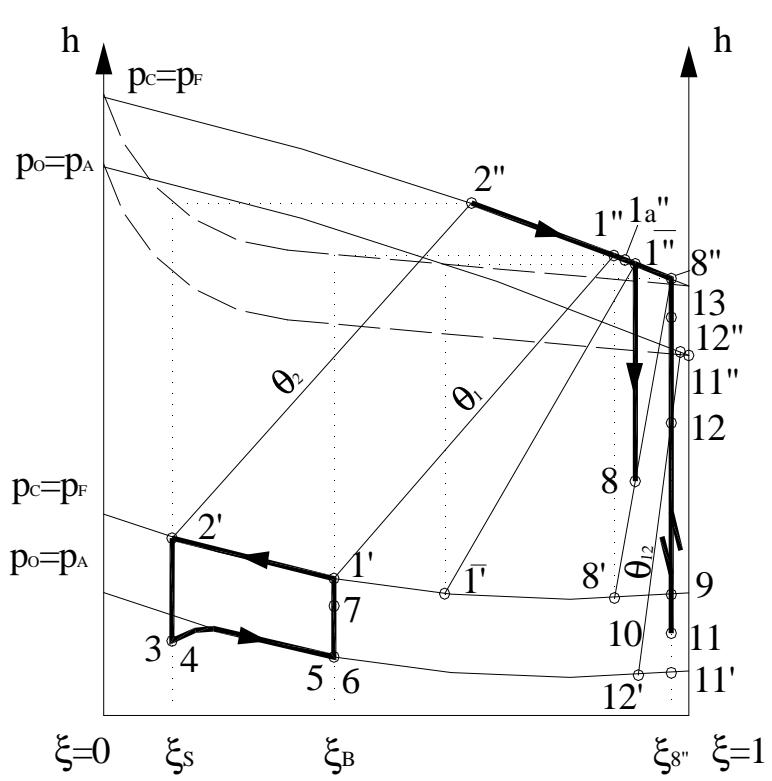


Fig. 1.24. Ciclul termodinamic al instalatiei frigorifice reale cu absorbtie in solutie apa-amoniac, intr-o treapta.

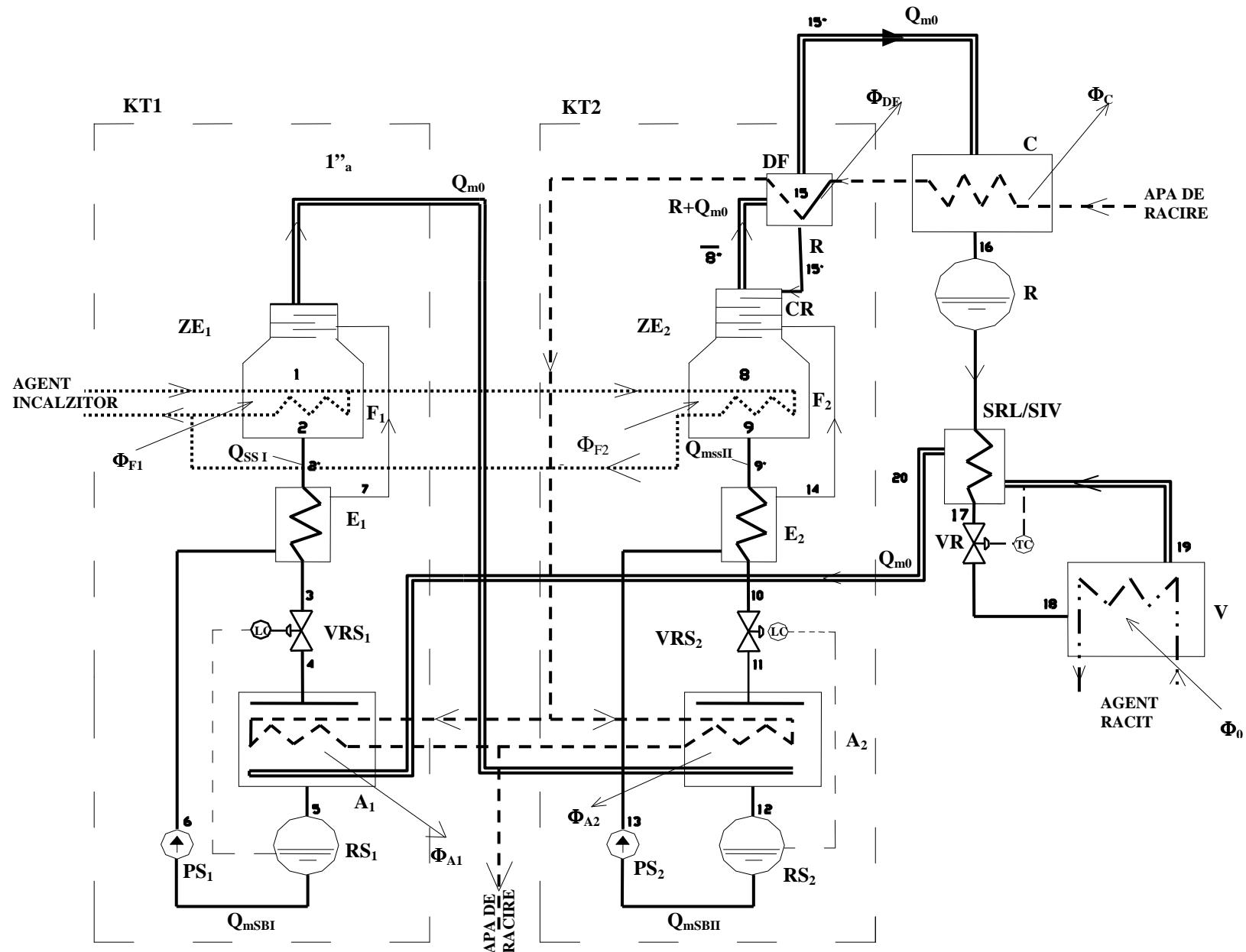


Fig 1.25. Instalatia frigorifica cu absorbtie, in doua trepte.

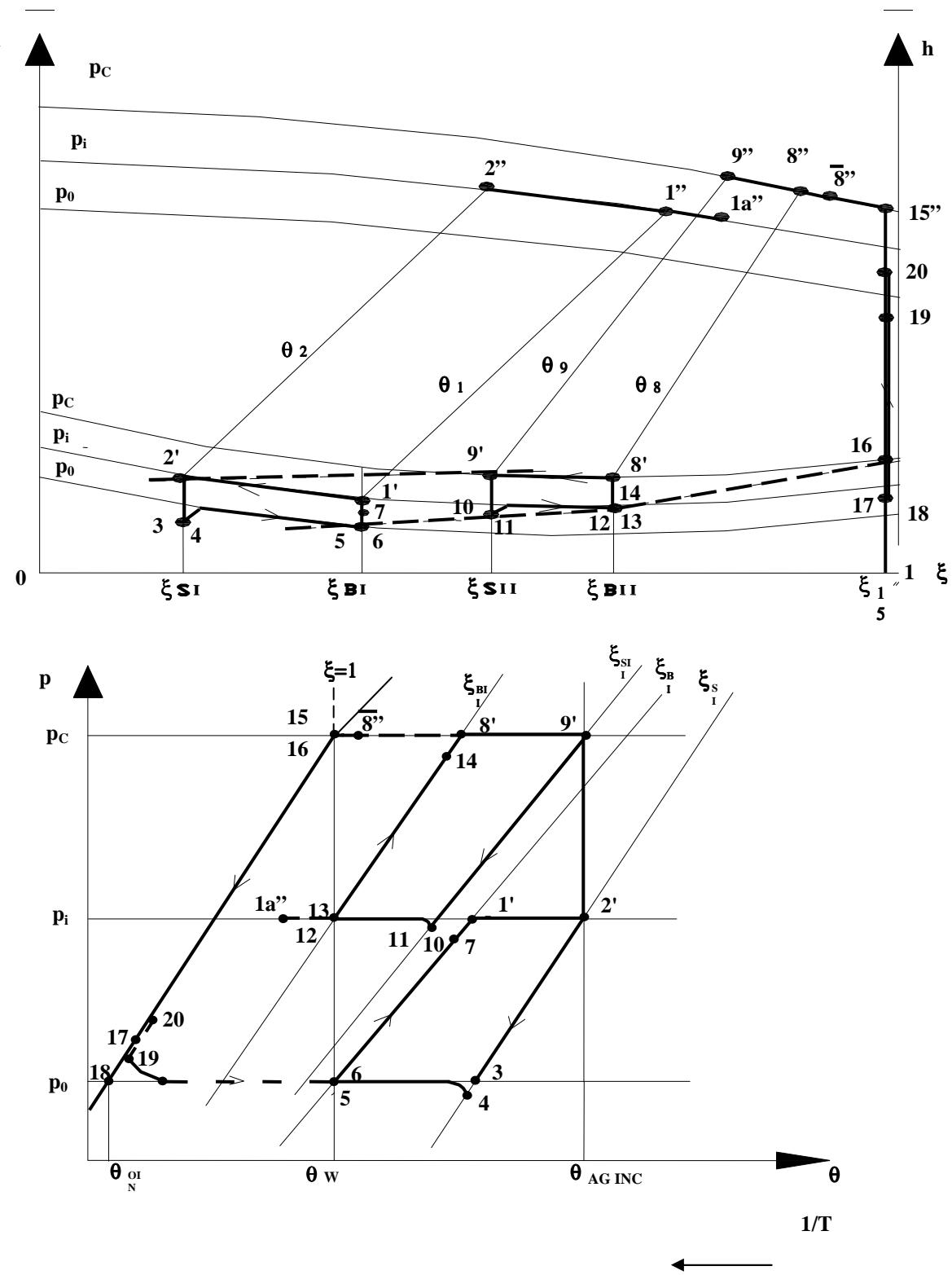


Fig. 1.26. Ciclul termodinamic real al instalatiei frigorifice cu absorbtie in solutie apa-amoniac in doua trepte.

#### 1.4.2. Instalatia cu absorbtie in solutie $LiBr-H_2O$ .

- instalatia intr-o treapta varianta TRANE si CARRIER.

##### a) Instalatia TRANE.

In aceasta instalatie, toate utilajele sunt introduse intr-un singur cilindru orizontal asigurand un grad maxim de compactitate. In interior, utilajele sunt separate dupa nivelul de presiune: fierbatorul F si condensatorul C sunt plasate in zona de presiune mai ridicata, iar vaporizatorul V si absorbitorul A in zona de presiune mai scazuta.

In figura 1.27. este prezentata schema acestei instalatii iar in figura 1.28. este figurat ciclul termodinamic teoretic corespunzator.

Se evidențiază limita de cristalizare a soluției, aceasta evoluând între concentrațiile 60 și 65%.

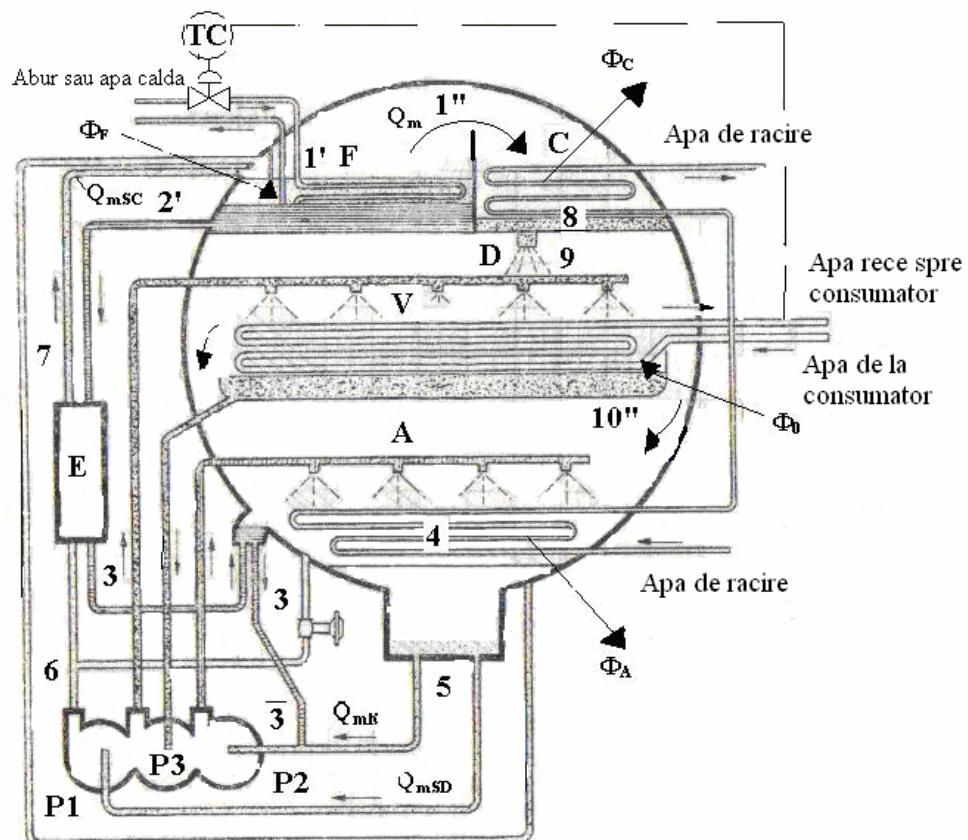


Fig. 1.27. Instalatia frigorifica cu absorbtie in solutie BrLi – apa in varianta firmei Trane.

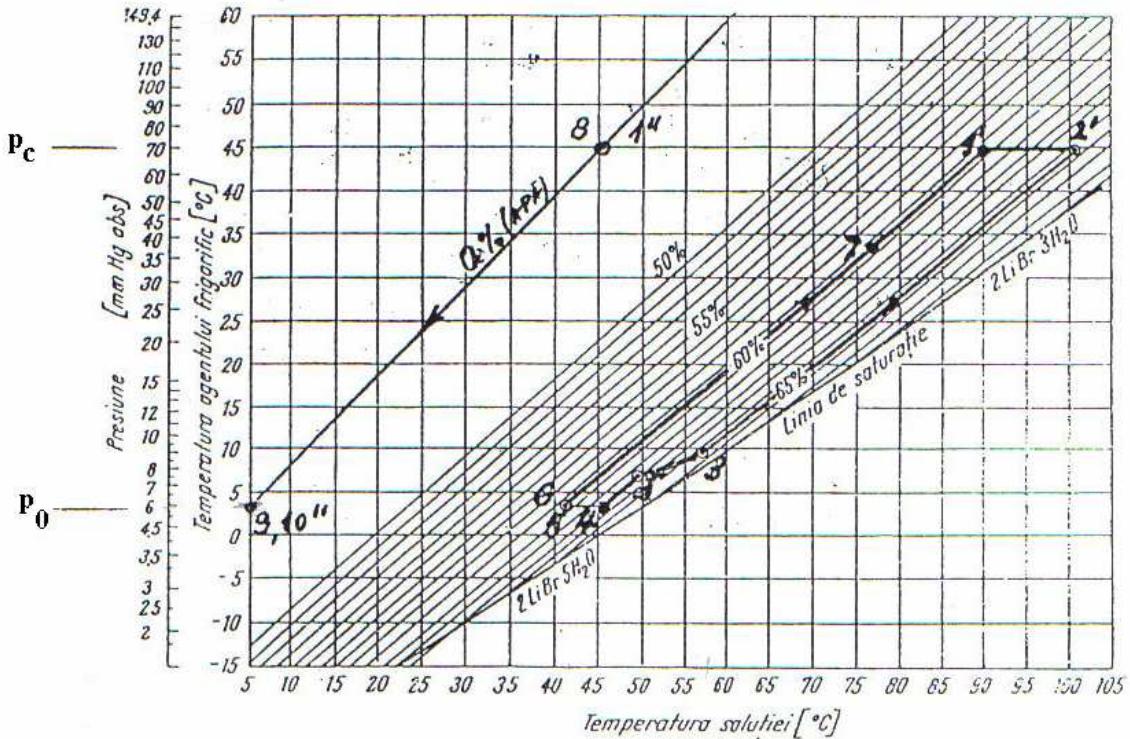


Fig. 1.28. Ciclul teoretic de functionare al instalatiei Trane.

### b) Instalatia CARRIER.

La aceasta instalatie, utilajele sunt grupate in doi cilindri orizontali: vaporizatorul V si absorbtorul A in unul de joasa presiune ( $p_0 = p_A$ ) si fierbatorul F si condensatorul C in altul de presiune putin mai ridicata ( $p_F = p_C$ ), conform figurii 1.29. Ciclul termodinamic este prezentat in figura 1.30.

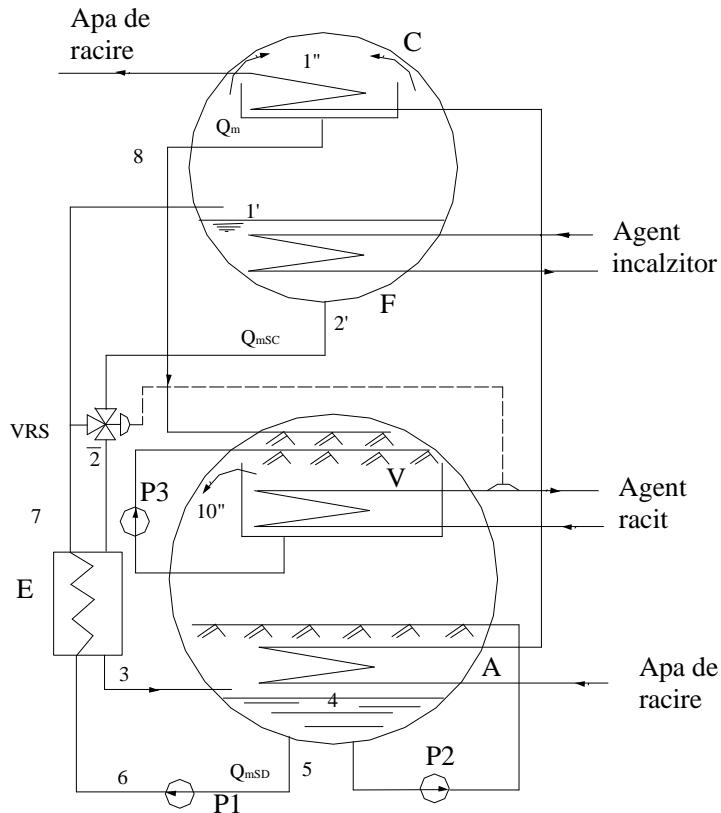


Fig. 1.29. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie, Carrier.

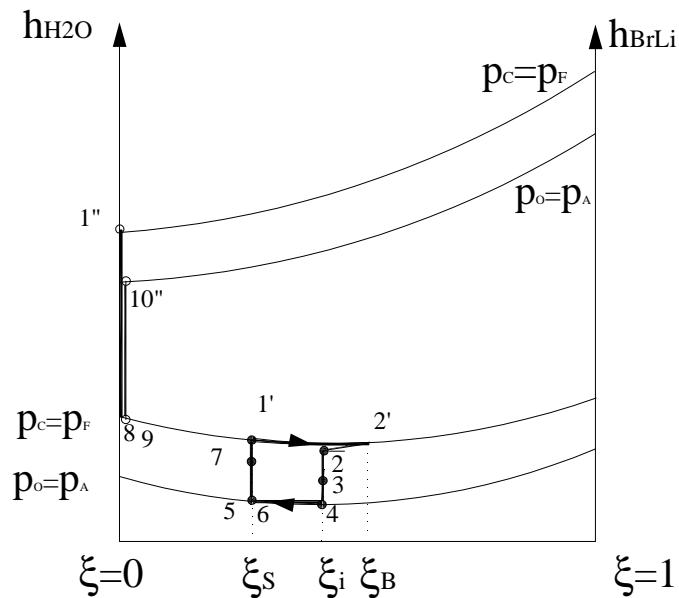


Fig. 1.30. Ciclul termodinamic teoretic.

- instalatia cu 2 generatoare alimentata cu abur sau apa calda varianta CARRIER (figura 1.31.):

- a) unul de inalta temperatura  $G_1$ , in care este fiarta solutia diluata de BrLi – apa, venita din absorbitor, cu ajutorul agentului incalzitor (abur sau apa fierbinte);

- b) unul de joasa temperatura  $G_2$ , in care solutia rezultata din primul generator, cu o concentratie ceva mai mare in BrLi, este fiarta in continuare pe seama caldurii cedate de debitul de vapori de apa rezultati in primul generator.

Vaporii de apa produsi in generatorul  $G_1$  sunt desuprainscalziti si condensati parcial in generatorul  $G_2$ , prin cedarea de caldura catre solutie, amestecul de abur si condens fiind apoi introdus in condensatorul C. Aici sousesc si noi vaporii de apa rezultati din fierberea solutiei in al doilea generator, urmand ca debitul total de vapori de apa sa fie condensat, prin cedarea de caldura catre apa de racire.

Se realizeaza astfel atat o economie de agent incalzitor (intregul proces de fierbere a solutiei nu necesita decat in prima parte acest agent), cat si o economie de apa de racire (caldura de desuprainscalzire si o parte din caldura de condensare a vaporilor de apa este cedata in generatorul de joasa temperatura, deci fluxul de caldura pe care-l preia apa de racire in condensator se diminueaza).

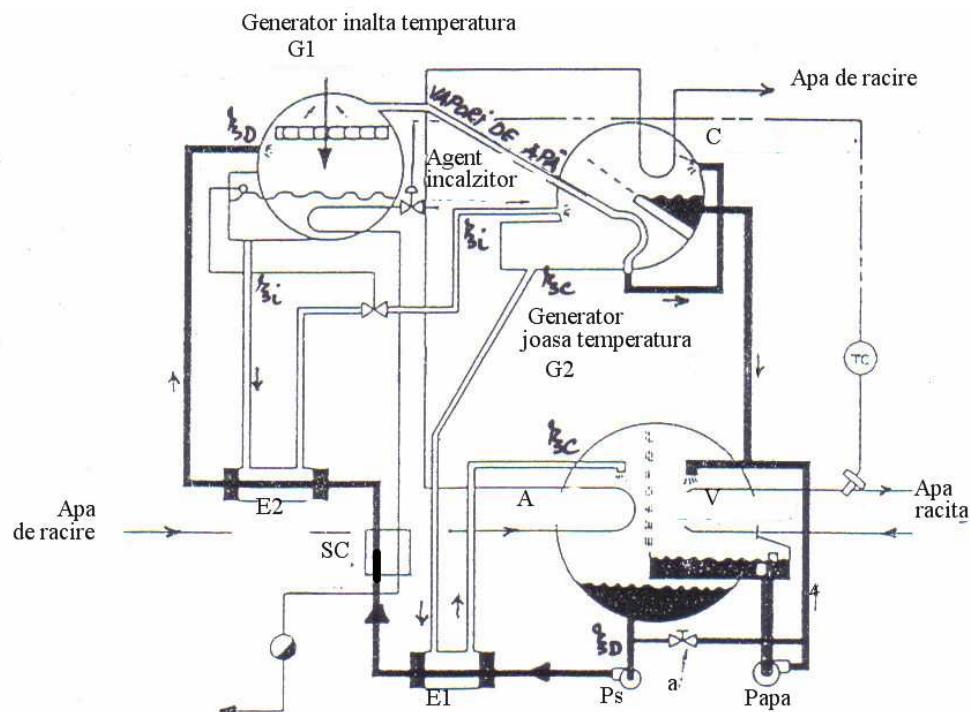


Fig. 1.31. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie, cu 2 generatoare.

Cercetarea continua sa ofere noi solutii pentru ciclurile de functionare cat mai economice si mai performante.

In acest contex prezentam o serie de instalatii imbunatatite pentru cresterea eficientei si performantei acestor sisteme:

#### 1.4.3. Instalatii cu absorbtie in solutie amoniacala ameliorate .

- Instalatia cu absorbtie cu generator-absorbitor-schimbator de caldura (GAX); studiata si experimentata de catre Engler *et al.*, si de catre Garimella si *al.*, in anul 1996. Schema de baza a instalatiei este

prezentata in figura 1.32. si schema si ciclul termodinamic corepunzator in figura 1.33.

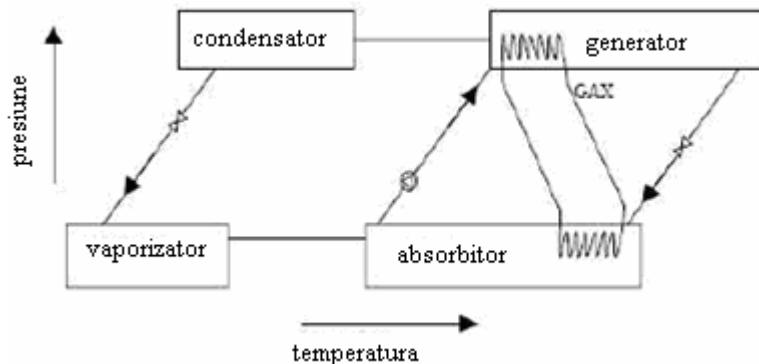


Fig. 1.32. Schema instalatiei cu absorbtie si GAX.

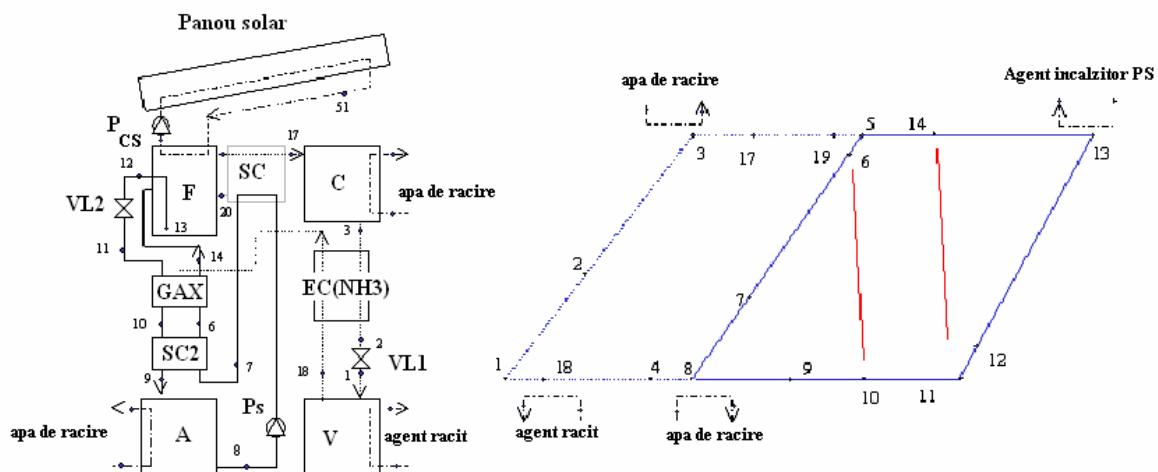


Fig. 1.33. Schema instalatiei si ciclul termodinamic pentru instalatia cu absorbtie cu GAX in solutie amoniacala.

- Instalatia frigorifica in cascada absorbtie + compresie mecanica intr-o treapta (figura 1.34.) folosind apa geotermală ( cu temperatura cuprinsa intre 69...75°C) sau energia solară ca energie de actionare a fierbatorului din instalatia frigorifica cu absorbtie. Sistemul este format prin asocierea unui ciclu de absorbtie amoniac-apa, și a unui ciclu de compresie a vaporilor (agenti frigorific R717, R134a). Ciclul cu absorbtie se desfosoara pe un interval de concentratii 0.56-0.66.

Conexiunea dintre cele 2 cicluri se face prin intermediul unui schimbator de caldura cu dblu rol vaporizator/condensator. Caldura de condensare din ciclul de compresie este utilizata la vaporizarea solutiei aminiacala din ciclul de absorbtie.

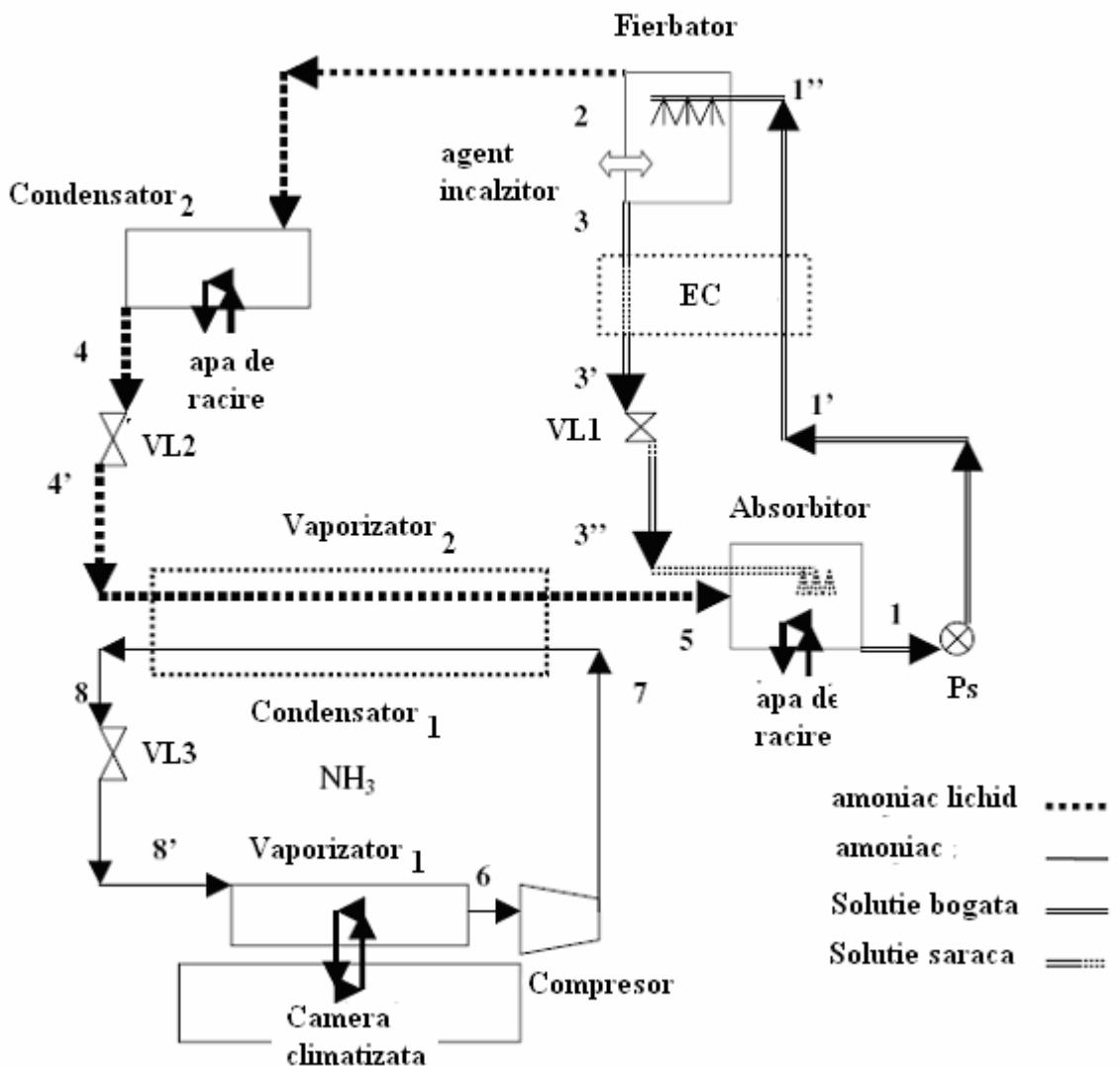


Fig. 1.34. Schema instalatie frigorifica in cascada – comprimare mecanica intr-o treapta.

#### 1.4.4. Instalatii cu absorbtie ameliorat in solutie de bromura de Lituu – apa e .

In vederea cresterii coeficientului de performanta firmele constructoare au realizat unele modificari atat ale constructiei instalatiei cat si ale modului de utilizare a energiei de actionare. Desi aceste modificari se pot realiza pentru orice tip de instalatie cu absorbtie, in prezent ele sunt introduse doar la instalatiile cu absorbtie in solutie de bromura de Lituu – apa, mai des folosite datorita lipsei de conditii de securitate speciale.

##### 1.4.4.1. IFA half efect.

Instalatiile cu absorbtie half-efect (fig. 1.35) se pot intalni in aplicatiile unde temperatura agentului incalzitor este scazuta si este insuficienta pentru a alege solutia intr-o treapta [Herold K, 1996]. Astfel putem obtine acelasi efect la vaporizator chiar si atunci cand avem o temperatura mai scazuta a agentului incalzitor la fierbator. Dezavantajul acestui sistem este coeficientul de performanta scazut, la jumata din cel obtinut cu instalatia intr-o treapta.

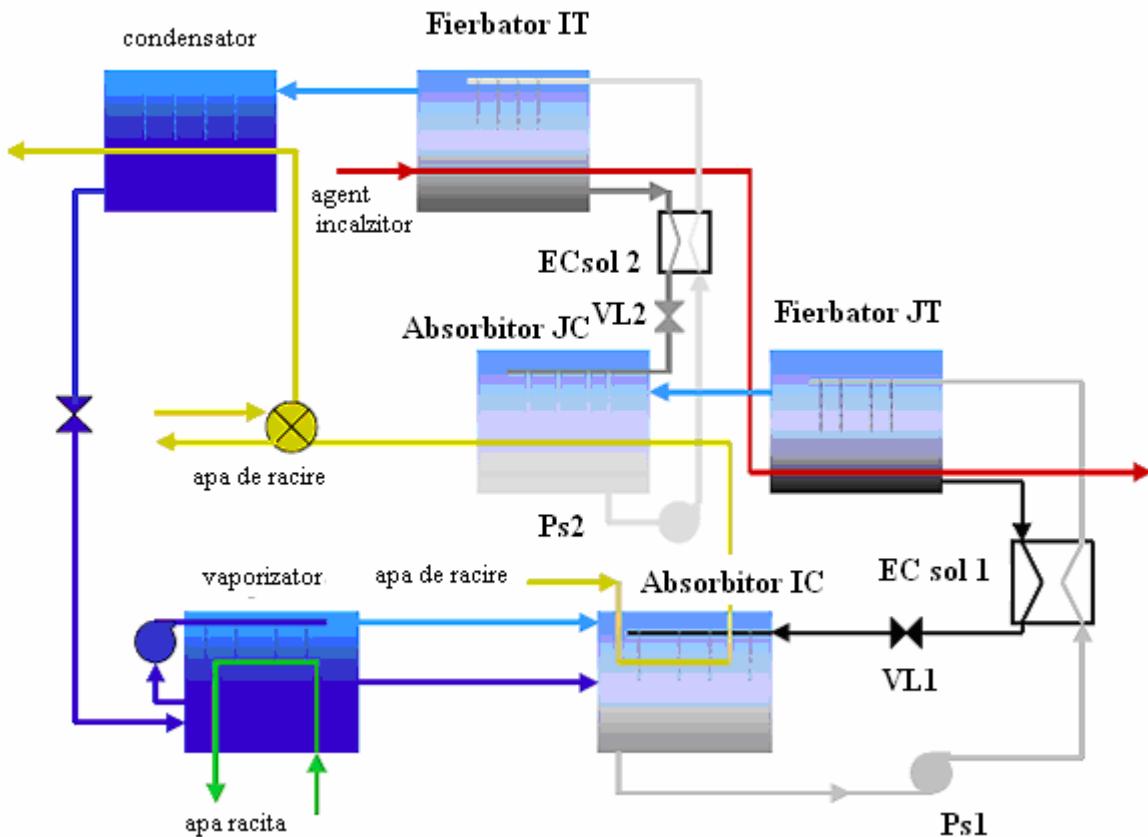


Fig. 1.35. Instalatia cu absorbtie cu half-efect.

Ciclul half-efect se prezinta in figura 1.36. Acesta se imparte in doua subcicluri care sunt caracterizate de 3 palieri de temperatura pe partea agentului frigorific. Ciclul se desfasoara pe un domeniu de concentratii mult mai larg. Fierbatorul de inalta temperatura va lucra intr-un domeniu de temperaturi mai reduse ( $68\ldots73^{\circ}\text{C}$ ) si al concentratiilor mai scazute (50...52%). De asemenea fierbatorul de joasa temperatura este caracterizat de temperaturi la sursa mai scazute cuprinse intre  $63\ldots68^{\circ}\text{C}$  si concentratii intre 59...62%. Daca s-ar considera ciclul intr-o treapta atunci temperatura la fierbator ar fi cuprinsa intre  $81\ldots85^{\circ}\text{C}$  si concentratiile intre 58....61%. Temperatura de vaporizare este de  $6^{\circ}\text{C}$  si cea de condensare de  $43^{\circ}\text{C}$ .

Comparatia dintre instalatia intr-o treapta si instalatia cu half efect se prezinta in figura 1.37 [Zogg R., 2005].

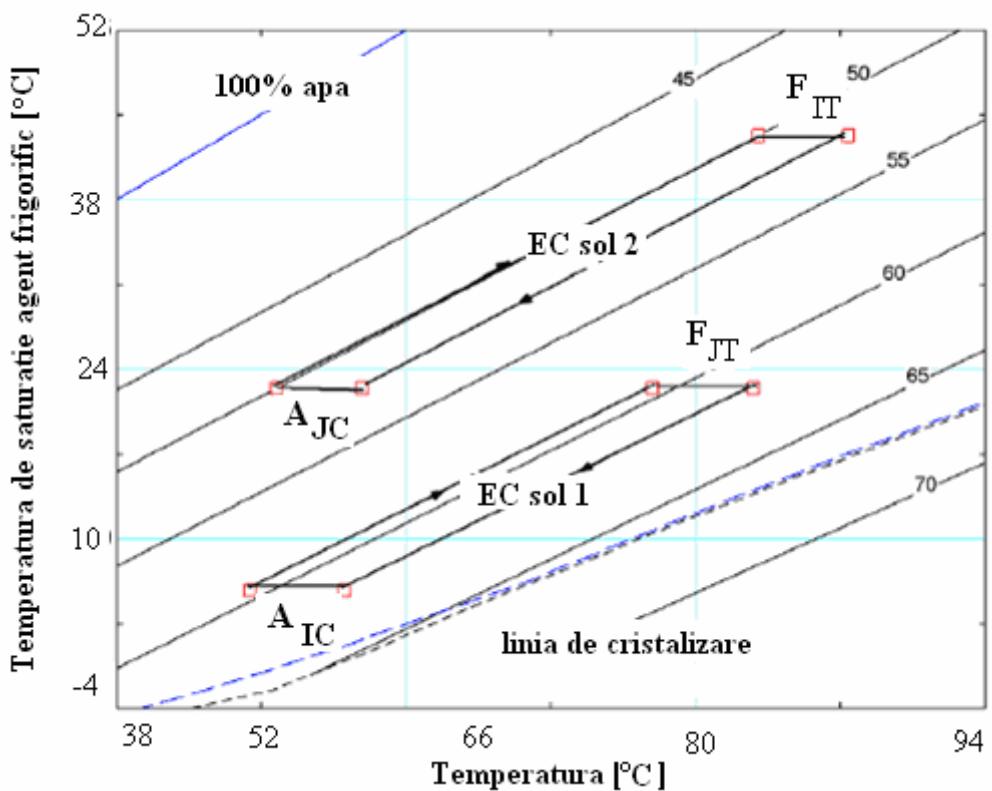


Fig. 1.36. Ciclul termodinamic half efect.

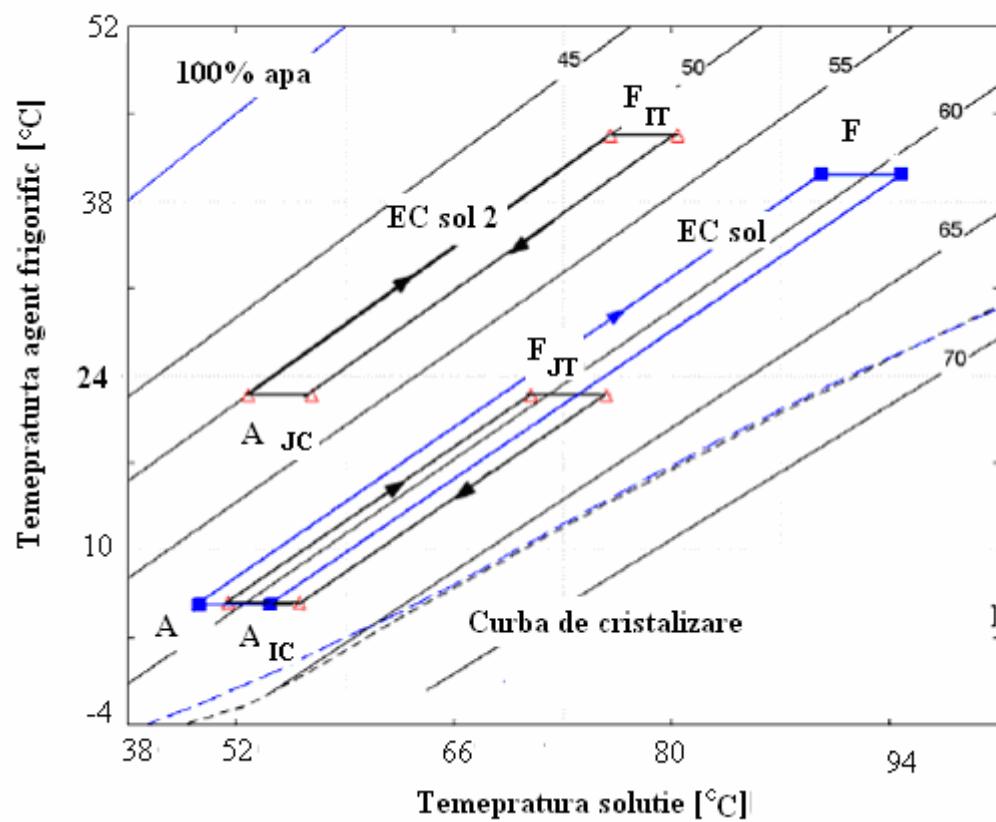


Fig. 1.37. Comparatie intre instalatia cu absorbtie intr-o treapta si instalatia cu half - efect.

1.4.4.2. cu dublu-effect a fost studiata si experimentata de catre Gommmed si Grossman, in anul 1990; Garimella si *al.*, 1992; McGahey si *al.*, 1994); in figurile 1.38, 1.39 sunt prezentate 2 modele de instalatii frigorifice cu absorbtie cu dublu efect, ameliorate cu agent incalzitor (abur) si cu combustibil (ardere directa) b.



Fig. 1.38. Vedere de ansamblu chiller cu absorbtie in solutie cu dublu efect alimentata cu abur (doc Carrier).



Fig. 1.39. Vedere de ansamblu chiller cu absorbtie in solutie cu dublu efect cu ardere directa(Doc. Carrier).

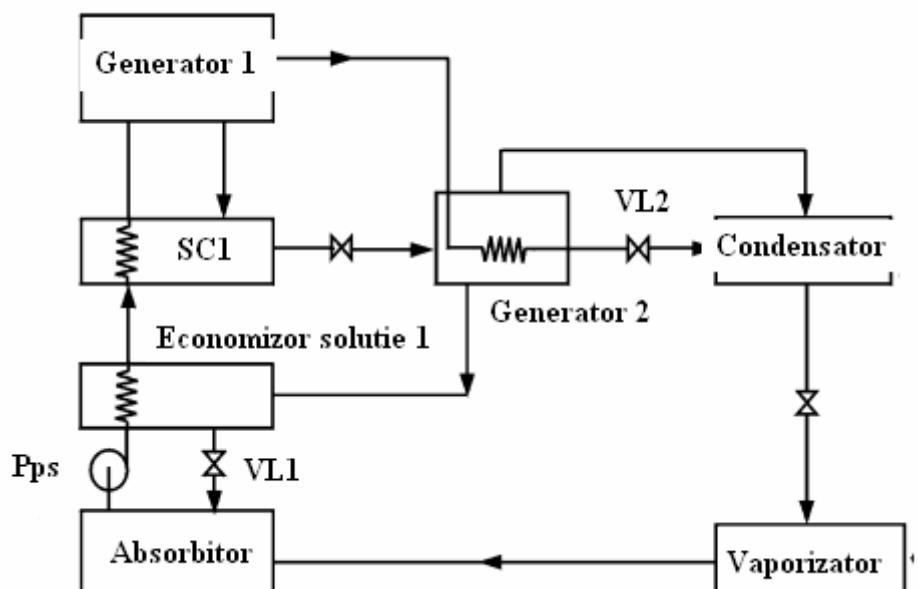


Fig. 1.40. Schema instalatiei cu dublu effect.

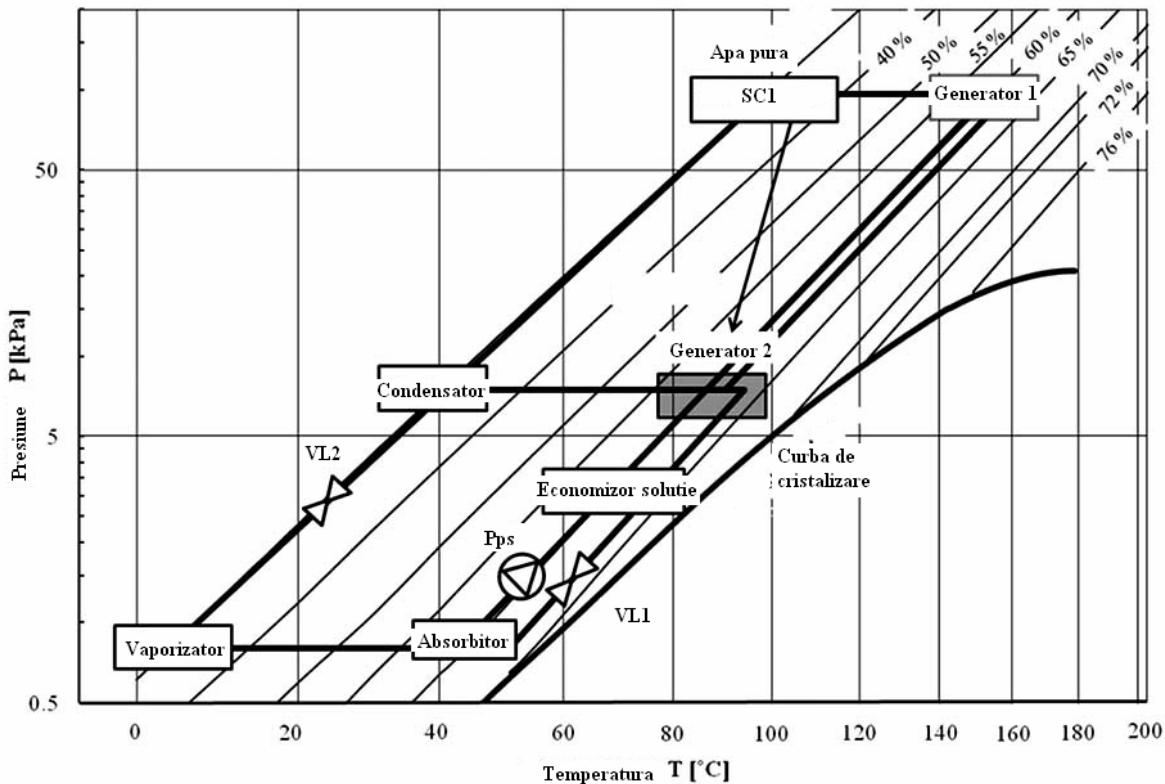


Fig. 1.41. Ciclu termodinamic pentru o instalatie cu dublu efect alimentata in serie pe circuitul apei de racire [Xiaolin W., 2009].

In figura 1.40 se prezinta schema instalatiei cu dublu efect. Ciclu termodinamic al unei instalatii frigorifice cu absortie cu dublu efect cu alimentarea in serie a celor 2 generatoare se regaseste in figura 1.41. Aceasta schema este des utilizata de majoritatea producatorilor de echipamente frigorifice din lume. In acest mod de conxiune starea solutiei la iesirea din generatorul de joasa temperatura este foarte aproape de curba de cristalizare.

Pentru a evita intoarcerea debitului de solutie diluata pompat generatorul de înaltă temperatură trebuie să fie amplasat la o înălțime suficient de mare. Pentru a evita aceste probleme, firma Hitachi a dezvoltat schmea cu alimentarea in paralel ca în figura 1.42.

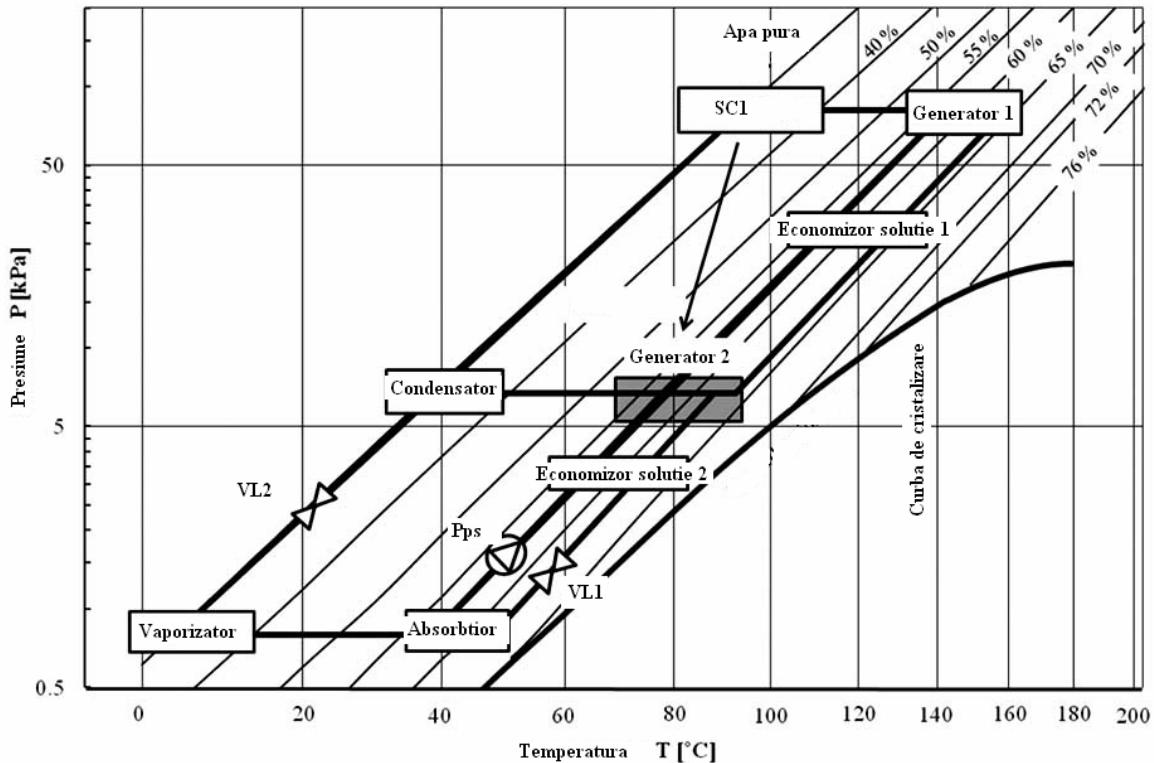


Fig. 1.42. Ciclu termodinamic pentru o instalatie cu dublu efect alimentata in paralel pe circuitul apei de racire [Xiaolin W., 2009].

Debitul de solutie diluata este trimis simultan in generatorul de inalta temperatura si schimbatorul de caldura –Economizor solutie 1. In acest fel starile de functionare ale instalatiei sunt mai departate de curba de cristalizare, iar presiunea in generator 1 si inaltimea de pompare a solutiei sunt mai scazute avand un debit mai mic de solutie diluata.

Aceste 2 tipouri de scheme sunt des implementate in schemele de trigenerare.

In momentul variatiei sarcinii frigorifice si la pornirea instalatiei poate sa apara un fenomen de stagnare a agentului frigorific la trecerea din condensator in vaporizator. Pentru a evita acesty fenomen Hiro de la Sanyo Electric Co a realizat un orificiu cu o vana de control pe conducta de transport dintre generator 2 si condensator. Astfel se controleaza presiunea de vaporizare a agentului frigorific si in final debitul de solutie care ajunge in absorbitor si generatorul 1, rezultand o eficeinta mai mare in timpul operarii.

Instalatia poate fi alimentata la fierbator cu abur sau apa calda sau poate fi in varianta cu ardere directa.

**Utilizarea arderii directe a unui combustibil gazos sau lichid** (figura 1.43.) in locul agentului incalzitor (din instalatia clasica). Adaptand aceasta modificare la instalatia cu doua generatoare (prezentata anterior), generatorul de inalta temperatura G<sub>1</sub> include acum si camera de ardere a combustibilului. Se reduc pierderile datorate diferentelor de temperatura intre medii (in loc de diferențele de temperatura intre flacara – agent incalzitor si apoi intre agent incalzitor – solutie, acum exista doar diferența de temperatura intre flacara si solutie) si cele datorate transportului agentului incalzitor de la cazan pana la

instalatia frigorifica si return.

Temperatura agentului incalzitor creste in aceasta situatie de la 80-90C la instalatia intr-o treapta la 150....200C la instalatia cu dublu efect.

Firme producatoare de instalatii cu dublu efect sunt: TRANE, YORK, CARRIER, BROAD, THERMAX, YAZAKI, SANYO, DAIKIN etc.

Performanta sistemul creste odata cu introducerea unei noi trepte generatoare de la 0.7 la instalatia intr-o treapta la 1...1.2 la cele in 2 trepte cu o temperatura a agentului incalzitor mai ridicata la fierbator sau o presiune mai mare a aburului.

Puterile frigorifice sunt cuprinse intre 140...2400 kW.

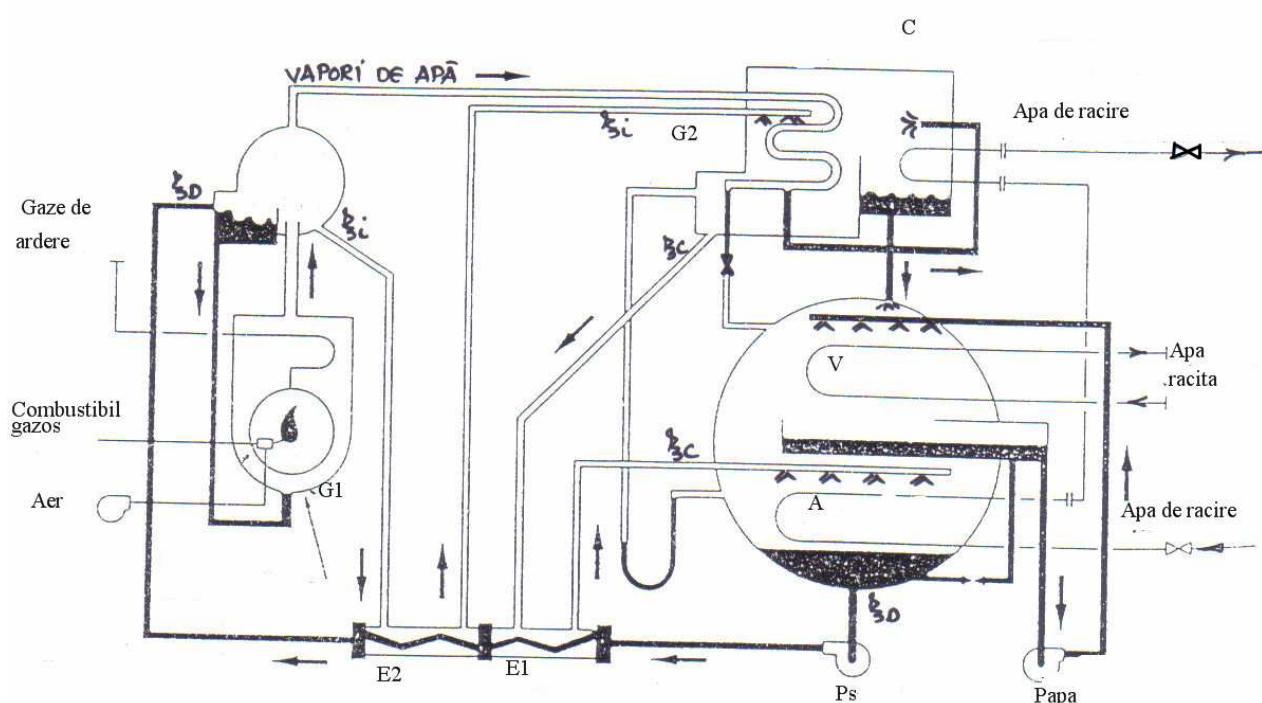


Fig. 1.43. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie, cu doua generatoare si ardere directa (doc Carrier).

#### 1.4.4.3. cu triplu-efect

Principiul de functionare consta in cuplarea unui nou generator de inalta temperatura si presiune la instalatia cu dublu efect. Figura 1.44. prezinta schema instalatiei, evidențiindu-se 3 fierbatoare prezente: de inalta, medie si scazuta temperatura ( $F_{IP}$ ,  $F_{MP}$ ,  $F_{JP}$ ) [Grossman G., 1992], 3 condensatoare inalta, medie si scazuta temperatura ( $C_{IP}$ ,  $C_{MP}$ ,  $C$ ) si 3 schimbatoare de caldura (Ecsol1, Ecsol2, Ecsol3). Fierbatorul de inalta temperatura este alimentat cu agent incalzitor, iar urmatoarele sunt alimentate pe rand: cel de medie temperatura

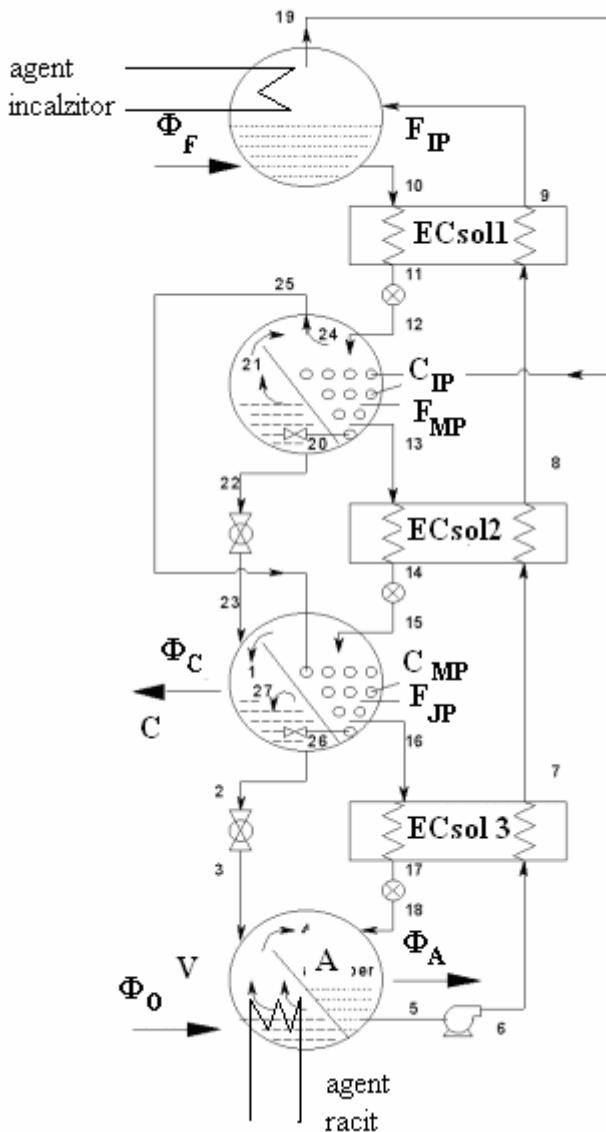


Fig. 1.44. Schema instalatiei cu absorbtie triplu efect.

este alimentat cu caldura de la fierbatorul de inalta presiune si cel de joasa temperatura cu caldura provenita de la fierbatorul de medie temperatura. Vaporii produsi in fierbatorul de inalta presiune ( $F_{IP}$ ) condenseaza in condensatorul de inalta temperatura  $C_{IP}$  folosind astfel toate cǎldurǎ disponibila pentru treapta a doua si cedeaza caldura pentru fierberea solutiei din fierbatorul mediu ( $F_{MP}$ ) care la randul lui produce vaporii care sunt utilizati ulterior la fierberea in fierbatorul de joasa presiune ( $F_{JP}$ ). Astfel agentul incalzitor folosit ca sursa este utilizat de catre toate cele 3 generatoare rezultand un coefficient de performanta mult mai mare decat la instalatiile cu dublu efect.

Acet tip de instalatie inca este in atentia cercetatorilor si firmelor producatoare fiind in continua dezvoltare. Performanta sistemul creste odata cu introducerea unei noi trepte generatoare de la 1...1.2 la instalatia cu dublu efect la 1.7....1.8 la cele cu triplu efect.

Instalatia poate fi dotata cu 3 condensatoare si 3 generatoare cu legare in paralel sau serie [Kazuyuki M., 2006].

Temperatura agentului incalzitor si in cazul acestei variante va fi mai mare decat solutia anterioara (dublu efect) ajungand sa fie cuprinsa intre 220...280°C.

Firme producatoare de instalatii cu dublu efect sunt: TRANE, YORK.

Puterile frigorifice realizate de echipamentele frigorifice sunt cuprinse intre 540...1200 kW. In figura 1.45. se prezinta comparativ COP-ul pentru 3 tipuri de instalatie cu absorbtie in solutie LiBr-apa:

1. instalatie cu dublu-efect ;
2. instalatie cu dublu efect cu eficienta ridicata;
3. instalatie cu triplu-efect.

Instalatia cu dublu efect cu eficienta ridicata este realizata prin impartirea vaporizatorului in 2 trepte ce va raci apa de la 15 la 11 si la final la 7 °C. Ca rezultat, diferența dintre concentrații poate fi crescuta și debitul de solutie diluata care circulă în întregul ciclu poate fi redusă crescând eficienta.

Schimbătoare de căldură sunt cu plăci sudate care pot fi conectate în serie pentru a menține viteza de curgere la un nivel optim chiar și atunci când debitul de soluție este redus.

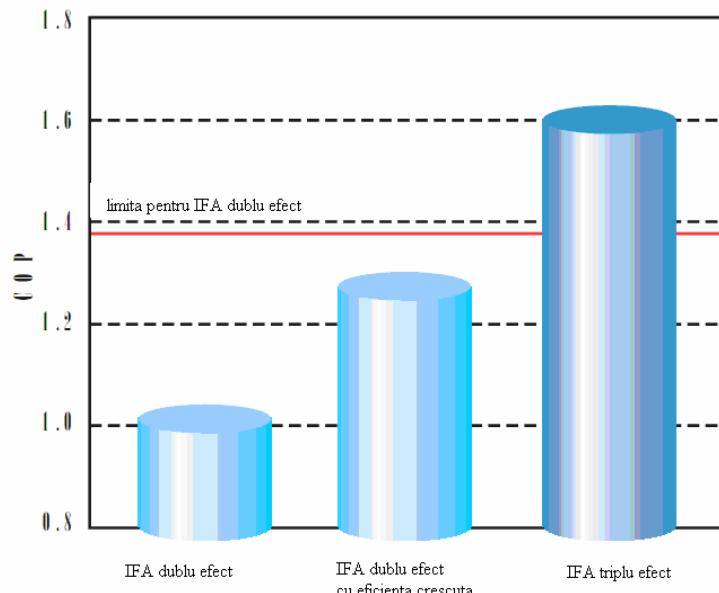


Fig. 1.45. Cresterea COP-ului odata cu multiplicarea numarului de trepte in instalatia cu absorbtie.

**1.4.4.4. cu cvadrublu-efect-** este doar studiata teoretic far sa existe un prototip de instalatie. . Performanta sistemul creste ajung la valori cuprinse intre 2.1....2.2. Momentan nu exista inca instalatie realizata pentru implementarea pe piata de desfacere. Exista doar in forma experimentalala pentru cercetare.

**1.4.4.5. Utilizarea instalatiei atat pentru racire cat si pentru incalzire.**

In ultima perioada se pune tot mai accentuat problema utilizarii cat mai eficiente a instalatiei frigorifice. Cum, in general, productia de frig este limitata la sezonul cald (in cazul utilizarii instalatiei pentru climatizarea aerului), durata anuala de functionare a instalatiei frigorifice nu depaseste 6 luni si investitia se

amortizeaza intr-un interval indelungat de timp.

O solutie este sa se prelungeasca perioada de functionare tot anul, prin producerea alternativa de frig in sezonul cald si de caldura in sezonul rece. Deci instalatia functioneaza **reversibil**: ca instalatie frigorifica vara si ca pompa de caldura iarna.

In continuare sunt prezentate cateva instalatii cu functionare reversibila in varianta absorbtiei in solutie de bromura de Lituu – apa.

In figura 1.46. este prezentata schema instalatiei realizata de firma York.

Schema de baza este cea a unei instalatii cu doua generatoare de vapori indicandu-se si parametrii tehnici principali (presiuni, temperaturi, concentratii).

Astfel, **cand instalatia functioneaza ca instalatie frigorifica (a)**, ventilele V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub> si V<sub>3</sub> sunt deschise, iar ventilele V<sub>4</sub> si V<sub>5</sub> sunt inchise.

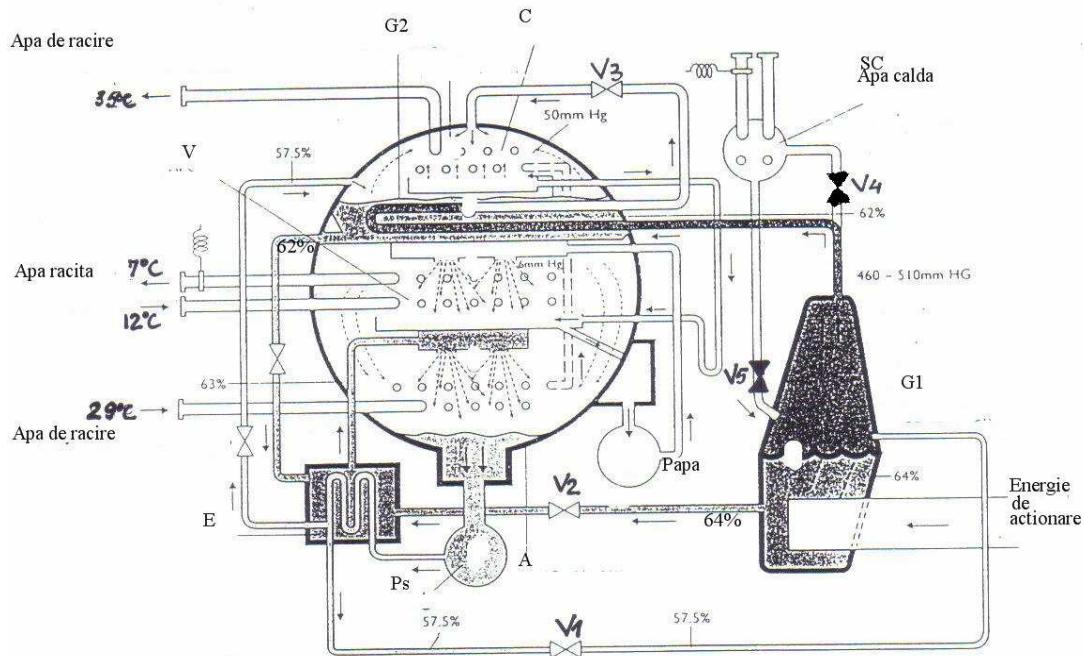
Solutia diluata rezultata din absorbitorul A este preluata de pompa de solutie P<sub>S</sub> si dirijata in cele doua generatoare de vapori, G<sub>1</sub> alimentat cu agent incalzitor si G<sub>2</sub> alimentat cu vaporii produsi in G<sub>1</sub>. Cele doua debite de solutie concentrata alimenteaza economizorul E, unde se realizeaza si amestecarea lor, rezultand debitul total care alimenteaza absorbitorul A.

Vaporii de apa produsi in generatorul de inalta temperatura G<sub>1</sub> pe seama fluxului de caldura  $\Phi_{F1}$  sunt condusi in serpentina generatorului de joasa temperatura G<sub>2</sub> unde cedeaza caldura  $\Phi_{F2}$  suferind o desupraincalzire si o condensare parciala si asigurand fierberea solutiei de bromura de apa. Vaporii ramasi in serpentina impreuna cu cei formati in G<sub>2</sub> condenseaza peste tevile condensatorului C cedand caldura  $\Phi_C$  catre apa de racire.

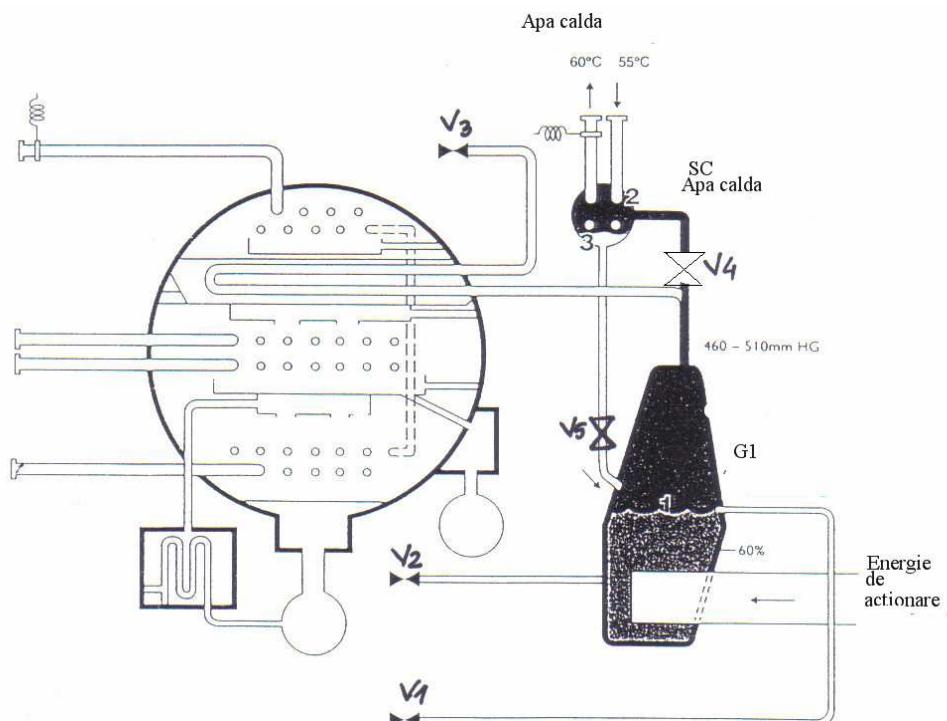
Apa condensata este trecuta prin conducta calibrata si pulverizata peste tevile vaporizatorului V. Prin vaporizarea peliculara a apei se realizeaza preluarea fluxului de caldura  $\Phi_0$  de la debitul de apa care circula prin tevi.

Vaporii de apa produsi in vaporizator sunt absorbiti in solutia concentrata care se scurge peliculat peste tevile absorbitorului A, proces in care se elibereaza fluxul de caldura  $\Phi_A$  catre apa de racire care circula prin tevi.

Inchizand ventilele V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub>, V<sub>3</sub> si deschizand ventilele V<sub>4</sub> si V<sub>5</sub> instalatia pastreaza in functiune doar generatorul de vapori G<sub>1</sub> si un schimbator de caldura SC si este utilizata pentru **producere de caldura (b)**.



a)



b)

Fig. 1.46. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie cu doua generatoare, reversibila (doc. York).

a) functionarea ca instalatie frigorifica, b) prepararea de apa calda.

In acest caz solutia de bromura de Litiu – apa fierbe in G<sub>1</sub> pe seama puterii de actionare  $\Phi_{F1}$  aduse de agentul incalzitor. Vaporii de apa produsi sunt condenseaza in SC in care cedata in acest proces producand incalzirea unui debit de apa cu care este alimentat un sistem de incalzire.

Apa condensata in SC se scurge gravimetric in generatorul G1 unde este

absorbita in solutia concentrata ramasa in urma fierberii.

In figurile 1.47. si 1.48. se prezinta schema functionala in regim de introducere frig sau de caldura a instalatiei realizata de firma chineza Broad Air Conditioning Co [Hera Dr., 2007].

Au fost pastrate toate celelalte ameliorari prezentate anterior (utilizarea unui al doilea generator de vaporii de apa alimentat cu vaporii produsi in cel de inalta temperatura, utilizarea arderii directe a combustibilului in generatorul principal cat si functionarea reversibila).

Astfel, ***in regimul de producere de frig*** (figura 1.47) ventilele de comutare 15 sunt inchise. In tevile vaporizatorului 4 soseste apa din circuitul de climatizare. Agentul frigorific, apa, este recirculat continuu de pompa 9 si pulverizat peste tevile vaporizatorului si, preluand caldura  $\Phi_0$  de la apa din tevi, vaporizeaza.

Vaporii de apa formati in vaporizator sunt absorbiti in solutia de BrLi – apa care se scurge peliculare peste tevile absorbitorului 5. Caldura de absorbtie degajata  $\Phi_A$  este preluata de circuitul de apa de racire (prima parte) care parcurge tevile absorbitorului. Solutia diluata este pompata de pompa 8 prin economizoarele 6 si 7 in generatoarele de vaporii de apa de inalta temperatura 1 (treapta I), respectiv de joasa temperatura 2 (treapta II).

In generatorul treapta I solutia primeste caldura  $\Phi_{F1}$  de flacara arzatorului 13 si de gazele de ardere evacuate eliberand vaporii de apa. Acesteia sunt condusi in generatorul treapta II unde servesc la fierberea celuilalt debit de solutie. Fluxul de caldura  $\Phi_{F2}$  schimbat in generatorul 2 este intern, deci economisit in bilantul general al instalatiei.

Vaporii de apa eliberati din solutie in fierbatorul treapta II si cei proveniti din fierbatorul treapta I patrund in condensatorul 3 si, cedand caldura  $\Phi_C$  catre apa de racire (circuitul final), condenseaza. Cum vaporii din generatorul 1 au cedat o parte din caldura lor ( $\Phi_{F2}$ ), fluxul total de condensare este diminuat, aparand o alta economie energetica, prin scaderea debitului de apa de racire.

Apa condensata se scurge in vaporizatorul 4 participand la procesul de racire prin vaporizare. Solutia concentrata in bromura de Litiu ramasa in cele doua fierbatoare parcurge economizoarele 6 si 7 si intra in absorbitor.

Apa de racire, incalzita in absorbitor si in condensator, este recirculata cu pompa 10 catre turnul de racire 11 unde este racita in contact cu aerul. O circulatie fortata a acestuia se asigura de ventilatorul 12.

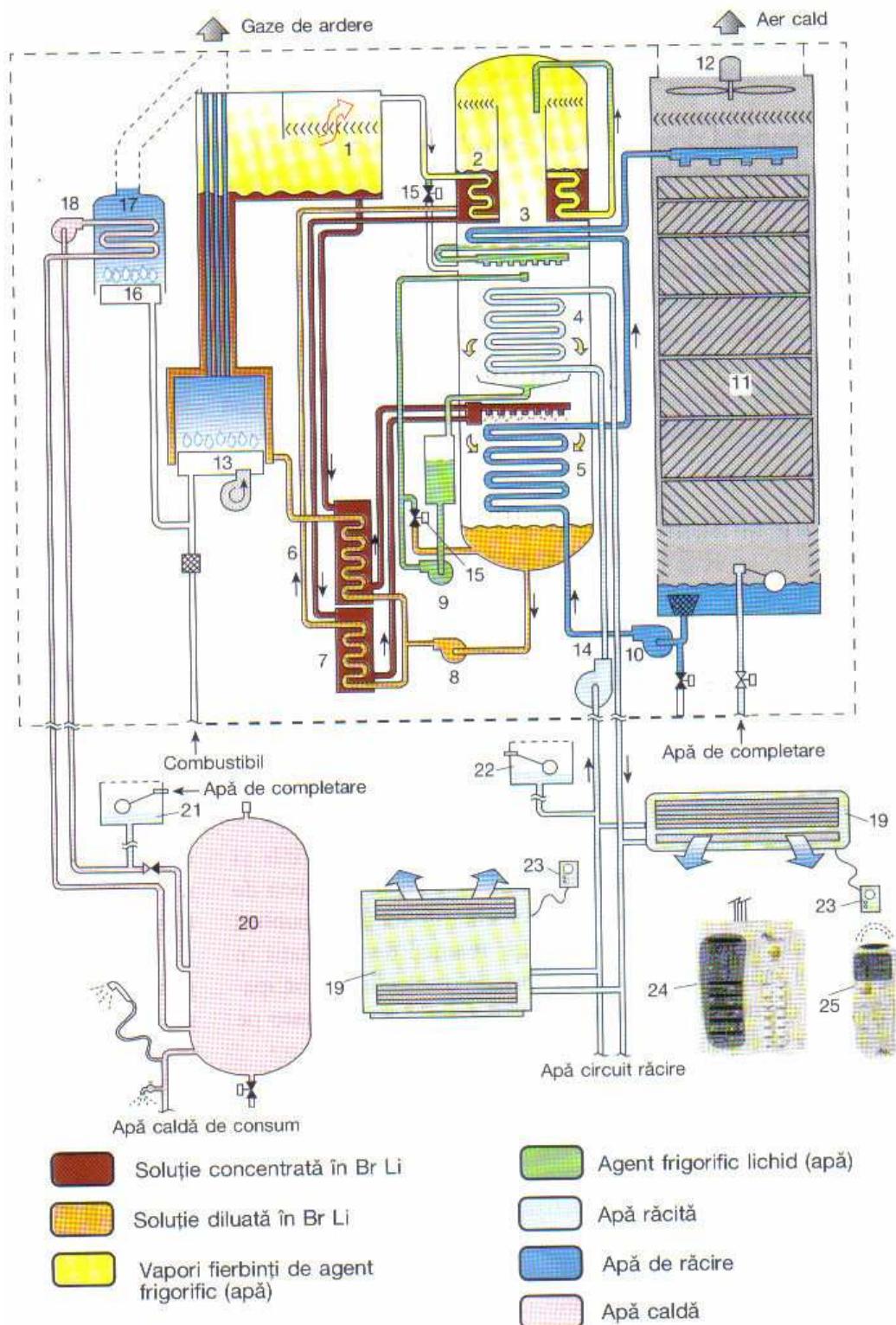


Fig. 1.47. Schema instalatiei cu absorbtie realizata de firma Broad, in regim de racire.

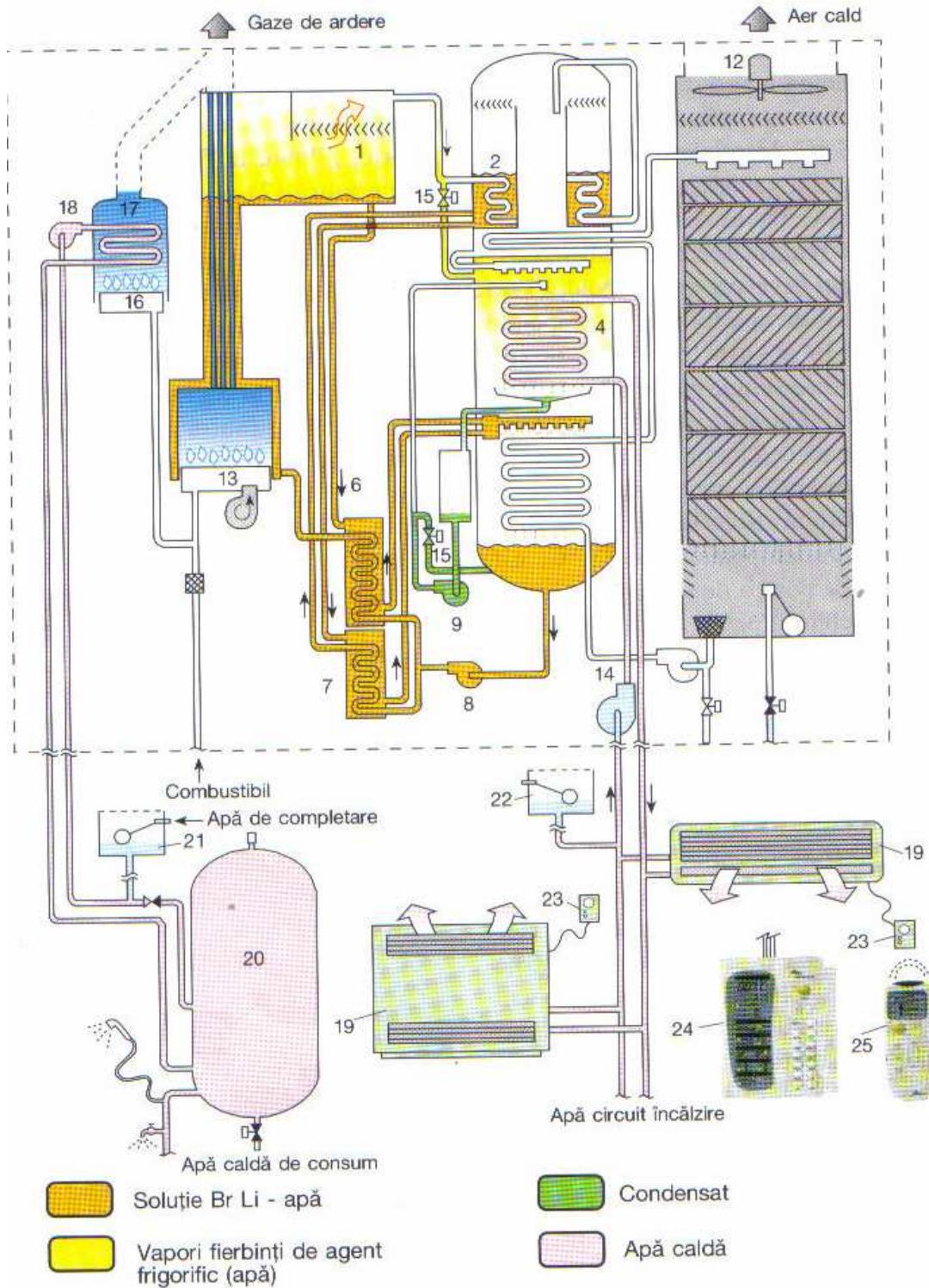


Fig. 1.48. Schema instalatiei cu absorbtie realizata de firma Broad, in regim de incalzire (doc. Broad).

#### 1.4.4.6. Variante de instalatii cu absorbtie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O existente pe piata mondiala.

##### FIRMA TRANE

In figurile 1.49 se prezinta vederea de ansamblu si schema instalatiei intr-o treapta alimentata cu abur sau apa fierbinte.

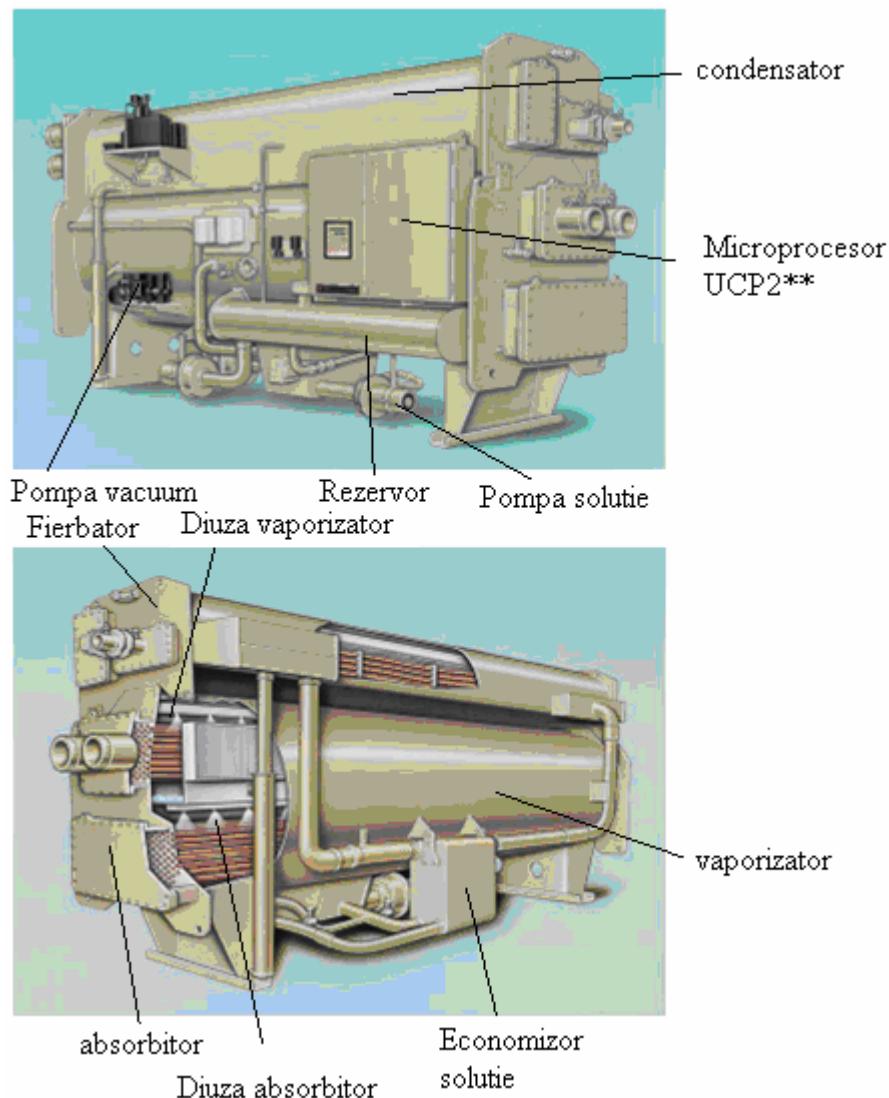


Fig. 1.49. Vedere de ansamblu instalatie cu absorbtie intr-o treapta alimentata cu abur sau apa fierbinte.

In figurile 1.50. si 1.51 se prezinta o vedere de ansamblu si schema instalatiei cu 2 generatoare alimentata cu abur sau apa fierbinte. In cazul figurii 1.52 fierbatorul de inata temperatura este alimentat cu un combustibil, fiind cu ardere directa..

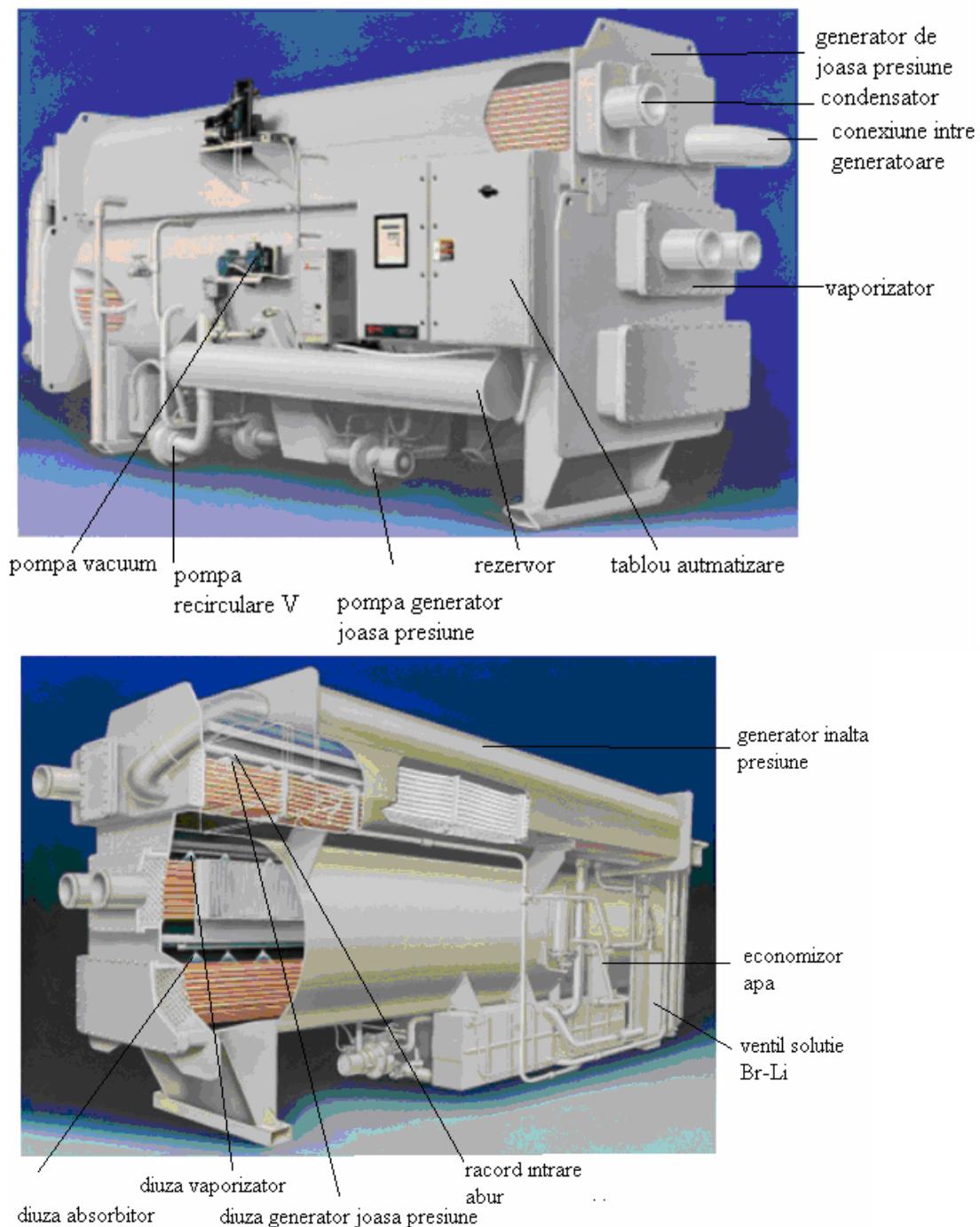


Fig. 1.50. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie doua trepte. (doc. TRANE).

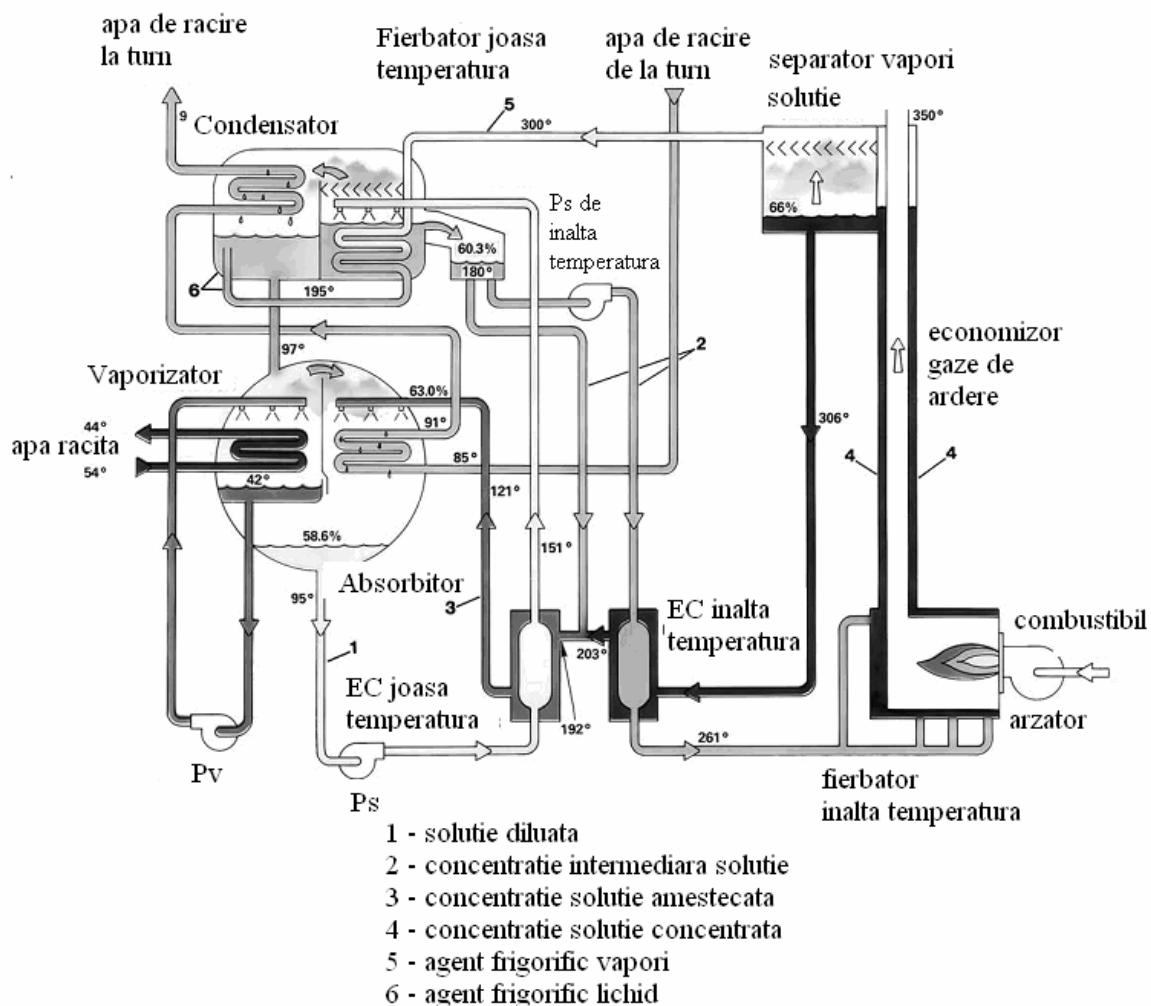


Fig. 1.51. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie 2 generatoare. (doc TRANE) cu ardere directa.

### FIRMA CARRIER

Pentru evitarea cristalizarii se prevede un sistem de-decristalizare care suplimenteaza siguranta in functionare asigurata in conditii normale de sistemul de control automatizat. Acest control este reprezentatnt de o conducta de preaplin ce face legatura intre absorbito si generator, existand un by-pass in spatele economizorului de solutie unde poate aparea fenomenul prima data.

Se realizeaza o amestecare a solutiei concentrate cu cea diluata in economizorul de solutie obtinandu-se o racire a solutiei si o concentrație intermediar.

In figura 1.52 se prezinta vederea de ansamblu a agregatului frigorific alimentata cu apa fierbinte avand puterea frigorifica cuprinsa intre 380...2392 kW. Fierbatorul instalatiei poate fi alimentat si cu abur (figura 1.53).

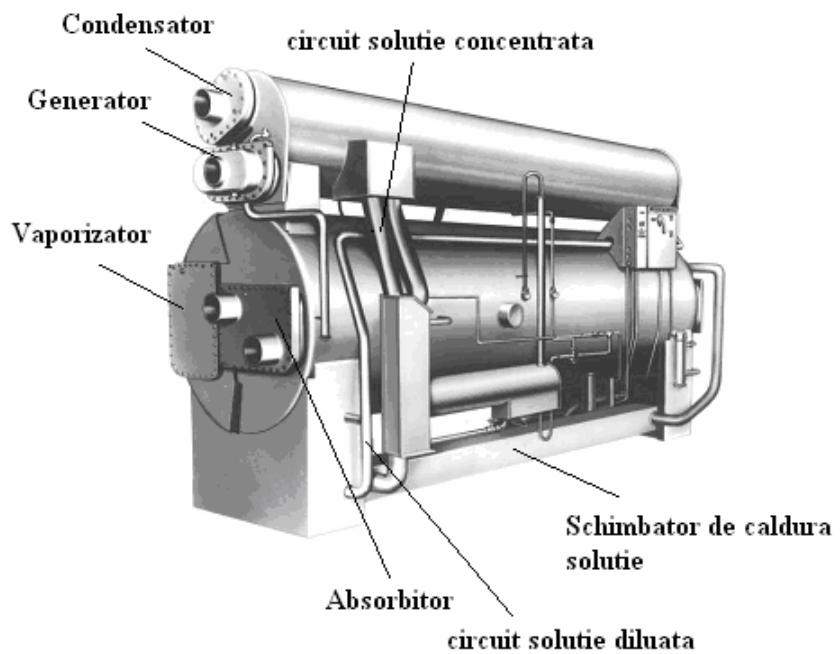


Fig. 1.52. Vedere agregat frigorific intr-o treapta solutie LiBr-apa alimentat cu apa fierbinte.

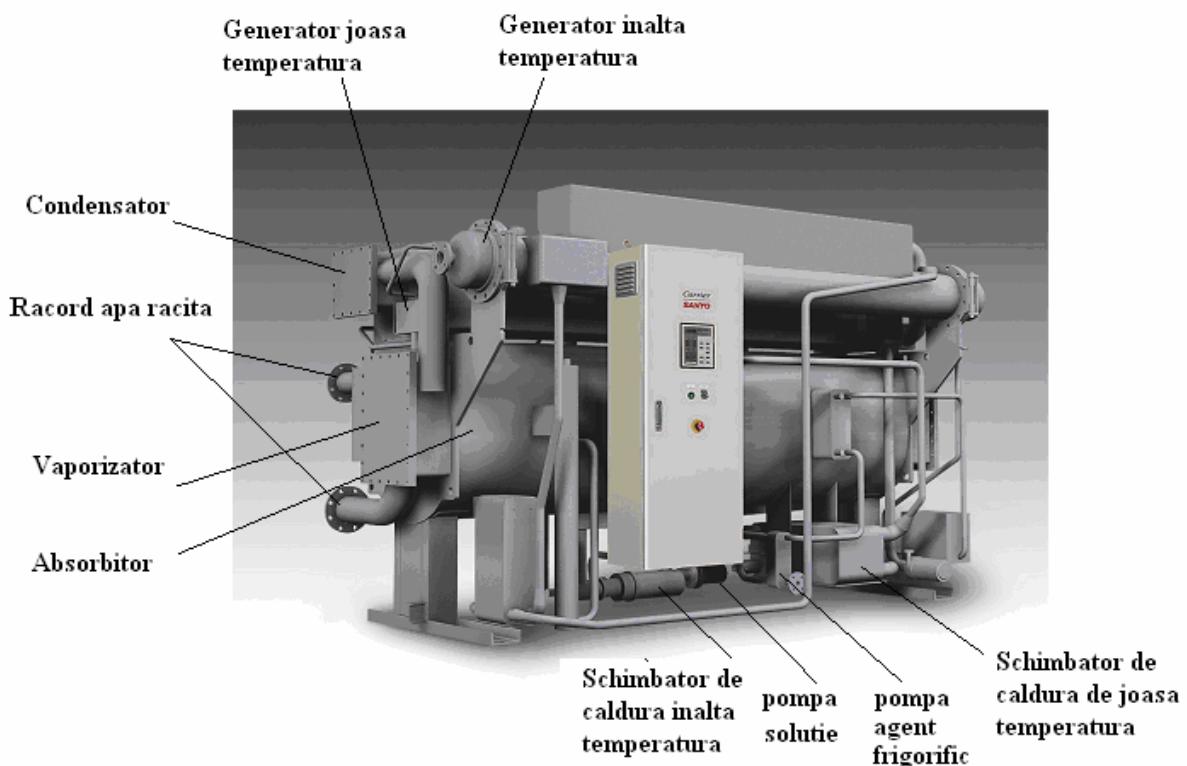


Fig. 1.53. Vedere agregat frigorific 2 generatoare in solutie LiBr-apa alimentat cu abur.

### **FIRMA HITACHI.**

Solutia concentrata la iesirea din fierbator are o concentratie de 60.5% iar solutia diluata o concentratie de 65%. Presiune din vaporizator este de 6 mmHg

si temperatura de vaporizare de  $3.8^{\circ}\text{C}$  si din modulul superior in jur de  $70\text{ mmHg}$  si temperatura de condensare de  $44.4^{\circ}\text{C}$ . Prin amestecarea solutie concentrata la iesirea din economizorul de solutie cu solutie diluata din absorbitor si pompata se obtinute o concentratie intermediara a solutiei si o temperatura mai ridicata care permite evitarea aparitie fenomenului de cristalizare.

Datele tehnice nominale oferite de producator sunt determinate in urmatoarele conditii de lucru:

- Temperatura de tur/retur minima a apei fierbinti este  $85/80^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura tur/retur apa de racire  $31/36^{\circ}\text{C}$ ;
- Temperatura tur/retur apa racita  $14/9^{\circ}\text{C}$ .

Presiune din modului inferior este de  $6\text{ mmHg}$  si temperatura de vaporizare de  $3.8^{\circ}\text{C}$  si din modulul superior in jur de  $70\text{ mmHg}$  si temperatura de condensare de  $44.5^{\circ}\text{C}$ . Concentratia solutiei diluate este de 0.65 si cea a solutiei concentratate de 0.61. Amestecarea se face dupa iesirea solutiei concentrante din aconomizorul de solutie.

Prezentarea echipamentului frigorific se face in figura 1.54, iar in figura 1.55 este vizualizata schema instalatiei.

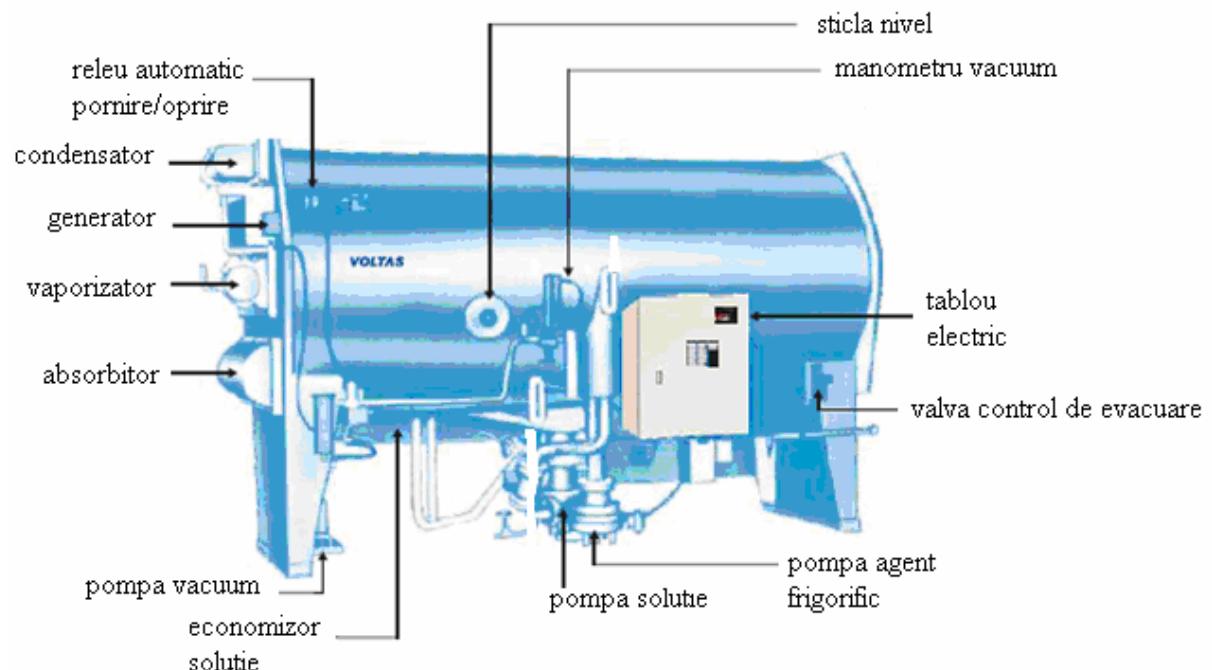


Fig 1.54. Vedere de ansamblu agregat frigorific cu absorbtie intr-o treapta alimentat cu apa fierbinte model HAU-L (doc HITACHI).

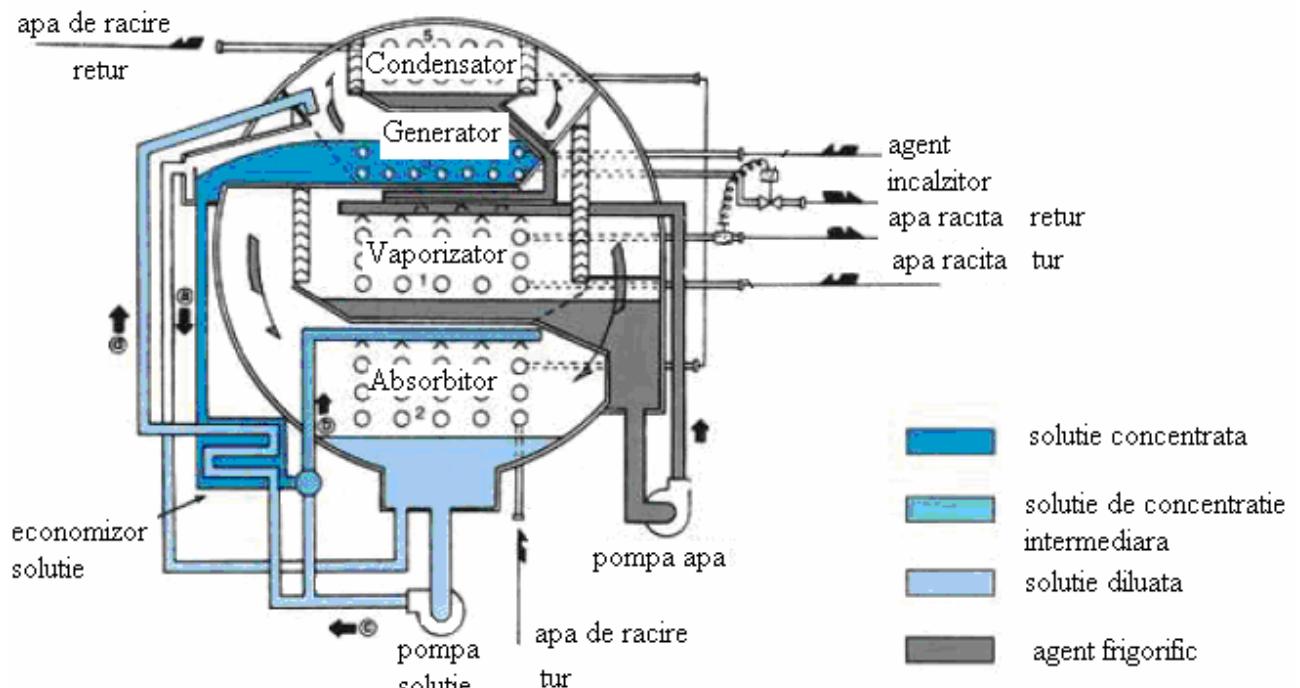


Fig. 1.55 Schema instalatiei (doc HITACHI).

### FIRMA YORK.

In figurile 1.56 si 1.57 se prezinta vederea de ansamblu si schema instalatiei frigorifice.

Concentratia solutiei varieaza intre 58.5....65%. Temperatura de vaporizare este de 3.8°C si cea de condensare de 40°C. Prin amestecarea solutie concentrata la iesirea din economizorul de solutie cu solutie diluata din absorbitor si pompata se obtinute o concentratie intermediara a solutiei si o temperatura mai ridicata care permite evitarea aparitiei fenomenului de cristalizare.

Datele tehnice nominale oferite de producator sunt determinate in urmatoarele conditii de lucru:

- Temperatura apa fierbinte 120/68°C;
- Temperatura apa de racire 32/38°C;
- Temperatura apa racita 12/7°C.

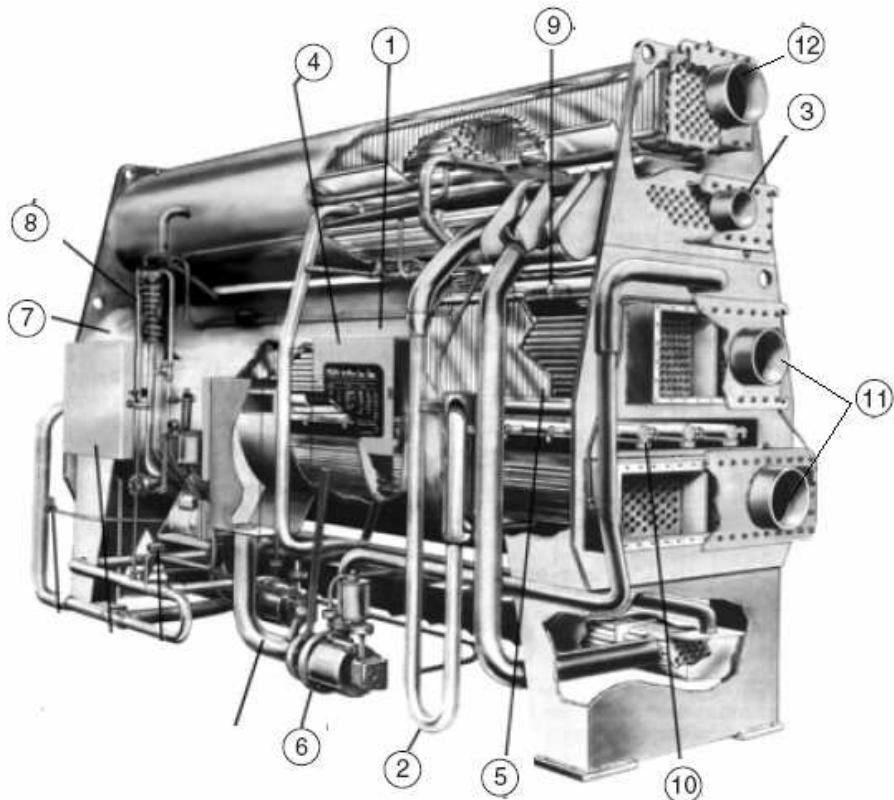


Fig. 1.56. Vedere de ansamblu agregat frigorific cu absorbtie int-o treapta alimentat cu apa fierbinte model YIA.

1 – microprocesor de determinare a limitei concentratiei de solutie concentrata la care instalatia nu functioneaza, 2 – conducta in forma de “J” pentru decristalizare, 3 – intrare agent incalzitor, 4 – tablou automatizare, 5 – placi din otel inoxidabil pentru evitarea coroziunii pe partea agentului frigorific la vaporizator si condensator, 6 – pompa solutie , 7 – vaporizator cu perete interior dublu (nu se mai izoleaza), 8 – sistemul de evacuare, 9 – distribuitor din alama , 10 – diuze din otel inoxidabil, 11 – intrare apa racita, 12 – intrare apa de racire

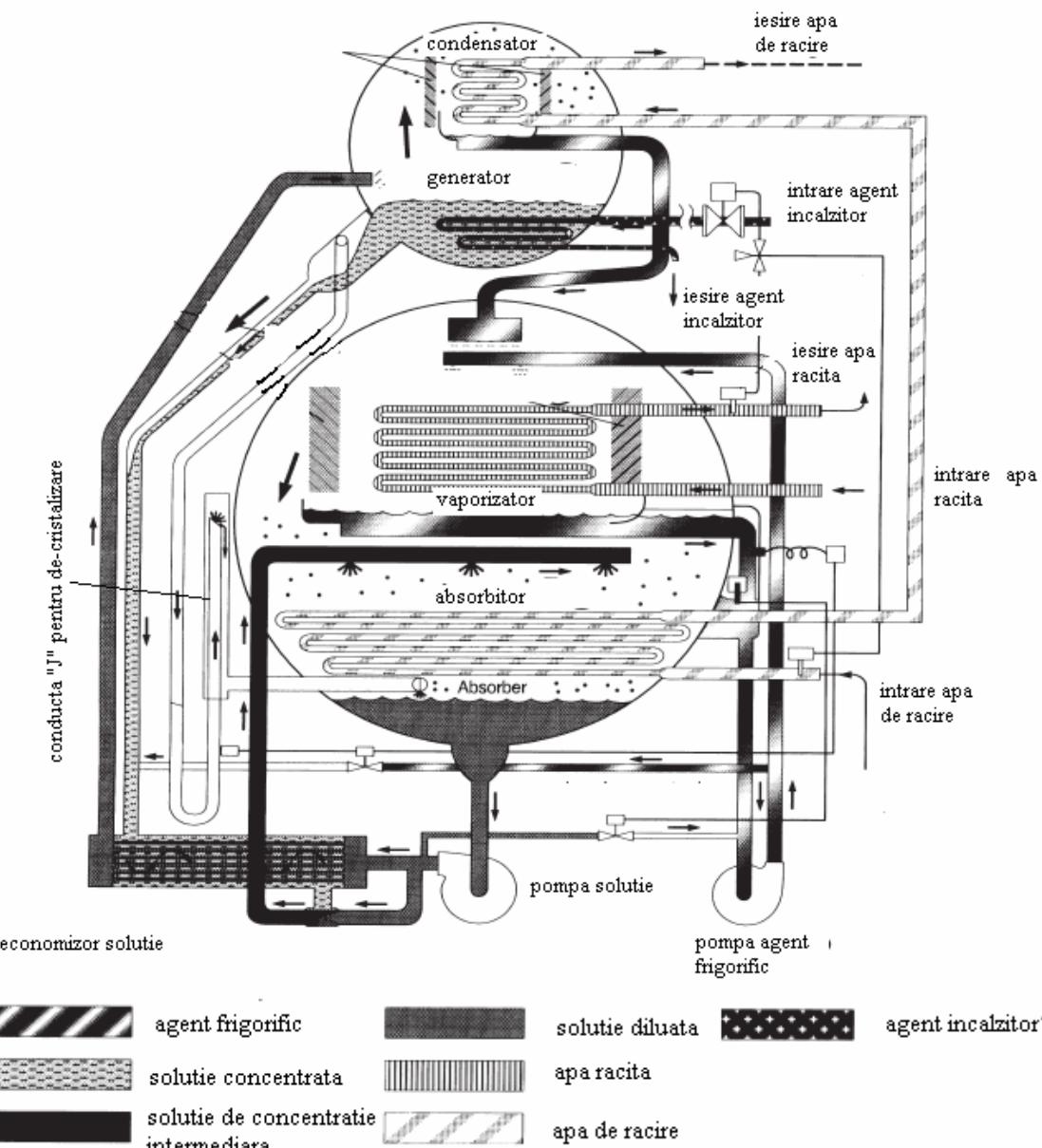


Fig. 1.57. Schema instalatiei frigorifice.

### **FIRMA SHUANGLIANG-CHINA.**

In figura 1.58 se prezinta schema instalatiei intr-o treapta.

Datele tehnice nominale oferite de producator sunt determinate in urmatoarele conditii de lucru:

- Temperatura apa fierbinte 95/85°C;
- Temperatura apa de racire 32/38°C;
- Temperatura apa racita 15/10°C.

Instalatiile sunt furnizate in 3 variante:

- Temperatura apa fierbinte 95/85°C;
- Temperatura apa fierbinte 120/68°C;
- Temperatura apa fierbinte 130/68°C

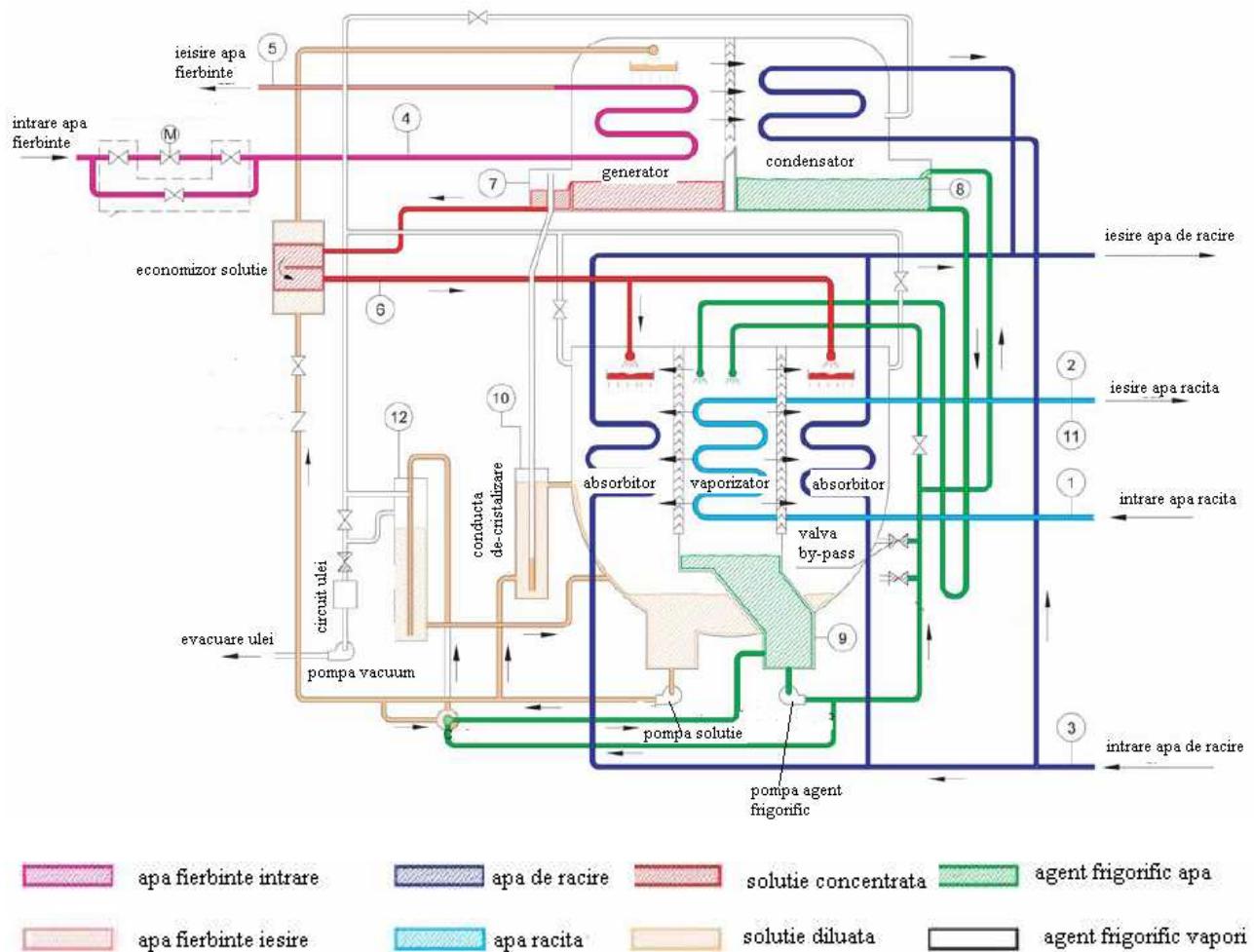


Fig. 1.59. Schema instalatiei intr-o treapta alimentata cu apa fierbinte (doc. SHUANGLIANG – CHINA).

Puncte de automatizare:

1 – temperatura intrare apa racita (I), 2 – temperatura iesire apa racita (I,C,A), 3 – temperatura intrarea pa de racire (I,C,A) 4 – temperatura intrarea apa fierbinte (I,C,A), 5 – temperatura iesire apa fierbinte (I), 6 – temperatura solutie concentrata intrare absorbitor (I,C), 7 – temperatura iesire solutie concentrata din generator (I,C,A), 8 – temperatura de condensare (I, C, A), 9 – temperatura de vaporizare (I,A), 10 – temperatura sistemului de-cristalizare (I,A), 11 – debit apa racita (A), 12 – presiune vacuum (I)

I – indicare, C – control, A - alarma

Puterea frigorifica poate fi reglata in trepte de la 20 la 100%.

In figurile 1.60 si 1.61 se prezinta vederea de ansamblu si schema instalatiei in 2 trepte alimentata cu apa fierbinte.

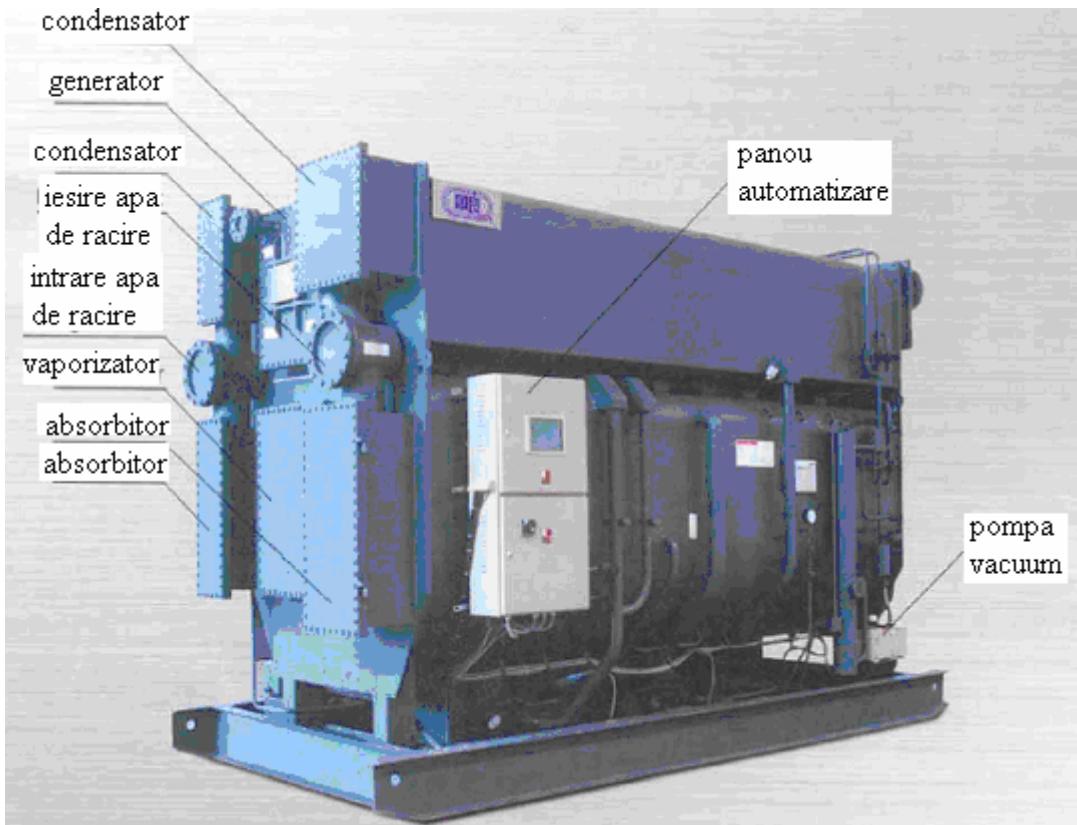


Fig. 1.60. Vedere de ansamblu agregat frigorific 2 trepte alimentat cu apa fierbinte (doc. SHUANGLIANG).

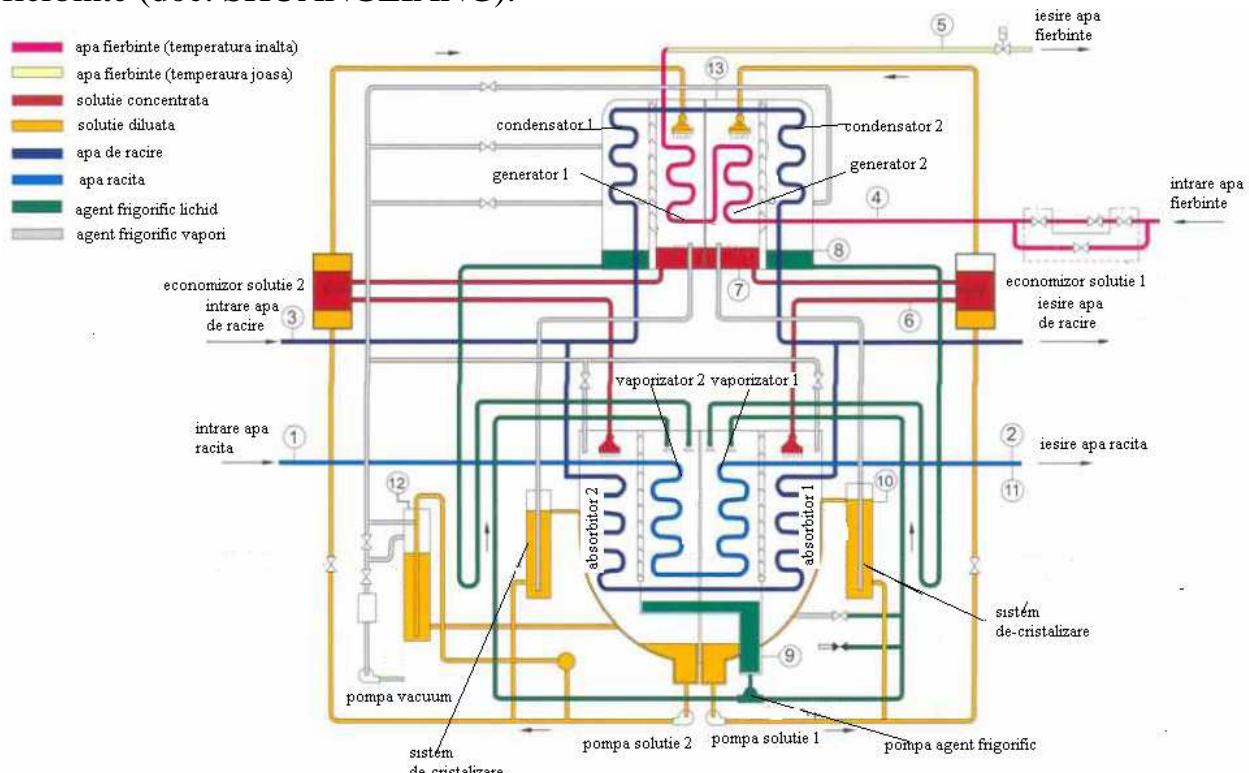


Fig. 1.61. Schema de funcționare a două trepte alimentata cu apa fierbinte (doc. SHUANGLIANG).

### Firma YAZAKI

In figura 1.62 se prezinta schema instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta.

Datele tehnice nominale oferite de producator sunt determinate in urmatoarele conditii de lucru:

- Temperatura apa fierbinte 88/83°C;
- Temperatura apa de racire 31/35°C;
- Temperatura apa racita 12/17°C.

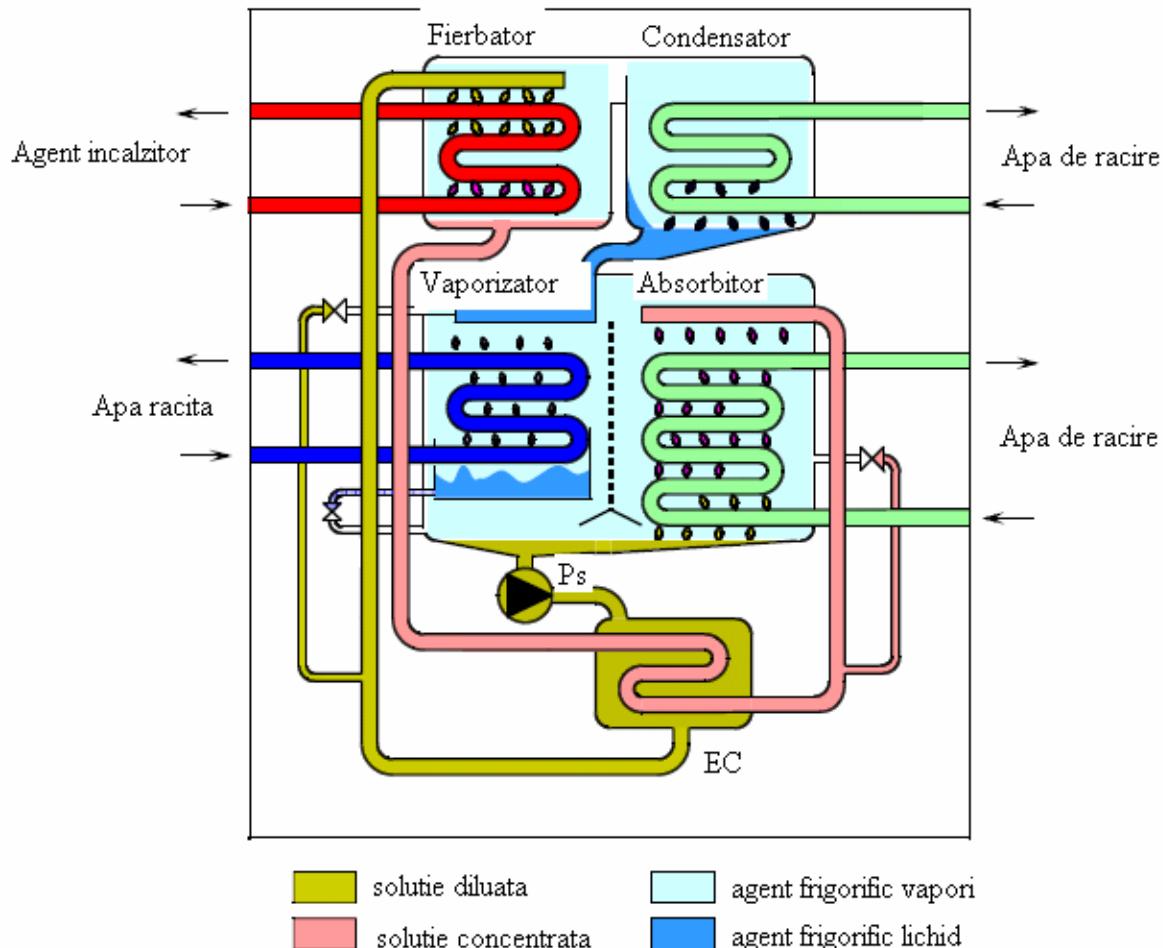


Fig. 1.62. Schema de functionare a instalatiei alimentata cu apa fierbinte (doc YAZAKI).

## **Capitolul 2.**

### **CALCULUL SISTEMELOR CU ABSORBTIE UTILIZATE LA RACIREA CENTRALIZATA.**

#### **2.1. Programe de calcul, modelare matematica si prognoza pentru analiza calitativa si cantitativa a instalatiilor frigorifice cu absorbtie.**

Pentru crearea modelului matematic in vederea simularii instalatiilor cu absorbtie se pot utiliza mai multe programe de calcul cum ar fi:

- TRNSYS;
- EES;
- ABSIM;

Toate programele au stocate in interior date si tabele cu proprietatile termodinamice unei game largi de agenti de lucru dezvolgate pe domenii largi de temperatura si presiune. Acestea reprezinta unelte sigure de lucru si usor accesibile pentru a compune modelele matematice in vederea analizarii si proiectarii sistemelor termodinamice. Ecuatiile pe care se bazeaza aceste programe se determina din:

- bilanturi de masa si energie;
- relatiile proprietatilor termodinamice;
- coeficientul de transfer de caldura.

**TRNSYS** – **TraNsient SYstems Simulation** este un program cu o structura modulara bazat pe subroutines FORTRAN. Cea mai noua versiune TRNSYS 16 a fost realizata in 2004 si are subroutines pentru HVAC sistem, instalatie intr-o treapta cu absorptie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O actionata cu apa calda. Subroutine specifica instalatie cu absorbtie intr-o treapta este type 107 si calculeaza performanta sistemului pe baza ecuatiilor de bilant energetic [*University of Wisconsin-Madison: TRNSYS 16, 2004*].

**EES**- **Engeneering Equation Solver**, este capabil sa rezolve ecuatii diferențiale si integrale, creeaza interfeate si genereaza diagrame ale ciclurilor termodinamice. In comparatie cu alte programe disponibile este mult mai flexibil. Este cel mai accesibil program pentru descrierea unui ciclu, prin simplitatea introdusa: variabilele necunoscute pot fi plasate oriunde in ecuatii definite. Programul se bazeaza pe corelatiile din ASRHRAE din 1998.

**ABSIM** – **ABsorption SIMulation** programs, are o structura modulara care se bazeaza pe conexiunile ce se realizeaza intre diferite componente ale sistemului, ecuatii care stau la baza lui sunt considerate in regim stationar [*Modular simulation of absorption systems, user's guide and reference for ABSIM, 2000*].

Acest program poate fi considerat o „cutie neagra” pentru ca utilizatorul nu poate sa vada ecuatii sau principiile care stau sau guverneaza simularea ciclului termodinamic. Operatorul creaza o interfata a ciclului unde vor fi introduse datele intiale, va rula si se vor obtine datele de iesire in forma

tabelara. In figura 2.1. se prezinta interfata grafica a diagramei ciclului pentru instalatia cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa in ABSIM.

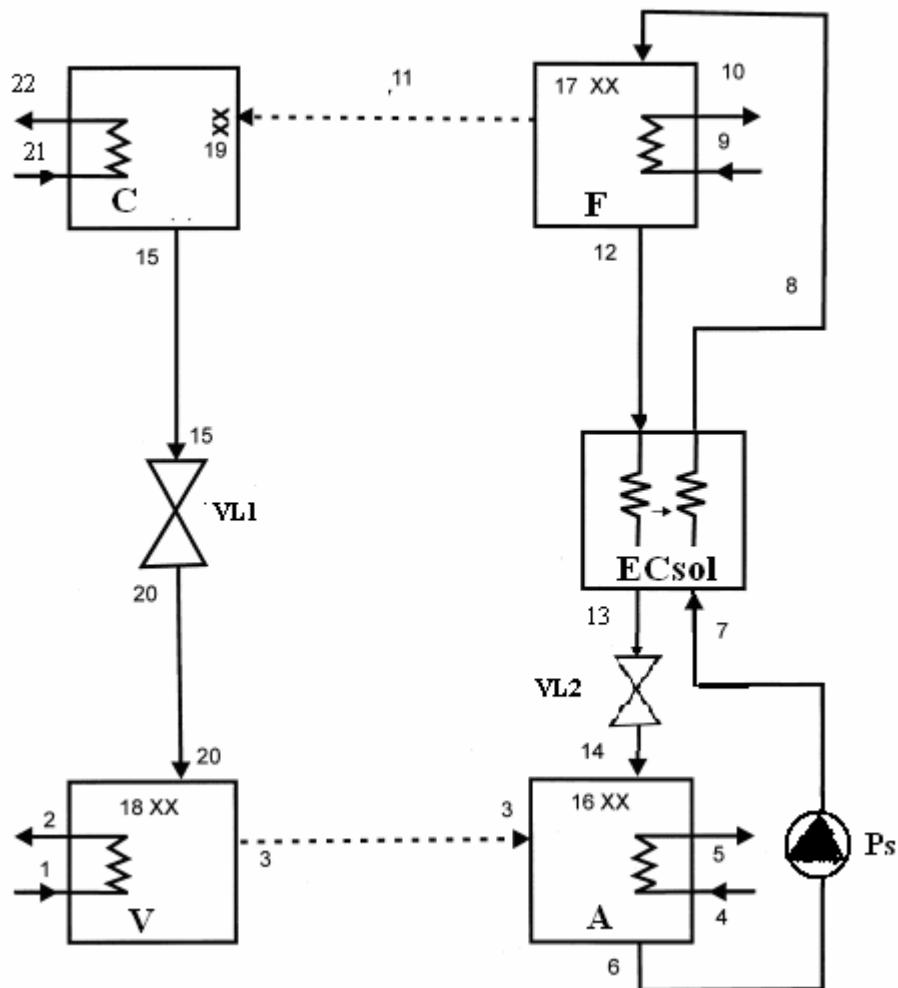


Fig. 2.1. Interfata grafica a diagramei ciclului pentru instalatia cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa in ABSIM.

**ASPEN ELECNRTL** – in figura 2.2. se prezinta diagrama interfetei de lucru a programului pentru o instalatie cu absorptie intr-o treapta in solutie LiBr-apa [Somers C.M., 2009].

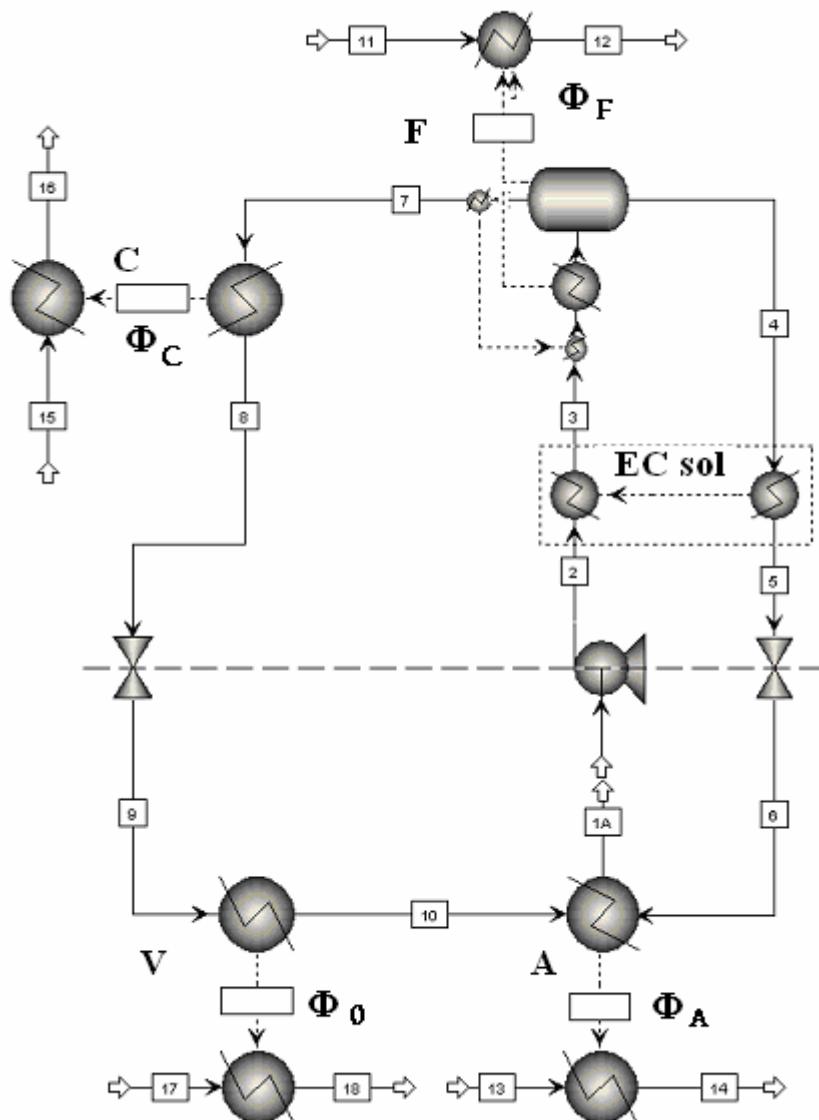


Fig. 2.2. Modelul ciclului intr-o treapta instalatie cu absorbtie in solutie LiBr-apa in ASPEN.

Literatura pune la dispozitie o bogata documentatie referitoare la fenomenul complex de absorbtie si cercetarile efectuate in acest domeniu (figura 2.3.).

Exista o literatura bogata privind simularea instalatiilor cu absorbtie. Un model a fost realizat de catre Homma in 1994 si validat experimental. Instalatia experimentală are urmatoarele caracteristici:

- puterea frigorifica 105.5 kW;
- agentul incalzitor - apa fierbinte de la o centrala termoelectrica, cu temperatura de 88/83°C;
- agent racit – apa la vaporizator cu temperatura de 13/8°C.

Modelul matematic are 4 componente: vaporizator, generator, condensator si absorbtor; ecuatiiile modelului matematic se bazeaza pe diferența

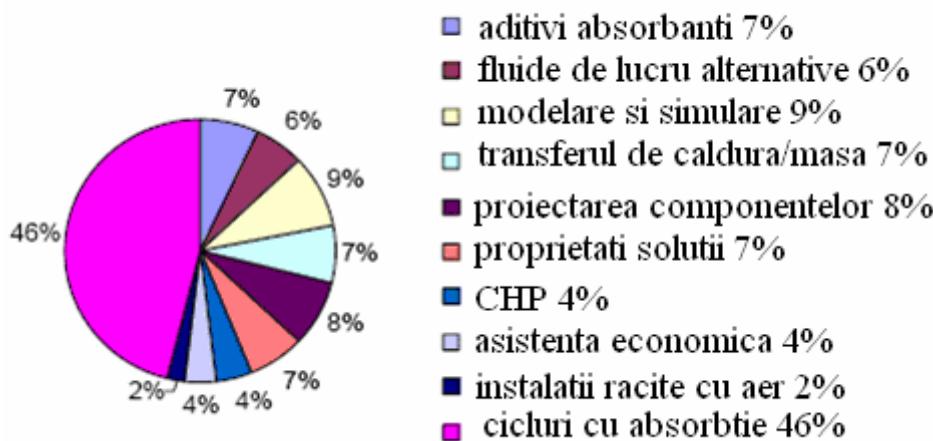


Fig. 2.3. Domeniile de cercetare privind fenomenul de absorbtie.

de temperatura medie logaritmica, bilanturile energetice, bilanturile de masa si coeficientul global de transfer de caldura.

Coeficientul de performanta al instalatiei experimentale a fost cuprins intre 0.6-0.7.

Modele mai performante au fost dezvoltate de catre Koeppel , E.A in 1994 si Goodheart K. A. in 2000. Cu toate acestea nu putem spune ca dispunem in prezent de o bogata literatura de specialitate in special datorita datelor insuficiente de la producatori. In 2001 Salim M. a realizat o simulare a unei instalatii cu o putere de 7 kW in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O pentru climatizarea aerului utilizand programul ABSIM, dar validarea experimentală nu a fost finalizata. Izquierdo in 2004 a calculat parametrii operationali pentru o instalatie intr-o treapta si 2 trepte in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O actionata cu energie solară, avand ca obiectiv preventirea fenomenului de cristalizare. Puterea frigorifica este de 7 kW si s-au obtinut urmatoarele concluzii:

- pentru o temperatura de condesare mai ridicata temperatura la generatorul de vaporii trebuie sa aiba o valoare mai ridicata pentru evitarea fenomenului de cristalizare;
- instalatia frigorifica in 2 trepte poate evita cristalizarea cand temperatura de condensare nu depaseste 53°C, iar in cazul instalatiei frigorifice intr-o treapta ea trebuie sa se incadreze intre 40...45°C.

Atunci cand temperatura agentului incalzitor este scazuta, sub 90°C, pentru a obtine parametrii optimi functionali pentru instalatie este recomandat sa utilizam schimbatoare de caldura cu placi caracterizate de un transfer de caldura si de masa bun si de o diferență de temperatură dintre fluide redusa (1...2°C).

Debitul masic de apa calda al fierbatorului trebuie sa varieze in acelasi sens ca cel de agent frigorific pentru a obtine performante mari si la functionarea la sarcina parciala [Estiot E., 2007].

Lamp and Ziegler (1996) au sustinut ca este ineficienta scaderea temperaturii sursei la fierbator prin cresterea dimensiunilor suprafetei acestuia.

Pentru verificarea acestei afirmatii s-a efectuat un calcul teoretic al ciclului termodinamic si dimensionarea a suprafetelor de transfer de caldura. S-a considerat o instalatie frigorifica intr-o treapta in solutie LiBr-apa cu puterea frigorifica de 100 kW. Temperatura tur a agentului incalzitor la fierbator a fost variata in sens descrelator de la 90 la 80°C. Din tabelul 2.1. se observa ca la o scadere de 5°C a temperaturii agentului incalzitor la intrarea in fierbator suprafetele de transfer de caldura la absorbtior, condensator si fierbator cresc. Cresterea accentuata este la fierbator , de cca 60% cand se scade temperatura de la 90 la 85°C. Daca se continua scaderea temperaturii si se ajunge la 80°C suprafata de transfer de caldura la fierbator creste cu 140%. La absorbtior si vaporizator variația este mai lenta de cca 10%.

Tabel 2.1. variația suprafetelor de schimb de caldura in raport cu temperatura agentului incalzitor intrare.

| $\theta_{ai1}$ (°C) | $S_{abs}$ (m <sup>2</sup> ) | $S_{vap}$ (m <sup>2</sup> ) | $S_{fierb}$ (m <sup>2</sup> ) | $S_{cond}$ (m <sup>2</sup> ) |
|---------------------|-----------------------------|-----------------------------|-------------------------------|------------------------------|
| 90                  | 64.57                       | 166.22                      | 9.78                          | 133.45                       |
| 85                  | 69.59                       | 165.19                      | 15.51                         | 136.98                       |
| 80                  | 76.24                       | 163.72                      | 37.73                         | 141.77                       |

Ma si altii (Beijing, China) (1996) au studiat experimental o instalatie frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa functionand in urmatoarele conditii de lucru:

- apa racita cu temperatura retur de 9°C;
- apa de racire cu temperatura tur 32°C;
- puterea frigorifica 350 kW;
- actionata cu apa calda cu temperatura de intrare de 86°C obtinuta de la CTE.

In aceste conditii coeficientul de performanta obtinut a fost de 0.4.

## 2.2. Calculul termodinamic pentru instalații frigorifice cu absorbtie.

### 2.2.1. Instalația cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala.

Calculul teoretic s-a realizat in doua variante cu ajutorul:

- nomogramelor si tablelor la saturatie pentru NH<sub>3</sub> si solutia amoniacala [Chiriac Fl., 1972];
- modelului matematic conceput de doctorand cu ajutorul programului EES (Engineering Equation Solver)

#### **Date de intrare:**

- puterea frigorifica a instalatiei (a vaporizatorului),  $\Phi_0 = 100 \text{ kW}$ ;
- temperaturile apei racite,  $\theta_{ar1} / \theta_{ar2} = 12/7^\circ\text{C}$ ;
- temperaturile apei de racire,  $\theta_{W1} / \theta_{W2} = 27/32^\circ\text{C}$ ;
- temperaturile apei calde,  $\theta_{AC1} / \theta_{AC2} = 110/100^\circ\text{C}$ ;
- concentratia vaporilor ce parasesc coloana de rectificare  $\xi_{-1''}$ ;
- concentratia vaporilor ce parasesc deflegmatorul  $\xi_{8''} = 0.999$

a) calculul cu ajutorul nomogramelor

In figura 2.4. si 2.5 se prezinta schema reala a instalatiei frigorifice cu absorbtie in solutie amoniacala, intr-o treapta si ciclul termodinamic.

Pe baza variatiilor de temperatura a fluidelor in vaporizator si condensator se determina temperaturile de vaporizare si de condensare. ( $\Delta\theta_0 = 2...4^\circ\text{C}$ ) rezulta temperatura finala de vaporizare:

$$\theta_{0\text{final}} = \theta_{12} = \theta_{ar2} - \Delta\theta_0 = 7 - 3 = 4 \text{ } (\text{ }^\circ\text{C}) \quad (2.1)$$

Considerand diferența de temperatura din timpul procesului de vaporizare  $\Delta\theta_V = \theta_{12} - \theta_{11} = 4...6^\circ\text{C}$ , in functie de concentratia agentului frigorific ( $\xi_{8''} = 99.7...99.9\%$ ) rezulta temperatura initiala de vaporizare:

$$\theta_{0\text{initial}} = \theta_{12} - \Delta\theta_V = 4 - 5 = -1 \text{ } (\text{ }^\circ\text{C}) \quad (2.2)$$

Similar, tinand seama de temperatura finala a apei de racire ( $\theta_{W2}$ ) si de diferența minima de temperatura intre medii ( $\Delta\theta_C = 2...4^\circ\text{C}$ ) rezulta temperatura de condensare:

$$\theta_C = \theta_{W2} + \Delta\theta_C = 32 + 3 = 35 \text{ } (\text{ }^\circ\text{C}) \quad (2.3)$$

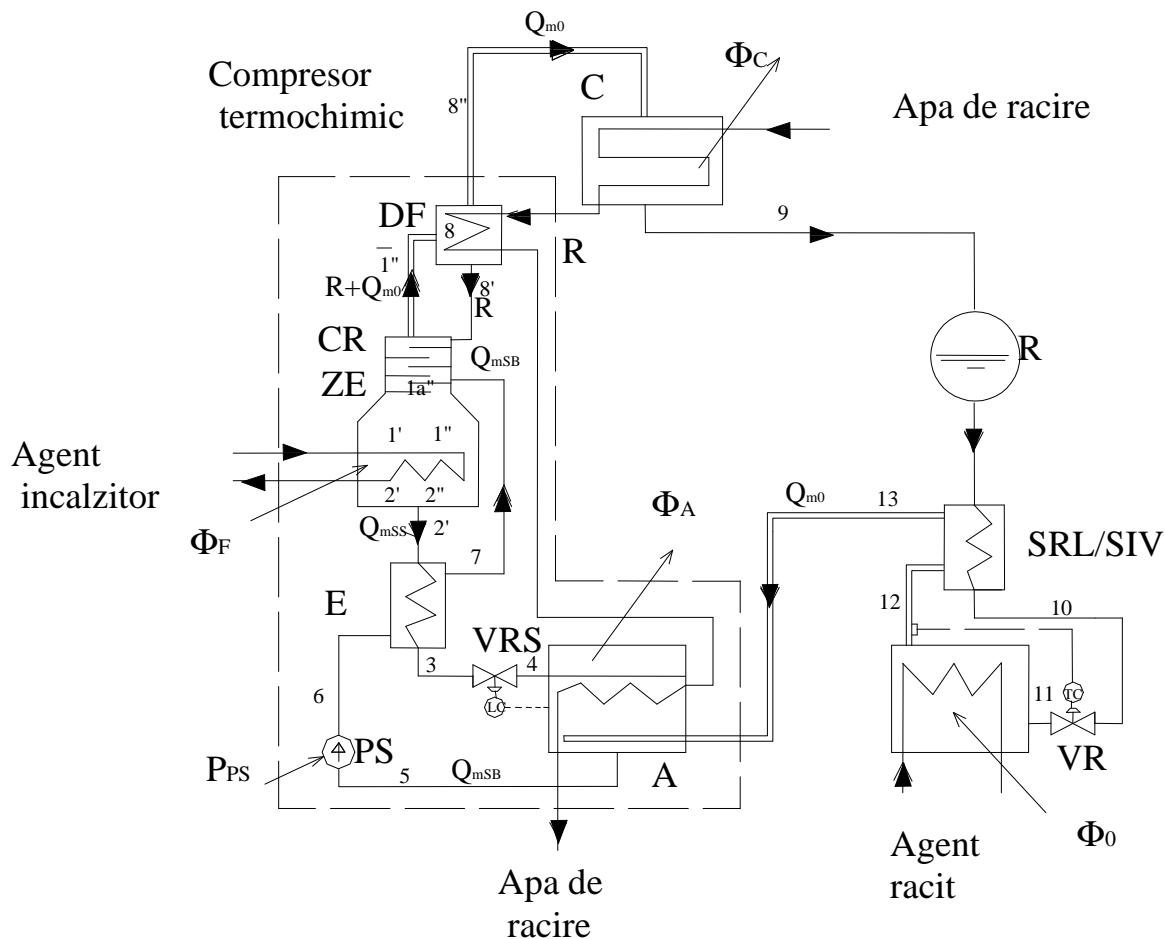


Fig. 2.5. Schema reala a instalatiei frigorifice cu absorbtie in solutie amoniacala, intr-o treapta.

V-vaporizator, A - absorbitor, C - condensator, F – fierbator, DF –deflegmator, Ps-pompa solutie, VRs – ventil reglaj solutie, E – economizor solutie amoniacala, R – rezervor amoniac lichid, CR – coloana de rectificare, ZE – zona de epuizare, SRL/SIV – subracitor lichid/supraincalzitor vaporii.

Din tabelele la saturatie [Hera Dr., 2007] pentru amoniac se determina apoi presiunea de vaporizare si de condensare:  $p_0 = f(\theta_{0\text{initial}}) = 4.136 \text{ bar}$  si  $p_C = f(\theta_C) = 13.504 \text{ bar}$ .

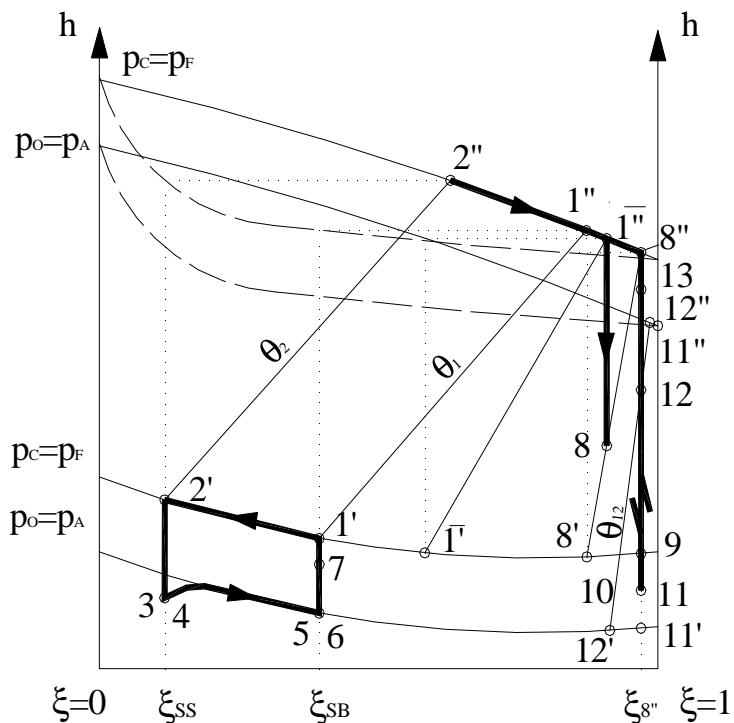


Fig. 2.5. Ciclul termodinamic al instalatiei frigorifice reale cu absorbtie in solutie apa-amoniac, intr-o treapta, in diagrama  $h$ - $\xi$ .

Tinand seama si de pierderile de presiune pe circuitele fluidelor, se poate considera:

$$p_A = p_0 - \Delta p_{V-A} = 4.136 - 0.336 = 3.8 \text{ bar} \quad (2.4)$$

$$p_F = p_C + \Delta p_{F-C} = 13.504 + 0.196 = 13.7 \text{ bar} \quad (2.5)$$

Cu variatiile de temperatura ale fluidelor in fierbator si absorbitor ( $\Delta\theta_F = \Delta\theta_A = 3...5^\circ\text{C}$ ) se obtin:

- temperatura solutiei la iesirea din fierbator  $\theta_2 = 110 - 5 = 105^\circ\text{C}$ ;
- temperatura suroriei la iesirea din absorbitor  $\theta_5 = 27 + 4 = 31^\circ\text{C}$ .

Din diagrama  $h$ - $\xi$ - $p$  se determina concentratiile solutiei (fig. 2.6):

- sarace  $\xi_{ss} = \xi_{2'} = f(p_F, \theta_2)$ ;
- bogate  $\xi_{SB} = \xi_5 = f(p_A, \theta_5)$ .

Calculul poate continua atunci cand intervalul de degazare este mai mare de 5% pentru a avea o functionare continua a compresorului termochimic. Daca conditia este indeplinita se plaseaza starile termodinamice ale solutiei si vaporilor in diagrama si se determina parametrii termodinamici ai ciclului (temperatura, presiune, entalpie, volum specific, concentratii).

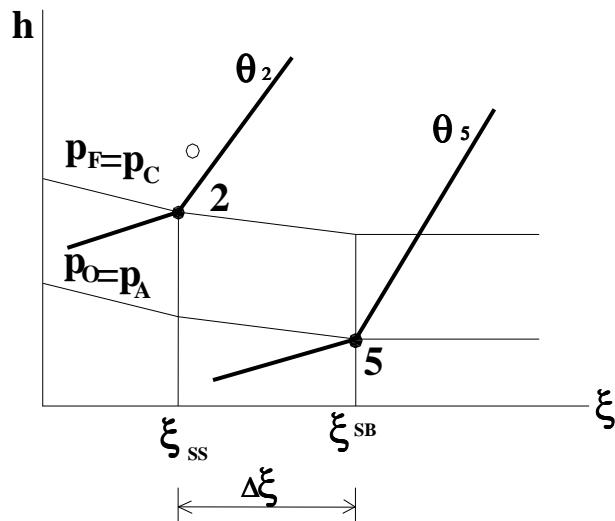


Fig. 2.6. Dependența intervalului de degazare de factorii externi.

In tabelul 2.2. se prezinta parametrii termodinamici ai ciclului.

Tabel 2.2. Parametrii termodinamici ai instalatiei cu absorbtie in solutie apa-amonic, intr-o treapta, reala ( $\theta_{ar1}/\theta_{ar2} = 12/7^{\circ}\text{C}$ ,  $\theta_{W1}/\theta_{W2} = 27/31^{\circ}\text{C}$ ,  $\theta_{AC1}/\theta_{AC2} = 110/100^{\circ}\text{C}$ ).

|                            | 1'   | 1''  | $\bar{1}''$ | 2'   | 3    | 4    | 5    | 6     | 7     |
|----------------------------|------|------|-------------|------|------|------|------|-------|-------|
| p(bar)                     | 13.7 | 13.7 | 13.7        | 13.7 | 13   | 4.14 | 3.8  | 14.92 | 14.42 |
| h<br>(kJ/kg)               | 264  | 1770 | 1733        | 360  | 141  | 136  | 51   | 51    | 218   |
| $\theta(^{\circ}\text{C})$ | 68   | 68   | 73.5        | 105  | 90   | 50   | 31   | 31    | 70    |
| $\xi(-)$                   | 0.49 | 0.49 | 0.98        | 0.35 | 0.35 | 0.36 | 0.49 | 0.49  | 0.49  |

Tabel 2.2. (continuare).

|                            | 8'   | 8''    | 9      | 10     | 11     | 12     | 13     |
|----------------------------|------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| p(bar)                     | 13.7 | 13.7   | 13.504 | 13.504 | 3.801  | 4.136  | 4.53   |
| h(kJ/kg)                   | 348  | 1630   | 481    | 426    | 426    | 1590   | 1645   |
| $\theta(^{\circ}\text{C})$ | 38   | 38     | 34     | 29     | -1     | 4      | 14     |
| $\xi(-)$                   | 0.91 | 0.9998 | 0.9998 | 0.9998 | 0.9998 | 0.9998 | 0.9998 |

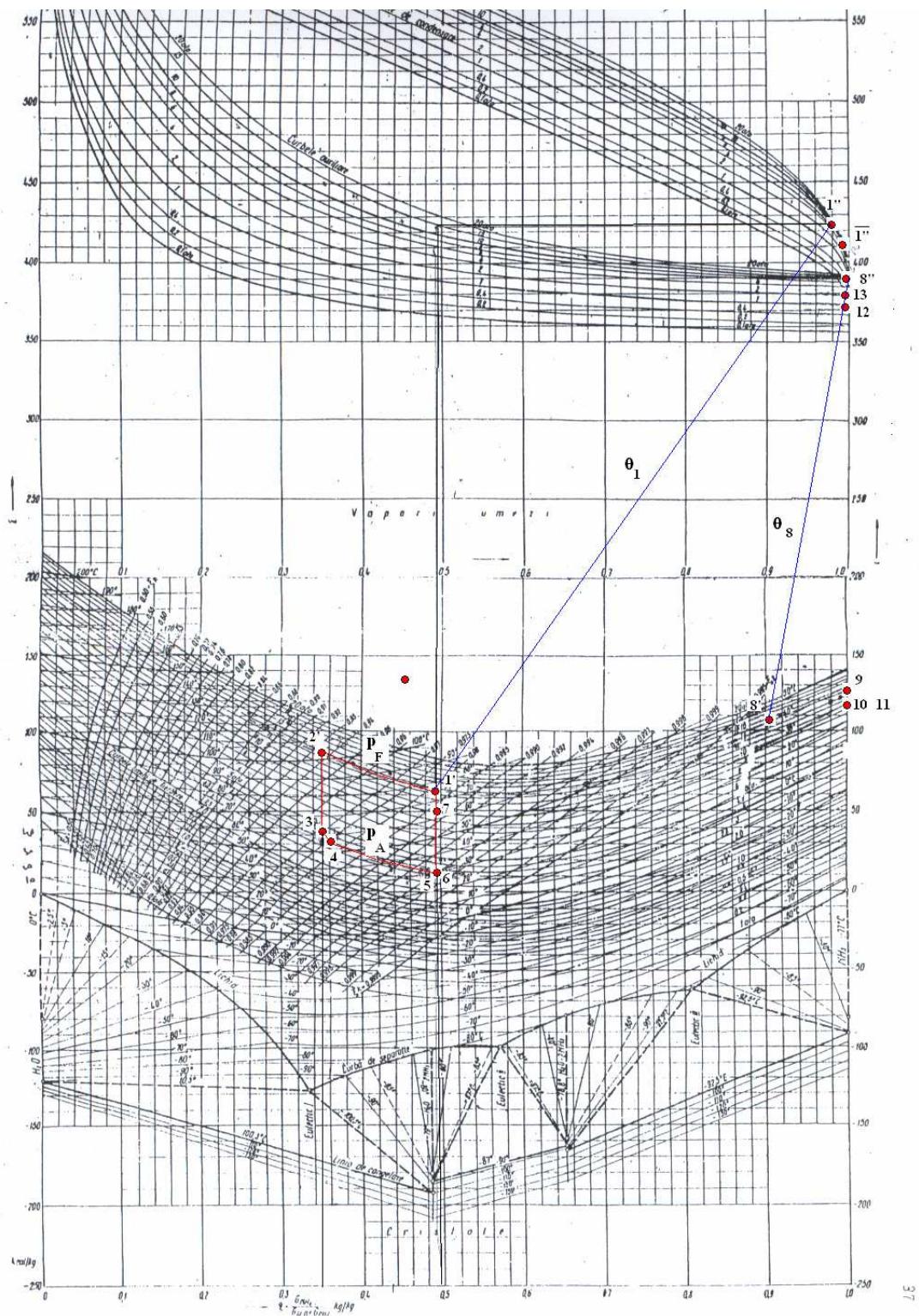


Fig. 2.7. Amplasarea punctelor de stare în diagrama  $h-\xi$  soluție amoniacala.

Din bilanturi termice si energetice masice pentru aparatele instalatiei se determina puterile masice (raportate la debitul de agent frigorific  $Q_{mo}$ ) si apoi, multiplicandu-le cu acest debit se afla puterile globale.

$$q_{0m} = h_{12} - h_{11} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.6)$$

b)

Fig. 2.7. Amplasarea punctelor de stare in diagrama  $h-\xi$  solutie amoniacala b).

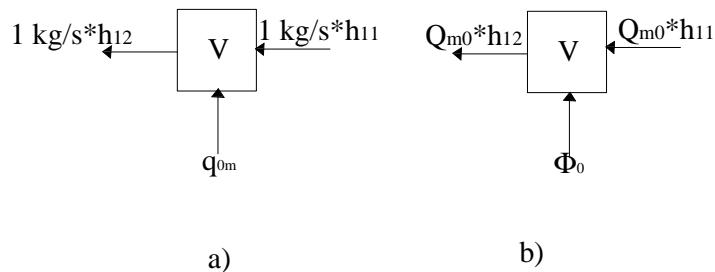


Fig. 2.8. Bilantul termic masic (a) si global (b) al vaporizatorului V.

Din bilantul termic global al vaporizatorului rezulta debitul masic de agent frigorific  $Q_{mo}$ :

$$Q_{mo} = \frac{\Phi_0}{q_{0m}} = \frac{\Phi_0}{h_{12} - h_{11}} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.7)$$

*factorul de circulatie* al solutiei,  $f$ ,

$$f = \frac{Q_{mSB}}{Q_{mo}} \quad (\text{kg solutie bogata/kg vapori agent frigorific}) \quad (2.8)$$

Acesta se determina din bilantul masic al generatorului de vapori G (complexul fierbator F, zona de epuizare ZE, coloana de rectificare CR si deflegmator DF):

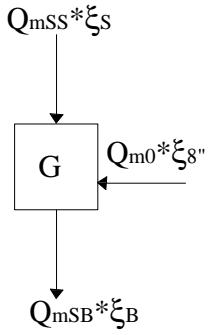


Fig. 2.9. Bilantul masic al generatorului de vapori G.

Debitul masic de solutie diluata  $Q_{mSS}$ :

$$Q_{mSS} = Q_{mSB} - Q_{m0} \quad (\text{kg/s}) \quad (2.9)$$

$$Q_{mSS} \cdot \xi_S + Q_{m0} \cdot \xi_{8''} = Q_{mSB} \cdot \xi_B \quad (2.10)$$

Tinand seama de relatiile anterioare si raportand la  $Q_{m0}$  devine:

$$(f - 1) \cdot \xi_S + 1 \cdot \xi_{8''} = f \cdot \xi_B \quad (2.11)$$

Deci factorul de circulatie este:

$$f = \frac{\xi_{8''} - \xi_S}{\xi_B - \xi_S} \quad (2.12)$$

**Debitul specific de reflux, r:**

$$r = \frac{R}{Q_{m0}} \quad (\text{kg reflux/kg vapori agent frigorific}) \quad (2.13)$$

Acesta se determina din bilantul masic al deflegmatorului DF:

$$(R + Q_{m0}) \cdot \xi_{-1''} = Q_{m0} \cdot \xi_{8''} + R \cdot \xi_{8'} \quad (2.14)$$

$$(r + 1) \cdot \xi_{-1''} = 1 \cdot \xi_{8''} + r \cdot \xi_{8'} \quad (2.15)$$

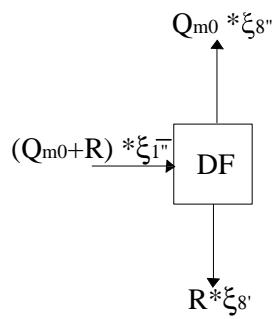


Fig. 2.10. Bilantul masic al deflegmatorului DF.

$$r = \frac{\xi_{8''} - \xi_{-}}{\xi_{-} - \xi_{8'}} \quad (2.16)$$

$$\frac{1''}{1''}$$

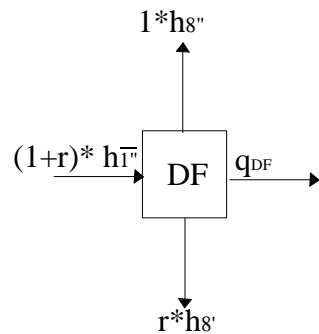


Fig. 2.11. Bilantul termic masic al deflegmatorului DF.

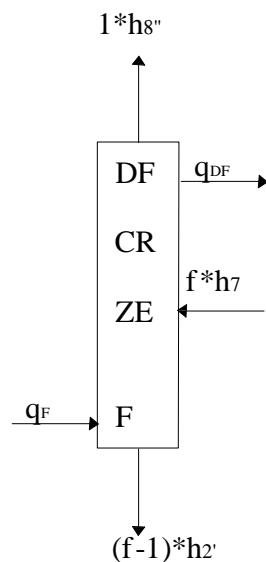


Fig. 2.12. Bilantul termic masic al generatorului de vaporii G.

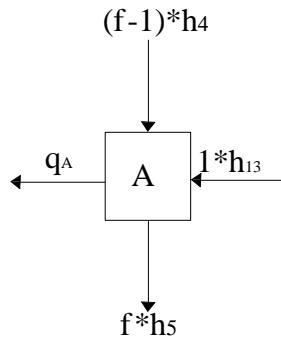


Fig. 2.13. Bilantul termic masic al absorbitorului A.

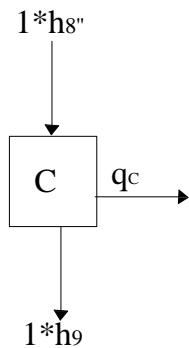


Fig. 2.14. Bilantul termic masic al condensatorului C.

Din bilanturile energetice pentru fiecare component al instalatiei frigorifice cu absorbtie rezulta relatiile de mai jos cu care se determina puterile masice corespunzatoare.

$$q_{DF} = (1 + r) \cdot h_{l''} - h_{8''} - r \cdot h_{8'} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.17)$$

$$q_F = h_{8''} + (f - 1) \cdot h_2' - f \cdot h_7 + q_{DF} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.18)$$

$$q_A = h_{13} + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_5 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.19)$$

$$q_C = h_{8''} - h_9 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.20)$$

$$l_{PS} = f \cdot (h_6 - h_5) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.21)$$

$$q_E = (f - 1) \cdot (h_2' - h_3) = f \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.22)$$

$$q_{SRL} = h_9 - h_{10} = q_{SIV} = h_{13} - h_{12} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.23)$$

Multiplicand puterile masice cu debitul masic de agent frigorific  $Q_{m0}$  se obtin puterile globale ale aparatelor componente instalatiei (fierbator, deflegmator, absorbitor, condensator, pompa de circulatie a solutiei, economizor si subracitor de lichid/supraincalzitor de vaporii).

### ***Bilantul energetic masic al instalatiei:***

$$q_{0m} + q_F + l_{P_S} = q_A + q_C + q_{DF} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.24)$$

Coeficientul de performanta al instalatiei COP va fi:

$$\text{COP} = \frac{\Phi_0}{\Phi_F + P_{P_I}} = \frac{q_{0m}}{q_F + l_{P_I}} \quad (2.25)$$

b) cu ajutorul softului specializat EES

Programul de calcul utilizat **EES – Engeneering Equation Solver** are rutinele de calcul inserate pentru a calcula proprietatile termodinamice ale solutiilor in conditii de stare subracita, saturata sau supraincalzire. Sunt prezentate forma ecuatiilor ce trebuie scrise pentru a obtine unul din parametrii doriti. Datele obtinute pot fi cerute atat in sistemul tehnic cat si in sistemul international (SI).

Procedura ce poate fi chemata cu ajutorul programului este de forma:

CALL NH3H2O(Code,In1,In2,In3: T,P,x,h,s,u,v,q)

Cei 4 parametrii din partea stanga a coloanei reprezinta datele de intrare ale procedurii; alte 8 valori din dreapta sunt obtinute in urma calcului utilizand procedura. Rutina lucreaza in SI: T=[K], P=[bar], x=[titlul de vaporii], h=[kJ/kg], s=[kJ/kg-K], u=[kJ/kg], v=[m3/kg] si q=[vapor mass fraction].

Pentru:

- stare saturata avem  $0 \leq q \leq 1$ ;
- starea subracita avem  $q = -0.01$ ;
- starea supraincalzita avem  $q = 1.01$ .

Codurile curente ce pot fi chemate cu ajutorul rutinelor sunt: 123, 128, 137, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268, and 278

Corelatiile utilizate pentru procedura sunt furnizate de catre

"Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993), Ibrahim, O.M., Klein, S.A..

In fig. 2.15. se prezinta diagrama bloc a modelului realizat in EES. Cu ajutorul acestuia se pot evalua parametrii termodinamici de stare (presiune, temperatura, entalpie, concentratie, volum specific, entropie specifica) pentru fiecare echipament din cadrul instalatiei cu absorbtie.

Procedura de simulare se bazeaza pe scrierea ecuatiilor corespunzatoare bilanturilor de masa si de transfer de caldura pentru fiecare component din instalatie descrise in relatiile de mai sus.

Datele de intrarea sunt cele prezentate la calculul de la punctul a) cu ajutorul diagramelor si nomogramelor.

In figura 2.16 se prezinta interfata programului cu solutiile obtinute cu ajutorul programului de modelare matematica. Se va determina un coeficient de corectie intre cele doua metode folosite in calculul unui ciclu termodinamic datorita originii diferite.

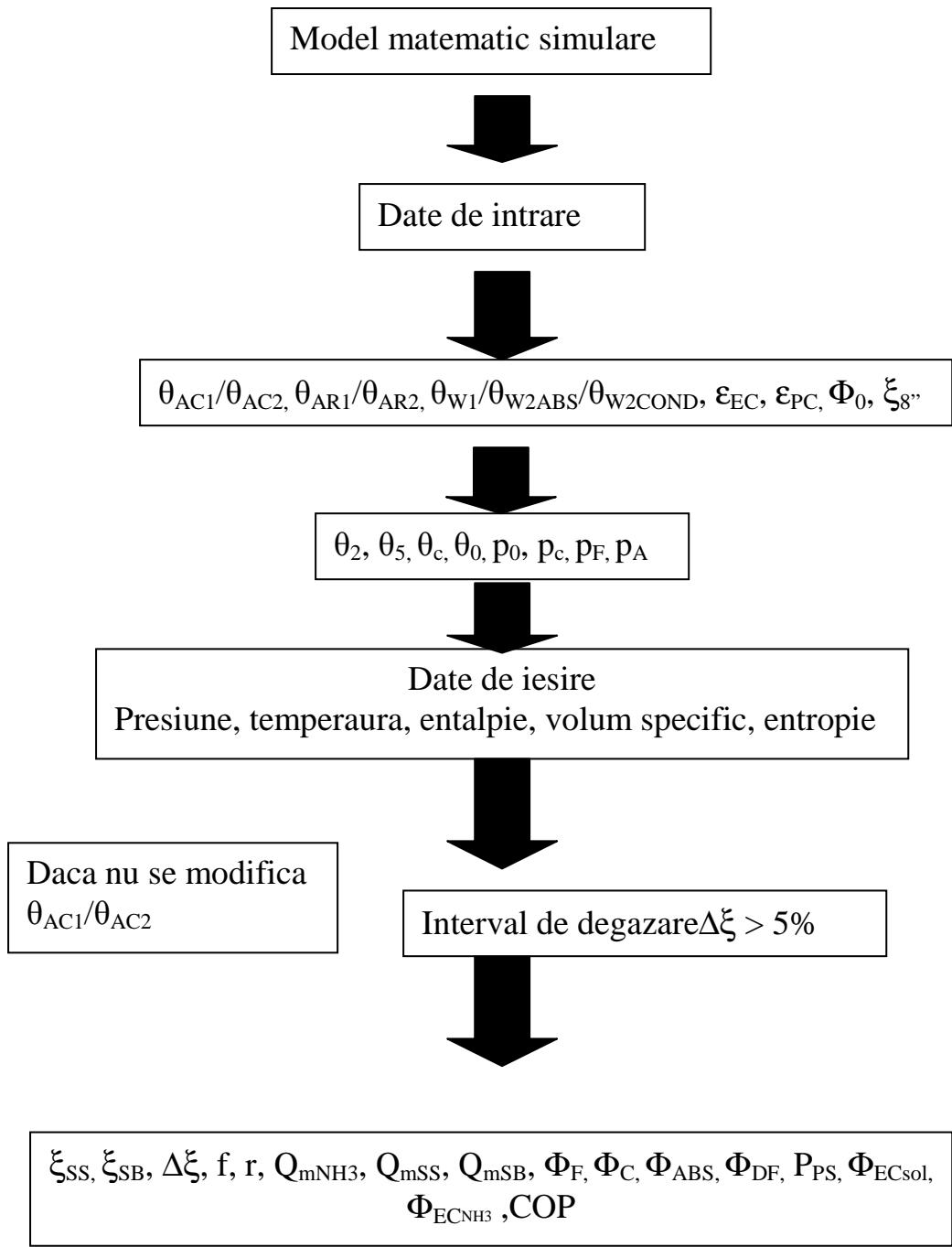


Fig. 2.15. Diagrama bloc a modelului matematic scris in EES.

## SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]

$COP = 0,5066 [-]$

$f = 4,603 [-]$

$h_{11} = 128,2 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{1,\text{barat}} = 1410$

$h_3 = 46,38 \text{ [kJ/kg]}$

$h_5 = -96,6 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{8,\text{lrc}} = -25,07 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{e1} = 46,38 \text{ [kJ/kg]}$

$m_{\text{NH}_3} = 0,08739 \text{ [kg/s]}$

$p_{01} = 4,977 \text{ [bar]}$

$p_{10} = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_{13} = 4,977 \text{ [bar]}$

$p_2 = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_{4,\text{sat}} = 3,801 \text{ [bar]}$

$p_7 = 14,7 \text{ [bar]}$

$p_9 = 13,7$

$P_{e1} = 13,2 \text{ [bar]}$

$P_p = 0,002017 \text{ [kW]}$

$Qu_{11} = 0,1045$

$Qu_{1,\text{barat}} = 1$

$Qu_3 = -0,001$

$Qu_5 = 0$

$Qu_{8,\text{sec}} = 1$

$Q_a = 165,7 \text{ [kW]}$

$Q_{\text{cond}} = 104,6 \text{ [kW]}$

$q_{ec2} = 40,22 \text{ [kJ/kg]}$

$Q_{\text{fier}} = 197,4 \text{ [kW]}$

$r_t = 0,1319 [-]$

$s_1 = 0,9537$

$s_{12} = 4,582 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{1,\text{sec}} = 4,63 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_4 = 0,7036 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_7 = 0,8178 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_9 = 0,5874 \text{ [kJ/kg*K]}$

$t_1 = 350,6 \text{ [K]}$

$T_{12} = 277,1 \text{ [K]}$

$T_{1,\text{sec}} = 350,6 \text{ [K]}$

$T_4 = 329,6 \text{ [K]}$

$T_6 = 305,1 \text{ [K]}$

$\delta x = 14,01 [-]$

$h_1 = 111,5 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{12} = 1272 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{1,\text{sec}} = 1428$

$h_4 = 33,81 \text{ [kJ/kg]}$

$h_6 = -96,58 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{8,\text{sec}} = 1365 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{\text{sub}} = 128,2 \text{ [kJ/kg]}$

$m_{\text{sb}} = 0,4023 \text{ [kg/s]}$

$p_{02} = 4,137 \text{ [bar]}$

$p_{11} = 4,137 \text{ [bar]}$

$p_{1,\text{barat}} = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_3 = 13,2 \text{ [bar]}$

$p_5 = 3,801 \text{ [bar]}$

$p_{8,\text{lrc}} = 13,7 \text{ [bar]}$

$P_{\text{agent,incalzitor}} = 1,432 \text{ [bar]}$

$P_{\text{high}} = 13,7 \text{ [bar]}$

$Qu1 = 0$

$Qu12 = 1$

$Qu1_{\text{sec}} = 1$

$Qu4 = 0$

$Qu7 = -0,001$

$Qu9 = 0$

$Q_{\text{abs}} = 1896 \text{ [kJ/kg]}$

$Q_{\text{def}} = 24,64 \text{ [kW]}$

$Q_{\text{ec,NH}_3} = 3,515 \text{ [kW]}$

$q_{\text{vap}} = 1144 \text{ [kJ/kg]}$

$\text{suma}_1 = 297,4 \text{ [kW]}$

$s_{10} = 0,4544 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{13} = 4,72 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_2 = 1,318 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{4,\text{sat}} = 0,7028 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{8,\text{lrc}} = 0,6139 \text{ [kJ/kg*K]}$

$t_{01} = 4 \text{ [C]}$

$T_{10} = 300,4 \text{ [K]}$

$T_{13} = 287,1 \text{ [K]}$

$T_2 = 378,1 \text{ [K]}$

$T_{4,\text{sat}} = 329,6 \text{ [K]}$

$T_7 = 340,6 \text{ [K]}$

$\varepsilon = 0,8338 [-]$

$h_{10} = 128,2 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{13} = 1313 \text{ [kJ/kg]}$

$h_2 = 252,3 \text{ [kJ/kg]}$

$h_{4,\text{sat}} = 38,48 \text{ [kJ/kg]}$

$h_7 = 64,64 \text{ [kJ/kg]}$

$h_9 = 168,4 \text{ [kJ/kg]}$

$l_p = 0,02308 \text{ [kJ/kg]}$

$m_{\text{ss}} = 0,3149 \text{ [kg/s]}$

$p_1 = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_{12} = 4,977 \text{ [bar]}$

$p_{1,\text{sec}} = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_4 = 3,801 \text{ [bar]}$

$p_6 = 15,2 \text{ [bar]}$

$p_{8,\text{sec}} = 13,7 \text{ [bar]}$

$p_c = 13,51 \text{ [bar]}$

$P_{\text{low}} = 3,801 \text{ [bar]}$

$Qu10 = -0,001$

$Qu13 = 1,01$

$Qu2 = 0$

$Qu4_{\text{sat}} = 0$

$Qu8_{\text{lrc}} = 0$

$Q_0 = 100 \text{ [kW]}$

$q_c = 1197 \text{ [kJ/kg]}$

$q_{df} = 281,9 \text{ [kJ/kg]}$

$q_f = 2259 \text{ [kJ/kg]}$

$r_{\text{real}} = 0,1649 \text{ [-]}$

$\text{suma}_2 = 294,9 \text{ [kW]}$

$s_{11} = 0,4814 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{1,\text{barat}} = 4,577 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_3 = 0,7385 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_5 = 0,3222 \text{ [kJ/kg*K]}$

$s_{6,\text{sec}} = 4,226 \text{ [kJ/kg*K]}$

$t_{02} = -1 \text{ [C]}$

$T_{11} = 272,2 \text{ [K]}$

$T_{1,\text{barat}} = 346,7 \text{ [K]}$

$T_3 = 332,4 \text{ [K]}$

$T_5 = 305,1 \text{ [K]}$

$T_{8,\text{lrc}} = 311,3 \text{ [K]}$

|  |  |
|--|--|
| $t_{8,lichid} = 311,3 \text{ [K]}$           | $T_{8,sec} = 311,3 \text{ [K]}$                |
| $t_{ab2} = 32 \text{ [C]}$                   | $t_{agent,incalizator} = 110 \text{ [C]}$      |
| $t_{ar1} = 12 \text{ [C]}$                   | $t_{ar2} = 7 \text{ [C]}$                      |
| $t_{sat} = 56,42 \text{ [C]}$                | $t_{sb} = 67,46 \text{ [C]}$                   |
| $t_{w1} = 27 \text{ [C]}$                    | $t_{w2} = 32 \text{ [C]}$                      |
| $u_{10} = 125,9$                             | $u_{11} = 114,7$                               |
| $u_{13} = 1180$                              | $u_{1,barat} = 1257$                           |
| $u_2 = 250,6$                                | $u_3 = 44,83$                                  |
| $u_{4,sat} = 33,04$                          | $u_5 = -97,06$                                 |
| $u_{8,lic} = 122,7$                          | $u_{8,sec} = 1165$                             |
| $v_1 = 0,001289 \text{ [m}^3\text{/kg]}$     | $v_{10} = 0,001671 \text{ [m}^3\text{/kg]}$    |
| $v_{12} = 0,2514 \text{ [m}^3\text{/kg]}$    | $v_{13} = 0,266 \text{ [m}^3\text{/kg]}$       |
| $v_{1,sec} = 0,1143 \text{ [m}^3\text{/kg]}$ | $v_2 = 0,001251 \text{ [m}^3\text{/kg]}$       |
| $v_4 = 0,001171 \text{ [m}^3\text{/kg]}$     | $v_{4,sat} = 0,001171 \text{ [m}^3\text{/kg]}$ |
| $v_7 = 0,001269 \text{ [m}^3\text{/kg]}$     | $v_{8,lic} = 0,001615 \text{ [m}^3\text{/kg]}$ |
| $v_9 = 0,00171 \text{ [m}^3\text{/kg]}$      | $x_1 = 0,4941$                                 |
| $x_{11} = 0,9998$                            | $x_{12} = 1$                                   |
| $x_{1,bar} = 0,9909$                         | $x_{1,barat} = 0,9900 \text{ [-]}$             |
| $x_2 = 0,355$                                | $x_3 = 0,355$                                  |
| $x_{4,sat} = 0,3549$                         | $x_5 = 0,495$                                  |
| $x_7 = 0,495$                                | $x_{8,lic} = 0,9234$                           |
| $x_{8,secund} = 0,9998$                      | $x_9 = 0,9996$                                 |
|  | $T_g = 308,7 \text{ [K]}$                      |
|  | $t_{a2} = 105 \text{ [C]}$                     |
|  | $t_c = 35 \text{ [C]}$                         |
|  | $t_{sup} = 14 \text{ [C]}$                     |
|  | $u_1 = 109,7$                                  |
|  | $u_{12} = 1147$                                |
|  | $u_{1,sec} = 1272$                             |
|  | $u_4 = 33,36$                                  |
|  | $u_7 = 62,77$                                  |
|  | $u_9 = 166,1$                                  |
|  | $v_{11} = 0,0327 \text{ [m}^3\text{/kg]}$      |
|  | $v_{1,barat} = 0,112 \text{ [m}^3\text{/kg]}$  |
|  | $v_3 = 0,001174 \text{ [m}^3\text{/kg]}$       |
|  | $v_5 = 0,001214 \text{ [m}^3\text{/kg]}$       |
|  | $v_{8,sec} = 0,0948 \text{ [m}^3\text{/kg]}$   |
|  | $x_{10} = 0,9998$                              |
|  | $x_{13} = 1,002$                               |
|  | $x_{1,sec} = 0,9871$                           |
|  | $x_4 = 0,3546$                                 |
|  | $x_6 = 0,495 \text{ [-]}$                      |
|  | $x_{8,sec} = 0,9999$                           |

65 potential unit problems were detected.

Purple units were automatically set. Right click on the variable to confirm or change the units.

Fig. 2.16. Interfata programului solutii.

Tabel 2.3. Date comparative citire diagrama- program EES pentru instalatie frigorifica intr-o treapta in solutie amoniacala.

| Parametrii                | Diagrama | Modelul matematic |
|---------------------------|----------|-------------------|
| $Q_{m\text{NH}_3}$ (kg/s) | 0.0888   | 0.08739           |
| $Q_{m\text{SB}}$ (kg/s)   | 0.412    | 0.4023            |
| $Q_{m\text{SS}}$ (kg/s)   | 0.328    | 0.3149            |
| $f (-)$                   | 4.641    | 4.603             |
| $\xi_{\text{SB}} (\%)$    | 0.49     | 0.495             |
| $\xi_{\text{SS}} (\%)$    | 0.35     | 0.355             |
| $r_{\text{real}} (-)$     | 0.153    | 0.164             |
| $\Phi_0$ (kW)             | 100      | 100               |
| $\Phi_F$ (kW)             | 197.82   | 197.4             |
| $P_{\text{PS}}$ (kW)      | 0.0021   | 0.002017          |
| $\Phi_A$ (kW)             | 168.08   | 165.7             |
| $\Phi_C$ (kW)             | 105.17   | 104.6             |
| $\Phi_{\text{DF}}$ (kW)   | 24.57    | 24.64             |
| COP(-)                    | 0.505    | 0.507             |

Din tabelele 2.3 se observa o eroare mica intre cele doua metode utilizate pentru calculul unui ciclu termodinamic al unei instalatii frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala. Erorile intre marimi nu depasesc 1.41%.

In anexa 1 se prezinta interfata programului cu ecuatiile scrise pentru simularea ciclului termodinamic.

## 2.2.2. Instalatia cu absorbtie intr-o treapta in solutie bromura de Litiu – apa.

Schema instalatiei frigorifice si ciclul termodinamic este prezentata in figurile 2.17.

Instalatia este folosita pentru racirea in vaporizatorul V a apei sosite de la consumatorul de frig (un agregat de climatizarea aerului) de la temperatura  $\theta_{ar1}$  la temperatura  $\theta_{ar2}$ , fierbatorul F fiind actionat cu ajutorul unui agent incalzitor (apa fierbinte care se racesc de la temperatura  $\theta_{AC1}$  la temperatura  $\theta_{AC2}$ ), iar pompele de solutie P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> sau de apa P<sub>3</sub> sunt actionate electric. In acelasi timp, se cedeaza caldura din absorbitoare A si condensatorul C catre un mediu de racire (de regula apa recirculata la un turn de racire) care se incalzeste de la temperatura  $\theta_{W1}$  la temperatura  $\theta_{W2}$ .

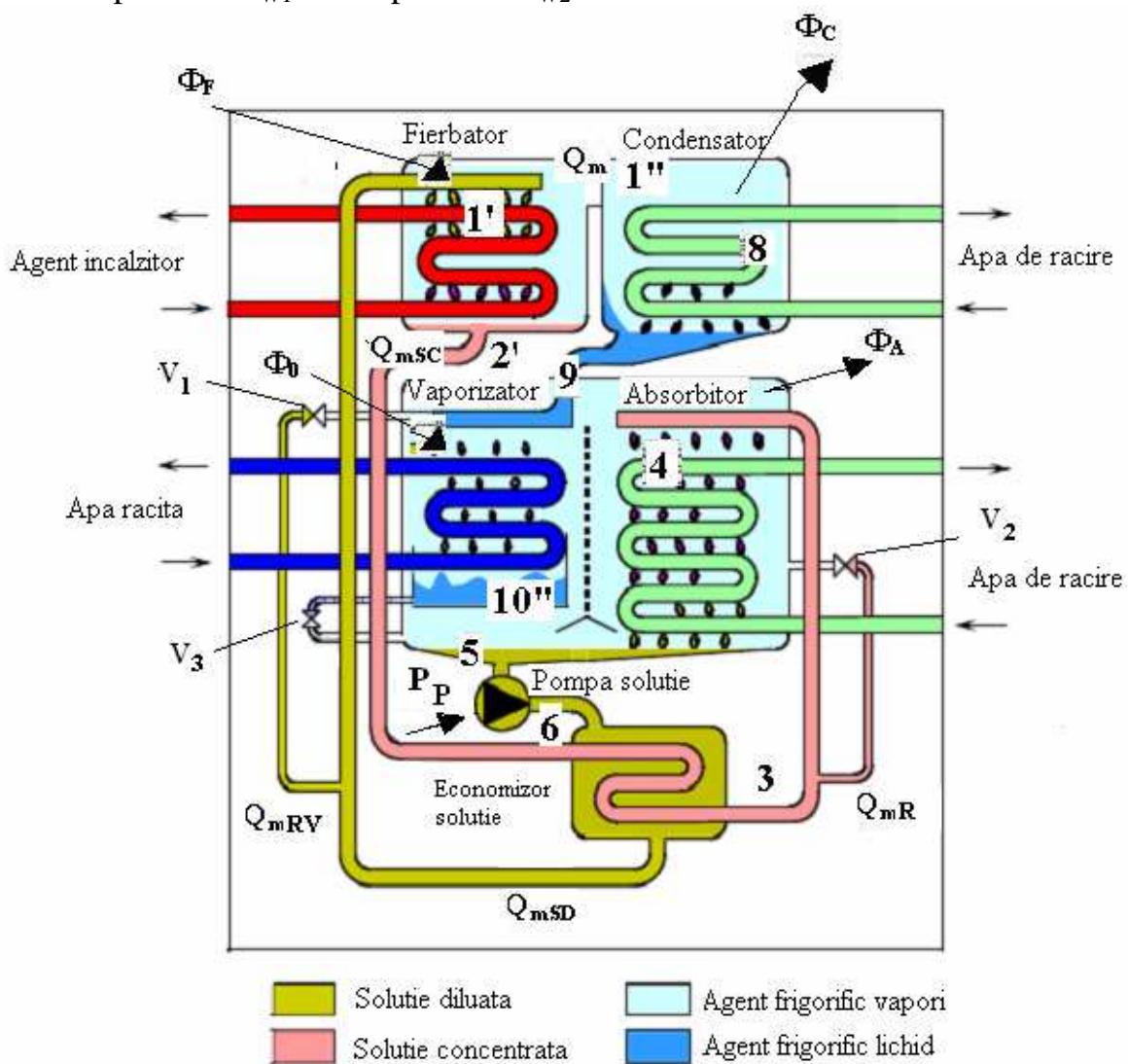


Fig. 2.17. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi – apa in varianta firmei YAZAKI.

**Date initiale:**

- puterea frigorifica a instalatiei (a vaporizatorului),  $\Phi_0 = 100 \text{ kW}$ ;
- temperaturile apa racita,  $\theta_{ar1} / \theta_{ar2} = 12/7^\circ\text{C}$ ;
- temperaturile apei de racire,  $\theta_{w1} / \theta_{w2} = 27/32^\circ\text{C}$ ;
- temperaturile apei calde,  $\theta_{AC1} / \theta_{AC2} = 110/100^\circ\text{C}$ ;

**Se propun:**

- intervalul de degazare a solutiei,  $\Delta\xi = \xi_B - \xi_S > 5\%$ ;
- debitul masic specific de solutie recirculata in absorbitor,  $r = \frac{Q_{mR}}{Q_m}$

Calculul termic se prezinta pentru instalatia in varianta YAZAKI.

a) cu ajutorul nomogramelor si tabelelor.

Temperaturile de vaporizare si de condensare pentru apa:

$$- \theta_0 = \theta_9 = \theta_{10} = \theta_{AR2} - \Delta\theta_0 = 7 - 3 = 4^\circ\text{C} \quad (2.26)$$

$$- \theta_C = \theta_8 = \theta_{W2} + \Delta\theta_C = 32 + 3 = 35^\circ\text{C} \quad (2.27)$$

Din tablelele pentru apa se determina presiunea de vaporizare (absorbtie) si de condensare (fierbere):  $p_A = p_0 = 0.0096 \text{ bar}$ ;  $p_F = p_C = 0.0452 \text{ bar}$ .

Temperaturile solutiei la iesirea din fierbator si absorbitor:

$$- \theta_2 = \theta_{AC1} - \Delta\theta_F = 100 - 7 = 93^\circ\text{C}; \quad (2.28)$$

$$- \theta_5 = \theta_{W1} + \Delta\theta_A = 25 + 6 = 31^\circ\text{C} \quad (2.29)$$

Din diagrama  $h-\xi-p$  se determina concentratiile solutiei:

$$- \xi_B = \xi_2 = f(p_F, \theta_2) = 0.65;$$

$$- \xi_S = \xi_5 = f(p_A, \theta_5) = 0.6$$

Deci intervalul de degazare a solutiei  $\Delta\xi = \xi_B - \xi_S = 0.69 - 0.53 = 0.16$ .

In tabelul 2.6. Se prezinta parametrii termodinamici ai instalatiei reale cu absorbtie in solutie amoniacala intr-o treapta.

Tabel 2.4. Parametrii termodinamici ai instalatiei cu absorbtie in solutie

BrLi – apa ( $\theta_{ar1}/\theta_{ar2} = 12/7^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{w1}/\theta_{w2} = 27/32^\circ\text{C}$ ,  $\theta_{AC1}/\theta_{AC2} = 100/90^\circ\text{C}$ ).

|                                  | 1'     | 1''    | 2'     | 3      | 3̄     | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      | 10''   |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| p(bar)                           | 0.0452 | 0.0452 | 0.0452 | 0.0452 | 0.0452 | 0.0096 | 0.0096 | 1.0096 | 0.0452 | 0.0452 | 0.0096 | 0.0096 |
| h(kJ/kg)                         | 310    | 3047   | 393    | 340    | 308    | 283    | 251    | 255    | 297    | 565    | 448    | 2721   |
| $\theta(\text{ }^\circ\text{C})$ | 64     | 64     | 97     | 46     | 40     | 38     | 35     | 35     | 53     | 35     | 4      | 4      |
| $\xi(-)$                         | 0.54   | 1      | 0.68   | 0.68   | 0.63   | 0.6    | 0.53   | 0.54   | 0.54   | 1      | 1      | 1      |

In figura 2.18 se prezinta ciclul termodinamic si amplasarea punctelor pe diagrama pentru instalatia analizata.

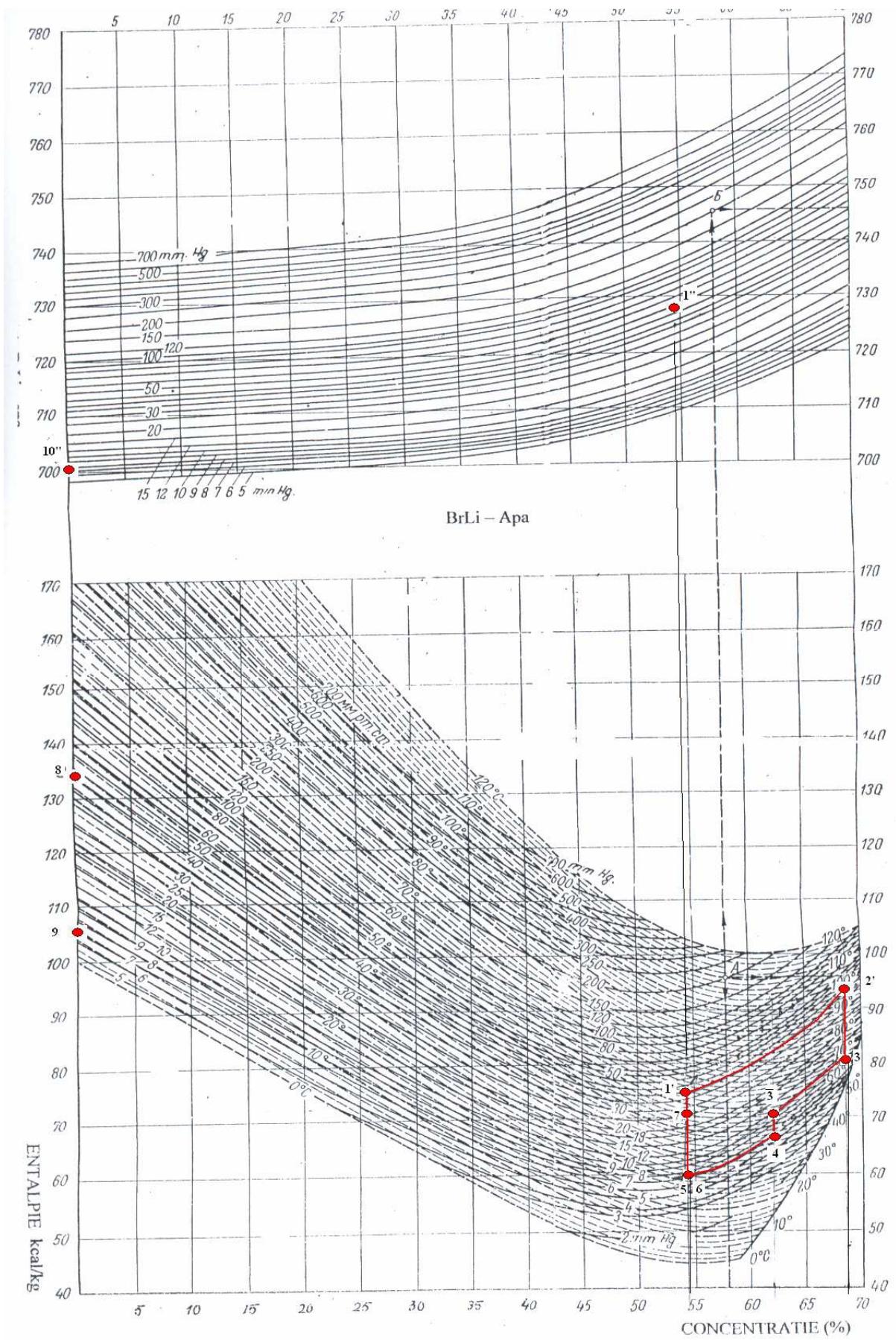


Fig. 2.18. Amplasarea punctelor de stare in diagrama  $h-\xi$   $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$ .

Din bilanturi termice si energetice masice pentru aparatele instalatiei se determina puterile masice (raportate la debitul de agent frigorific  $Q_m$ ) si apoi, multiplicandu-le cu acest debit se afla puterile globale.

Asftel, din bilantul termic masic al vaporizatorului V (2.19) obtinem puterea frigorifica masica  $q_{0m}$ :

$$1 \cdot h_9 + q_{0m} = 1 \cdot h_{10''} \quad (2.30)$$

$$q_{0m} = h_{10''} - h_9 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.31)$$

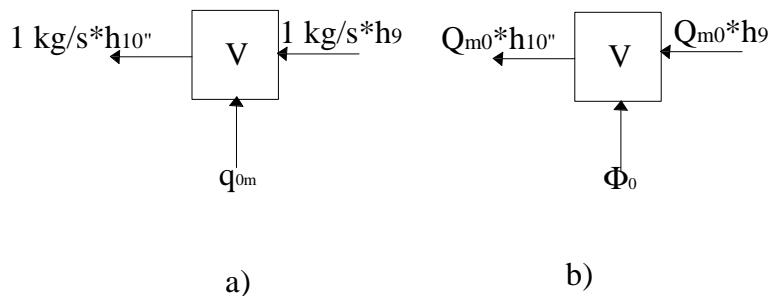


Fig. 2.19. Bilantul termic masic (a) si global (b) al vaporizatorului V.

$$q_{0m} = h_{10''} - h_9 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.32)$$

Acesta se determina din bilantul masic al fierbatorului F:

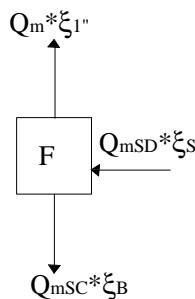


Fig.2.20. Bilantul masic al fierbatorului F.

$$Q_{mSD} \cdot \xi_S = Q_m \cdot \xi_{l''} + Q_{mSC} \cdot \xi_B \quad (2.33)$$

Tinand seama de relatia (2.32) si de relatia care defineste debitul masic de solutie concentrata  $Q_{mSC}$ :

$$Q_{mSC} = Q_{mSD} - Q_m \quad (\text{kg/s}) \quad (2.34)$$

relatia (2-34) raportata la  $Q_m$  devine:

$$f \cdot \xi_S = 1 \cdot 0 = (f - 1) \cdot \xi_B \quad (2.35)$$

**Factorul de circulatie** al solutiei,  $f$ :

$$f = \frac{Q_{mSD}}{Q_m} = \frac{\xi_B}{\xi_B - \xi_S} \quad (\text{kg solutie diluata/kg vapori apa}) \quad (2.36)$$

Din bilantul termic masic al fierbatorului F obtinem puterea masica de fierbere  $q_F$ , cedata de agentul incalzitor catre solutia care degajeaza debitul de vaporii  $Q_m$ :

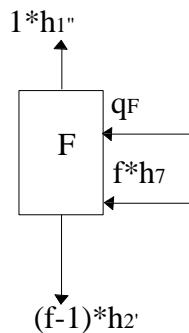


Fig. 2.21. Bilantul termic masic al fierbatorului F.

Debitul masic de solutie concentrata  $Q_{mSC}$ :

$$Q_{mSC} = Q_{mSD} - Q_m \quad (\text{kg/s}) \quad (2.37)$$

$$q_F = h_{1''} + (f - 1) \cdot h_2' - f \cdot h_7 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.38)$$

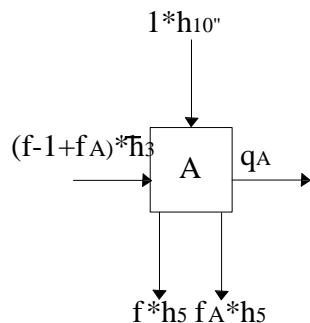


Fig. 2.22. Bilantul termic masic al absorbitorului A.

$$q_A = h_{10''} + (f - 1 + f_A) \cdot h_3 - (f_A + f) \cdot h_5 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.39)$$

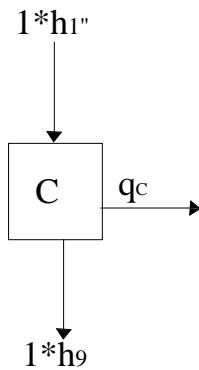


Fig. 2.23. Bilantul termic masic al condensatorului C.

$$q_C = h_{1''} - h_9 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.40)$$

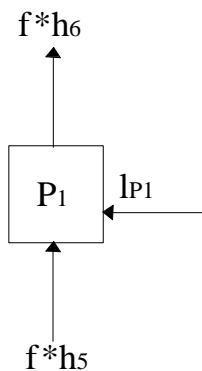


Fig. 2.24. Bilantul energetic masic al pompei de solutie P<sub>1</sub>.

$$l_{P1} = f \cdot (h_6 - h_5) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.41)$$

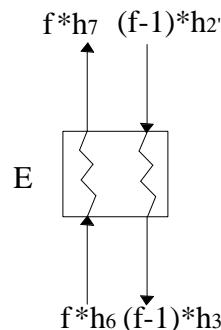


Fig. 2.25. Bilantul termic masic al economizorului E.

$$q_E = (f - 1) \cdot (h_2 - h_3) = f \cdot (h_7 - h_6) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.42)$$

Multiplicand puterile masice cu debitul masic de agent frigorific  $Q_m$  se obtin puterile globale ale aparatelor componente instalatiei (fierbator,

absorbitor, condensator, pompa de circulatie a solutiei si economizor):

**Bilantul energetic masic:**

$$q_{0m} + q_F + l_{P_1} = q_A + q_C \quad (\text{kJ/kg}) \quad (2.43)$$

Coeficientul de performanta al instalatiei COP va fi:

$$\text{COP} = \frac{\Phi_0}{\Phi_F + P_{P_1}} = \frac{q_{0m}}{q_F + l_{P_1}} \quad (2.44)$$

c) cu ajutorul softului specializat EES

In urma unui stagiu de specializare la Universitatea Liege, Laboratorul de Termotehnica, Belgia cu ajutorul unei burse SOCRATES, in perioada ianuarie – iulie 2000 doctorandul s-a initiat in utilizarea softului de calcul EES care ulterior a fost utilizat la modelarea matematica realizata in cadrul tezei de doctorat.

Programul de calcul utilizat **EES – Engeneering Equation Solver** are rutine externe ce pot determina proprietatile termodinamice ale solutiei LiBr-H<sub>2</sub>O si apa. Rutinele lucreaza atat in sistemul SI dar si sistemul tehnic.

**1. Entalpia**

Corelatia utilizata pentru procedura este furnizata de catre 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, S.A. Klein

Domeniul de aplicabilitate: titlul de vaporii 40<=X<=70% si temperatura 60 F<T<330 F.

Exemplu:  $h=H\_LiBr('SI' \text{ or } 'Eng', T, X)$ , S.A. Klein

**2. Temperatura**

Corelatia utilizata pentru procedura este furnizata de catre 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, S.A. Klein

Domeniul de aplicabilitate: titlul de vaporii 45<=X<=75% .

**3. Presiune**

Corelatia utilizata pentru procedura este furnizata de catre 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, S.A. Klein

Domeniul de aplicabilitate: titlul de vaporii 45<=X<=75% si temperatura 40 F<T<350 F.

Exemplu:  $P=P\_LiBr('SI' \text{ or } 'Eng', T, X)$

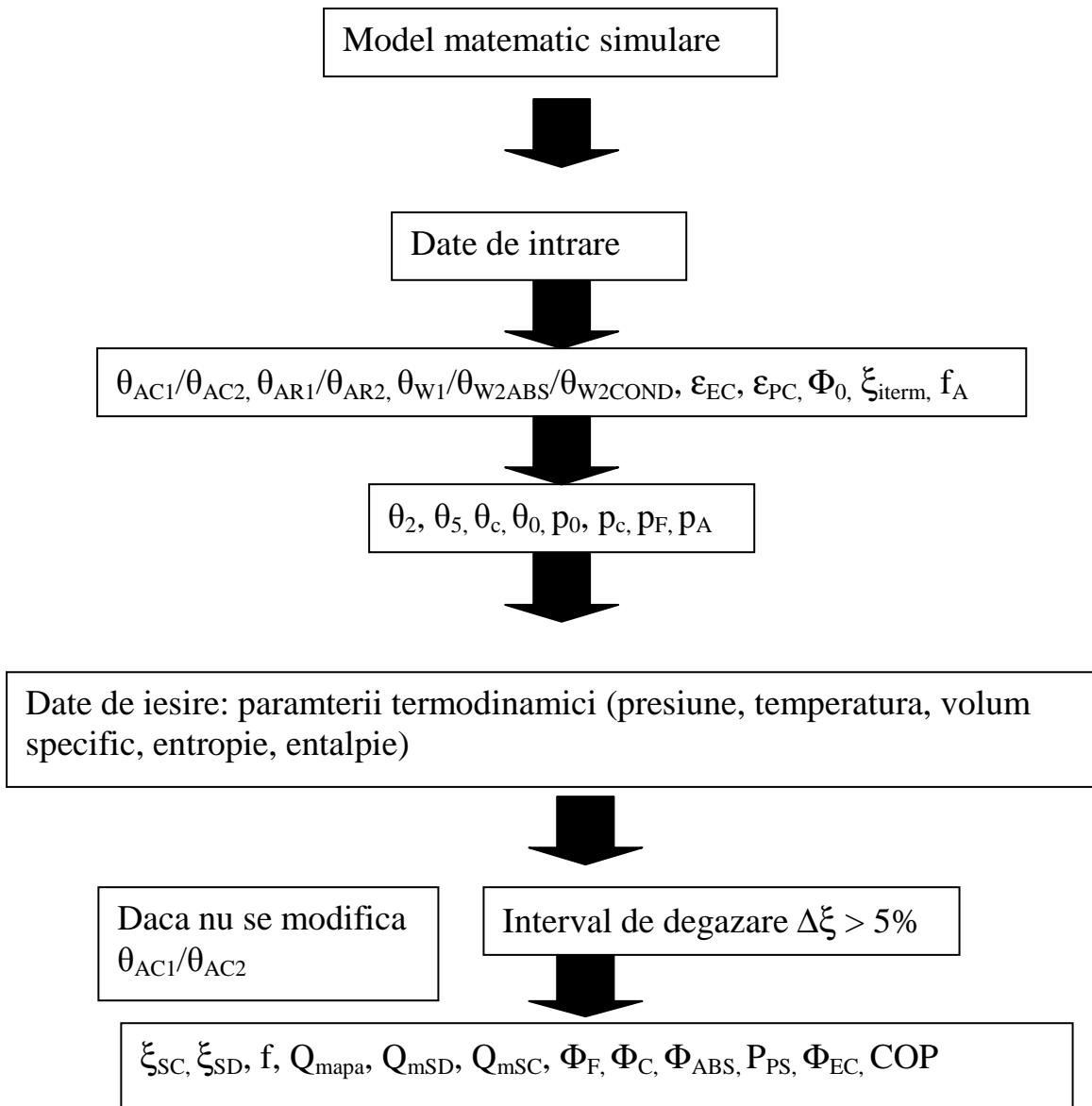


Fig. 2.26. Diagrama bloc a modelului matematic scris in EES.

#### 4. Volum specific

Corelatia este data de Keith E. Herold de la University of Maryland.  
Exemplu: `v=V_LiBr('SI' or 'Eng', T, X)`

#### 5. Concentratia masica (%) corespunzatoare temperaturii si presiuni.

Corelatia utilizata pentru procedura este furnizata de catre 1989 ASHRAE Handbook of Fundamentals, S.A. Klein  
Exemplu: `x=X_Libr('SI' or 'Eng', T, P)`

In figura 2.26 se prezinta diagrama bloc a modelului matematic scris in EES.

## SOLUTION

Unit Settings: [kJ]/[C]/[bar]/[kg]/[degrees]

A1 = -1020  
 A2 = 11,02  
 A4 = 103,7  
 A6 = 0,00008631  
 A8 = -0,0003167  
 COP = 0,7126 [-]  
 $\dot{\delta}x$  = 14,15 [-]  
 $\varepsilon_{ec}$  = 0,75  
 h<sub>1</sub> = 143,7 [kJ/kg]  
 h<sub>1,sec</sub> = 2750  
 h<sub>3</sub> = 211,5 [kJ/kg]  
 h<sub>4</sub> = 102,6 [kJ/kg]  
 h<sub>6</sub> = 83,14 [kJ/kg]  
 h<sub>8</sub> = 140,3 [kJ/kg]  
 l<sub>pompa</sub> = 3,306 [kJ/kg]  
 m<sub>SC</sub> = 0,1671 [kg/s]  
 m<sub>SD</sub> = 0,2105 [kg/s]  
 p<sub>0</sub> = 0,009616 [bar]  
 p<sub>10</sub> = 0,9563 [kPa]  
 p<sub>2</sub> = 5,169 [kPa]  
 p<sub>3barat</sub> = 0,4616  
 p<sub>5</sub> = 0,9616 [kPa]  
 p<sub>7</sub> = 6,126 [kPa]  
 p<sub>9</sub> = 0,9616 [kPa]  
 P<sub>electric</sub> = 0,048  
 p<sub>low</sub> = 0,9616 [kPa]  
 Q<sub>0</sub> = 100 [kW]  
 Q<sub>absoritor</sub> = 127,4 [kW]  
 Q<sub>cond</sub> = 113,3 [kW]  
 Q<sub>economizor</sub> = 6,921 [kW]  
 Q<sub>ferbator</sub> = 140,3 [kW]  
 q<sub>vap</sub> = 2303  
 rand<sub>pompa</sub> = 1  
 suma<sub>1</sub> = 240,5  
 s<sub>1</sub> = 0,41 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>1,sec</sub> = 7,831 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>3</sub> = 0,321 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>4</sub> = 0,321 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>6</sub> = 0,2412 [kJ/kg\*K]

A10 = -0,0001791  
 A3 = -0,01042  
 A5 = -0,0587  
 A7 = -3,267  
 A9 = 0,04101  
 COP<sub>2</sub> = 0,7121 [kg/kJ]  
 $\varepsilon$  = 0,1253 [-]  
 f = 4,846 [-]  
 h<sub>10</sub> = 2512 [kJ/kg]  
 h<sub>2</sub> = 266,7 [kJ/kg]  
 h<sub>3barat</sub> = 159,5  
 h<sub>5</sub> = 79,83 [kJ/kg]  
 h<sub>7</sub> = 127 [kJ/kg]  
 h<sub>9</sub> = 140,3 [kJ/kg]  
 m<sub>H2O</sub> = 0,04343 [kg/s]  
 m<sub>SC,recirculata,absoritor</sub> = 0,02171 [kg/s]  
 m<sub>SD,recirculata,vaporizator</sub> = 0,02373 [kg/s]  
 p<sub>1</sub> = 5,169 [kPa]  
 p<sub>1,sec</sub> = 5,169 [kPa]  
 p<sub>3</sub> = 0,9616 [kPa]  
 p<sub>4</sub> = 0,9616 [kPa]  
 p<sub>6</sub> = 6,176 [kPa]  
 p<sub>8</sub> = 5,169 [kPa]  
 p<sub>c</sub> = 0,05176 [bar]  
 P<sub>high</sub> = 5,176 [kPa]  
 P<sub>pompa</sub> = 0,1436 [kW]  
 q<sub>abs</sub> = 2934 [kJ/kg]  
 q<sub>c</sub> = 2610  
 q<sub>e</sub> = 159,4 [kJ/kg]  
 q<sub>fier</sub> = 3230 [kJ/kg]  
 Q<sub>racire</sub> = 240,8 [kW]  
 r = 0,5  
 s = 0,5465 [kJ/kg\*K]  
 suma<sub>2</sub> = 240,8 [kW]  
 s<sub>10</sub> = 8,988 [kJ/kg-K]  
 s<sub>2</sub> = 0,4852 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>3barat</sub> = 0,2097 [-]  
 s<sub>5</sub> = 0,2166 [kJ/kg\*K]  
 s<sub>7</sub> = 0,3605 [kJ/kg\*K]

```

sg = 0,4845 [kJ/kg-K]
sai1 = 7,354 [kJ/kg-K]
sar1 = 0,1878 [kJ/kg-K]
sw1 = 0,3949 [kJ/kg-K]
sw3 = 0,3949
t0 = 6,4 [C]
t10 = 6,4 [C]
t2 = 97 [C]
t3barat = 39,01
t5 = 34,25 [C]
t7 = 56,89 [C]
t9 = 6,4 [C]
ta1 = 100 [C]
tar1 = 12,5 [C]
tc = 33,5 [C]
tw2 = 30,5 [C]
tw4 = 31
v10 = 134,1 [m3/kg]
v2 = 0,5459
v3barat = 0,5663
v5 = 0,634 [m3/kg]
v7 = 0,6385 [m3/kg]
v9 = 0,0010001 [m3/kg]
x10 = 1
x2 = 68,59
x3barat = 63
x5 = 54,43
x7 = 54,43 [-]
x9 = 1

sg = 0,4842 [kJ/kg*K]
sai2 = 7,478 [kJ/kg-K]
sar2 = 0,1063 [kJ/kg-K]
sw2 = 0,4434 [kJ/kg-K]
sw4 = 0,4503 [kJ/kg-K]
t1 = 64,89 [C]
t1,sec = 64,89 [C]
t3 = 62,66 [K]
T4 = 62,66 [K]
t6 = 34,25 [C]
t8 = 33,5 [C]
tabs = 36,5 [K]
ta2 = 90 [C]
tar2 = 7 [C]
tw1 = 27 [C]
tw3 = 27 [K]
v1 = 0,6401 [m3/kg]
v1,sec = 0,3635 [m3/kg]
v3 = 0,5267 [m3/kg]
v4 = 0,5391 [m3/kg]
v6 = 0,634
v8 = 0,001006 [m3/kg]
x1 = 54,43 [-]
x1,sec = 1
x3 = 68,59 [-]
x4 = 68,59 [-]
x6 = 54,43
x8 = 1

```

38 potential unit problems were detected.  
 Purple units were automatically set. Right click on the variable to confirm or change the units.

Fig. 2.27. Interfata programului cu solutii.

In tabelul 2.5. se prezinta valorile comparative obtinute in 2 cazuri pentru instalatia frigorifica cu absorbtie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O: citirea cu ajutorul diagramei si utilizarea programului elaborat cu ajutorul EES.

Tabel 2.5. Date comparative citire diagrama- modelare matematica pentru instalatia frigorifica cu absorbtie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O.

| Parametrii              | Diagrama | Modelul matematic |
|-------------------------|----------|-------------------|
| $Q_{mH_2O}$ (kg/s)      | 0.04399  | 0.04343           |
| $Q_{mSD}$ (kg/s)        | 0.213    | 0.2105            |
| $Q_{mSC}$ (kg/s)        | 0.169    | 0.1671            |
| f (-)                   | 4.857    | 4.846             |
| $\xi_{SD}$ (%)          | 54       | 54.43             |
| $\xi_{SC}$ (%)          | 68       | 68.59             |
| $\xi_{intermediar}$ (%) | 63       | 63                |
| $\Phi_0$ (kW)           | 100      | 100               |
| $\Phi_F$ (kW)           | 137.33   | 140.3             |
| $P_{PS}$ (kW)           | 0.1381   | 0.1436            |
| $\Phi_A$ (kW)           | 119.04   | 127.4             |
| $\Phi_C$ (kW)           | 114.36   | 113.3             |
| COP(-)                  | 0.728    | 0.7126            |

Din tabelele 2.5 se observa o eroare mica intre cele doua metode utilizate pentru calculul unui ciclu termodinamic al unei instalatii frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala. Erorile intre marimi nu depasesc 3.83%.

In anexa 2 se prezinta interfata programului cu ecuatiiile scrise pentru simularea ciclului termodinamic.

### **2.3. Limitele de functionare a IFA in functie de temperatura agentului incalzitor.**

Au fost efectuate calcule cu ajutorul modelelor matematice elaborate in programul EES pentru determinarea temperaturii minime de functionare in conditii eficiente a instalatiilor analizate in capitolul 2.2.

Calculele au fost realizate pentru urmatoarele date de intrare :

- puterea frigorifica  $\Phi_0 = 100 \text{ kW}$ ;
- temperatura apei reci  $\theta_{\text{AR1}}/\theta_{\text{AR2}} = 12/7^\circ\text{C}$ ;
- temperatura agentului incalzitor  $\theta_{\text{AC1}}/\theta_{\text{AC2}} = 110/105^\circ\text{C}, 105/100^\circ\text{C}$   
 $105/100^\circ\text{C}, 100/95^\circ\text{C}; 95/90^\circ\text{C}; 85/80^\circ\text{C}, 80/75^\circ\text{C}, 75/70^\circ\text{C} ; 70/65^\circ\text{C}, 65/60^\circ\text{C}$ ;
- temperatura apei de racire  $\theta_{\text{W1}}/\theta_{\text{W2}} = 25/30^\circ\text{C}$ .

In studiul teoretic au fost analizate:

- instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta si 2 trepte in solutie amoniacala;
- instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta si 2 generatoare CARRIER in solutie BrLi-apa.

Calculul s-a realizata pe baza schemelor si relatiilor prezentate in capitolele anterioare.

Agentul termic de actionare al instalatiei provine de la centrala termoelectrica (CTE), instalatia frigorifica producand un debit de apa rece de 82 kg/s. Au fost luate in considerare mai multe variante de temperaturi pentru agentul incalzitor pentru care instalatia poate functiona (cu un interval de degazare de minim 5%).

Apa de racire a absorbtorului, condensatorului si deflegmatorului este recirculata la un turn de racire din incinta punctului termic. Pentru toate instalatiile mentionate condensatorul si vaporizatorul au fost considerate schimbatoare de caldura multitubulare in faza initiala de calcul.

Ulterior s-a analizat si comportamentul parametrilor utilizand schimbatoare de caldura cu placi la condensator, absorbtior si vaporizator. In acest caz va scade ecartul de temperatura dintre cei 2 agenti de lucru de la  $2...4^\circ\text{C}$  la  $1...1.5^\circ\text{C}$ .

Datele tehnice esentiale (intervalul de degazarea  $\Delta\xi$  si coeficientul de performanta COP) ale acestor instalatii in 2 variante de schimbatoare de caldura (multitubulare si cu placi) sunt prezentate in tabelele 2.6 si 2.7

In situatia utilizarii schimbatoarelor de caldura cu placi temperatura agentului incalzitor poate fi coborata ceea ce este in avantajul nostru:

- de la  $87^\circ\text{C}$  la  $81^\circ\text{C}$  la instalatia intr-o treapta in solutie amoniacala;
- de la  $63.7^\circ\text{C}$  la  $60.5^\circ\text{C}$  la instalatia doua treapte in solutie amoniacala;
- de la  $78.5^\circ\text{C}$  la  $66.1^\circ\text{C}$  la instalatia intr-o treapta in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O;

- de la 92.6°C la 87.2°C la instalatia cu 2 generatoare in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O;

Tabel 2.6. Datele tehnice ale instalatiilor cu absorbtie in solutie apa-amoniac.

| Tip instalatie  | Temperatura agent incalzitor $\theta_{AC1}/\theta_{AC2}$ (°C) | Puterea de actionare $\Phi_{AC}$ (kW) | Interval de degazare $\Delta\xi$ (%)   | COP (-) |
|---|---|---------------------------------------|--|---------|
| <b>IFA treapta 1</b>  | 110/105   | 174.28                                | $\xi_B - \xi_S = 53.62-36.8=16.83$   | 0.5738  |
|   | 105/100   | 173.45                                | $\xi_B - \xi_S = 53.62-39.18=14.45$  | 0.5765  |
|   | 100/95  | 172.94                                | $\xi_B - \xi_S = 53.62-41.64=11.98$  | 0.5782  |
|   | 95/90   | 173.11                                | $\xi_B - \xi_S = 53.62-44.2=9.42$  | 0.5777  |
|   | 90/85   | 174.98                                | $\xi_B - \xi_S = 53.62-46.89=6.73$   | 0.5715  |
|   | 87/82   | 178.3                                 | $\xi_B - \xi_S = 53.62-48.57=5.05$   | 0.5608  |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de 87°C- SCM</b>  |   |                                       |  |         |
| <b>IFA trepte 2</b>   | 110/105   | 162.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-36.8=20.36$   | 0.615   |
|   | 105/100   | 161.5                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-39.18=17.98$  | 0.619   |
|   | 100/95  | 160.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-41.64=15.52$  | 0.623   |
|   | 95/90   | 159.9                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-44.2=12.96$   | 0.626   |
|   | 90/85   | 159.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-46.89=10.27$  | 0.6264  |
|   | 85/80   | 160.8                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-48.57=7.432$  | 0.622   |
|   | 81/76   | 164.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.16-48.57=5.028$  | 0.608   |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de 81°C- SCP</b>  |   |                                       |  |         |
| <b>IFA trepte 2</b>   | 110/105   | 172<br>147.3                          | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-24.47=27.74$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-35.65=32.66$ | 0.3131  |
|   | 105/100   | 170.9<br>146.3                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-26.63=25.58$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-37.97=30.34$ | 0.3152  |
|   | 100/95  | 169.8<br>145.2                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-28.83=23.36$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-40.38=27.93$ | 0.3174  |
|   | 95/90   | 168.8<br>144.1                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-31.11=21.09$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-42.87=25.44$ | 0.3196  |
|   | 90/85   | 167.7<br>143                          | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-33.44=18.77$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-45.48=22.83$ | 0.3219  |
|   | 85/80   | 166.8<br>141.9                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-35.84=16.37$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-48.21=20.1$  | 0.324   |
|   | 80/75   | 166<br>140.8                          | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-38.31=13.9$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-51.12=17.19$  | 0.326   |
|   | 75/70   | 165.6<br>139.9                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-40.88=11.33$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-54.23=14.08$ | 0.3273  |
|   | 70/65   | 166.1<br>139.5                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-43.55=8.66$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-57.61=10.7$   | 0.3274  |
|   | 65/60   | 169.2<br>140.7                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 52.21-46.36=5.85$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 68.31-61.37=6.94$   | 0.3275  |
|   | 63.7/58.7   | 170.9<br>141.8                        | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 51.45-46.36=5.09$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 67.25-61.37=5.88$   | 0.3198  |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de 63.7°C SCM</b> |   |                                       |  |         |

Tabel 2.6. (continuare)

|                       |          |           |                |  |        |
|-----------------------|----------|-----------|----------------|--|--------|
| <b>IFA<br/>trepte</b> | <b>2</b> | 110/105   | 165.6<br>141.7 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 24.99 = 29.77$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 34.49 = 34.96$ | 0.3254 |
|                       |          | 105/100   | 164.5<br>140.7 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 27.16 = 27.6$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 36.8 = 32.66$   | 0.3276 |
|                       |          | 100/95    | 163.4<br>139.7 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 29.38 = 25.38$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 39.18 = 30.28$ | 0.3299 |
|                       |          | 95/90     | 162.3<br>138.6 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 31.65 = 23.1$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 41.64 = 27.81$  | 0.3323 |
|                       |          | 90/85     | 161.2<br>137.5 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 33.99 = 20.76$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 44.2 = 25.25$  | 0.3347 |
|                       |          | 85/80     | 160.1<br>136.4 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 36.39 = 18.36$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 46.89 = 22.56$ | 0.3372 |
|                       |          | 80/75     | 159.2<br>135.3 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 38.88 = 15.87$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 49.73 = 19.73$ | 0.3395 |
|                       |          | 75/70     | 158.4<br>134.3 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 41.46 = 13.29$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 52.75 = 16.7$  | 0.3416 |
|                       |          | 70/65     | 158.2<br>133.5 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 44.16 = 10.6$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 56.03 = 13.43$  | 0.3429 |
|                       |          | 65/60     | 159.1<br>133.3 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 46.99 = 7.764$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 59.63 = 9.827$ | 0.342  |
|                       |          | 60.5/55.5 | 163.2<br>135.1 | $\xi_{B1} - \xi_{S1} = 54.75 - 49.68 = 5.069$<br>$\xi_{BII} - \xi_{SII} = 69.45 - 63.26 = 6.194$ | 0.335  |

**Temperatura minima agent incalzitor tur este de 60.5°C-SCP**

Coeficientul de performanta la instalatia intr-o treapta creste odata cu utilizarea SCP cu cca 7...10%, iar pentru instalatia frigorifica 2 trepte cresterea este cuprinsa intre 4...4.8%. Intervalul de degazare se maresteste, lucru ce explica posibilitatea coborarii temperaturii agentului incalzitor.

Tabel 2.7. Datele tehnice ale instalatiilor cu absorbtie in solutie Br-Li-apă.

| Tip instalatie   | Temperatura agent incalzitor $\theta_{AC1}/\theta_{AC2}$ ( $^{\circ}$ C) | Puterea de actionare $\Phi_{AC}$ (kW) | Interval de degazare $\Delta\xi$ (%)   | COP (-) |
|--|--|---------------------------------------|--|---------|
| <b>IFA treapta</b>   | 110/105  | 165.4                                 | $\xi_B - \xi_S = 72.28-54.13=18.14$  | 0.604   |
|  | 105/100  | 171.1                                 | $\xi_B - \xi_S = 70.34-54.13=16.21$  | 0.584   |
|  | 100/95   | 178.8                                 | $\xi_B - \xi_S = 68.36-54.13=14.23$  | 0.559   |
|  | 95/90  | 190.1                                 | $\xi_B - \xi_S = 66.36-54.13=12.2$   | 0.526   |
|  | 90/85  | 208.3                                 | $\xi_B - \xi_S = 64.24-54.13=10.11$  | 0.48    |
|  | 85/80  | 242.7                                 | $\xi_B - \xi_S = 62.07-54.13=7.942$  | 0.412   |
|  | 80/75  | 332.2                                 | $\xi_B - \xi_S = 59.82-54.13=5.69$   | 0.301   |
|  | 78.5/73.5  | 396.2                                 | $\xi_B - \xi_S = 59.13-54.13=5$  | 0.252   |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de <math>78.5^{\circ}</math>C- SCM</b> |  |                                       |  |         |
| <b>IFA treapta</b>   | 110/105  | 147.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 73.65-53.43=20.22$  | 0.628   |
|  | 105/100  | 19.9                                  | $\xi_B - \xi_S = 71.76-53.43=18.33$  | 0.612   |
|  | 100/95   | 152.7                                 | $\xi_B - \xi_S = 69.84-53.43=16.41$  | 0.593   |
|  | 95/90  | 156.1                                 | $\xi_B - \xi_S = 67.86-53.43=14.43$  | 0.569   |
|  | 90/85  | 160.7                                 | $\xi_B - \xi_S = 65.82-53.43=12.39$  | 0.538   |
|  | 85/80  | 167                                   | $\xi_B - \xi_S = 63.73-53.43=10.3$   | 0.494   |
|  | 80/75  | 176.6                                 | $\xi_B - \xi_S = 61.56-53.43=8.127$  | 0.429   |
|  | 75/70  | 193                                   | $\xi_B - \xi_S = 59.29-53.43=5.859$  | 0.353   |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de <math>66.1^{\circ}</math>C- SCP</b> | 71/66  | 227.2                                 | $\xi_B - \xi_S = 57.39-53.43=3.964$  | 0.293   |
|  | 110/105  | 63.35<br>61.33                        | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 65.6-55.23=10.27$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 70.09-65.6=4.45$  | 1.579   |
|  | 105/100  | 62.99<br>52.75                        | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 63.57-55.23=8.34$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 67.95-63.57=4.38$ | 1.588   |
|  | 100/95   | 62.51<br>40.79                        | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 61.46-55.23=6.23$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 65.78-61.46=4.32$ | 1.6     |
|  | 95/90  | 61.9<br>20.06                         | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 59.24-55.23=4.01$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 63.56-59.24=4.32$ | 1.616   |
|  | 92.6/87.6  | 61.53<br>0.65                         | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 58.13-55.23=2.9$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 62.48-58.13=4.35$  | 1.625   |
| <b>Temperatura minima agent incalzitor tur este de <math>92.6^{\circ}</math>C- SCM</b> |  |                                       |  |         |

Tabel 2.7. (continuare).

|  |          |           |                |   |       |
|--|----------|-----------|----------------|---|-------|
| <b>IFA<br/>generatoare<br/>CARRIER</b> | <b>2</b> | 110/105   | 63.96<br>77.84 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 66.57-53.99=12.58$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 69.87-66.57=3.3$  | 1.578 |
|  |          | 105/100   | 63.02<br>69.77 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 64.56-53.99=10.57$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 67.73-64.56=3.17$ | 1.587 |
|  |          | 100/95    | 62.58<br>59.69 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 62.46-53.99=8.47$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 65.56-62.46=3.1$   | 1.598 |
|  |          | 95/90     | 62.03<br>46.54 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 60.29-53.99=6.3$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 63.34-60.29=3.05$   | 1.612 |
|  |          | 90/85     | 61.37<br>25.19 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 57.99-53.99=4$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 61.06-57.99=3.07$     | 1.629 |
|  |          | 87.2/82.2 | 60.19<br>1.064 | $\xi_{SC1} - \xi_{SD1} = 56.66-53.99=2.67$<br>$\xi_{SC2} - \xi_{SD2} = 59.75-56.66=3.05$  | 1.642 |

Temperatura minima agent incalzitor tur este de  $87.2^{\circ}\text{C}$ - SCP

Daca se mentine constanta puterea termica a vaporizatorului,  $\Phi_0$ , coeficientul de performanta al instalatiei in solutie amoniacala creste odata cu scaderea temperaturii agentului incalzitor la fierbator (figura 2.28). Din diagrama se observa ca se atinge un maxim al coeficientului de performanta la temperatura de alimentare fierbator de  $100^{\circ}\text{C}$ , dupa care incepe sa scada. Introducand schimbatoarele de caldura cu placi in instalatie maximul COP-ului se deplaseaza spre stanga, si se atinge la valoare de  $90^{\circ}\text{C}$  temperatura agent incalzitor tur fierbator.

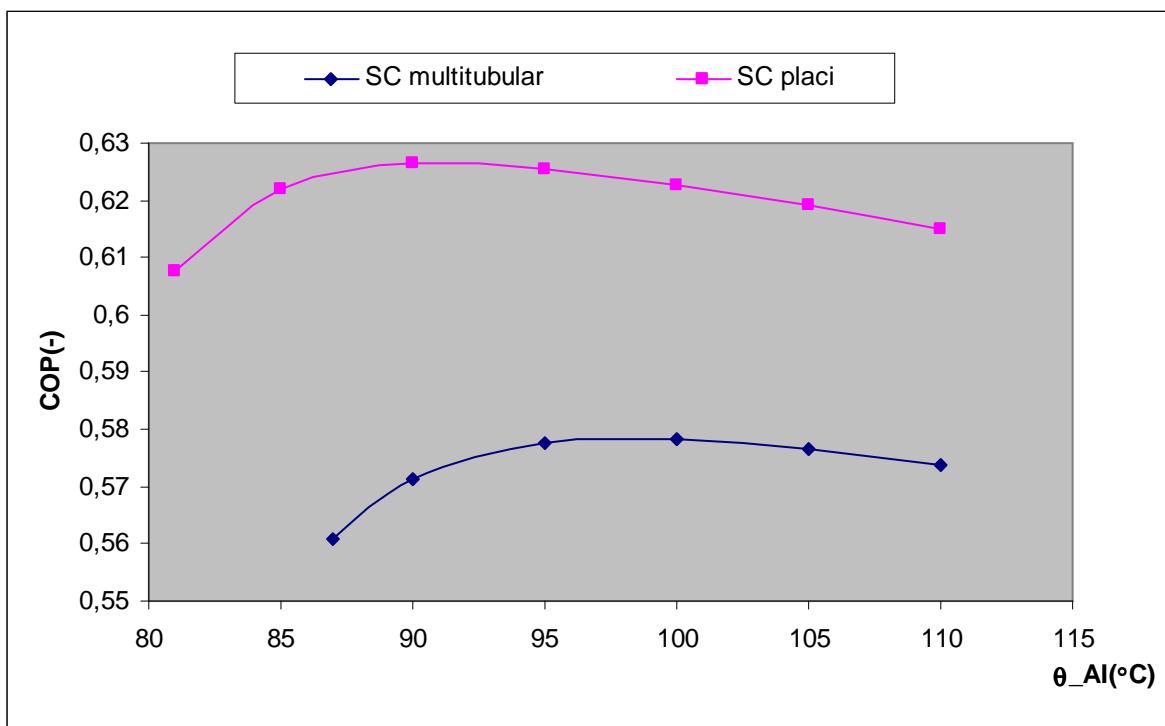


Fig. 2.28. Dependenta COP-ului de temperatura alimentare fierbator IFA 1 treapta

in solutie amoniacala pentru cele 2 tipuri de schimbatoare de caldura.

Pentru diagrama corespunzatoare instalatiei in 2 trepte (figura 2.29) maximul coeficientului de performanta se atinge la  $70^{\circ}\text{C}$  temperatura intrare agent incalzitor.

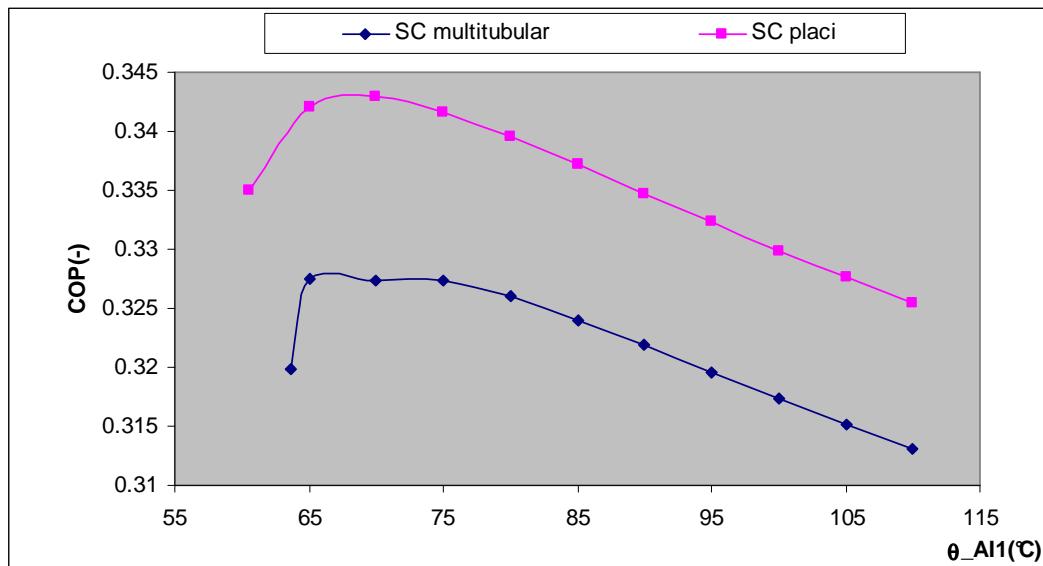


Fig. 2.29. Dependenta COP-ului de temperatura alimentare fierbator IFA 2 trepte in solutie amoniacala pentru cele 2 tipuri de schimbatoare de caldura.

In cazul instalatiei in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O variatia COP-ului este descrescatoare la scaderea temperaturii agentului incalzitor la fierbator (figura 2.30). Din diagrama se observa ca panta de variatie este mai lina in cazul utilizarii schimbatoarelor de caldura cu placi, iar in cazul celor multitudulare scaderea este mult mai pronuntata.

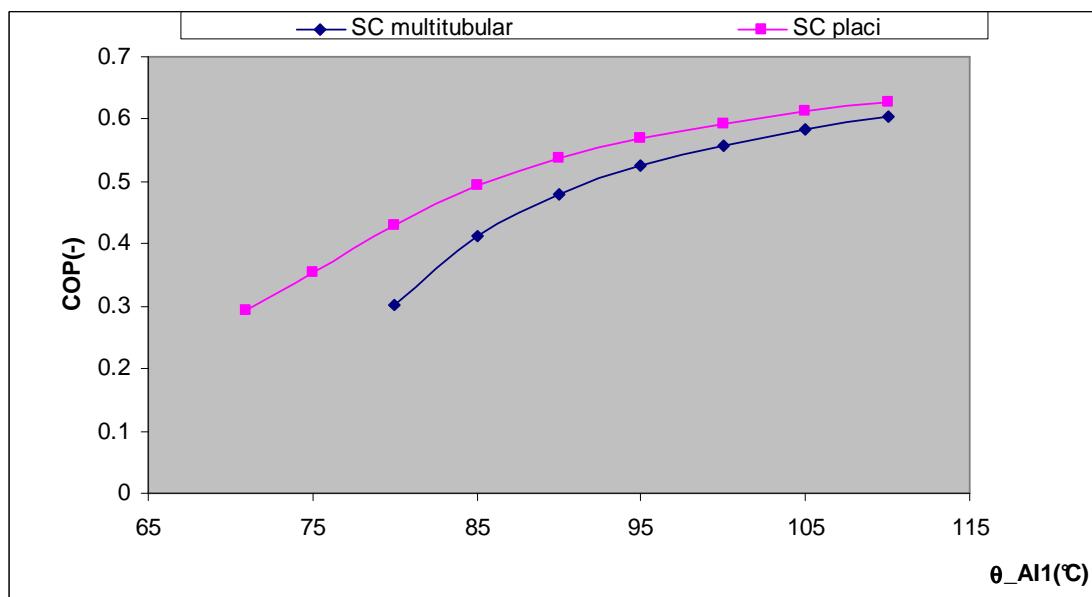


Fig. 2.30 Dependența COP-ului de temperatura alimentare fierbator IFA 1 treapta în solutie LiBr-H<sub>2</sub>O pentru cele 2 tipuri de schimbatoare de caldura.

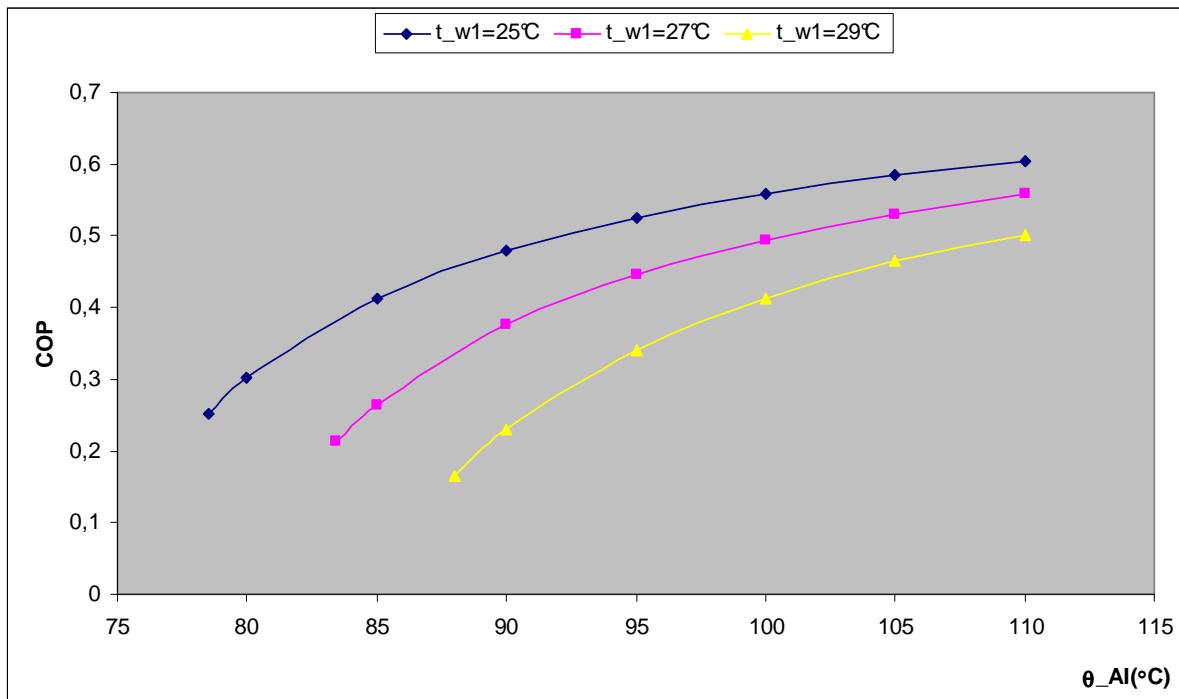


Fig. 2.31 Dependența COP-ului de temperatura alimentare fierbator IFA 1 treapta în solutie LiBr-H<sub>2</sub>O pentru diferite temperaturi apa de racire.

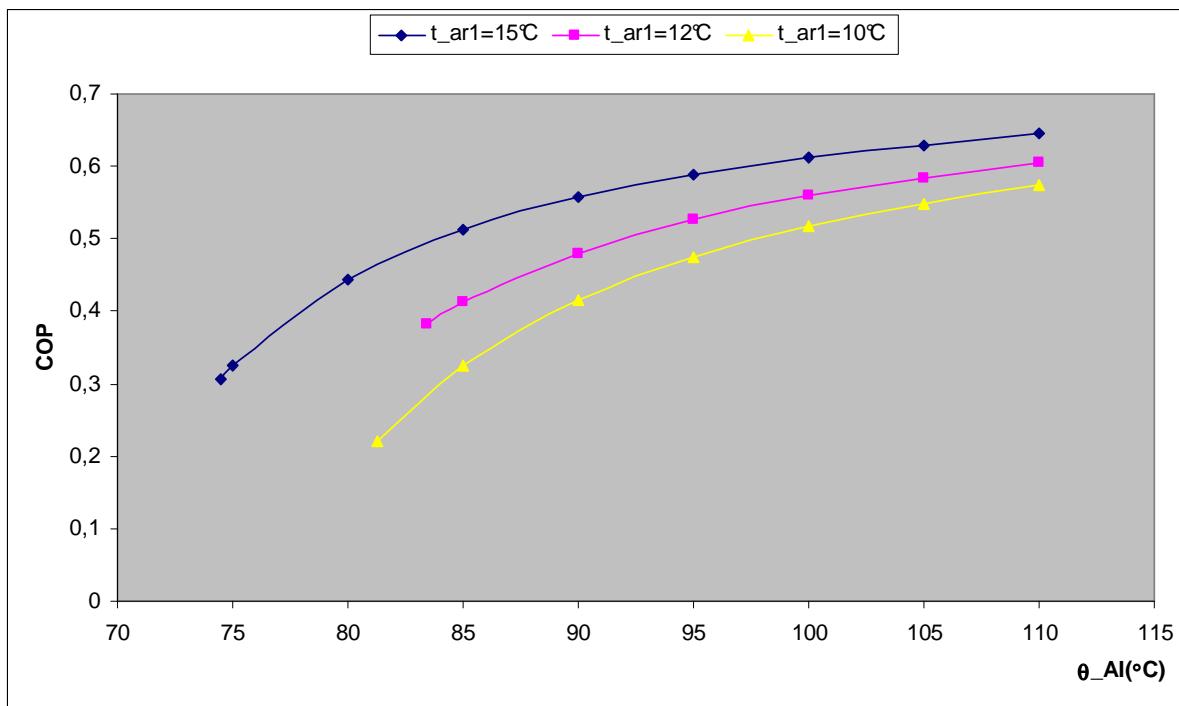


Fig. 2.32. Variatia COP versus temperatura alimentare fierbator IFA 1 treapta in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O pentru diferite temperaturi apa racita.

Se observa din figura 2.31 o performanta imbunatatita atunci cand temperatura apei de racire este mai scazuta (25°C). Odata cu cresterea acestei valori performanta instalatiei scade intre 8...30%.

Daca facem o comparatie a performantelor sistemului in functie de temperatura apei racite la vaporizator (figura 2.32) rezulta un optim la temperaturi ale apei racite ridicate (15°C).

Odata cu scaderea temperaturii agentului incalzitor la fierbator distanta dintre curbele de performanta creste, departandu-se la temperaturi mai scazute.

### **Capitolul 3.**

## **ANALIZA EXERGETICA A INSTALATIILOR CU ABSORBTIE UTILIZATE LA PRODUCEREA CENTRALIZATA A APEI RECI IN VEDEREA CRESTERII EFICIENTEI ACESTORA.**

### **3.1. Analiza termodinamica pentru instalatiile cu absorbtie in solutie amoniac –apa si bromura de Litiu-apa bazata pe generarea de entropie.**

Analiza exergetica, ca metoda de analiza termodinamica, opereaza cu cantitati de energie de diferite forme.

In acest studiu se utilizeaza principiul I si al II-lea al termodinamicii pentru intocmirea unei analize a performantelor unei instalatii cu absorbtie intr-o treapta functionand in solutie amoniaca si BrLi-H<sub>2</sub>O. Modelul matematic se bazeaza pe metoda exergiilor pentru a evalua performantele sistemului, pierderile exergetice pentru fiecare echipament component din instalatie si pierderea de exergie totala a instalatiei.

Metoda exergetica calculeaza pierderile exergetice datorate ireversibilitatilor interne si externe. Conceptul de exergie a fost foarte bine studiat in timp de catre [Kostas T.J., 1995], [Syargut J., 1995] si [Bejan A, 2001]. Exergia reprezinta capacitatea maxima a unui corp de a produce o schimbare, capacitate datorata dezechilibrului in raport cu mediul ambiant. [Dobrovicescu Al., 2000].

Principiul I al termodinamicii aplicat instalatiilor cu absorbtie a fost studiat in detaliu de o serie de cercetatori cum ar fi [Kaynakli si Yamankaradeniz, 2007], [Ishida si Ji, 1999], [Cornelissen si Hirs, 1997] etc. Toate studiile reaslizate de catre acestia sunt bazatae doar pe ecuatiiile de bilant de masa si energie.

Interesul pentru studiul exergetic aplicat si instalatiilor cu absorbtie s-a dezvoltat odata cu implementarea noilor agenti frigorifici cu impact scazut asupra mediul in urma protocolului de la Montreal si Kyoto si introducerea instalatiilor pentru realizarea racirii centralizate cu agent incalzitor de temperatura scazuta. Acest studiu a fost urmat apoi si de o analiza economica.

Principiul I este cel mai des utilizat si cel mai la indemana atunci cand se urmareste comportamentul termodinamic al unui sistem. Aceasta ne ofera informatii despre conservarea energiei, dar nu ne explica cum, cand si cat din performanta sistemului este diminuata. Principiul al II-lea reprezinta o unealta importanta atunci cand urmarim proiectarea, optimizarea si evaluarea performantelor unui sistem energetic. Prin principiul al II-lea urmarim sa identificam componentele sistemului cu o generare mare de entropie si minimizarea optima a entropiei totale a sistemului pentru cresterea performantei instalatiei.

Numai cu ajutorul analizei exergetice se poate stabili efectul ineficientei unei anumite zone asupra functionarii sistemului in ansamblu, astfel identificandu-se

relatiile de interdependenta dintre zonele functionale.

### 3.1.1. Instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala.

Avand la baza o instalatie intr-o treapta in solutie amoniacala se pot scrie ecuatiile fluxurilor energetice pe fiecare component din sistem.

O analiza corecta si completa a tuturor pierderilor energetice ce intervin in functionarea reala a instalatiei frigorifice cat si evidențierea ponderilor acestora in scopul reducerii lor, se poate face urmarind atat ireversibilitatile interne din procesul de laminare, absorbtie, fierbere, cat si cele externe din schimbatoarele de caldura (vaporizator, condensator si economizor).

Se evidențiază ireversibilitatile externe datorate diferențelor finite de temperatură din schimbatoarele de caldura (intre temperatura mediului racit  $\theta_{mR}$  si temperatura de vaporizare  $\theta_0$  la vaporizator, intre temperatura de condensare  $\theta_C$  si  $T_{ext}$  la condensator si intre temperatura agentului termic  $\theta_{AI}$  si temperatura de fierbere  $T_F$  la fierbator).

In figura 3.1. se prezinta schema instalatiei frigorifice intr-o treapta in solutie amoniacala.

Bilantul energetic scris pentru o instalatie frigorifica intr-o treapta este in acest caz:

$$\Phi_A + \Phi_{DF} + \Phi_C = \Phi_0 + \Phi_F + (Ex)_{\Phi_0} + (Ex)_{\Phi_F} + P_{Ex} = \Phi_0 + (P_P)_{IREV} \quad (3.1)$$

unde:

$\Phi_A$  – putere termica absorbitor (kW)

$\Phi_{DF}$  – putere termica deflegmator (kW)

$\Phi_C$  – putere termica condesator (kW)

$\Phi_0$  – putere frigorifica (kW)

$\Phi_F$  – putere termica fierbator (kW)

$(Ex)_{\Phi_0}$  – flux de energie cedat mediului racit (kW)

$(Ex)_{\Phi_F}$  – flux de energie cedat mediului incalzitor (kW)

$P_{Ex}$  – pierderea de energie totala (kW)

$(P_P)_{IREV}$  – pierderi energie prin ireversibilitati (kW)

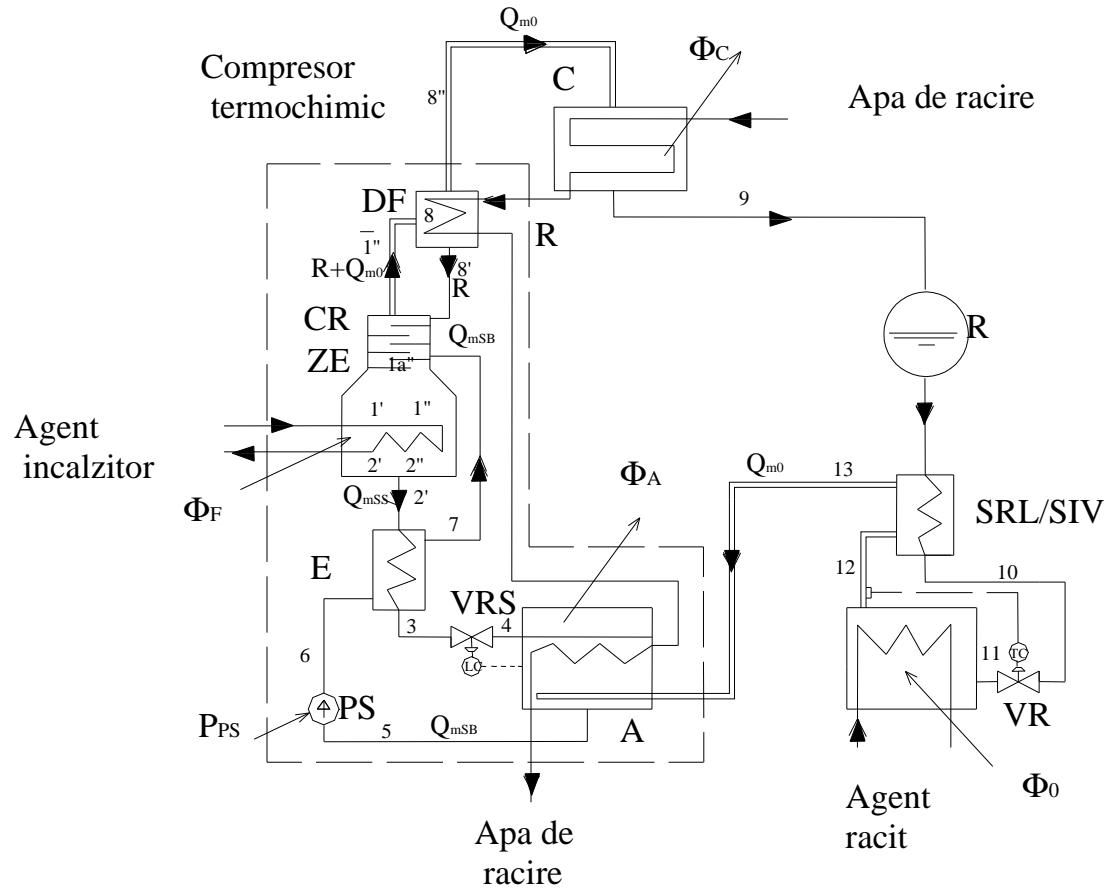


Fig. 3.1. Schema reala a instalatiei frigorifice cu absorbtie, intr-o treapta in solutie amoniacala.

V-vaporizator, A - absorbitor, C - condensator, F – fierbator, DF –deflegmator, Ps-pompa solutie, VRS – ventil reglaj solutie, E – economizor, R – rezervor amoniac lichid, CR – coloana de rectificare, ZE – zona de epuizare, SRL/SIV – subracire lichid/supraincalzire vaporii.

Aprecierea gradului de perfectiune termodinamica a proceselor care se desfosoara intr-o instalatia frigorifica, din punct de vedere al ireversibilitatilor interne si externe introduse de aceste procese se face cu ajutorul ***randamentului exergetic al ciclului*** [Sozen A.,2001]:

:

$$\eta_{ex} = \frac{-\Phi_0 \cdot (1 - \frac{T_o}{T_{ext}})}{\Phi_F \cdot (1 - \frac{T_0}{T_F}) + P_p} \quad (3.2)$$

unde  $T_0$  – temperatura de vaporizare (K)

$T_{ext}$  – temperatura mediului ambiant (K)

$T_F$  – temperatura de fierbere (K)

$P_p$  – puterea consumata de pompa de solutie (kW)

Valoarea randamentului exergetic scade pe măsură ce cresc pierderile exergetice din instalatie.

Coeficientul de performanta al ciclului Carnot, reprezinta coeficientul maxim al instalatiei :

$$COP_C = \left( \frac{T_F - T_A}{T_F} \right) \cdot \left( \frac{T_0}{T_C - T_0} \right) \quad (3.3)$$

unde  $T_C$  – temperatura de condensare (K)

$T_A$  – temperatura de absorbtie (K)

Cu ajutorul principiului I al termodinamicii putem scrie fluxurile termice pentru fiecare component din instalatia:

- vaporizator:

$$\Phi_0 = Q_{mo} \cdot (h_{12} - h_{11}) = Q_{ms} \cdot c_{ps} \cdot (\theta_{ar1} - \theta_{ar2}) \quad (kW) \quad (3.4)$$

- condensator:

$$\Phi_C = Q_{m0} \cdot (h_{8''} - h_9) = Q_{mw} \cdot c_{pw} \cdot (\theta_{w2} - \theta_{w1}) \quad (kW) \quad (3.5)$$

- absorbitor:

- 

$$\Phi_A = Q_{m0} \cdot [h_{13} + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_5] = Q_{mw} \cdot c_{pw} \cdot (\theta_{w4} - \theta_{w3}) \quad (kW) \quad (3.6)$$

- deflegmator:

$$\Phi_{DF} = Q_{m0} \cdot [(1+r) \cdot h_{1''} - r \cdot h_{8'} - h_{8''}] = Q_{mw} \cdot c_{pw} \cdot (\theta_{w6} - \theta_{w5}) \text{ (kW)} \quad (3.7)$$

- fierbator:

$$\Phi_F = Q_{m0} \cdot [h_{8''} + (f-1) \cdot h_2 - f \cdot h_7 + q_{DF}] = Q_{mAI} \cdot c_{pAI} \cdot (\theta_{AI1} - \theta_{AI2}) \text{ (kW)} \quad (3.8)$$

- economizor solutie amoniacala:

$$\Phi_{ECI} = Q_{m0} \cdot (f-1) \cdot (h_2 - h_3) = Q_{m0} \cdot f \cdot (h_7 - h_6) \text{ (kW)} \quad (3.9)$$

- economizor amoniac:

$$\Phi_{EC2} = Q_{m0} \cdot (h_9 - h_{10}) = Q_{m0} \cdot (h_{13} - h_{12}) \text{ (kW)} \quad (3.10)$$

- pompa solutia amoniacala :

$$P_{PS} = Q_{m0} \cdot f \cdot (h_6 - h_5) = Q_{m0} \cdot f \cdot v_6 \cdot (p_6 - p_5) / \eta_p \text{ (kW)} \quad (3.11)$$

Generarea de entropie pentru fiecare component al unei instalatii frigorifice utilizeaza principiul al II-lea al termodinamicii (principiul entropiei). Procesele reale din natura se desfasoara cu ireversibilitati datorite frecarii, debitelor masice si transferului de caldura.

Pentru fiecare component din instalatia frigorifica se poate scrie generarea de entropie astfel [Kaynakli O., 2007] determinate conform bilanturilor de energie (figurile 3.2...3.5):

- vaporizator:

$$\dot{S}_0 = Q_{mo} \cdot (s_{12} - s_{11}) + Q_{mar} \cdot (s_{ar2} - s_{ar1}) \text{ (kW/K)} \quad (3.12)$$

- condensator:

$$\dot{S}_C = Q_{m0} \cdot (s_{8''} - s_9) + Q_{mw} \cdot (s_{w2} - s_{w1}) \text{ (kW/K)} \quad (3.13)$$

- absorbitor:

$$\dot{S}_A = Q_{m0} \cdot [f \cdot s_5 - s_{13} - (f-1) \cdot h_4] + Q_{mw} \cdot (s_{w4} - s_{w3}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.14)$$

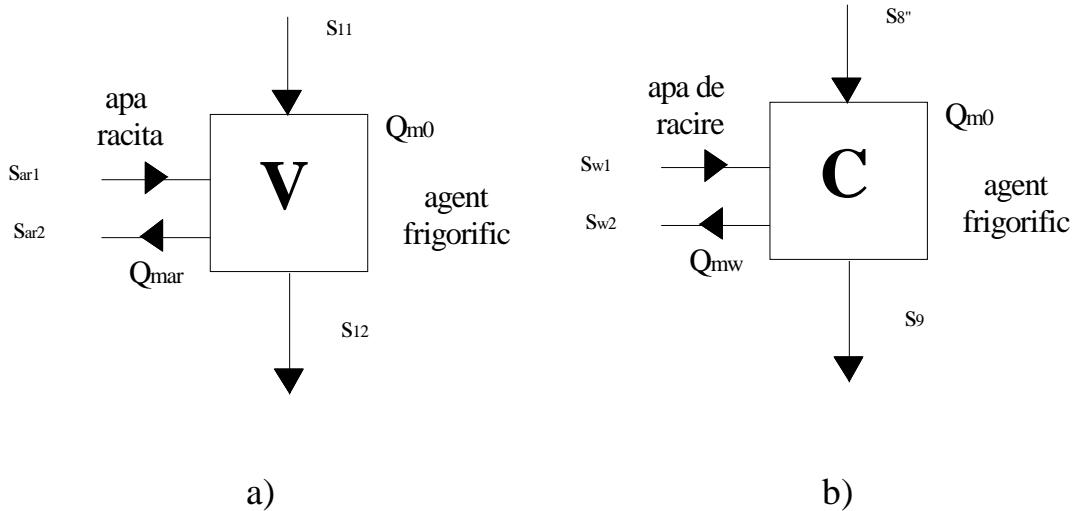


Fig. 3.2. Bilantul exergetic al (a) vaporizatorului si b) condensatorului.

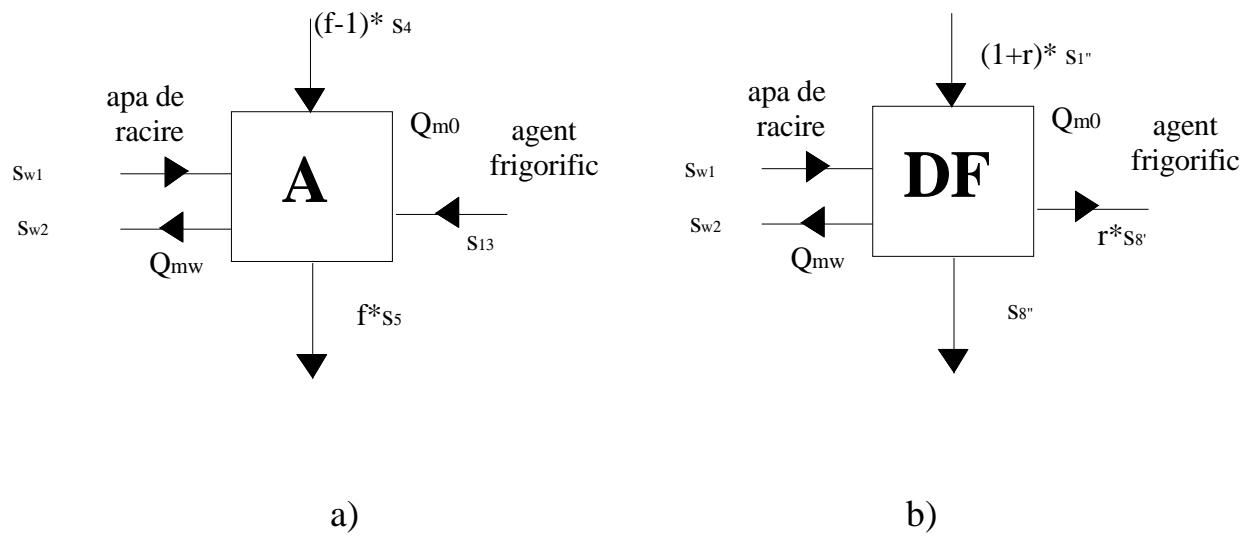


Fig. 3.3. Bilantul exergetic al (a) absorbtorului si b) deflegmatorului.

- deflegmator:

$$\dot{S}_{DF} = Q_{m0} \cdot [r \cdot s_{8'} + s_{8''} - (1+r) \cdot s_{1''}] + Q_{mw} \cdot (s_{w6} - s_{w5}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.15)$$

- fierbator:

- $$\dot{S}_F = Q_{m0} \cdot \{s_{8''} + (f - 1) \cdot s_2 - f \cdot h_7 + [r \cdot s_{8'} + s_{8''} - (1 + r) \cdot s_{1''}] \} + (kW/K) + Q_{mAI} \cdot (s_{AI2} - s_{AI1})$$
(3.16)

- pompa solutia amoniacala :

- $$\dot{S}_{PS} = Q_{m0} \cdot f \cdot (s_6 - s_5) (kW/K)$$
(3.17)

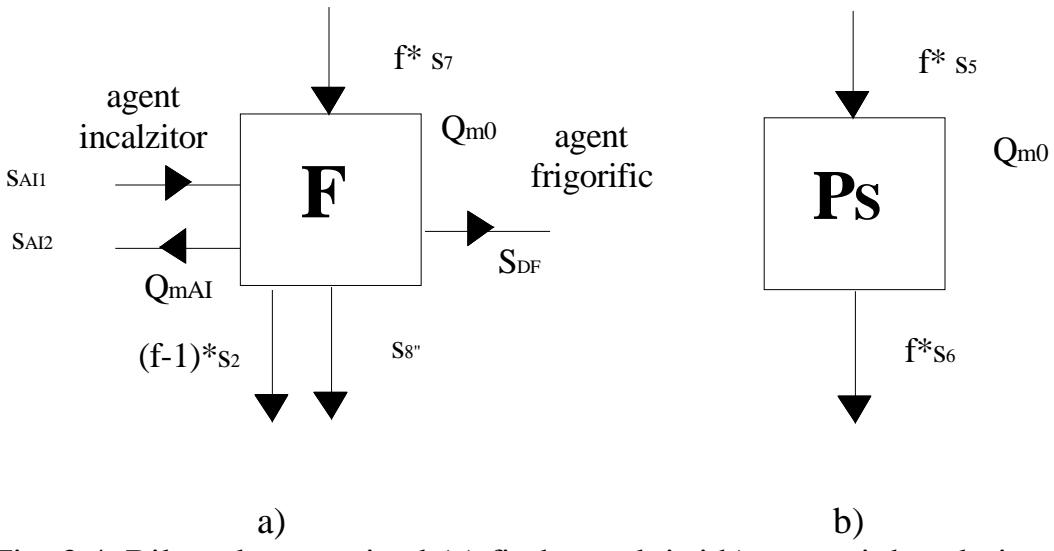


Fig. 3.4. Bilantul exergetic al (a) fierbatorului si b) pompei de solutie.

- economizor solutie amoniacala:

- $$\dot{S}_{EC1} = Q_{m0} \cdot (f - 1) \cdot (s_3 - s_2) + Q_{m0} \cdot f \cdot (s_7 - s_6) (kW/K)$$
(3.18)

- economizor amoniac:

- $$\dot{S}_{EC2} = Q_{m0} \cdot (s_{10} - s_9) + Q_{m0} \cdot (s_{13} - s_{12}) (kW/K)$$
(3.19)

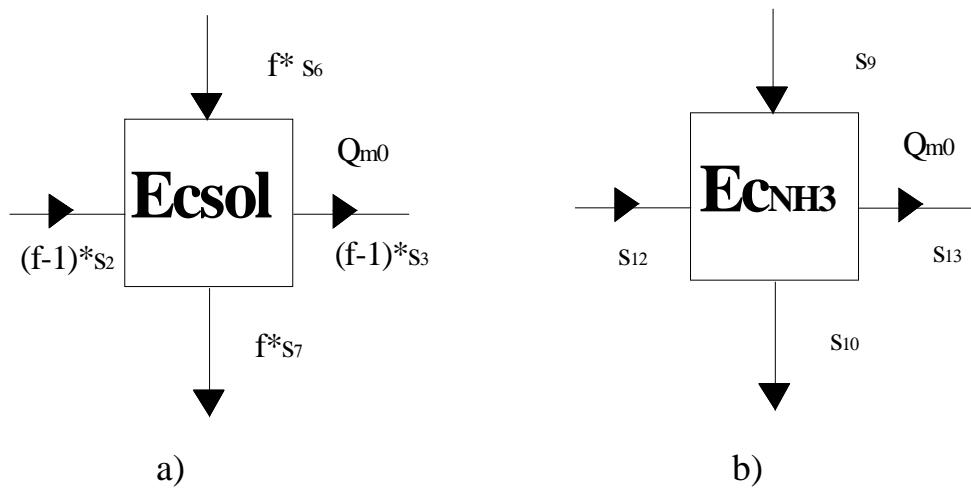


Fig. 3.5. Bilantul exergetic al (a) economizor solutie amoniacala si b) economizor amoniac.

- ventil laminare solutie amoniacala :

$$\dot{S}_{VL1} = Q_{m0} \cdot (f - 1) \cdot (s_4 - s_3) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.20)$$

- ventil laminare amoniac :

$$\dot{S}_{VL2} = Q_{m0} \cdot (s_{11} - s_{10}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.21)$$

Generarea de entropia totala a sistemului se obtine din insumarea valorilor specifice a fiecarui component din instalatie:

$$\begin{aligned} \dot{S}_T = \sum_{j=1}^N \dot{S}_j &= \dot{S}_0 + \dot{S}_c + \dot{S}_A + \dot{S}_{DF} + \dot{S}_F + \dot{S}_{EC1} + \dot{S}_{EC2} + \\ &+ \dot{S}_{PS} + \dot{S}_{VL1} + \dot{S}_{VL2} \end{aligned} \quad (\text{kW/K}) \quad (3.22)$$

unde N – numarul de componente din sistem.

Pentru simplificarea modelului de calcul sunt considerate cateva ipoteze:

- regim stationar;
- caderile de presiune sunt neglijabile;
- in condensator si vaporizator starile de iesire din schimbatoarele de caldura sunt considerate stari la saturatie.

Considerand regim stationar de functionare si un volum de control definit se poate descrie pierderea exergetica astfel [Boer D., 2005]:

$$\Delta E = \sum (Q_m \cdot e)_{\text{int rare}} - \sum (Q_m \cdot e)_{\text{ieseire}} + \\ + [\sum (\Phi \cdot (\frac{1-T_{\text{ext}}}{T}))_{\text{int rare}} - (\Phi \cdot (\frac{1-T_{\text{ext}}}{T}))_{\text{iesire}}] + \sum P \quad (3.23)$$

unde:  $Q_m$  – debit masic aget frigific (kg/s)

$e$  – exergia specifica (kJ/kg)

$\Phi$  - putere termica echipament (kW)

$P$  – puterea electrica consumata (kW)

$T$  – temperatura (K)

Cand energia si potentialul cinetic sunt neglijabile exergia specifica se poate scrie:

$$e = (h - h_{\text{ext}}) - T_{\text{ext}} \cdot (s - s_{\text{ext}}) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3.24)$$

Unde  $T_{\text{ext}}$  – temperatura mediului ambiant (K);

$h_{\text{ext}}$  – entalpia la temperatura mediului ambinat (kJ/kg)

$s_{\text{ext}}$  – entropia la temperatura mediului ambiant (kJ/kg\*K)

Conform lui Bejan [Bejan A, Tsatsaronis G , M oran M. *Thermal design and optimization*. New York: Wiley Inc; 1996] pentru fiecare component dintr-un sistem putem scrie ecuatia de bilant exergetic din care se pot calcula pierderile exergetice:

- pentru fierbator:

$$\Delta E_F = Q_{mSB} \cdot e_7 - Q_{mSS} \cdot e_2 - Q_m \cdot e_8 + Q_F \cdot (1 - \frac{T_{\text{ext}}}{T_F}) \quad (\text{kW}) \quad (3.25)$$

- pentru absorbitor:

$$\Delta E_A = Q_m \cdot e_{13} + Q_{mSS} \cdot e_4 - Q_{mSB} \cdot e_5 - Q_A \cdot (1 - \frac{T_{\text{ext}}}{T_A}) \quad (\text{kW}) \quad (3.26)$$

- pentru deflegmator:

$$\Delta E_{DF} = Q_m \cdot e_{\frac{1}{1''}} - Q_m \cdot e_{8''} - Q_{mR} \cdot e_{8'} - Q_{DF} \cdot (1 - \frac{T_{ext}}{T_{DF}}) \quad (\text{kW}) \quad (3.27)$$

- pentru condensator:

$$\Delta E_C = Q_m \cdot e_{8''} - Q_m \cdot e_9 - Q_C \cdot (1 - \frac{T_{ext}}{T_C}) \quad (\text{kW}) \quad (3.28)$$

- pentru vaporizator:

$$\Delta E_V = Q_m \cdot e_{11} - Q_m \cdot e_{12} + Q_0 \cdot (1 - \frac{T_{ext}}{T_0}) \quad (\text{kW}) \quad (3.29)$$

- pentru pompa solutie amoniacala:

$$(\Delta E_P = Q_{mSB} \cdot (e_5 - e_6) + P_P) \quad (\text{kW}) \quad (3.30)$$

- pentru economizor solutie amoniacala:

$$\Delta E_{EC} = Q_{mSB} \cdot (e_6 - e_7) + Q_{mSS} \cdot (e_2 - e_3) \quad (\text{kW}) \quad (3.31)$$

- pentru economizor amoniac:

$$\Delta E_{SIV/SRL} = Q_m \cdot (e_9 - e_{10}) + Q_m \cdot (e_{12} - e_{13}) \quad (\text{kW}) \quad (3.32)$$

- pentru ventil laminare solutie amoniacala:

$$\Delta E_{VL1} = Q_{mSS} \cdot (e_3 - e_4) \quad (\text{kW}) \quad (3.33)$$

- pentru ventil laminare amoniac:

$$\Delta E_{VL2} = Q_m \cdot (e_{10} - e_{11}) \quad (\text{kW}) \quad (3.34)$$

Pierdere exergetica totala:

$$\Delta E_{total} = \sum_{j=1}^N \Delta E_j \quad (\text{kW}) \quad (3.35)$$

Ireversibilitatile din sistem sunt calculate cu ajutorul relatiei lui Gouy–Stodola ca produs intre generarea de entropie totala si temperatura mediului ambiant conform relatiei urmatoare:

$$I = T_{ext} \cdot \dot{S}_{gen} \quad (kW) \quad (3.36)$$

In analiza exergetica temperatura de vaporizare, temperatura de condensare si a agentului incalzitor la fierbator au fost modificati pentru a urmari evolutia generarii de entropie si a ireversibilitatilor din instalatie. Modelul matematic a fost elaborat in EES pe baza ecuatiile specifice ciclului frigorific intr-o treapta in solutie amoniacala si a ecuatiilor specifice generarii de entropie.

In tabelul 3.1 se prezinta fluxurile energetice pentru fiecare component si performantele pentru o instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala avand conditiile de intrare: temperatura apa racita tur/retur 12/7°C, temperatura apa de racire tur 25°C, temperatura agent incalzitor tur/retur la fierbator 90/85°C, randament pompa solutie amoniacala 0.9, eficienta economizor solutie si economizor amoniac 0.7, concentratie vaporii la iesirea din deflegmator 0.9998 si puterea frigorifica a instalatiei este de 10 kW. Parametrii aerului exterior sunt:  $t_{ext} = 25^\circ C$  si presiunea = 1 bar. Luand in considerare diferența dintre medii la schimbatoarele de cladura obtinem: temperatura de vaporizare 4°C si temperatura de condensare functie de circuitul de alimentare.

Au fost luate in considerare 3 variante de circulatie a apei de racire la condensator, absorbitor si deflegmator:

- circuit Condensator si Deflegmator-Absorbitor;
- circuit Absorbitor-Deflegmator si Condensator;
- simultan Condensator, Deflegmator, Absorbitor.

In calcul la alimentarea in serie s-a considerat un debit constant de apa de racire astfel impunandu-se ecartul de temperatura pe fiecare schimbator de caldura:

- condensator 4°C;
- deflegmator 1°C;
- absorbitor 5°C.

In tabel sunt centralizate datele obtinute in urma calcului teoretic si in figura 3.2. se prezinta comparativ entropia generata pentru fiecare component din instalatie in cele 3 variante de alimentare cu apa de racire.

Tabel 3.1. Generarea de entropie pentru cele 3 cazuri de alimentare cu apa de racire.

| Generare de entropie | alimentare serie prim<br>Condensator+Deflegmator | alimentare serie<br>prim Absorbitor | paralel C+ABS+DF |
|----------------------|--|-------------------------------------|------------------|
|                      | (W/K)  | (W/K)                               | (W/K)            |
| S_F                  | 17.97  | 13.26                               | 12.49            |
| S_ABS                | 7.323  | 6.165                               | 3.52             |
| S_C                  | 0.7153   | 0.6624                              | 0.7153           |
| S_V                  | 0.4392   | 0.4237                              | 0.4392           |
| S_DF                 | 0.382  | 0.4259                              | 0.3354           |
| S_EC solutie         | 2.948  | 5.191                               | 3.136            |
| S_EC NH3             | 0.2446   | 0.2693                              | 0.2446           |
| S_VL1                | 0.2268   | 0.3386                              | 0.2268           |
| S_VL2                | 0.174  | 0.2679                              | 0.1242           |
| S_PS                 | 0.248  | 0.3429                              | 0.2313           |
| <b>S_total</b>       | <b>30.66</b>                                     | <b>27.35</b>                        | <b>21.48</b>     |

Se observa ca generarea de entropie totala a sistemului este minima atunci cand sunt alimentate in paralel cele trei schimbatoare de caldura racite cu apa (absorbitor, deflegmator si condensator), caz in care temperaturile finale la iesirea din condensator sau absorbitor sunt mai mici. Influenta schimbarii circuitului este foarte importanta se poate observa o crestere de 30% a valorii acesteia in cazul cel mai dezavantajat atunci cand alimentam intai condensatorul. Astfel se recomanda in practica alimentarea simultana a celor 3 schimbatoare de caldura.

Generarea de entropie maxima este la fierbator care reprezinta peste 50% din valoarea totala a sistemul. Fierbatorul este urmat de absorbitor cu o influenta de cca 20% si de economizorul de solutie amoniacala cu o generare ce reprezinta cca 15% (fig. 3.6.). Entropia generata de catre ventilele de laminare, economizorul de amoniac si pompa de solutie poate fi neglijabila.

In figura 3.7 se prezinta pierderile exergetice pe fiecare echipament din instalatie.

Valorile obtinute si centralizate in tabelul 3.1. sunt vizualizate in figura 3.8.

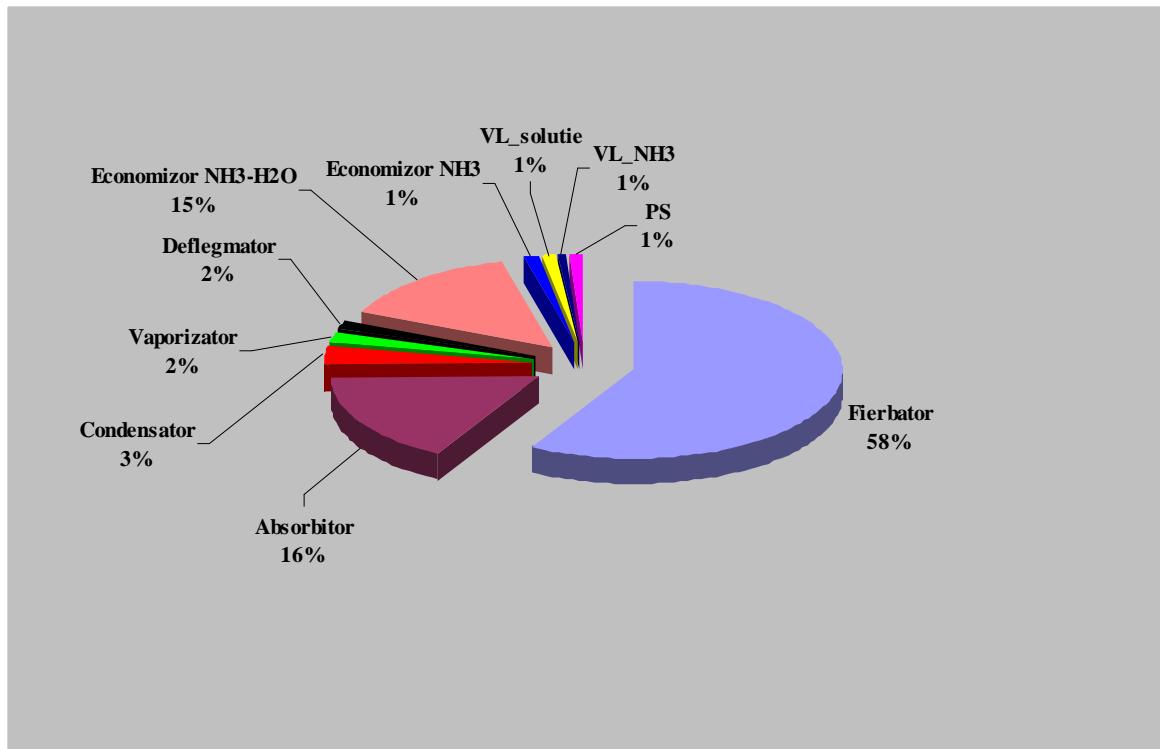


Fig. 3.6. Aportul echipamentelor componente din instalatie la generarea de entropie totala din sistem (alimentare cu apa de racire in paralel).

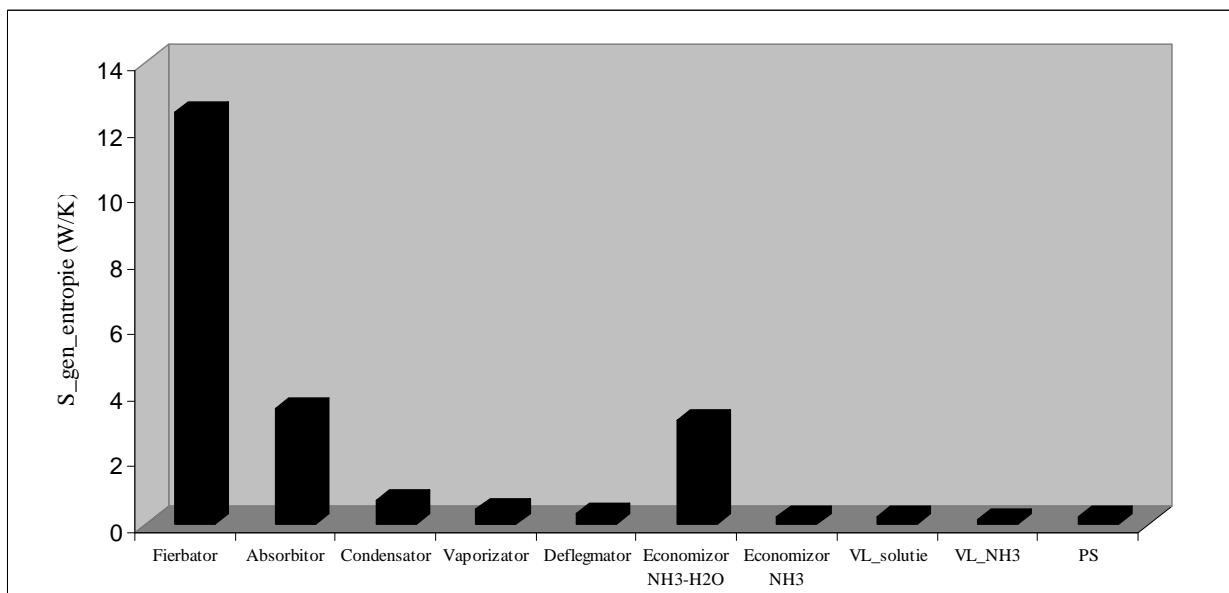


Fig. 3.7. Generarea de entropie pentru fiecare component din instalatie (alimentare cu apa de racire in paralel).

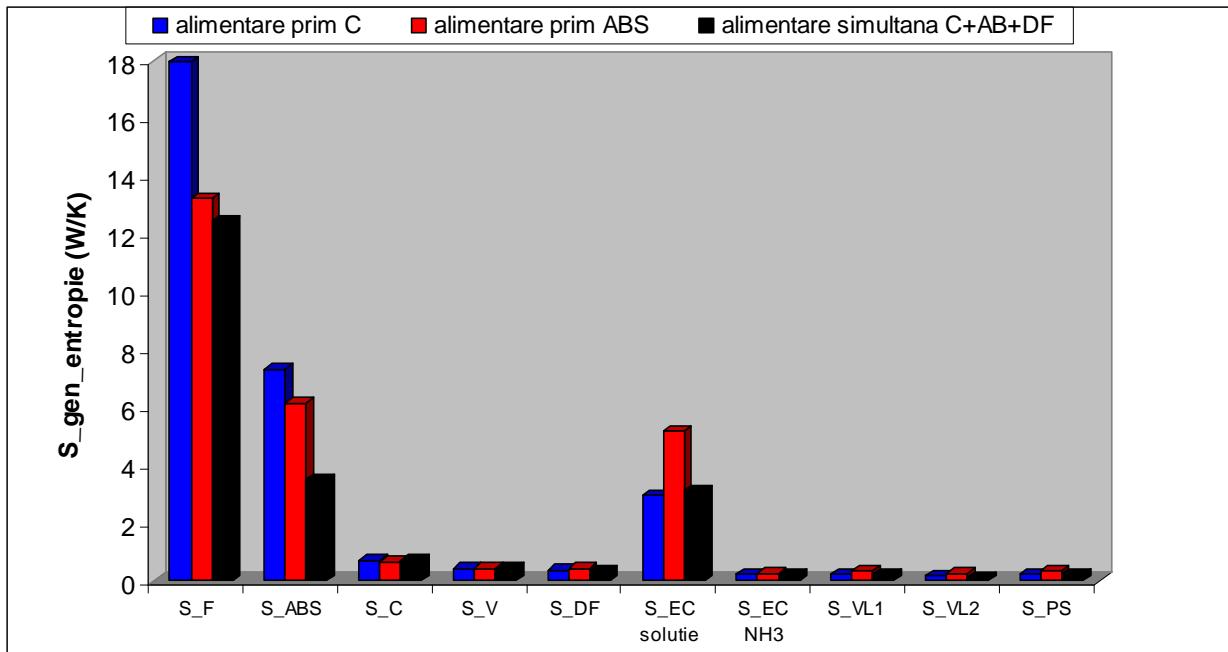


Fig. 3.8. Generarea de entropie a sistemul in 3 variante de alimentare cu apa de racire.

Pentru alimentarea cea mai avantajoasa, in paralel, cu apa de racire a condensatorului, deflegmatorului si absorbitorului s-a facut o analiza suplimentara variind parametrii de lucru: temperatura de vaporizare si de condensare in raport cu variația temperaturii tur a agentului termic la fierbator.

Odata cu cresterea temperaturii de vaporizare (cu 3°C) entropia generata pe fiecare echipament a scazut cu un procent cuprins intre 3...30%. Generarea de entropie la vaporizator scade nesemnificativ de la 4.39 W/K la 4.37 W/K. (fig. 3.9.) deoarece entropia scade odata cu cresterea temperaturii de vaporizare.

In cazul in care variem temperatura de condensare (creste cu 2°C) efectul este mult mai important, generarea de entropie la condensator scade de la 7.15W/K la 6.82 W/K (fig. 3.10.). Acest lucru se explica prin cresterea:

- presiunii de condensare odata cu temperatura de condensare;
- entropiei specifice starilor de calcul din relatia de calcul (3.5);
- debitului masic de amoniac.

Curba de variație la absorbitor este prezentata in figura 3.11. si se observa o pantă mai mare in cazul in care temperatura de condensare este mai ridicata si o cresterea a valorii acesteia cu cca 20%. Se recomanda o cercetare mai ampla privind scaderea pierderilor exergetice pentru acest echipament si optimizarea lui fiind al doilea echipament ca pondere in generarea de entropie totala a instalatiei.

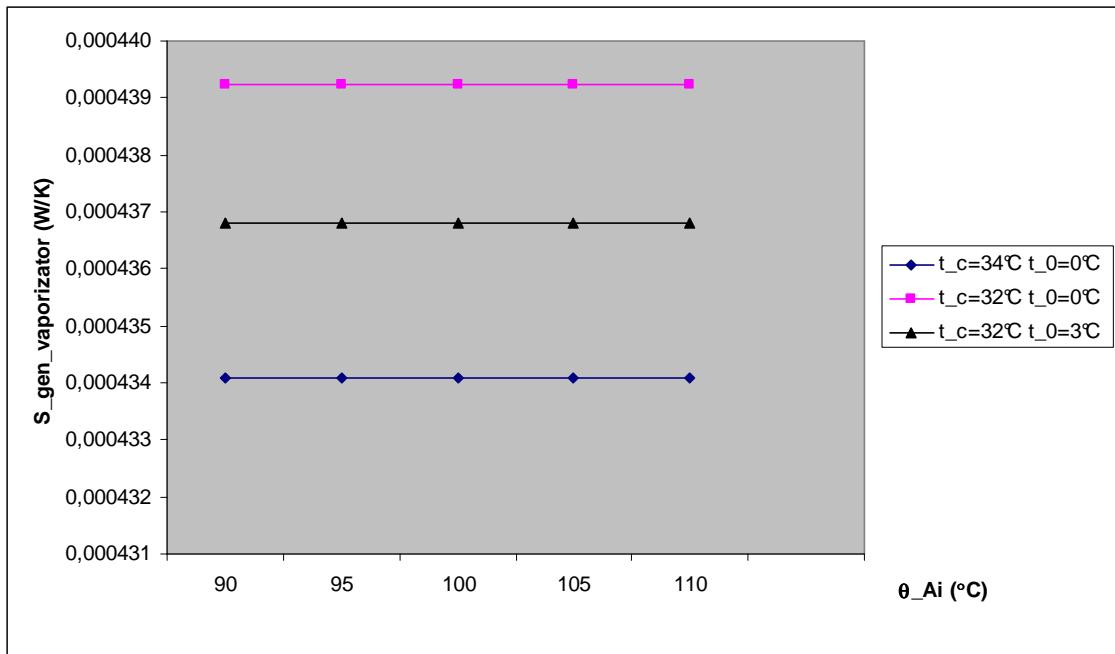


Fig. 3.9. Variatia generarii de entropie la vaporizator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

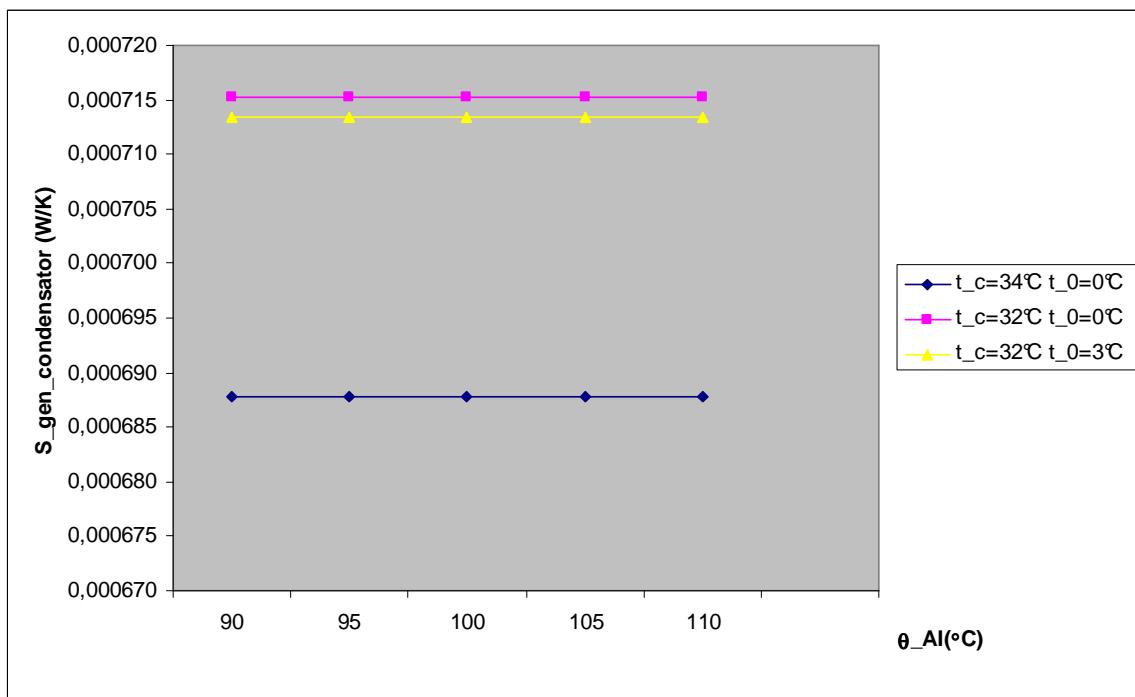


Fig. 3.10. Variatia generarii de entropie la condensator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

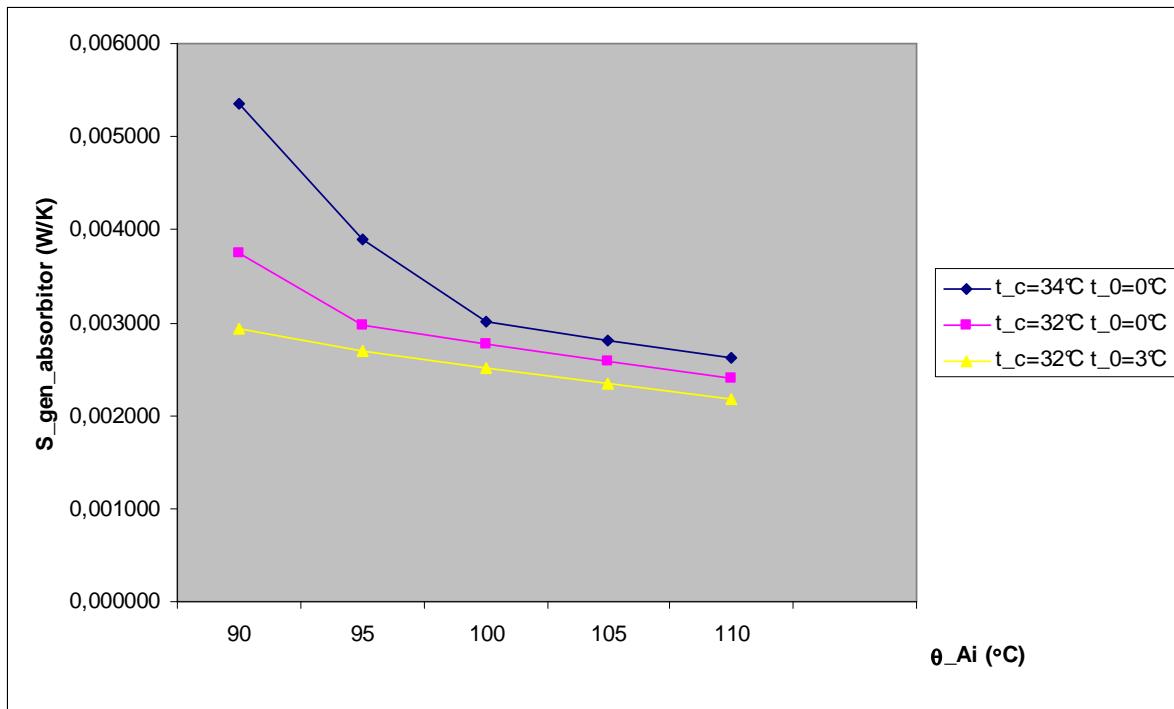


Fig. 3.11. Variatia generarii de entropie la absorbitor pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

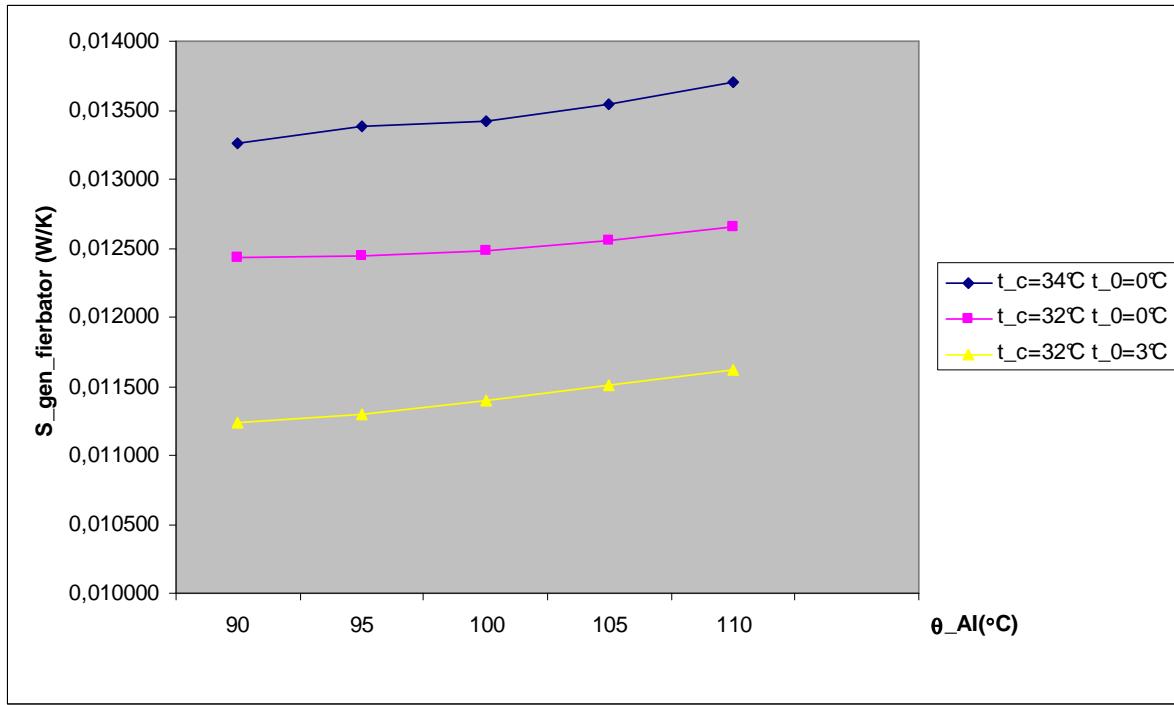


Fig. 3.12. Variatia generarii de entropie la fierbator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

Pentru conditiile de lucru detaliate generarea de entropie la fierbator creste

nesemnificativ (cca 9%) conform figurii 3.12. Daca temperatura de condensare creste cu  $2^{\circ}\text{C}$  valoarea generarii corespunzatoare creste cu cca 20% si la o crestere a temperaturii de vaporizare cu  $3^{\circ}\text{C}$  aceasta scade cu 10%.

Tinand cont de aceste rezultate teoretice obtinute putem afirma ca vom obtine un COP maxim atunci cand:

- factorul de circulatie are valori cuprinse intre 3 si 4.5;
- temperatura de fierbere si de vaporizare sunt ridicate;
- temperatura de condensare si temperatura de absorbtie sunt scazute.

In tabelul 3.2. se prezinta variatia generarii de entropie la influenta temperaturii de condensare din punct de vedere a mediului de racire pentru condensator; instalatia are urmatoarele conditii de lucru: temperatura apa racita tur/retur  $12/7^{\circ}\text{C}$  la vaporizator, temperatura apa de racire tur/retur  $25/33^{\circ}\text{C}$  la absorbitor si deflegmator, temperatura agent incalzitor tur/retur la fierbator  $90/85^{\circ}\text{C}$ , randament pompa solutie amoniacala 0.9, eficienta economizor solutie si economizor amoniac 0.7, concentratie vaporii la iesirea din deflegmator 0.9998 si puterea frigorifica a instalatiei este de 10 kW. Condensatorul si absorbitorul sunt racite cu:

- apa cu temperatura  $25/29^{\circ}\text{C}$ ; temperatura de condensare  $32^{\circ}\text{C}$ .
- aer cu temperatura  $28^{\circ}\text{C}$ , temperatura de condensare  $40^{\circ}\text{C}$ .

Tabel 3.2. Variatia generarii de entropie in cazul racirii condensatorului cu apa sau aer.

| Echipamente                | Racit cu aer (W/K) | Racit cu apa (W/K) |
|----------------------------|--------------------|--------------------|
| Fierbator                  | 19.72              | 12.91              |
| Condensator                | 1.46               | 0.1386             |
| Absorbitor                 | 5.571              | 5.165              |
| Vaporizator                | 1.458              | 0.429              |
| Deflegmator                | 0.71               | 0.3449             |
| Pompa solutie              | 0.3442             | 0.2924             |
| Economizor solutie         | 4.013              | 4.288              |
| Economizor NH <sub>3</sub> | 0.2566             | 0.2659             |
| Ventil solutie             | 0.2667             | 0.2988             |
| Ventil NH <sub>3</sub>     | 0.3254             | 0.2011             |
| <b>Total</b>               | <b>33.27</b>       | <b>24.33</b>       |

Din tabelul 3.2. reiese dezavantajul utilizarii aerului ca agent de racire la condensator, deflegmator si absorbitor, in acest echipament avand in acest caz o presiune de condensare mai ridicata. Tinand cont de relatiile (3.5), (3.6), (3.8) si (3.9) generarea de entropie la condensator, absorbitor, fierbator si economizorul de

solutie calculata insumeaza 30...90% din valoarea totala a generarii de entropie. Generarea totala de entropie creste cu 27% atunci cand condensatorul este racit cu aer; acest lucru se justifica prin cresterea presiunii de condesare, a concentratiei solutiei sarace si a factorul de circulatie de la 5.45 la 7.45. Generarea de entropie pe fiecare echipament din instalatie in cele 2 cazuri analizate se prezinta in figura 3.13.

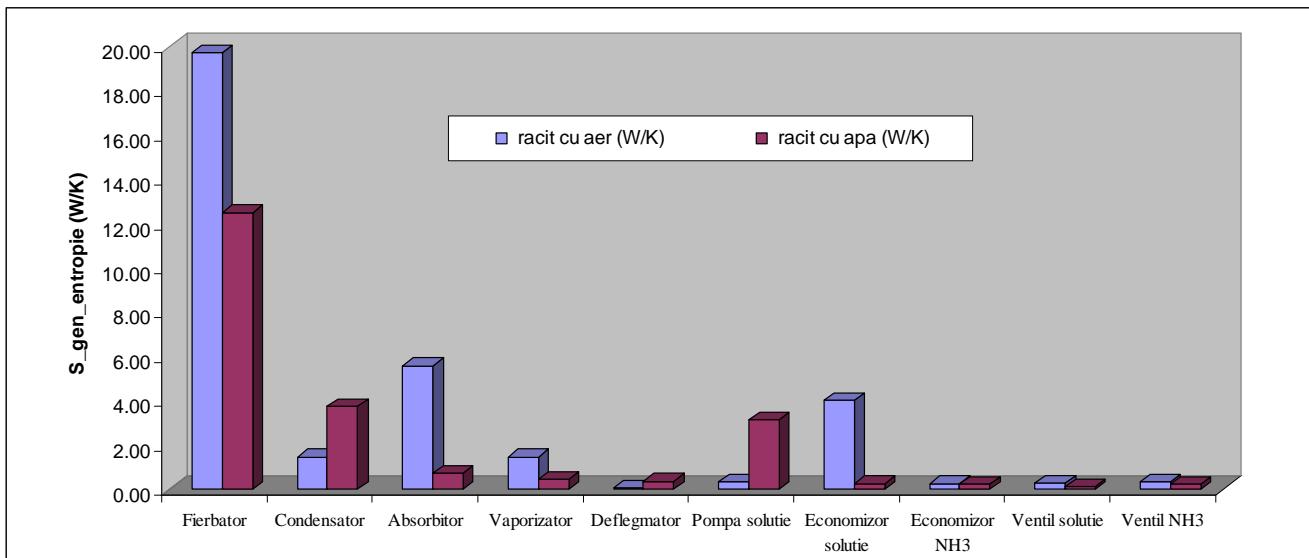


Fig. 3.13. Generarea de entropie pe componente instalatie pentru diferiti agenti de racire.

In final putem concluziona urmatoarele:

- alimentarea in paralel a celor 3 schimbatoare de caldura din instalatie determina o generare de entropie scazuta. Astfel se recomanda in practica acest tip de conexiune;
- alegerea mediului de racire este foarte importanta si se recomanda utilizare apei de racire atunci cand este posibil in comparatie cu aerul exterior. Se obtine o generare de entropie cu cca 30% mai scazuta cand avem apa de racire.
- generarea de entropie pe echipamentele principale din instalatie inregistreaza valori minime cand temperatura de condensare este 32°C si temperatura de vaporizare 3°C. Coreland cele doua date putem spune ca avem nevoie de un agent de racire cu temperatura scazuta si temperatura apei racite sa nu fie foarte scazuta.

### 3.1.2. Instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O.

Schema instalatiei frigorifice reale intr-o treapta in solutie BrLi-apa este prezentata in figura 3.14. Ecuatiile specifice principiului al II-lea cu ajutorul carora se calculeaza rata generarii de entropie pentru instalatie sunt urmatoarele scrise cu ajutorul bilanturilor de entropie (figurile 3.15-3.17):

- vaporizator:

$$\dot{S}_0 = Q_{mo} \cdot (s_{10''} - s_9) + Q_{mar} \cdot (s_{ar2} - s_{ar1}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.37)$$

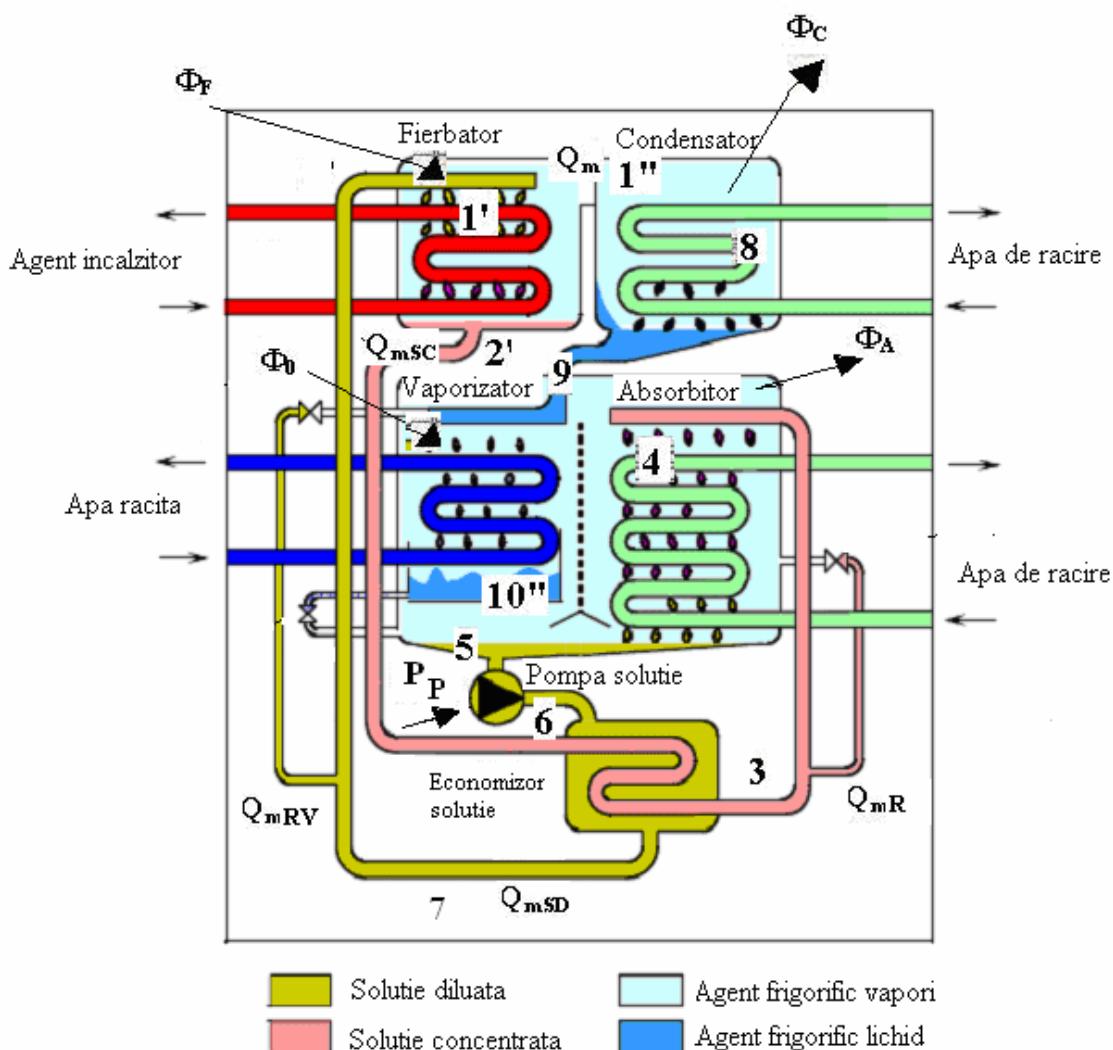


Fig. 3.14. Schema instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi – apa.

- condensator:

$$\dot{S}_C = Q_{m0} \cdot (s_{1''} - s_9) + Q_{mw} \cdot (s_{w2} - s_{w1}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.38)$$

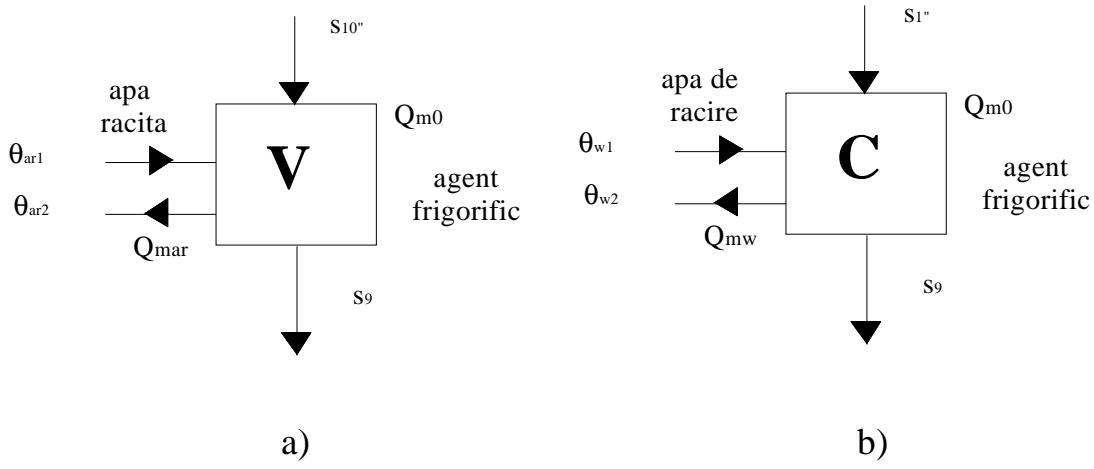


Fig. 3.15. Bilantul exergetic al (a) vaprizeratorului si b) condensatorului.

- absorbitor:

$$\dot{S}_A = Q_{m0} \cdot [(f + r) \cdot s_5 - s_{10} - (f - 1 + r) \cdot h_3] + Q_{mw} \cdot (s_{w4} - s_{w3}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.39)$$

unde  $r$  – factor recirculare solutie diluata in absorbitor;

- fierbator:

$$\dot{S}_F = Q_{m0} \cdot [s_{1''} + (f - 1) \cdot s_2 - (f - s) \cdot h_7] + Q_{mAI} \cdot (s_{AI2} - s_{AI1}) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.40)$$

- economizor solutie LiBr-H<sub>2</sub>O:

$$\dot{S}_{EC} = Q_{m0} \cdot (f - 1) \cdot (s_3 - s_2) + Q_{m0} \cdot f \cdot (s_7 - s_6) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.41)$$

- pompa solutia LiBr-H<sub>2</sub>O :

$$\dot{S}_{PS} = Q_{m0} \cdot f \cdot (s_6 - s_5) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.42)$$

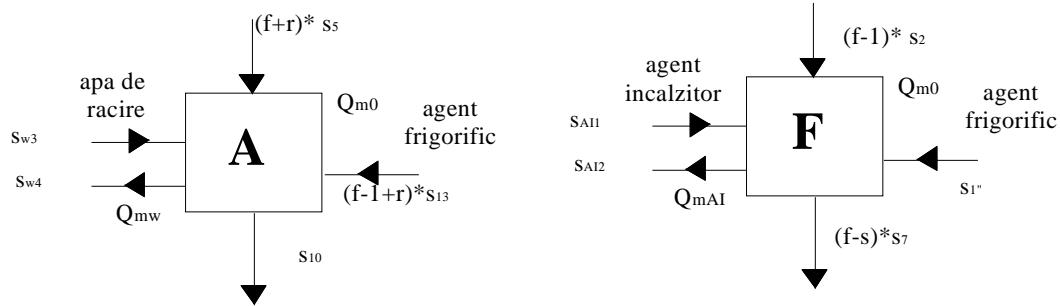


Fig. 3.16. Bilantul exergetic al (a) absorbitorului si b) fierbatorului.

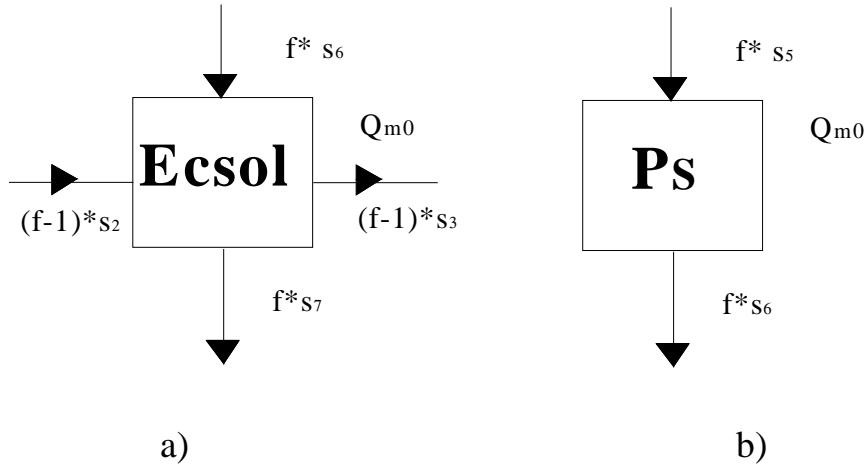


Fig. 3.17. Bilantul exergetic al (a) economizorului de solutie si b) pompei de solutie.

- ventil laminare (diuza) agent frigorific daca exista:

$$\dot{S}_{VL1} = Q_{m0} \cdot (s_9 - s_8) \quad (\text{kW/K}) \quad (3.43)$$

Entropia totala a sistemului se obtine din insumarea valorilor specifice fiecarui component din sistem:

$$\dot{S}_T = \sum_{j=1}^N \dot{S}_j = \dot{S}_0 + \dot{S}_C + \dot{S}_A + \dot{S}_F + \dot{S}_{EC} + \dot{S}_{PS} + \dot{S}_{VL1} \quad (\text{kW/K}) \quad (3.44)$$

In cazul solutiei BrLi-H<sub>2</sub>O pentru determinare entropiei au fost utilizate relatiile obtinute de catre cercetatorii Kaita and Chua si altii.

In programul de calcul utilizat s-a folosit relata lui FEUERECKER, valabila pentru temperaturi 0≤T≤190°C si concentratii ale solutiei 40≤X≤75%:

$$S = A_1 + A_2 \cdot T + A_3 \cdot T^2 + A_4 \cdot X + A_5 \cdot X \cdot T + A_6 \cdot X \cdot T^2 + (kJ/kg*K) \quad (3.45)$$

$$+ A_7 \cdot X^2 + A_8 \cdot X^2 \cdot T + A_9 \cdot X^3 + A_{10} \cdot X_4$$

unde coeficientii din relatie au valorile urmatoare:

$$A1=-1.01961E3$$

$$A2=1.101529E1$$

$$A3=-1.04215E-2$$

$$A4=1.036935E2$$

$$A5=-5.87032E-2$$

$$A6=8.63107E-5$$

$$A7=-3.266802$$

$$A8=-3.16683E-4$$

$$A9=4.10099E-2$$

$$A10=-1.790548E-4$$

Datele teoretice ce urmeaza sa fie prezentate sunt obtinute cu ajutorul modelului matematic scris cu ajutorul programului EES. Pentru simulare si scrierea ecuatiilor sistemului s-au luat in consideratie urmatoarele ipoteze simplificatoare:

- sismetul este considerat in regim stationar de functionare;
- caderile de presiune in conducte sunt neglijabile;
- in condensator si vaporizator vaporii de apa sunt la starea de saturatie.

In tabelul 3.3 se prezinta generarea de entropie pentru fiecare component pentru o instalatie frigorifica cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O avand datele de intrare: temperatura tur/retur apa racita 12/7°C la vaporizator, temperatura tur/retur apa de racire tur 27/32°C, temperatura agent incalzitor la fierbator tur/retur 88/83°C, randament pompa solutie 0.9, eficienta economizor solutie 0.75 si puterea frigorifica de 17.6 kW. Parametrii aerului exterior sunt: t<sub>ext</sub> = 25°C si presiunea = 1 bar si temperatura de vaporizare este 4°C.

Apa de racire din circuitul extern poate alimenta instalatia cu absorbtie in 3 variante:

- circuit Condensator -Absorbitor;
- circuit Absorbitor-Condensator;
- simultan (paralel) Condensator, Absorbitor.

Ecartul de supraincalzire a apei pe fiercare echipament este:

- la condensator de 4°C;
- la absorbitor 8°C;

Tabel 3.3. Generarea de entropie pentru cele 3 cazuri de alimentare cu apa de racire.

| Generare de entropie | alimentare prim<br>Condensator | alimentare prim<br>Absorbitor | paralel C+ABS |
|----------------------|--------------------------------|-------------------------------|---------------|
|                      | (W/K)                          | (W/K)                         | (W/K)         |
| S_F                  | 13.49                          | 13.93                         | 12.5          |
| S_ABS                | 3.229                          | 3.145                         | 2.876         |
| S_C                  | 9.179                          | 8.754                         | 8.671         |
| S_V                  | 0.884                          | 0.979                         | 0.884         |
| S_EC solutie         | 0.099                          | 0.386                         | 0.204         |
| S_VL1                | 0.0022                         | 0.0029                        | 0.0022        |
| S_PS                 | 0.014                          | 0.002                         | 0.0012        |
| <b>S_total</b>       | <b>26.89</b>                   | <b>27.2</b>                   | <b>25.14</b>  |

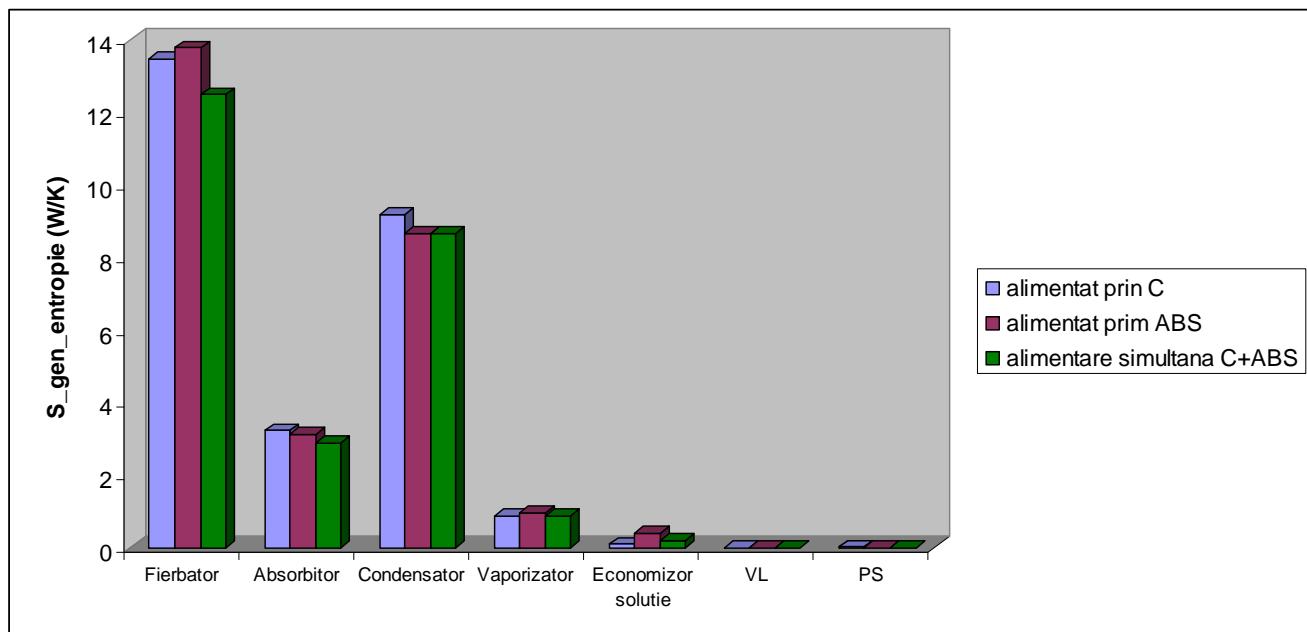


Fig. 3.18. Generarea de entropie a sistemul in 3 variante dea limentare cu apa de racire.

Influenta ordinii alimentarii cu apa de racire a schimbatoarelor de caldura este mult mai mica decat la instalatia frigorifica cu absorbtorie in solutie amoniacal.

Generarea de entropie totala a instalatiei frigorifice este minima atunci cand sunt alimentate paralel absorbitorul si condensatorul. La alimentarea in paralel a

absorbtiei si condensatorului entropia totala a sistemului este de 25.14 W/K. Influenta schimbarii alimentarii schimbatoarelor de caldura nu este atat de evidenta ca la instalatia frigorifica cu absorbtie in solutie amoniacala; cresterea este de sub 10% pentru varianta alimentarii prime a absorbtiei (conform fig. 3.18).

Generarea de entropie maxima este la fierbator care reprezinta cca 50% din valoarea totala a sistemului. Aceasta este urmat de catre condensator si absorbtor cu un procentaj de cca 34% respectiv 13% (conform fig. 3.19). Entropia generata de catre ventile de laminare, economizorul solutie si pompa solutie diluata poate fi neglijabila (fig. 3.20.).

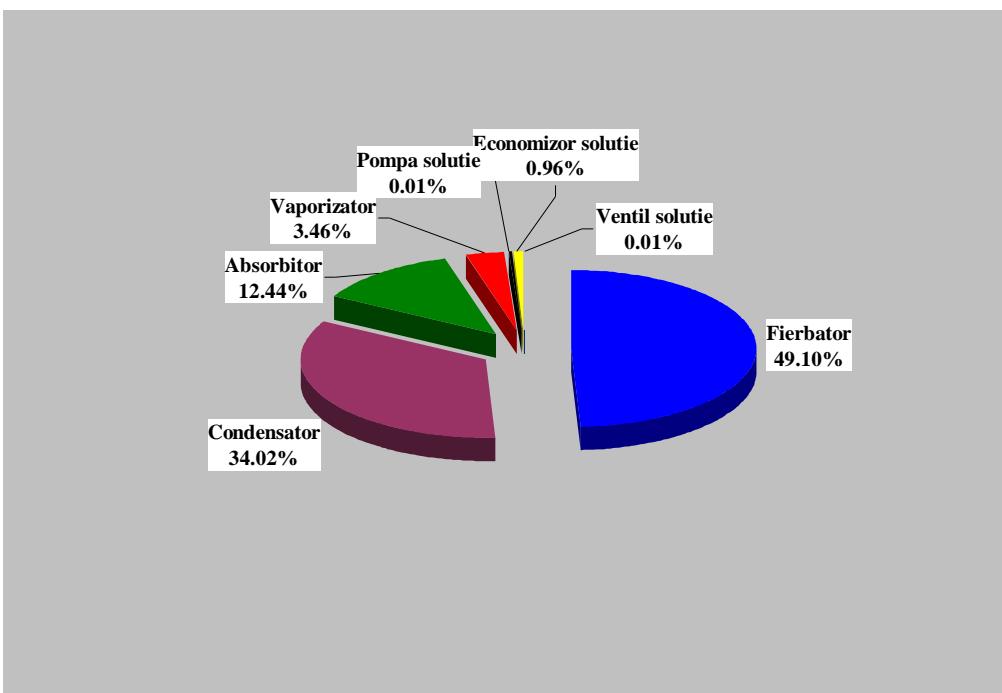


Fig. 3.19. Aportul fiecarui component din instalatie la generarea de entropia totala din sistem (alimentare paralela).

Variatia entropiei generata la vaporizator odata cu cresterea temperaturii de vaporizare este in sens descrescator, scazand de la 0.893 W/K la 0.861 W/K (fig. 3.21). Cresterea temperaturii de condensare in sens crescator determina marirea generarii de entropie la condensator cu cca 7% (de la 8.779 W/K la 9.383 W/K) (fig. 3.22).

Daca analizam absorbtorul variația este mult mai accentuata la acest schimbator de caldura in situatii analizate de cca 20% (fig. 3.23.).

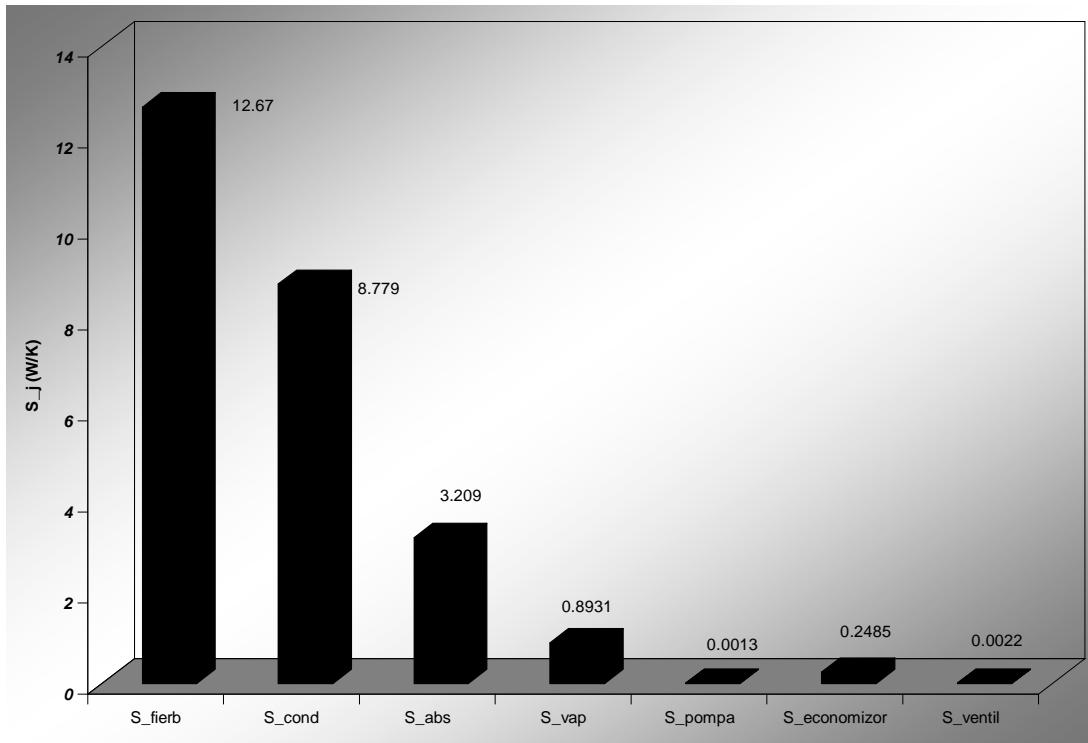


Fig. 3.20. Generarea de entropie pentru fiecare component din instalatie (alimentare paralela).

Odata cu cresterea temperaturii agentului termic la fierbator generarea de entropie la fierbator scade semnificativ conform figurii 3.24.

Tinand cont de valorile mari obtinute la generarea de entropie la fierbator se recomanda cercetari privind scaderea pierderilor exergetice pentru instalatia cu absorbtie inceapand cu acest echipament.

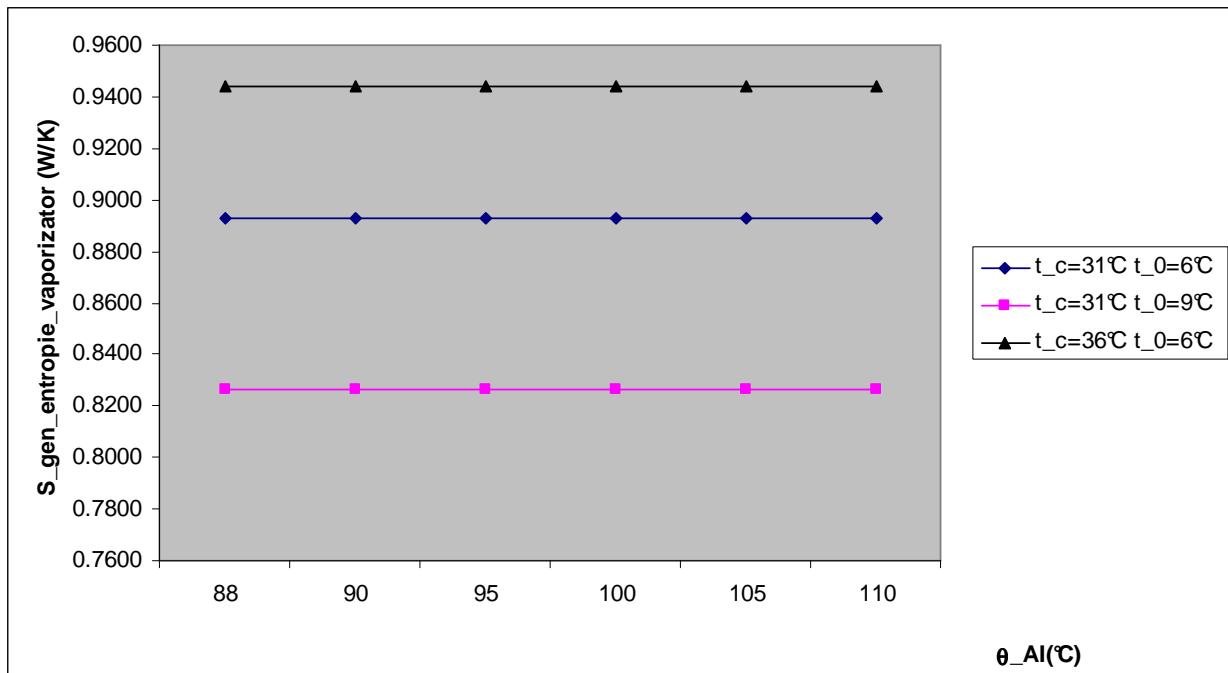


Fig. 3.21. Variatia generarii de entropie la vaporizator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

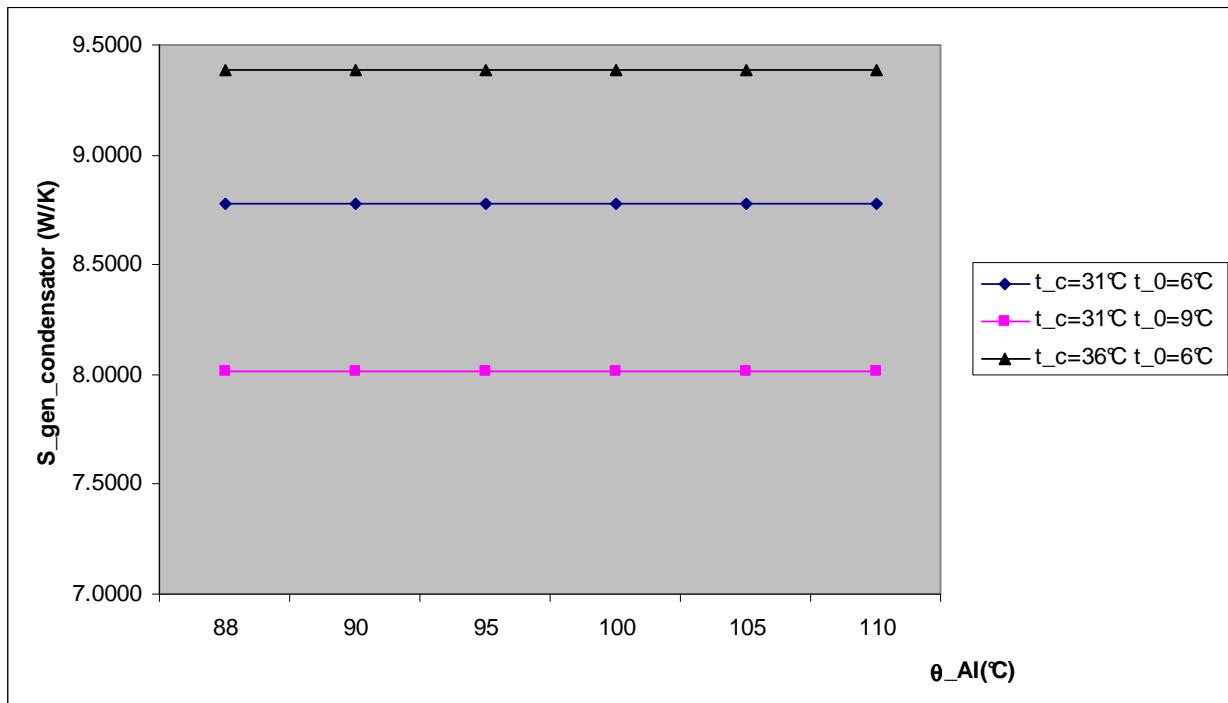


Fig. 3.22. Variatia generarii de entropie la condensator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

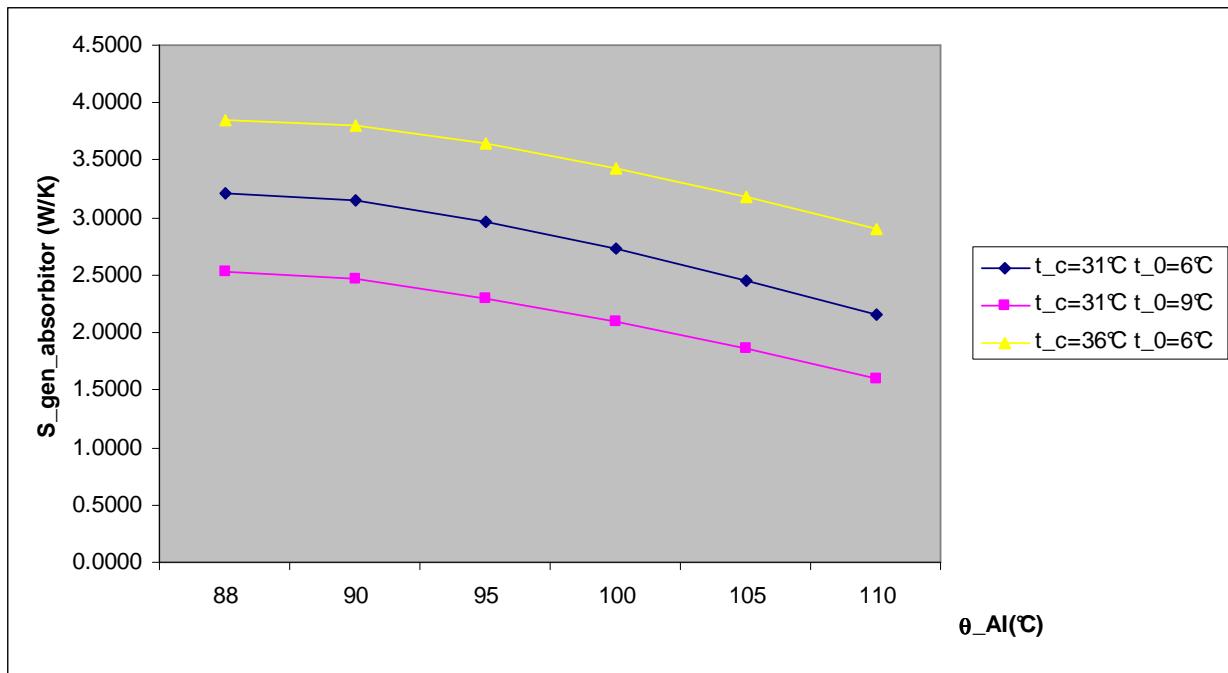


Fig. 3.23. Variatia generarii de entropie la absorbitor pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

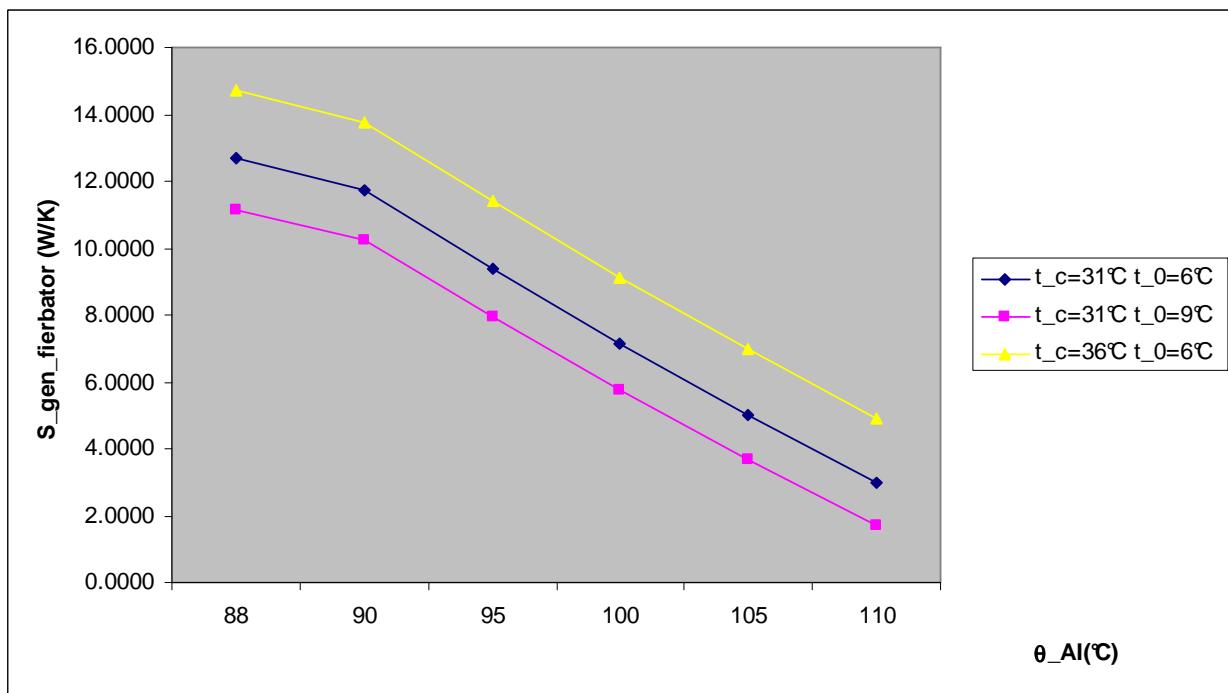


Fig. 3.24. Variatia generarii de entropie la fierbator pentru diferite valori ale temperaturii la generator.

In tabelul 3.4. se prezinta variatia generarii de entropie in 3 moduri de alimentare cu apa de racire:

- condensator si absorbitor racit cu apa in paralel cu temperatura apei de racire 27/32°C;
- condensator racit cu aer cu temperatura 25/30°C si absorbitor racit cu apa cu temperatura 27/32°C;
- condensator si absorbitor racit cu aer cu temperatura 25/30°C.

Se inregistreaza o crestere a generarii de entropie totale cu cca 20% in cazul utilizarii a aerului ca agent de racire.

Tabel 3.4. Variatia generarii de entropie la instalatia frigorifica cu absorbtie intr-o treapta racita cu apa sau cu aer.

|                    | racit cu aer C si<br>ABS<br>(W/K) | racit cu aer C si<br>cu apa ABS<br>(W/K) | racit cu apa C si<br>ABS paralel<br>(W/K) |
|--------------------|-----------------------------------|--|---|
| Fierbator          | 24.56                             | 14.5                                     | 7.766                                     |
| Condensator        | 3.675                             | 2.503                                    | 0.581                                     |
| Absorbitor         | 6.081                             | 4.617                                    | 3.809                                     |
| Vaporizator        | 4.087                             | 1.66                                     | 1.178                                     |
| Pompa solutie      | 0.0435                            | 0.0477                                   | 0.0504                                    |
| Economizor solutie | 0.8476                            | 0.607                                    | 0.1814                                    |
| <b>Total</b>       | <b>39.29</b>                      | <b>23.93</b>                             | <b>13.57</b>                              |

Valorile comparative sunt prezentate in figura 3.25, rezultand avantajul racirii cu apa.

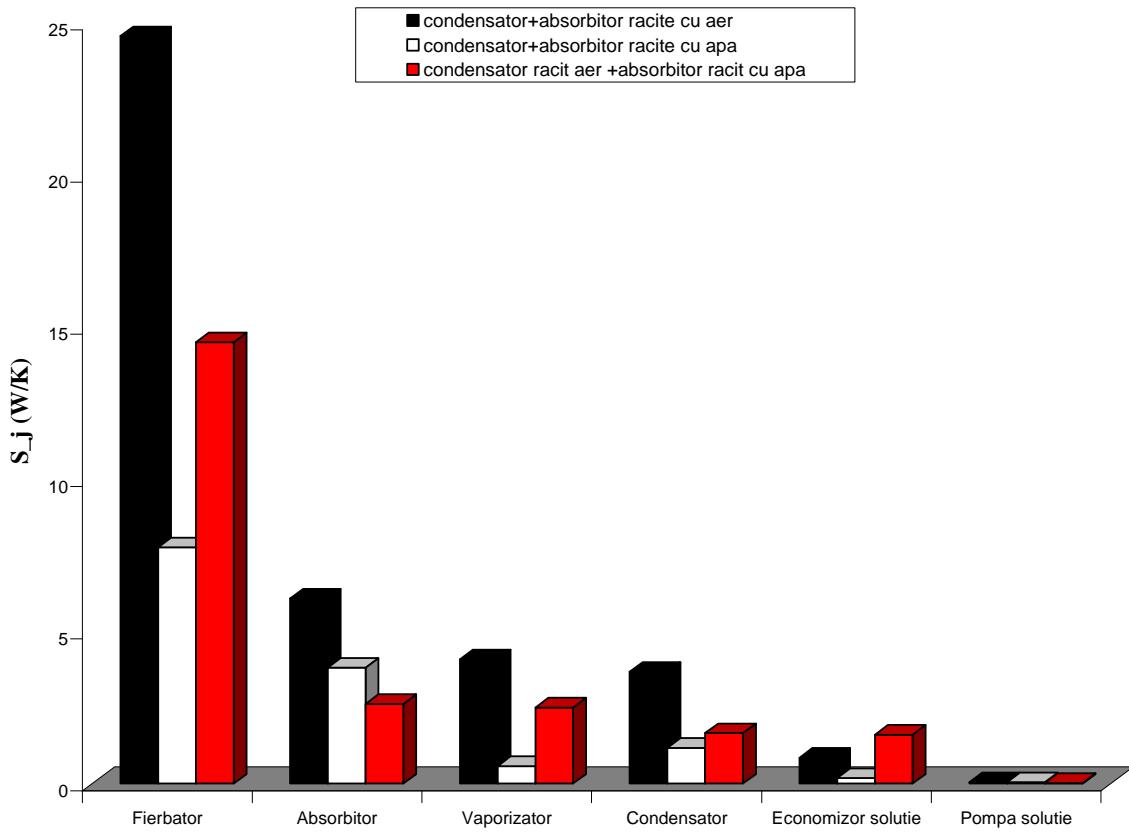


Fig. 3.25. Generarea de entropie pentru cele 3 cazuri de circuit de racire.

### 3.1.3. Influenta schimbatoarelor de caldura auxiliare din instalatiile cu absorbtie intr-o treapta.

Instalatiile reale cu absorbtie intr-o treapta sunt echipate cu:

- economizorul de solutie amoniacala si economizorul de amoniac in cazul functionarii cu solutie amoniacala;
- economizorul de solutie in cazul functionarii cu BrLi-apa.

Influenta acestor echipamente asupra performanțelor sistemului COP și a randamentului exergetic este importantă [Khalid A. J., 2001]. Astfel se analizează evoluția acestor doi parametrii în funcție de valorile eficienței schimbatoarelor de caldura din instalatie. În cazul instalatiei frigorifice intr-o treapta în solutie amoniacala s-au considerat trei cazuri de studiu:

- a) s-a variat eficenta economizorului de amoniac  $\varepsilon_{NH_3}$  meninand eficienta economizorului de solutie egală cu zero  $\varepsilon_{ES} = 0$  (nu funcționează);
- b) s-a variat eficenta economizorului de solutie amoniacala  $\varepsilon_{ES}$  meninand eficienta economizorului de amoniac egală cu zero  $\varepsilon_{NH_3} = 0$  (nu funcționează);

c) s-au variat eficenta economizorului de solutie amoniacala  $\epsilon_{ES}$  si eficienta economizorului de amoniac  $\epsilon_{NH_3}$ ;

Datele obtinute in urma simularii cu ajutorul programului scris in capitolele anterioare au condus la intocmirea graficului prezentat in figura 3.26. Astfel se observa influenta benefica a acestor schimbatoare de caldura asupra performanteelor sistemului si a randamentului exergetic. Cazul cel mai dezavantajos este atunci cand eficienta economizorul de solutie amoniacala este zero si cresterea obtinuta pe partea COP-ului este de cca 40%. Pentru cazul c) din figura 3.18 se observa o crestere de cca 50%.

In ultimul caz eficientele schimbatoarelor de caldura sunt diferite de zero si determina cresterea cea mai importanta de cca 60%. De aceea in practica instalatiile reale sunt echipate cu economizoare de solutie pentru cele 2 variante de scheme analizate in capitolele anterioare.

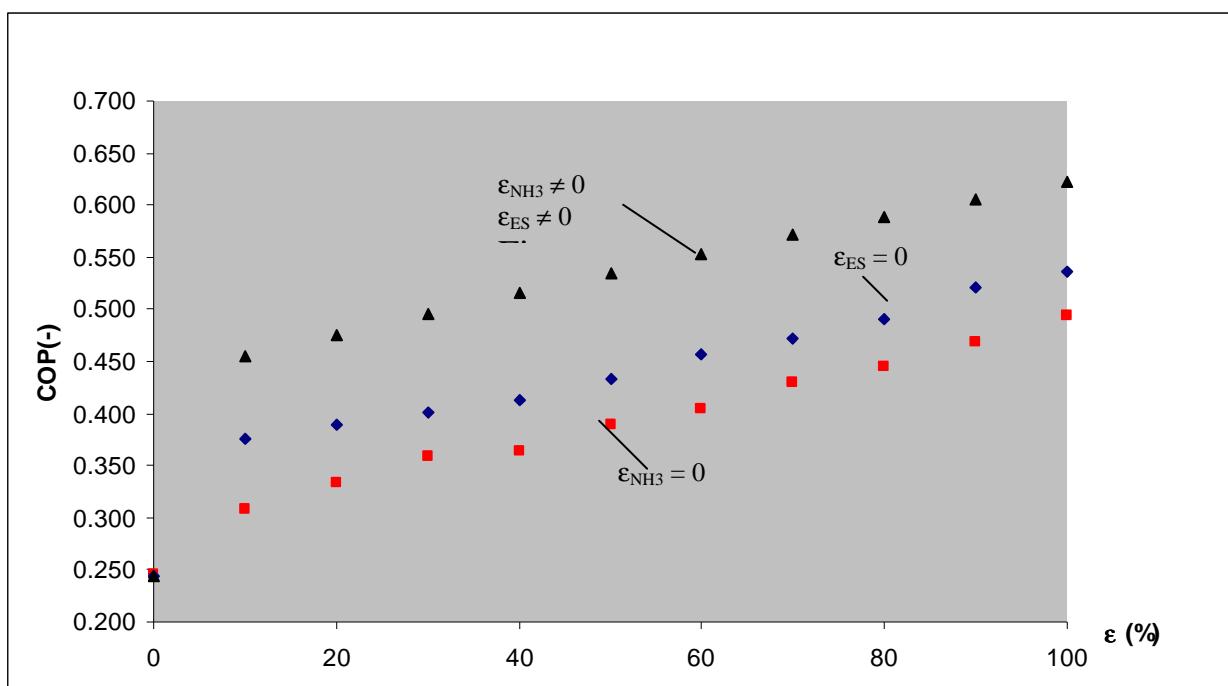


Fig. 3.26. Influenta eficientei schimbatoarelor de caldura asupra COP-ului. (instalatie frigorifica intr-o treapta in solutie amoniacala).

Asa cum se observa din figura 3.27 influenta eficientelor asupra randamentului exergetic este mult mai scazuta, de maxim 45% atunci cand sunt luate in calcul cele 2 economizoare.

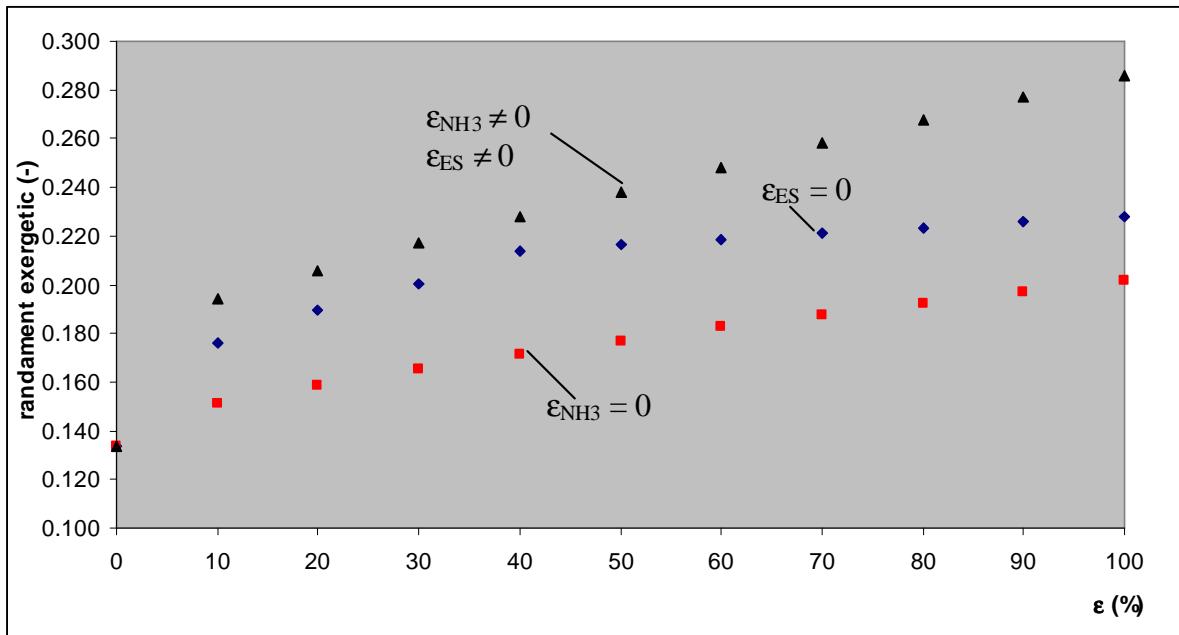


Fig. 3.27. Influenta eficientei schimbatoarelor de caldura asupra randamentului exergetic (instalatie frigorifica intr-o treapta in solutie amoniacala).

Pentru cazul instalatiei frigorifice in solutie BrLi-apa analiza este mai simpla pentru ca nu exista decat un economizor de solutie cel prin care circula solutia diluata si cea concentrata. Din figura 3.28. se observa o crestere a performantei sistemului cu cca 10%.

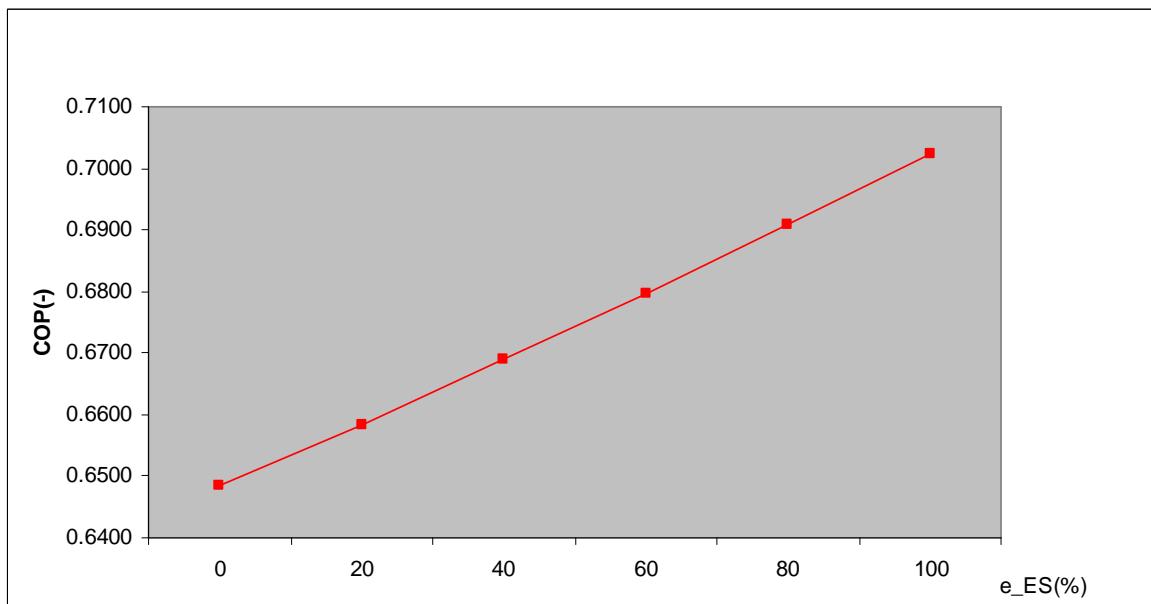


Fig. 3.28. Influenta eficientei schimbatoarelor de caldura asupra COP-ului (instalatie frigorifica intr-o treapta in solutie BrLi-apa).

### **3.2. Solutii de diminuare a pierderilor de exergie si de crestere a COP pentru sistemul de racire centralizata.**

Generarea de entropie totala a unei instalatii frigorifice cu absorbtie intr-o treapta este data de schimbatoarele de caldura principale (fierbator, absorbitor, vaporizator si condensator); in cazul instalatiei in solutie amoniacala important este si economizorul de solutie (suma depasind 90%), celelalte componente din instalatie avand un efect neglijabil.

Cercetarile trebuie indreptate spre aceste componenete astfel sa furnizeze cea mai mica generare de entropie. In special trebuie analizat fierbatorul care are un efect important asupra coeficientului de performanta si a generarii de entropie din sistem, reprezentand cca 40% din valoarea totala. Rezultatele obtinute reflecta ideea de baza ca fierbatorul este cel mai important component dintr-o instalatie cu absorbtie.

În condiții reale, procesele de lucru din ciclurile frigorifice, sunt însotite de ireversibilități interne și externe. *Ireversibilități externe* sunt datorate transferului termic la diferențe finite de temperatură. In tabelul 3.5 si 3.6 sunt prezentate irreversibilitatile externe pentru fiecare componenet din instalatia cu absorbtie calculate cu modelele de calcul prezentate anterior.

Tabel 3.5. Ireversibilitate fiecarui component din instalatia cu absorbtie in solutie amoniacala intr-o treapta ( $\Phi_0 = 10 \text{ kW}$ ).

|                               | Ireversibilitati (kW) |
|-------------------------------|-----------------------|
| Fierbator                     | 3.189                 |
| Absorbitor                    | 1.328                 |
| Deflegmator                   | 0.094                 |
| Condensator                   | 0.452                 |
| Vaporizator                   | 0.186                 |
| Economizor solutie amoniacala | 0.99                  |
| Economizor NH3                | 0.077                 |
| Pompa solutie amoniacala      | 0.071                 |
| Ventil solutie amoniacala     | 0.085                 |
| Ventil amoniac                | 0.051                 |
| <b>TOTAL</b>                  | <b>6.528</b>          |

Din calculul teoretic efectuat cu ajutorul modelului matematic irreversibilitatile sistemului reprezinta 65% din puterea frigorifica.

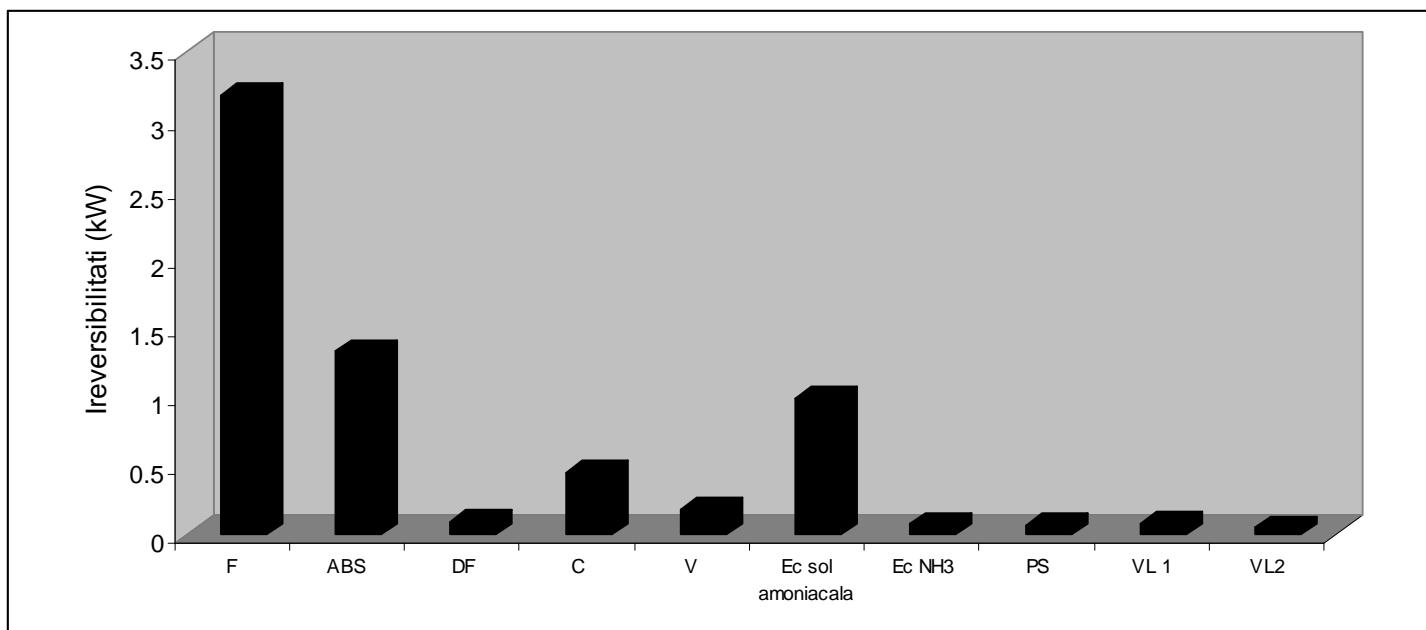


Fig. 3.29. Irreversibilitatile din sistemul cu absorbtie in solutie amoniacala.

Tabel 3.6. Irreversibilitate fiecarui component din instalati cu absorbtie in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O intr-o treapta ( $\Phi_0 = 17.6$  kW).

|                    | Ireversibilitati (kW) |
|--------------------|-----------------------|
| Fierbator          | 4.397                 |
| Absorbitor         | 1.15                  |
| Condensator        | 2.798                 |
| Vaporizator        | 0.282                 |
| Economizor solutie | 0.0092                |
| Pompa solutie      | 0.00062               |
| Ventil solutie     | 0.634                 |
| <b>TOTAL</b>       | <b>8.64</b>           |

Din calculul teoretic efectuat cu ajutorul modelului matematic irreversibilitatile sistemului reprezinta 50% din puterea frigorifica.

Aceste valori ale irreversibilitatilor din sistem sunt importante pentru cercetatori pentru ca ne ofera informatii despre degradarea energiei.

Irreversibilitatile din sistem se datoreaza:

- separarii solutiei in fierbator si deflegmator (unde exista), procesului de absorbtie;
- diferentelor de temperatura dintre mediul ambiant si temperatura medie a fiecarui component din sistem.

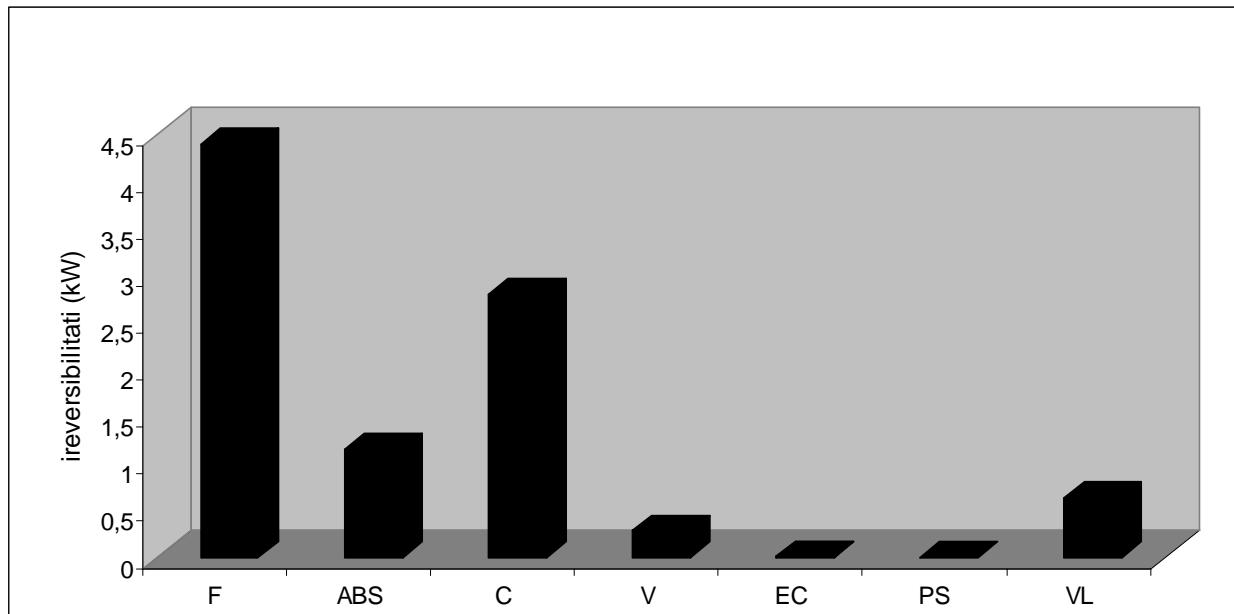


Fig. 3.30. Ireversibilitatile din sistemul cu absorbtie in solutie BrLi-H<sub>2</sub>O.

O crestere a temperaturii mediului ambiant cu 10K determina o crestere a ireversibilitatilor cu cca 40% la sistemele cu absorbtie in solutie amoniacala. Variatia temperaturii la fierbator determina modificare ireversibilitatirlo doar la fierbator, absorbitor, economizor solutie, pompa solutie si ventil solutie restul ramanad constanta. O crestere a temperaturii agentului incalzitor pe tur cu 10K determina o crestere a ireversibilitatilor pe echipament doar cu 3%. Acelasi lucru se poate afirma la vaporizator unde doar la o crestere de 2K a temperaturii de vaporizare detrmnia o crestere a pierderilor exergetice de doar 5%.

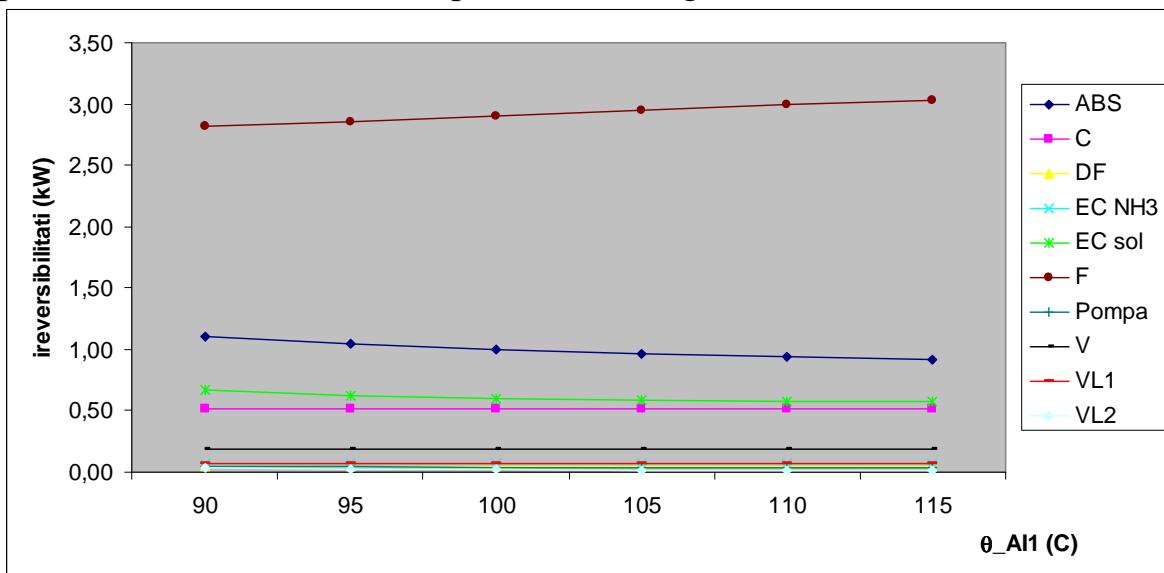


Fig. 3.31. Variatia ireversibilitatilor echipamentelor cu temperatura agentului incalzitor pentru instalatia cu absorbtie in solutie NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O.

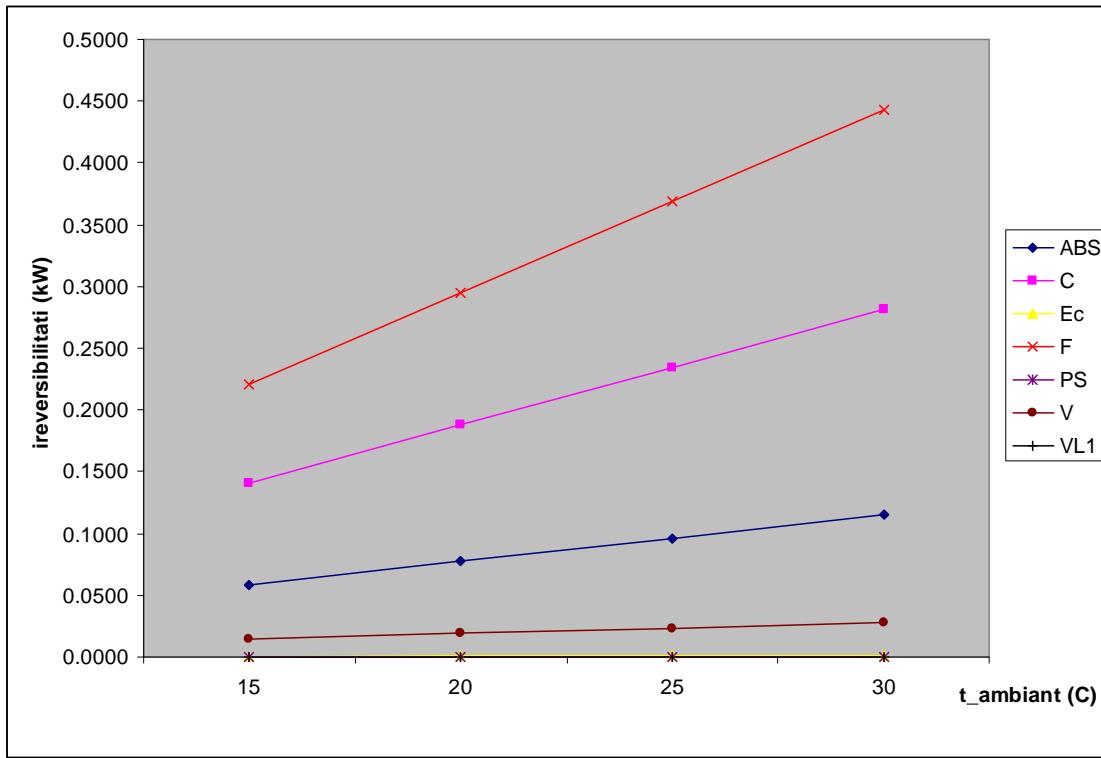


Fig. 3.32. Variatia ireversibilitatilor echipamentelor cu temperatura mediului ambiant pentru instalatia cu absorbtie in solutie LiBr-H<sub>2</sub>O.

Aşa cum se observă din tabelele 3.7.-3.10. generarea de entropie la condensator va scădea odata cu indeplinirea condiţiilor de optimizare amintite mai sus.

Cele mai mari pierderi de energie au loc în fierbator, urmate de cele din absorbitor, economizor soluţie, condensator, vaporizator. Ele pot fi limitate prin măsuri constructive şi de exploatare, astfel:

- **în fierbator** prin creşterea temperaturii agentului încalzitor la ieşire (tabel 3.12), prin creşterea diferenţei de temperaturii între medii (tabel 3.13).

Tabel 3.12. Optimizare fierbatorului în funcţie de temperatura de ieşire a agentului încalzitor.

| Temperatura tur/retur agent încalzitor (°C) | S_fierbator (W/K) |
|---|-------------------|
| 88/81                                       | 8.349             |
| 88/83                                       | 7.766             |
| 88/85                                       | 7.196             |

Tabel 3.13. Optimizare fierbatorului in functie de diferența de temperatură intre medii.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_F$ (°C) | $S_{fierbator}$ (W/K) |
|---|-----------------------|
| 7   | 7.644                 |
| 5   | 7.727                 |
| 3   | 7.804                 |

- **in condensator** prin scaderea temperaturii de condensare  $\theta_C$ , deci a diferenței de temperatură fata de cea a mediului de racire  $\theta_{mediu\ de\ racire1}/\theta_{mediu\ de\ racire2}$ ; aceasta se poate realiza utilizand racirea cu apa (temperatura de condensare mai ridicată în cazul utilizării aerului), cu circulația fluidelor în contracurent și prin folosirea de schimbatoare de căldură performante (cu placi, cu mini canale) la care diferența de temperatură intre medii se reduce la 1-2 K;

Tabel 3.7. Optimizare condensatorului in functie de temperatura de intrare a mediului de racire.

| Temperatura tur/retur<br>$\theta_{mediu\ de\ racire1}/\theta_{mediu\ de\ racire2}$<br>(°C) | $S_{condensator}$ (W/K) |
|--|-------------------------|
| 25/29  | 9.037                   |
| 27/31  | 9.424                   |
| 29/33  | 9.866                   |

Tabel 3.8. Optimizare condensatorului in functie de reducerea temperaturii la ieșire.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_{mediu\ racire}$ (°C) | $S_{condensator}$ (W/K) |
|---|-------------------------|
| 25/29   | 8.693                   |
| 25/28   | 8.56                    |
| 25/27   | 8.427                   |

Tabel 3.9. Optimizare condensatorului in functie de diferența de temperatură intre medii.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_C$ (°C) | $S_{condensator}$ (W/K) |
|---|-------------------------|
| 3   | 9.934                   |
| 2   | 9.479                   |
| 1   | 9.037                   |

- **in absorbtior**, scaderea generarii de entropie se poate realiza și prin alimentarea simultană a schimbatoarelor de caldura racite cu apă. Cele mai uzuale absorbtioare în cazul instalatiilor cu soluție LiBr-H<sub>2</sub>O au tevile prin care circula apă de racire orizontale peste care se distribuie filmul de agent frigorific pentru realizarea transferului de caldura. Optimizarea se poate realiza prin creșterea temperaturii de ieșire a mediului de racire (tabel 3.10) și prin creșterea temperaturii de intrare a mediului de racire (tabel 3.11).

Tabel 3.10. Optimizare absorbtiorului în funcție de temperatura de intrare a mediului de racire.

| Temperatura tur/retur<br>$\theta_{\text{mediu de racire}1}/\theta_{\text{mediu de racire}2}$ (°C) | S_absorbtior (W/K) |
|---|--------------------|
| 25/29   | 3.453              |
| 27/31   | 2.963              |
| 29/33   | 2.479              |

Tabel 3.11. Optimizare absorbtiorului în funcție de reducerea temperaturii la ieșire.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_{\text{mediu racire}}$ (°C) | S_condensator (W/K) |
|---|---------------------|
| 25/30   | 3.614               |
| 25/29   | 3.735               |
| 25/28   | 3.857               |

- **in vaporizator**, prin creșterea temperaturii de vaporizare (creșterea temperaturii agentului racit la ieșire table 3.14 și 3.15), prin micsorarea diferenței de temperatură fata de cea a mediului racit  $\theta_{mR}$  (de la valoarea de 3K la schimbatoarele de caldura multitubulară la 1...2K la cele cu placi sau cu mini canale tabel 3.16) poate realiza scaderea generării de entropie.

Tabel 3.14. Optimizare vaporizatorului în funcție de temperatura de ieșire a mediului racit.

| Temperatura tur/retur<br>$\theta_{\text{mediu racit}1}/\theta_{\text{mediu racit}2}$ (°C) | S_vaporizator (W/K) |
|---|---------------------|
| 15/10   | 0.8643              |
| 12/7  | 1.17                |
| 10/5  | 1.446               |

Tabel 3.15. Optimizare vaporizatorului in functie de reducerea temperaturii la iesire.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_{mediu\ racit}$ (°C) | S_vaporizator (W/K) |
|--|---------------------|
| 15/12  | 0.4911              |
| 15/11  | 0.6728              |
| 15/10  | 0.8655              |

Tabel 3.16. Optimizare vaporizatorului in functie de diferența de temperatură intre medii.

| Ecart de temperatura<br>$\Delta\theta_0$ (°C) | S_vaporizator (W/K) |
|---|---------------------|
| 3   | 1.981               |
| 2   | 1.558               |
| 1   | 1.17                |

- *in economizorul de solutie* prin folosirea de schimbatoare de caldura performante (cu placi, cu mini canale) cu o eficiență ridicată (tabel 3.17).

Tabel 3.17. Optimizare economizorului de solutie în funcție randamentul acestuia.

| Randament (-) | S_economizor (W/K) |
|---------------|--------------------|
| 0.8           | 0.7657             |
| 0.85          | 0.4562             |
| 0.9           | 0.1459             |

### 3.3. Solutii de crestere a COP pentru sistemul de racire centralizata.

Intr-o economie din ce în ce mai globalizată, politica energetică a unei țări se realizează în contextul evoluțiilor și schimbărilor care au loc pe plan mondial. Cantitatea tot mai mare de energie solicitată de dezvoltarea economică și socială din ultimele decenii a dus la creșterea producției mondiale de combustibili. Numai în perioada 1950-2000 producția mondială de combustibili a crescut de la 2,5 milioane tone în 1950 la 13,09 milioane tone în 2000 adică de peste 5 ori.

#### 3.3.1. Evoluția pe plan mondial a producției energetice electrice.

Tările în curs de dezvoltare, în principal China și India, dar și cele cu economii în tranziție, exercită o mare presiune asupra cererii de energie la nivel mondial, datorită creșterii economice și schimbărilor structurale din economie. Practic, în intervalul 1994-2004 aceste țări și-au dublat cererea de petrol (de la 10 la 20 milioane de barili pe zi), ceea ce reprezintă aproximativ 40% din cererea

mondiala de petrol.

Ponderea cererii de resurse primare de energie s-a schimbat pentru tarile cu economii in dezvoltare; aceasta a evoluat de la 22% in 1970 la 39% in 2003 costurile ridicandu-se la 26 de trilioane de dolari, potrivit unui raport al Agentiei Internationale pentru Energie. Cererea totala de energie in 2030 va fi cu circa 50% mai mare decat in 2003 si cu circa 46% mai mare pentru petrol. Acest lucru se traduce intr-un consum mai mare a carbunelui pentru a se produce energia necesara. Astfel, consumul de carbuni se va majora cu 53 %, pana in 2030. De asemenea, consumul de gaze se va majora cu 41%, existand destule resurse de gaze pentru acoperirea oricarei cereri de consum pana in 2030 si mult dupa aceasta data.

Rezervele certe cunoscute de petrol pot sustine un nivel actual de consum doar pana in 2040, iar cele de gaze naturale pana in 2070.

Pretul mare al petrolului a inceput sa afecteze cererea pentru energie, potrivit Agentiei Internationale pentru Energie si se estimeaza o crestere a cererii de petrol la nivel mondial cu 1,6% dupa doi ani de scadere (2008-2009). Problema va fi reprezentanta, insa, de nevoia de finantare pentru acoperirea cererii si de efectele asupra mediului. Expertii sustin ca aceasta tendinta de consum va avea "consecinte catastrofale" asupra incalzirii globale.

Din punct de vedere al structurii consumului de energie primara la nivel mondial, evolutia si proghnoza de referinta realizata de Agentia Internationala pentru Energie evidentaaza cresterea mai rapida a ponderii gazului natural (care va depasi carbunele), dar si a surselor regenerabile.

Elementele de mai sus stau la baza reorientarii politicilor energetice ale tuturor tarilor care sunt net importatoare de energie, in sensul cresterii atentiei accordate resurselor regenerabile de energie si eficienței energetice.

In 2000 consumul mondial de energie era dominat de Europa, inclusiv Rusia, (32%) si de America de Nord (28,4%), celelalte continente inregistrand consumuri modeste. Pentru anul 2000 ponderea resurselor energetice in balanta energetica mondiala era urmatoarea: petrol - 36,8%, carbune - 25,1%, gaze naturale -23,5%, hidroenergie - 7,0%, energie nucleara - 6,4%, alte surse - 1,2%.

In anul 2007 cresterea consumul de energie pe plan mondial a fost de doar 1.31% fata de anul 2004 comparativ cu cresterea demografica [Atanasiu B, 2009] .

Analiza consumului energetic la nivel de tari pune in evidenta mari diferente in ceea ce priveste consumul atat global, cat si pe cap de locuitor: primele 7 state (S.U.A., China, Rusia, Japonia, Germania, Marea Britanie si Canada) detin cca. 70% din consumul mondial de energie.

Cererea de electricitate a scazut in 2009 cu 3.5%, la nivel mondial, pentru prima data din 1945, din cauza crizei economice. Investitiile prevazute pentru

energiile regenerabile nu sunt suficiente pentru a incetini incalzirea globala, aceste cheltuieli ar trebui sa fie de 6 ori mai mari, fata de ce este prevazut.

Ca urmare a crizei energetice s-au produs modificari considerabile in structura balantei energetice mondiale. Astfel, cota de participare a hidrocarburilor in balanta de consum s-a redus la 63%, iar ponderea hidroenergiei si mai ales a energiei atomice a crescut pana la 10%.

In concluzie se preconizeaza o crestere a pretului energiei electrice cu 30% pana in 2017, din cauza faptului ca furnizorii de electricitate cumpara certificate verzi, iar proiectele pe energie regenerabila se vor inmulti.

### *3.3.2. Evolutia in Romania a producerii energie electrice.*

In Romania, consumul de energie primara pe locitor este de peste 2 ori mai mic decat media consumului inregistrata in Uniunea Europeana.

Pe fondul cresterii economice si a cresterii consumului de energie primara, dependenta de import a crescut de la 22,5% in 2000 la circa 34% in 2005.

Romania a reusit sa decupleze cresterea consumului de energie de cresterea economica. Industria, transporturile si sectorul rezidential reprezinta cea mai mare pondere in consumul final.

Sectorul rezidential a inregistrat urmatoarele consumuri in perioada 1999-2007:

| 1999<br>(TWh) | 2000<br>(TWh) | 2001<br>(TWh) | 2002<br>(TWh) | 2003<br>(TWh) | 2004<br>(TWh) | 2005<br>(TWh) | 2006<br>(TWh) | 2007<br>(TWh) |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 7.88          | 7.65          | 7.72          | 7.77          | 8.24          | 8.04          | 9.23          | 10            | 10.39         |

Sectorul tertiar in perioada 1999-2007 a inregistrat urmatoarele consumuri:

| 1999<br>(TWh) | 2000<br>(TWh) | 2001<br>(TWh) | 2002<br>(TWh) | 2003<br>(TWh) | 2004<br>(TWh) | 2005<br>(TWh) | 2006<br>(TWh) | 2007<br>(TWh) |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 3.415         | 3.908         | 5.552         | 2.741         | 4.749         | 3.586         | 4             | 4.9           | 5.721         |

Sectorul industrial in perioada 1999-2007 inregistrat urmatoarele consumuri:

| 1999<br>(TWh) | 2000<br>(TWh) | 2001<br>(TWh) | 2002<br>(TWh) | 2003<br>(TWh) | 2004<br>(TWh) | 2005<br>(TWh) | 2006<br>(TWh) | 2007<br>(TWh) |
|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| 38.3          | 19.9          | 20.8          | 22.7          | 22.3          | 25.2          | 23.7          | 24.3          | 22.8          |

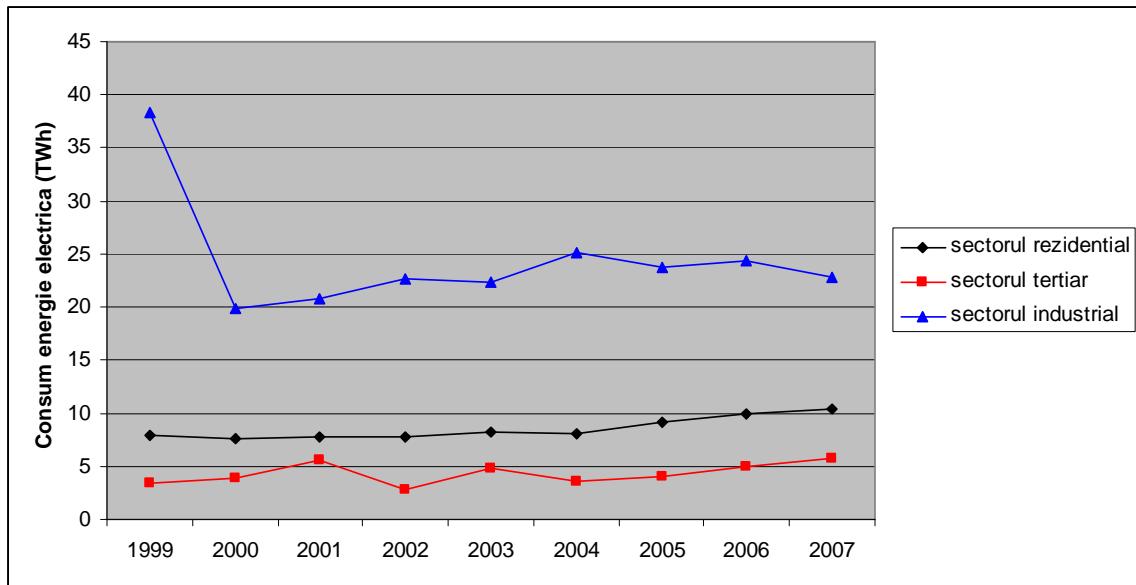


Fig. 3.33 Consumul comparativ in sectorul rezidential, terciar si industrial in perioada 1999-2007.

Consumurile comparative pentru cele 3 sectoare amintite mai sus sunt prezentate grafic in figura 3.33.

Pretul energiei electrice a avut o evolutie crescatoare, datorita cresterii preturilor la combustibili pe plan international precum si eliminarii progresive a subventiilor directe (fig. 3.34). Cresterea mai accentuata a pretului energiei electrice decat cel al gazelor naturale conduce la o apropiere a pretului total al energiei consumate la cele 2 sisteme frigorifice (cu comprimare mecanica de vapori si cu absorbtie); desi instalatia frigorifica cu absorbtie consuma mai multa energie, daca ea este mai ieftina, pretul total se apropie de cel pentru o instalatie cu comprimare mecanica de vapori.

Evolutia preturilor la energia electrica si a gazelor naturale conform statisticilor in perioada 2002-2010.

| Pret                         | 2002  | 2003  | 2004  | 2005  | 2006  | 2007  | 2008  | 2009  | 2010  |
|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Energie electrica (euro/MWh) | 50.4  | 65.3  | 67    | 74    | 81    | 88.6  | 132   | 162   | 208   |
| Gaze naturale (euro/MWh)     | 27.78 | 33.33 | 49.44 | 51.39 | 59.72 | 64.44 | 68.06 | 71.67 | 71.67 |

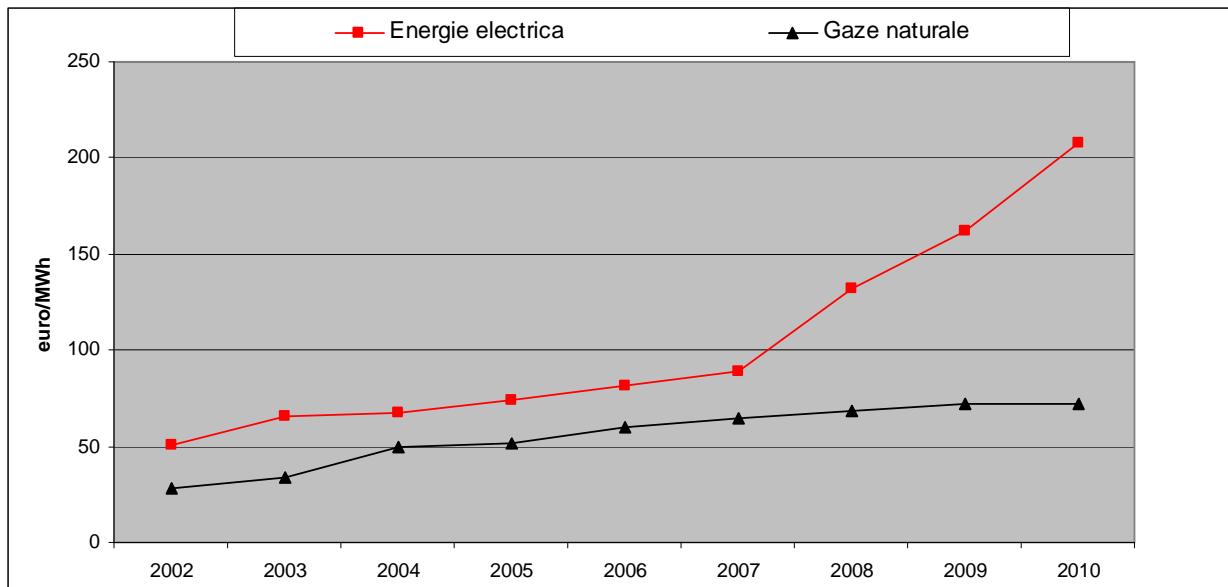


Fig. 3.34. Evolutia pretului la energia electrica si gaze naturale in Romania intre 2002-2010.

Cu ajutorul unui scenariu de evoluție a prețurilor gazelor naturale din producție internă și cele din import s-au realizat graficele din figurile 3.35. Până în anul 2030 se înregistrează o creștere continuă a prețurilor aferente gazelor naturale.

Consumul de energie pe locuitor se prezintă în figura 3.36. Tinând cont de aceste date se observă o creștere mai accentuată a consumului și prețului pentru energie electrică după 2007. Consumul la populație a crescut și datorită condițiilor climatice care au determinat utilizarea echipamentelor de climatizare într-un număr mult mai mare în sezonul cald față de anii anteriori.

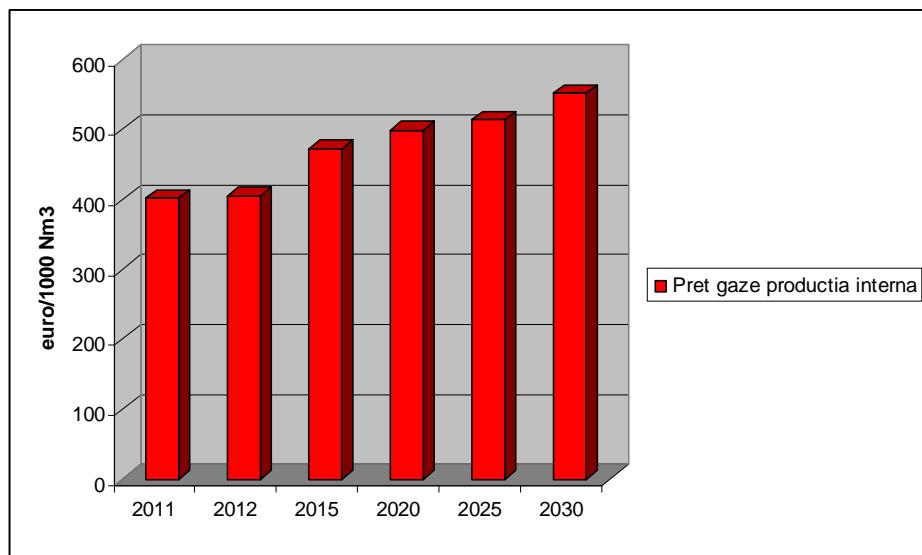


Fig. 3.35. Evolutia pretului gazelor naturale –productia interna.

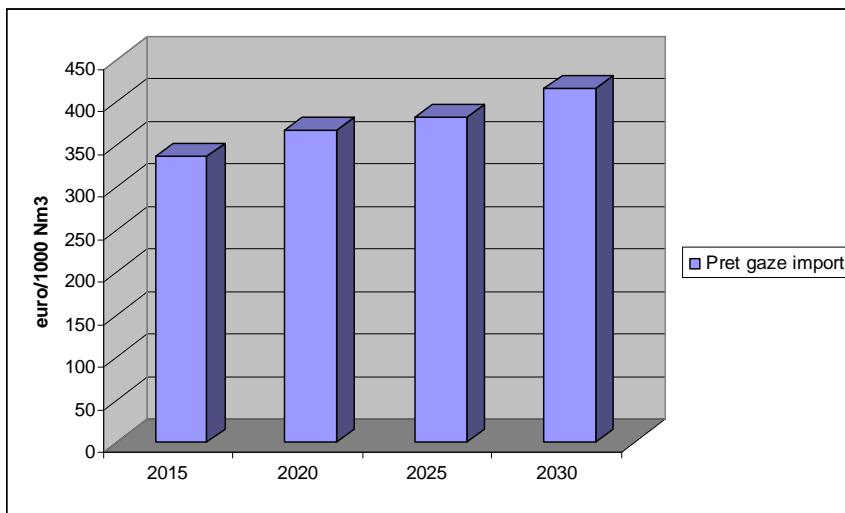


Fig. 3.36. Evolutia pretului gazelor naturale –import.

Aceasta crestere poate fi explicata prin impactul incalzirii globale la nivel mondial si necesitatea locuitorilor in asigurarea unui confort termic in locuinte.

Prin intensificare implementarii instalatiilor ce se bazeaza pe surse regenerabile (acestea au crescut procentual de la 12.27% in anul 2006 la 19.53% in 2009) si inlocuirea instalatiilor ce au durata de viata depasita si modernizarea acestora s-a realizat o scadere a emisiilor de CO<sub>2</sub>. Daca analizam aceste etichete energetice se va observa si o scadere in ponderea surselor primare de energie poluante si raspunzatoare de emisiile de CO<sub>2</sub> din atmosfera (carbune: 54.57% in anul 2006 si 37.08 % in 2009) si cresterea utilizarii gazelor naturale (6.87% in anul 2006 la 19.53% in anul 2009) (fig. 3.37).

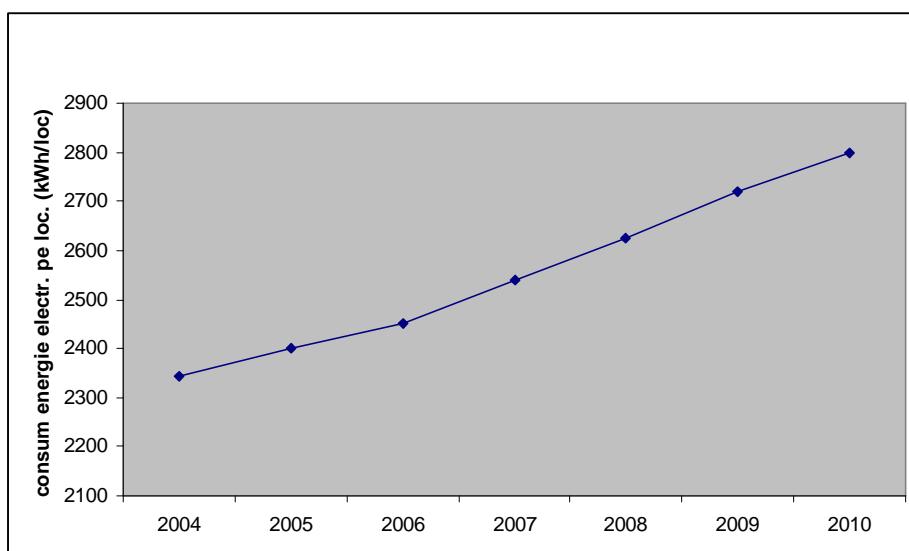


Fig. 3.37. Consumul de energie electrica/locuitor.

Analizand datele furnizate de Agentia Nationala pentru Reglementare in Energetica (ANRE) prin intermediul etichetelor de energie electrica se evidențieaza o scadere a emisiilor de CO<sub>2</sub> la nivelul tarii incepand cu anul 2007 (figura 3.38).

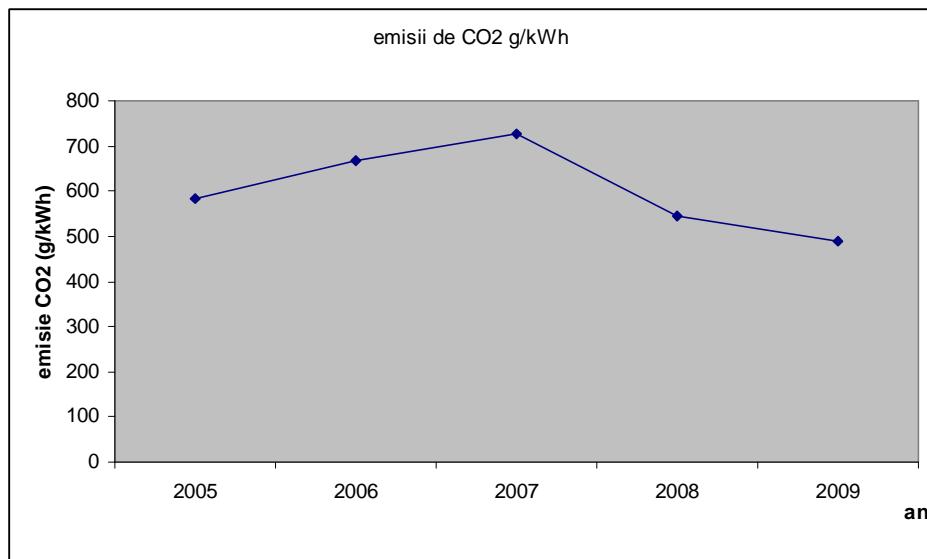


Fig. 3.38. Emisiile de CO<sub>2</sub> in atmosfera conform etichetelor de energie electrica.

Resursele de energie primara au scazut in anul 2008 cu 2,4%, la 40,414 milioane tone echivalent petrol (tep), fata de anul 2007, iar resursele de energie electrica au crescut cu 6%, la 65,55 miliarde KWh, potrivit datelor Institutului National de Statistica (INS).

Productia interna a principalelor resurse de energie primara (carbune, titei, gaze naturale si energie) in anul 2007 a avut o crestere cu 0,2%, iar importul a scazut cu 6,1%, se arata intr-un comunicat al INS. Acest lucru se vede in pretul gazelor naturale care dupa 2007 nu am mai crescut in acelasi ritm.

Cresterea resurselor de energie electrica in 2008 s-a datorat in special din hidrocentrale si centrale nuclearo-electrice. Astfel, productia din hidrocentrale si cea din centralele nuclearo-electrice a crescut cu 7,5% si, respectiv, +61,1%, in timp ce productia din termocentrale a scazut cu 3%.

Pentru anul 2009 productia din termocentrale a scazut cu 9,7% fata de anul 2008. Consumul de energie electrica al populatiei a crescut cu 8,3%, in 2009, fata de perioada similara a anului trecut, iar consumul final de energie electrica a fost cu 6,9% mai mic, potrivit datelor anuntate vineri de Institutul National de Statistica (INS). Evolutia surselor primare de energie intre 2004-2010 se prezinta in tabelul 3.18 si figura 3.39.

Tabel 3.18. Evolutia surselor primare de energie intre 2004-2010.

| Sursa primara de energie  | 2004  | 2005  | 2006  | 2007  | 2008  | 2009  | 2010  |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Carbune                   | 37,55 | 35,8  | 39,57 | 41,69 | 39,46 | 37,8  | 32,74 |
| Nuclear                   | 10,07 | 9,59  | 9,2   | 13,1  | 17,3  | 21,27 | 19,11 |
| Gaze naturale             | 16,01 | 14,07 | 16,69 | 17,42 | 14,03 | 11,39 | 10,38 |
| Pacura                    | 3,26  | 2,68  | 1,83  | 1,11  | 0,71  | 1,58  | 0,7   |
| Alte surse                | 1,5   | 0,75  | 0,68  | 0,89  | 0,63  | 0,56  | 0,45  |
| Surse regenerabile        | 31,61 | 37,11 | 32,02 | 25,8  | 27,86 | 27,41 | 36,62 |
| Emisii de CO <sub>2</sub> | -     | 485   | 666   | 726   | 545,6 | 490   | 441   |

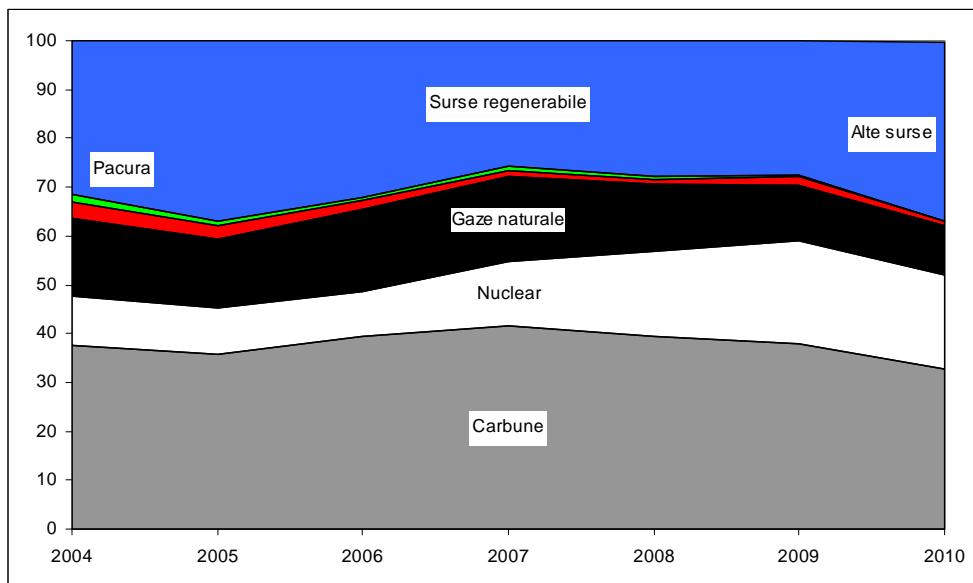


Fig. 3.39. Evolutia surselor primare de energie intre 2004-2009.

Toate aceste date referitoare la consumurile si preturile de combustibil necesar producerii energiei electrice si mai ales datele informative despre consumul tarii noastre ne determina sa ne orientam catre instalatii care au un impact minim asupra mediului si un consum de energie electrica scazut.

Daca analizam din punct de vedere a contributiei globale la incalzirea terestra (coeficient TEWI) putem afirma:

- instalatiile cu comprimare mecanica de vaporii sunt caracterizate de efect direct si indirect;
- instalatiile cu absorbtie sunt caracterizate de efect direct neglijabil (nu mai exista compresor mecanic) si efect indirect determinat de modul de alimentare cu agent termic:
  1. alimentare cu energie termica de la cazan;
  2. alimentare cu energie termica – gaze de ardere (ardere directa);
  3. alimentare cu energie termica de la centrala termoelectrica (CTE) sau grup de cogenerare;

4. alimentare cu energie termica recuperata (condens);
  5. alimentare cu energie termica recuperata (gaze arse);
- alimentare cu energie termica de la panou solar (PS);

Desi instalatia frigorifica cu absorbtie ecesita pentru actionare o cantitate mai mare de energie, aceasta fiind sub forma termica poate fi obtinuta si din surse regenerabile sau din recuperare termica, uneori fiind chiar energie termica deseu.

In sezonul cald temperatura apei livrate de centrala termoelectrica CTE catre punctul termic PT este in jur de 65-72°C (figura 3.40), valoare insuficienta pentru functionarea performanta a unei instalatii frigorifice cu absorbtie intr-o treapta pentru obtinerea apei reci necesara climatizarii. Astfel trebuie gasite solutii pentru cresterea temperaturii apei livrate de CTE utilizand mai multe sisteme asa cum am amintit anterior: pompa de caldura, captator solar, cazan termic.

In continuare se face o analiza a sistemelor frigorifice cu absorbtie actionate atat cu energie termica produsa special (in centrale termice) sau din recuperari, surse regeerabile, energie deseu.

1. instalatie frigorifica alimentata cu energie termica primara produsa in acest scop:
  - a) apa calda produsa de o centrala termica (fig. 3.42);
  - b) cu gaze combustibile (fierbator cu ardere directa- fig. 3.43.);
2. instalatie frigorifica alimentata cu energie termica recuperata:
  - a) de la CTE (fig. 3.46) sau grup de condensatie;;
  - b) condens (provenita din abur utilizat in scop tehnologic);
3. instalatie frigorifica alimentata cu energie termica produsa cu surse regenerabile (apa calda preparata solar 3.45.);
4. instalatie frigorifica alimentata cu energie termica deseu.

Daca apa calda de la CTE are temperatura intre 65....75°C atunci:

- a) cand temperatura este de 65...70°C nu se utilizeaza deloc apa de la CTE, fierbatorul instalatiei frigorifice este alimentat cu apa calda de
- b) cand temperatura este de 70...75°C se cupleaza o centrala termica care va ridica temperatura apei calde de la CTE;
- c) cand temperatura este mai mare de 75°C se foloseste direct in fierbatorul instalatiei frigorifice (fara centrala termica).

O ameliorare a acestui tip de instalatie este utilizarea unei instalatii frigorifice cu absorbtie cu ardere directa a combustibilului.

Centrala termica poate fi inlocuita cu o pompa de caldura in care se realizeaza incalzirea parciala sau totala a apei calde venite de la CTE:

- a) cand temperatura este de 65...70°C apa calda careiese din fierbator se incalzeste in PC; in aceasta situatie apa calda de la CTE este utilizata doar pentru producerea aei calde menajere;
- b) cand temperatura este de 70...75°C se realizeaza o incalzire paritala cu PC pana la 75°C;
- c) cand temperatura este mai mare de 75°C pompa de caldura se decoupleaza.

Varianta bazata si pe energie regenerabila cu captatori solari si pompa de caldura, caz in care instalatia functioneaza in 3 variante:

- a) apa calda preparata de captatorii solari in RAC are temperatura  $\geq 75^{\circ}\text{C}$  si se alimenteaza direct fierbatorul instalatiei frigorifice;
- b) apa calda preparata de captatorii solari in RAC are temperatura intre 70...75°C si incalzirea ei se face de catre pompa de caldura;
- c) apa calda preparata de captatorii solari in RAC are temperatura  $< 70^{\circ}\text{C}$  pompa de caldura trebuie sa faca incalzirea apei calde pe ecartul de 5K.

Datele de intrare pentru efectuarea calcului comparativ sunt:

- puterea termica a schimbatorului de caldura pentru prepararea apei calde menajere in punctul termic  $\Phi_{\text{ACM}} = 100 \text{ kW}$ ;
- temperatura apa calda menajera secundar la SCP tur/retur: 20...25 /48...53°C;
- temperatura apa calda livrata la PT tur/retur: 65...72°C;
- temperatura apa calda livrata la instalatia cu absorbtie tur/retur: 75 /70°C;
- temperatura apa calda livrata circuit primar la SCP tur/retur: 60...65/30...35°C;
- temperatura apei reci livrate de instalatia frigorifica cu absorbtie  $\theta_{\text{AR1}}/\theta_{\text{AR2}} = 12/7^{\circ}\text{C}$ ;
- temperatura apei de racire  $\theta_{\text{W1}}/\theta_{\text{W2}} = 25/30^{\circ}\text{C}$

## Sectie: Rahova

## Raport parametri punct termic

Perioada: 01.07.2007 ÷ 31.07.2007  
 Punct termic: 1 PANDURI

| Data       | Ora | PTP                      | PRP                 | TTP | TRP | TACM               | PACM | PAR | TTS | TRS | HA                | D         | Q                 |
|------------|-----|--------------------------|---------------------|-----|-----|--------------------|------|-----|-----|-----|-------------------|-----------|-------------------|
| 17.07.2007 | 5   | 4.5                      | 2.8                 | 63  | 30  | 51                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | 0.0       | 6.0               |
|            | 7   | 4.8                      | 2.6                 | 63  | 35  | 52                 | 3.4  | 3.6 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.078             |
|            | 12  | 4.6                      | 2.2                 | 65  | 39  | 55                 | 3.8  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 3.5                      | 2.7                 | 66  | 34  | 50                 | 3.5  | 3.7 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 2.134             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 0.00%     | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5790           | Index debit: 14999  |     |     | Index adaos: 10880 |      |     |     |     | DAR:              | 157       |                   |
|            |     | Indecsi apa rece: 150143 | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 18.07.2007 | 5   | 4.0                      | 2.6                 | 64  | 35  | 50                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | 5635      | 7.7               |
|            | 7   | 4.0                      | 2.6                 | 64  | 32  | 48                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.101             |
|            | 12  | 5.5                      | 2.6                 | 65  | 36  | 52                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 4.6                      | 3.4                 | 63  | 33  | 51                 | 4.0  | 3.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 1.998             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | *** 41 %  | Dreg: 20.0 DAD: 6 |
|            |     | Index MW: 5799           | Index debit: 150240 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 147       |                   |
|            |     | Indecsi apa rece: 150290 | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 19.07.2007 | 5   | 4.0                      | 2.6                 | 64  | 33  | 51                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | 12.2      | 0.9               |
|            | 7   | 4.3                      | 3.0                 | 63  | 35  | 50                 | 3.8  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.009             |
|            | 12  | 4.6                      | 2.8                 | 65  | 38  | 51                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 4.0                      | 2.6                 | 66  | 35  | 49                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 1.916             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 61.00%    | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5800           | Index debit: 150533 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 141       |                   |
|            |     | Indecsi apa rice: 150431 | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 20.07.2007 | 5   | 4.2                      | 2.6                 | 64  | 30  | 50                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | 7.0       | 3.4               |
|            | 7   | 4.0                      | 2.6                 | 64  | 32  | 51                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.043             |
|            | 12  | 4.6                      | 2.5                 | 63  | 35  | 51                 | 4.0  | 3.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 4.2                      | 2.5                 | 62  | 29  | 48                 | 3.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 1.984             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 35.00%    | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5804           | Index debit: 150702 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 146       |                   |
|            |     | Indecsi apa rece: 150577 | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 21.07.2007 | 5   | 4.0                      | 2.6                 | 62  | 33  | 51                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | 12.7      | 4.3               |
|            | 7   | 4.0                      | 2.6                 | 66  | 44  | 51                 | 3.4  | 3.6 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.055             |
|            | 12  | 4.1                      | 3.5                 | 66  | 37  | 53                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 3.7                      | 2.6                 | 65  | 35  | 50                 | 3.8  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 1.712             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 63.50%    | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5809           | Index debit: 151006 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 126       |                   |
|            |     | Indecsi apa rice: 150703 | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 22.07.2007 | 5   | 4.5                      | 2.5                 | 66  | 36  | 52                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | 10.2      | 4.3               |
|            | 7   | 4.2                      | 2.4                 | 67  | 39  | 53                 | 4.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.055             |
|            | 12  | 4.0                      | 2.4                 | 65  | 35  | 50                 | 3.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 3.6                      | 2.4                 | 63  | 38  | 53                 | 3.0  | 4.0 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 0.000             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 51.00%    | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5814           | Index debit: 151251 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 0.0       |                   |
|            |     | Indecsi apa rece: 0      | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |
| 23.07.2007 | 5   | 3.6                      | 2.4                 | 64  | 35  | 52                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | 8.0       | 4.3               |
|            | 7   | 3.0                      | 2.4                 | 64  | 33  | 49                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. ACM: | 0.055             |
|            | 12  | 4.0                      | 2.4                 | 65  | 36  | 50                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. Inc: | 0.000             |
|            | 20  | 4.4                      | 2.4                 | 68  | 37  | 52                 | 3.6  | 3.8 | 10  | 10  | 10.0              | Ind. AR:  | 0.000             |
|            |     |                          |                     |     |     |                    |      |     |     |     | Procent realizat: | 40.00%    | Dreg: 20.0 DAD: 0 |
|            |     | Index MW: 5819           | Index debit: 151442 |     |     | Index adaos: 10886 |      |     |     |     | DAR:              | 0.0       |                   |
|            |     | Indecsi apa rice: 0      | 0                   |     | 0   | 0                  |      |     |     |     |                   | -         |                   |

Fig. 3.40. Fisa raport parametrii punct termic.

si tinand cont si de cateva date din anul 2010 unde temperatura tut primar a avut valori cuprinse intre 68-72°C.

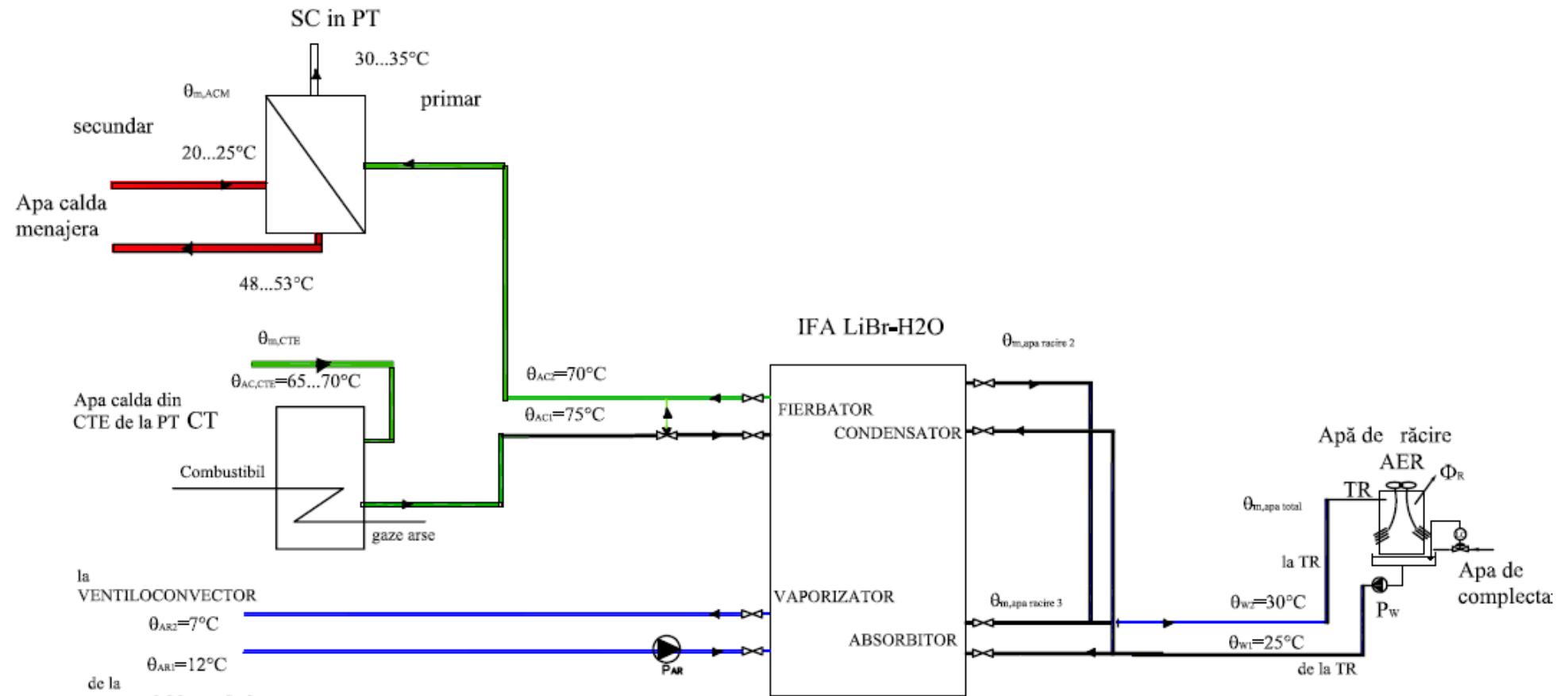


Fig. 3.41. Schema conectarii instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa la un cazan.

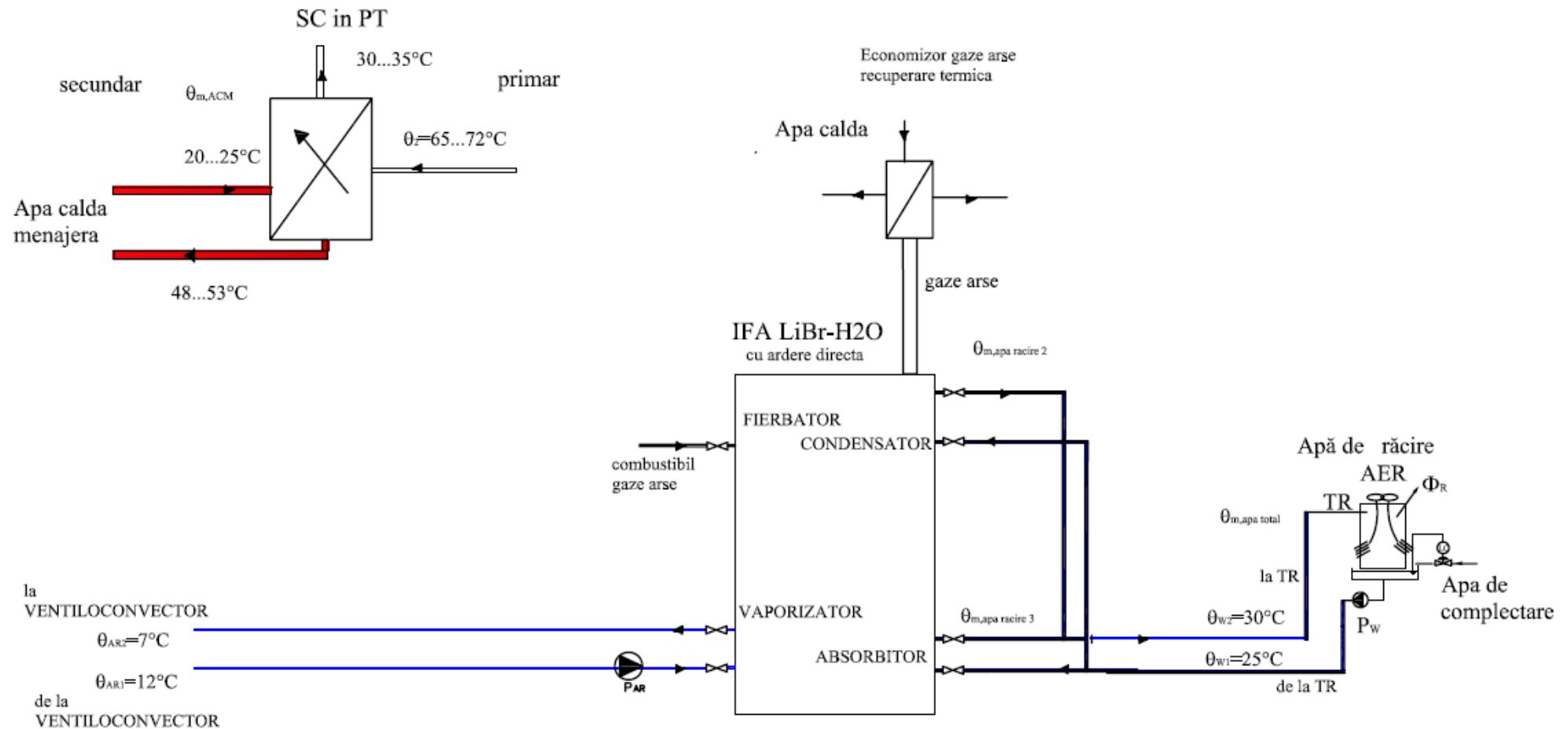


Fig. 3.42. Schema conectarii instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apă cu ardere directă.

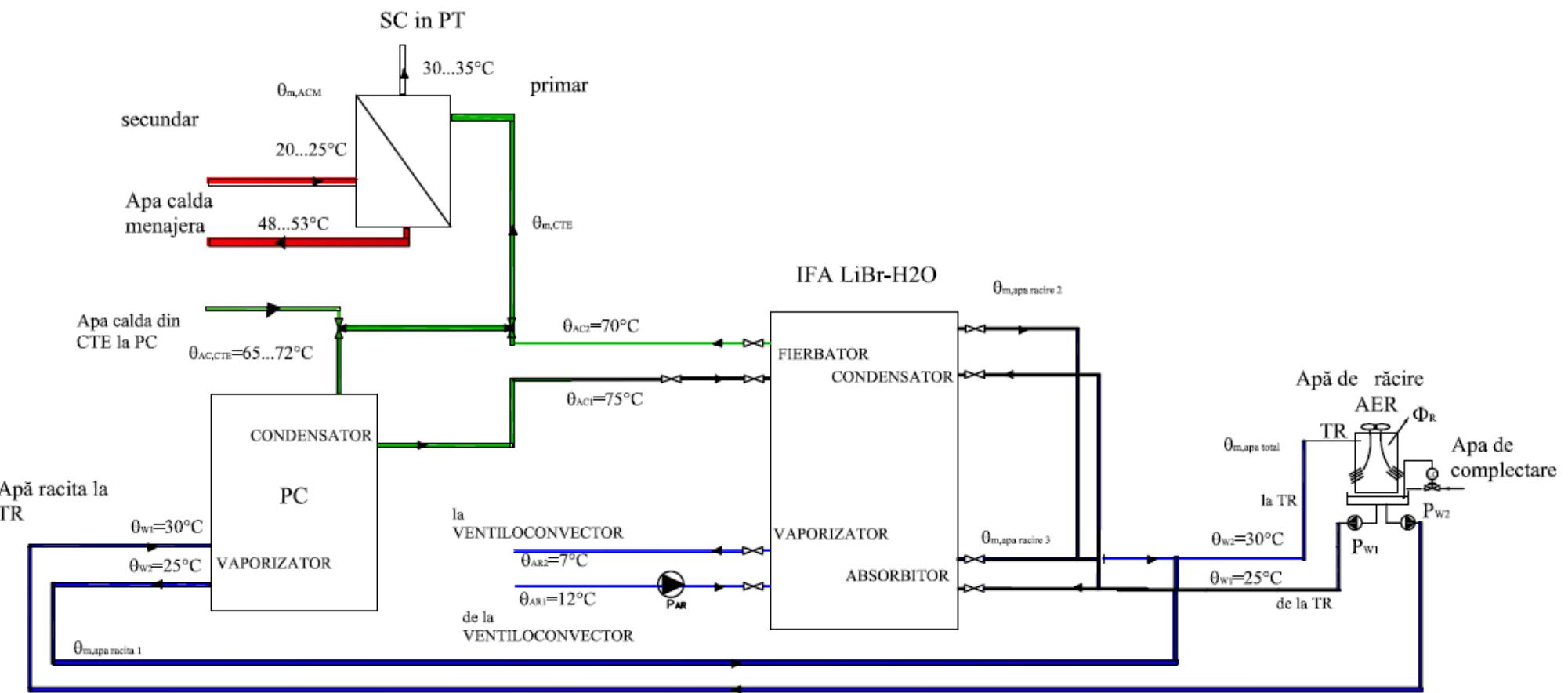


Fig. 3.43. Schema conectarii instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apă cu o pompa de caldura apă-apă.

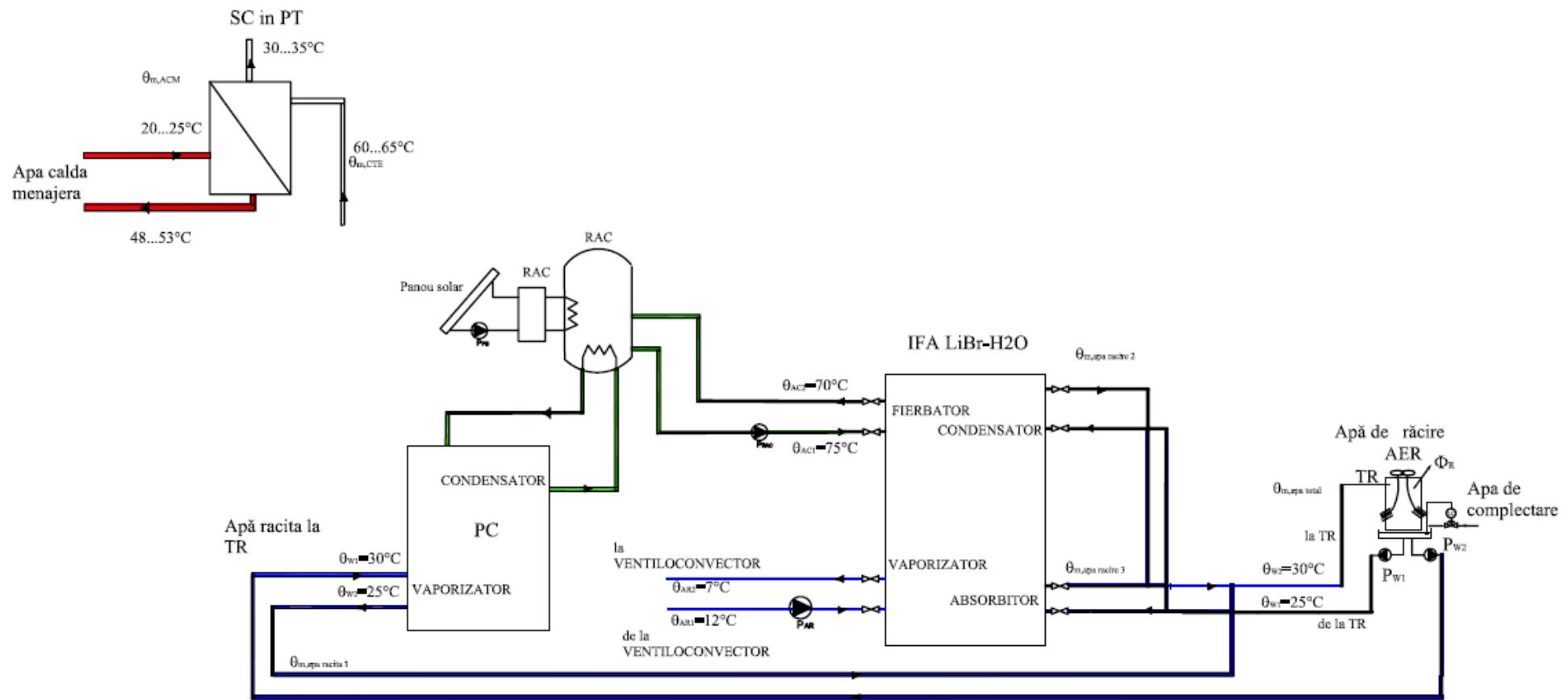


Fig. 3.44. Schema conectarii instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apa cu o pompa de caldura apa-apa si/sau panou solar.

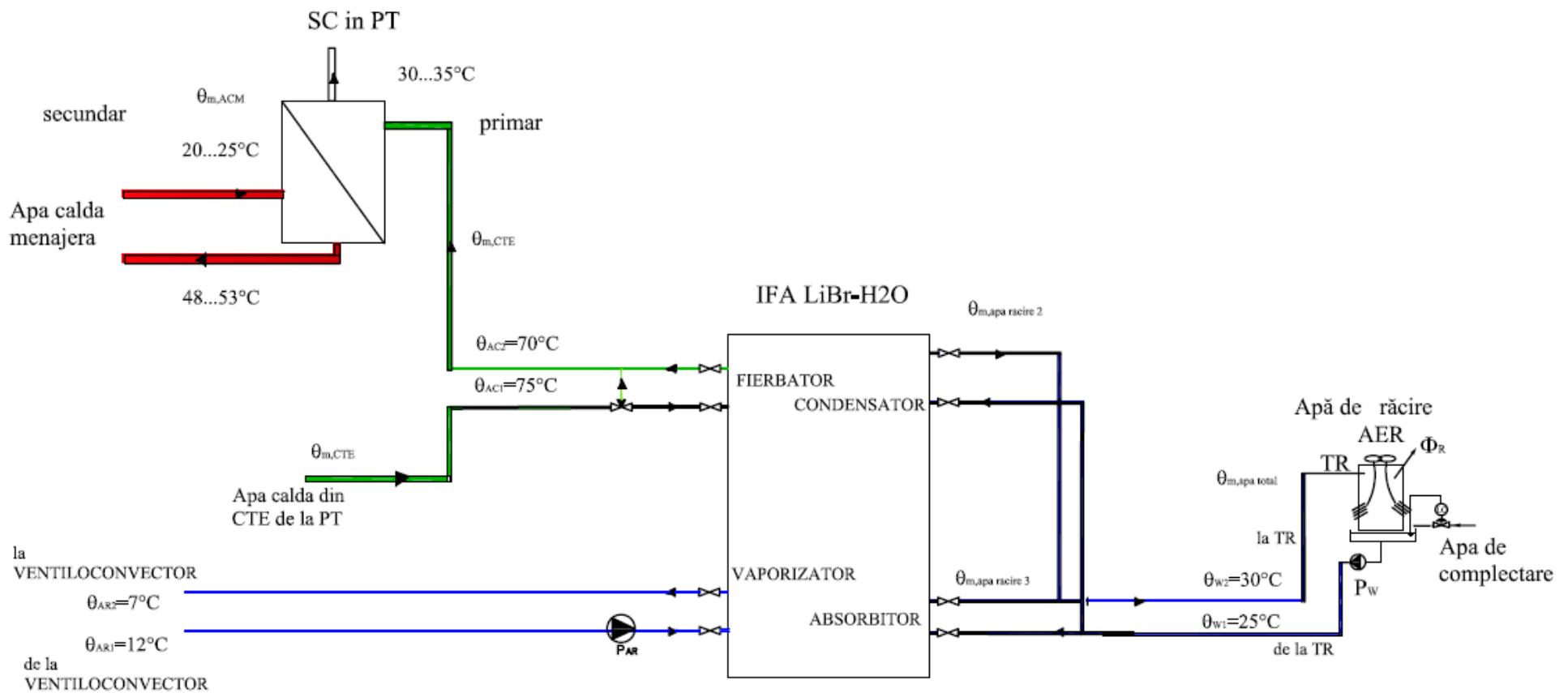


Fig. 3.45. Schema conectarii instalatiei frigorifice cu absorbtie intr-o treapta in solutie LiBr-apă la apa calda furnizata de CTE.

Debitul de apa calda la PT este de 1.194 kg/s.

Instalatia frigorifica cu absorbtie se caracterizeaza prin fluxurile termice de pe aparate:

- puterea fierbatorului:

$$\Phi_F = Q_{m,CTE} \cdot c_{pw} \cdot (\theta_{AC1} - \theta_{AC2}) = 1.194 \cdot 4.186 \cdot (75 - 70) = 24.99 \text{ kW}$$

Prin implementarea unui cazan cu puterea de 25 kW se va creste temperatura agentului termic livrata in punctul termic de la 65...72°C la 75°C.

In varianta inlocuirii cazanului cu o pompa de caldura cu comprimare mecanica de vaporii tip apa-apă intr-o treapta va conduce la un consum suplimentar de energie electrica pentru actionarea compresorului.

Izvorul rece pentru pompa de caldura este apa de racire livrata de la turnul de racire utilizat pentru racirea condensatorului si absorbtorului. Temperatura apei tur/retur este 32/27°C. Temperatura apei de racire de la condensatorul pompei de caldura are temperatura tur/retur de 70/75°C.

Puterea termica la condensatorul pompei de caldura este de 25. kW.

Pompa de caldura lucreaza in domeniul de temperaturi: temperatura de vaporizare 26°C, temperatura de condensare 76°C. Condensatorul si vaporizatorul pompei de caldura s-au considerat schimbatoare de caldura in placi, ecartul de temperatura differenta fata de agentii de lucru 1...1.5°C.

In cazul functionarii IFA+PC condensatorul pompei de caldura nu va functiona pe ecartul 75-70°C. Doctorandul a facut o simulare pentru a determina valoarea minima optima a temperaturii agentului termic care va trebui sa iasa din condensatorul pompei de caldura. In anexa 3 se prezinta interfata programului cu ecuatiile scrise si solutiile dupa rulare pentru ciclului termodinamic **pompa de caldura+instalatie frigorifica cu absorbtie si ciclul pentru instalatie frigorifica cu comprimare mecanica de vaporii intr-o treapta**. Agentii frigorifici analizati in acest caz au fost R717, R134a si R407C.

Acest caz a fost comparat cu o pompa de caldura cu comprimare mecanica de vaporii intr-o treapta care functioneaza in urmatoarele conditii de lucru:

- puterea de condensare 25 kW;
- temperatura apa de racire 25/30°C, temperatura de condensare 31°C;
- temperatura apa racita 12/7°C, temperatura de vaporizare 6°C;
- randament izentropic 0.85.

Analizand datele rezultate in urma calculelor sistemul PC+IFA devine rentabil doar daca apa de la CTE este incalzita de catre PC pe ecartul de temperatura 73.05...75°C (tabel 3.19). In cazul in care temperatura este mai mica decat aceste valori nu mai este eficienta si vom folosi instalatia cu comprimare mecanica de

vapori.

Tabel 3.19. Temperatura minima a agentului incalzitor de la CTE.

| Agent frigorific        | R717  | R134a | R407C |
|-------------------------|-------|-------|-------|
| $\theta_{AI, CTE}$ (°C) | 73.05 | 73.15 | 73.4  |

Pentru a realiza o comparatie s-au luat in calcul 4 luni din an (iunie, iulie, august si septembrie ), considerand un regim de functionare de 12 ore; astfel au rezultat in final 1464 ore. S-au considerat urmatoarele echipamente necesare prepararii agentului incalzitor necesar la fierbator.

### **Centrala cu gaz metan.**

putere termica instalata = 150 kW;

randament = 0.92;

ore functionare/an = 1464 ore;

pret gaze = 258 euro/1000 mc;

putere calorifica = 10.699 kWh/mc;

consum anual de gaze :  $25\text{ kW} \times 1464\text{ h} / (10.699 \text{ kWh/mc} \times 0.92) = 3718 \text{ mc/an}$ ;

costuri anuale :  $3718 \times 0.23 \text{ euro/mc} = 855 \text{ euro/an}$

### **Centrala cu gaz lichefiat (GPL).**

putere termica instalata = 12.5 kW;

randament = 0.92;

ore de functionare = 1464 ore;

pret gaze lichefiate cca 0.7 euro/kg;

putere calorifica = 12.6 kWh/kg;

consum anual de gaz lichefiat =  $25\text{ kW} \times 1464\text{ h} / (12.6 \text{ kWh/kg} \times 0.92) = 3157 \text{ kg/an}$ ;

costuri anuale :  $3157 \text{ kg} \times 0.7 \text{ euro/kg} = 2210 \text{ euro/an}$ .

### **Centrala cu combustibil lichid.**

putere termica instalata = 150 kW;

randament = 0.8;

ore de functionare = 1464 ore;

pret combustibil lichid cca. 0.8 euro/l;

putere calorifica = 10 kWh/l;

consum anual de combustibil lichid =  $25\text{ kW} \times 1464\text{ h} / (10 \text{ kWh/l} \times 0.8) = 4575 \text{ l/an}$ ;

costuri anuale :  $4575 \text{ l} \times 0.8 \text{ euro/l} = 3660 \text{ euro/an}$ .

### **Pompa de caldura**

putere termica instalata = 25 kW;

randament, adica COP  
 pentru agent frigorific R717 COP = 3.799  
 pentru agent frigorific R134a COP = 3.283  
 pentru agent frigorific R407C COP = 2.362  
 ore de functionare = 1464ore;  
 pret energie electrica 95 euro/1000kWh  
 consum anual de energie electrica:

- R717 (25 kW/3.799) x 1464 h = 9634 kWh/an
- R134a (25 kW/3.283) x 1464 h = 11148 kWh/an
- R407C (25 kW/2.362) x 1464 h = 15495 kWh/an

costuri anuale :

- R717 9634kWh x 0.092euro/kWh = 886 euro/an
- R134a 11148kWh x 0.092euro/kWh = 1026 euro/an
- R407C 15495kWh x 0.092euro/kWh = 1426 euro/an

Folosind tariful diferentiat zi-noapte se face o reducere de 10-15%

Costurile anuale vor fi de cca.:

- R717 753 euro/an
- R134a 872 euro/an
- R407C 1212 euro/an

Tabel 3.20. Comparatie cazan- pompa de caldura.

| Caracteristici                   | Centrala cu gaz metan | Pompa de caldura agent frigorific |                       |                       |
|----------------------------------|-----------------------|-----------------------------------|-----------------------|-----------------------|
|                                  |                       | R717                              | R134a                 | R407C                 |
| Puterea calorica combustibil     | 10.699                | 1                                 | 1                     | 1                     |
| Randament cazan/COP (Pk)         | 0.92                  | 3.799<br>(Pk = 2.026)             | 3.283<br>(Pk = 2.154) | 2.362<br>(Pk = 2.373) |
| Numar ore functionare pe an      | 1464                  |                                   | 1464                  |                       |
| Pret                             | 258<br>euro/1000 mc   |                                   | 0.095<br>euro/kWh     |                       |
| Cost anual                       | 3718 mc/an            | 9634 kWh/an                       | 11148 kWh/an          | 15495 kWh/an          |
| Cost anual combustibil (euro/an) | 855                   | 753                               | 872                   | 1212                  |
| Cheltuieli intretinere /an       | 600 euro/an           |                                   | 200 euro/an           |                       |

|              |             |            |             |             |
|--------------|-------------|------------|-------------|-------------|
| <b>Total</b> | <b>1455</b> | <b>953</b> | <b>1072</b> | <b>1412</b> |
|--------------|-------------|------------|-------------|-------------|

Din tabelul 3.20 reiese avantajul utilizarii pompei de caldura in locul cazanului termic din punct de vedere economic. Daca tinem cont si de criteriul ecologic, pompa de caldura utilizand un agent frigorific ecologic nu va avea impact important asupra mediului. Emisiile de CO<sub>2</sub> rezultand doar de la producerea energiei eletrice de actionare a compresorului.

## **Capitolul 4.**

### **DETERMINAREA EXPERIMENTALA A PERFORMANTELOR UNEI INSTALATII FRIGORIFICE CU ABSORBTIE ALIMENTATE CU AGENT TERMIC CU POTENTIALE TERMICE DIFERITE.**

#### **4.1. Scopul cercetarii experimentale si obiectivele acestei cercetari.**

Climatizarea aerului este, de regula bazata pe instalatii cu comprimare mecanica, cu vaporizare directa (sistem split si multisplit) sau indirecta (care prepara apa rece si aerul este tratat local cu unitati terminale sau centralizat si apoi este distribuit in spatiile de climatizare).

Dezavantajele acestor sisteme, legate de consumul mare de energie electrica, vară, si de incarcarea fatadelor cladirilor cu unitatile exterioare, conduce la gasirea unor alternative care sa nu consume energie electrica si care sa dea un aspect arhitectural placut.

In ultimii ani s-a observat un real interes in implementarea instalatiilor cu absorbtie in solutie ( $\text{LiBr}-\text{H}_2\text{O}$  sau  $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$ ) care functioneaza cu temperaturi scazute ale agentului incalzitor la fierbator. Cercetari referitoare la posibilitatea utilizarii acestor instalatii (limita minima a temperaturii de actionare, variatia puterilor termice ale aparatelor componente si a COP in functie de aceasta temperatura) s-au efectuat in cadul Universitatii Tehnice de Construcții Bucuresti - Laboratorul de Termotehnica, pe o instalatie cu absorbtie intr-o treapta functionand cu solutie LiBr-apa pilot cu puterea frigorifica de 17.6 kW. Instalatia face parte din Contractul de cercetare Nr.14 / 11.09.2007, încheiat între Universitatea Tehnică de Construcții București (UTCB) și Agentia Națională de Cercetare Științifică (CNCS). Proiectul are titlul „Stand experimental pentru studiul și cercetarea proceselor termo –hidraulice și a echipamentelor din sistemele frigorifice, de aer condiționat și pompe de căldură”.

In capituloare urmatoare sunt prezentate cercetarile experimentale in vederea determinarii temperaturii minime a agentului incalzitor (incepand de la  $90^\circ\text{C}$  in sens descrescator), variind valorile temperaturii apei racite si ale apei de racire, astfel incat instalatiile sa functioneze cu un COP cat mai convenabil, iar temperatura apei racite sa aiba valoarea suficienta introducerii in instalatiile de climatizare.

#### **4.2. Descrierea instalatiei cu absorbtie in solutie LiBr-apa experimentală.**

Alimentarea fierbatrului se poate face fie de la o instalatie de captare a energiei solare, fie de la un centrala termica. Petru continuitate in functionare se prevede si un rezervor de stocare a aei calde preparae solar.

Standul experimental cuprinde o instalatie cu absorbtie intr-o treapta

functionand cu solutia LiBr-H<sub>2</sub>O, produsa de YAZAKI GROUP. Caracteristicile tehnice furnizate de producator sunt: puterea frigorifica a instalatiei: 17.6 kW, temperatura nominala agent incalzitor la fierbator: 88/83°C, temperatura apa de racire la condensator si absorbitor: 31/35°C, temperatura apa racita la vaporizator: 12.5/7°C.

Pompa de circulație P este activată de un termostat care măsoară temperatura apei din panourile solare.

Instalația poate să funcționeze chiar și în zilele fără soare, cu condiția ca rezervorul de stocare al apei fierbinți să aibă un volum disponibil suficient de mare.

În circuitul frigorific cu absorbtie, condensatorul si absorbitorul sunt răcite cu apă, pentru asigurarea unei funcționări eficiente, cuplate la un turn de racire.

#### *4.2.1. Sistem bivalent de preparare a apei calde, pentru actionarea instalatiei frigorifice cu absorbtie.*

Funcționarea optima a instalatiei frigorifice cu absorbtie presupune ca agentul termic (apa calda) de actionare a generatorului sa aiba temperaturi cuprinse intre 83....88°C.

Atingerea acestor temperaturi este posibila pe o perioada redusa a anului exclusiv cu energie solară și se impune constructia unui **sistem bivalent** de preparare a apei calde.

Pentru prezenta aplicatie se adopta sistemul bivalent de preparare a apei calde prin cuplarea *cazanului* cu sistemul solar.

In fig. 4.1. este prezentata schema de principiu a acestui sistem bivalent de antrenare a instalatiei frigorifice cu absorbtie.

Agentul termic (apa calda) necesar la fierbatorul instalatiei cu absorbtie se obtine cu ajutorul sistemului bivalent utilizand energia solară care încălzește un volum de apă, stocată în rezervorul cu acumulare apa calda. In circuitul de încălzire a apei, în panourile solare, este vehiculată o soluție apoasă de 10% etilen glicol care transferă căldură prin intermediul schimbătorului de căldură cu placi SCP1 apei stocate în rezervorul cu acumalre.

Senzorii de temperatură montați pe circuitul de apă încălzită cu ajutorul panourilor solare și pe rezervorul de stocare (temperatura la perete la partea superioara și inferioara a rezervorului) furnizează semnal unui sistem de automatizare, al cărui rol este acela de a actiona grupul hidraulic de pompare amplasat pe circuitul apei calde –panouri solare, atât timp cât temperatura apei din rezervor este inferioară celei măsurate la ieșirea din panourile solare.

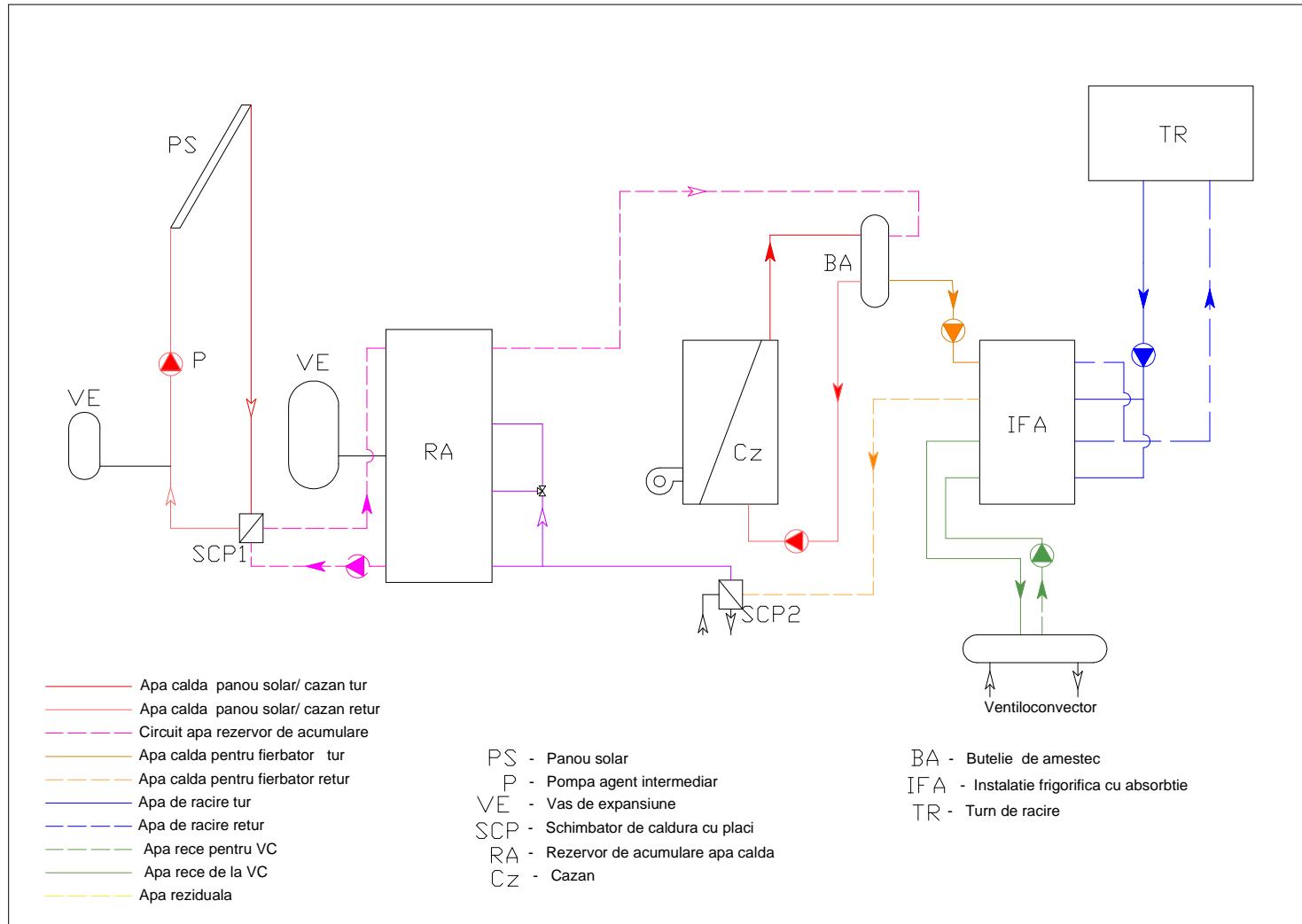


Fig. 4.1. Schema de principiu a instalatiei cu absorbtie cuplata la un sistem bivalent - panouri solare si cazan.

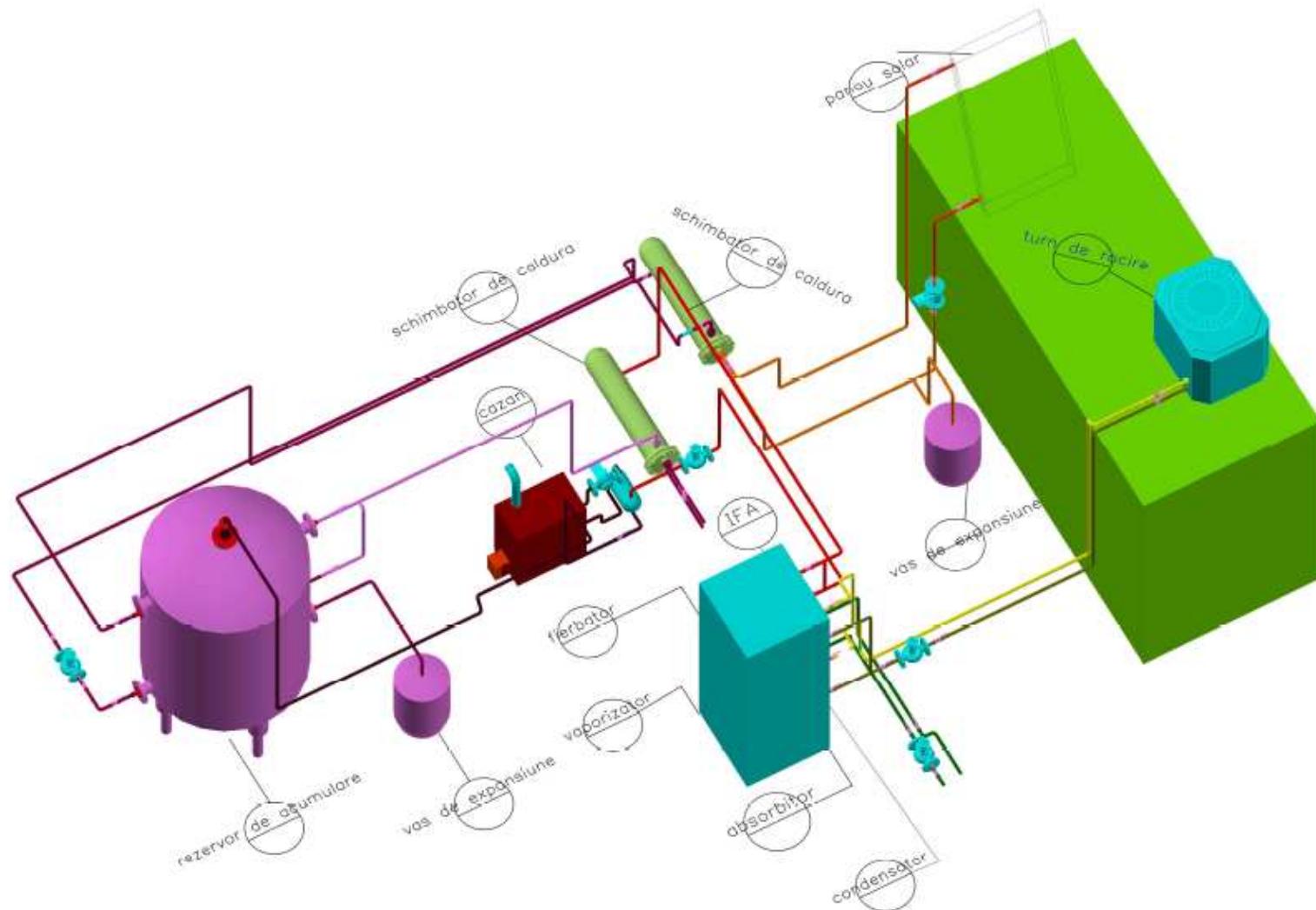


Fig. 4.2. Schema 3D a standului experimental.

Apa caldă preparată în rezervorul de acumulare apa calda reprezintă sursa de căldură a fierbatorului din instalatia frigorifică cu absorbție. Sistemul este conceput **bivalent** astfel încât, în situația în care temperatura apei din rezervor este mai mică decât cea necesară în generatorul de vapori al mașinii cu absorbție, intră în funcțiune cazanul de apă caldă.

Apa cu temperatura necesară la generator este preparată în butelia de amestec. Reducerea nivelului de temperatură al apei la ieșirea din instalatia cu absorbție are loc într-un schimbător de căldură cu plăci SCP2 (puterea termică de 40 kW). Rolul acestuia este să reducă temperatura apei până la cca. 30 - 35°C, pentru utilizarea eficientă a captatorilor solari.

Apa răcită în instalatia frigorifica cu absorbție, cu temperatură de cca. 6°C este direcționată spre consumatorul de frig (ventiloconvector).

Apa de răcire necesară în absorbtiorul și condensatorul instalatiei frigorifica cu absorbție este recirculată prin turnul de răcire, existand și un rezervor de stocare apa racita.

In figurile 4.2 si 4.3 sunt prezentati capatorii solari dispuși pe acoperis și instalatia experimentală de tip bivalent.

Caracteristici captatori solari:

- debit: 20 l/min;
- 32 capatatori solari, cu o suprafață totală de 80m<sup>2</sup>; model WK251A
- Capacitate 46kW;
- Grad de absorbție 95%;
- Mode asezare - vertical



Fig. 4.3. Captatorii solari model WK251A.



Fig. 4.4. Instalatie frigorifica cu absorbtie BrLi – apă alimentata cu energie solară – model experimental.

#### 4.2.2. Sistemul auxiliar de încălzire.

Caracteristicile tehnice ale sistemului auxiliar de încălzire, reprezentat de cazanul de fabricatie Hoval (fgi. 4.5) sunt:

- cazan în condensatie, cu combustibil gazos, tip ULTRA GAS 50;
- putere termică nominală: 50kW
- debit de apă încălzită:
- temperatura maximă a gazelor de ardere: 120°C.

Pentru estimarea puterii termice furnizate de captatorii solari s-au efectuat măsurări ale radiatiei solare totale, în Bucuresti, pe parcursul a 7 zile consecutive însorite, in luna iulie 2010, în intervalul orar 11:00 – 16:00. Aparatul de măsură a fost asezat la nivelul captatorului solar.

Valoarea medie a puterii de emisie a soarelui a fost de  $750 \text{ W/m}^2$ .

Pentru o suprafață totală de  $32 \text{ captatori} \cdot 2,5 \text{ m}^2/\text{captator} = 80 \text{ m}^2$ , rezultă puterea totală furnizată de captatorul solar ca fiind  $26.5 \text{ kW}$ .

Această valoare a fost validată de puterea termică, la nivelul apei încălzite în captator, determinată experimental, prin măsurări de debit și de temperaturi intrare/iesire:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{cs} &= \dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_i - t_e) = \\
 &= 20 \frac{1}{\text{min}} \cdot \frac{10^{-3}}{60} \cdot 968.6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4199 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (88 - 68) = 27113 \text{ W} = \\
 &= 27.113 \text{ kW}.
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

În concluzie, pentru conditiile particulare luate în calcul, bilantul energetic se închide cu o eroare acceptabila in valoare de 2.26%.



Fig. 4.5. Vedere de ansamblu cazan in condensatie tip ULTRA GAS.

Gospodăria de apă caldă aferentă sistemului bivalent de actionare a instalatiei frigorifice cu absorbtie constă din:

- rezervor de acumulare (RA) al apei calde, preparate în captatorii solari;
- butelie de amestec (BA) între apa caldă preparată solar si apa caldă preparată în cazan;
- schimbător de căldură cu plăci (SCP1) între apa caldă preparată solar si apa din rezervorul de stocare.

➤ *Rezervor de acumulare*

Volumul rezervorului de stocare a apei este corelat cu necesarul de apă caldă și cu graficul de consum al masinii frigorifice cu absorbtie. În acest sens, pentru situatia de fată, se au în vedere următoarele date:

- necesarul orar de apă caldă la fierbător este de  $1,6 \cdot 60 = 96\text{l}$ ;
- se admite o perioadă zilnică de functionare a instalatiei frigorifice de 12 ore, care necesită un volum de apă caldă de  $1152\text{l}$ ;

Dimensionare prin prisma necesarului de apă caldă la fierbător, volumul rezervorului de stocare reprezintă numai 27% din cel rezultat din calculul de dimensionare. Pe de altă parte, în aplicatiile care utilizează energie neconventională, se pune problema acumulării unui volum cât mai mare de apă caldă, care să suplimească apa caldă preparată conventional. Acesta este motivul pentru care se adoptă varianta constructivă a unui rezervor de stocare cu capacitatea de  $4000\text{l}$ .

#### *4.2.3. Descrierea instalatiei cu absorbtie intr-o treapta in solutie BrLi-apa.*

Instalatia frigorifica cu absorbtie in solutie BrLi-apa tip YAZAKI (fig. 4.6) are urmatoarele caracteristici tehnice oferite de catre producator prezentate in tabelul 4.1. Elementele componente, ciclul de functionare si vederile echipamentului sunt prezentate in figurile 4.5....4.10.

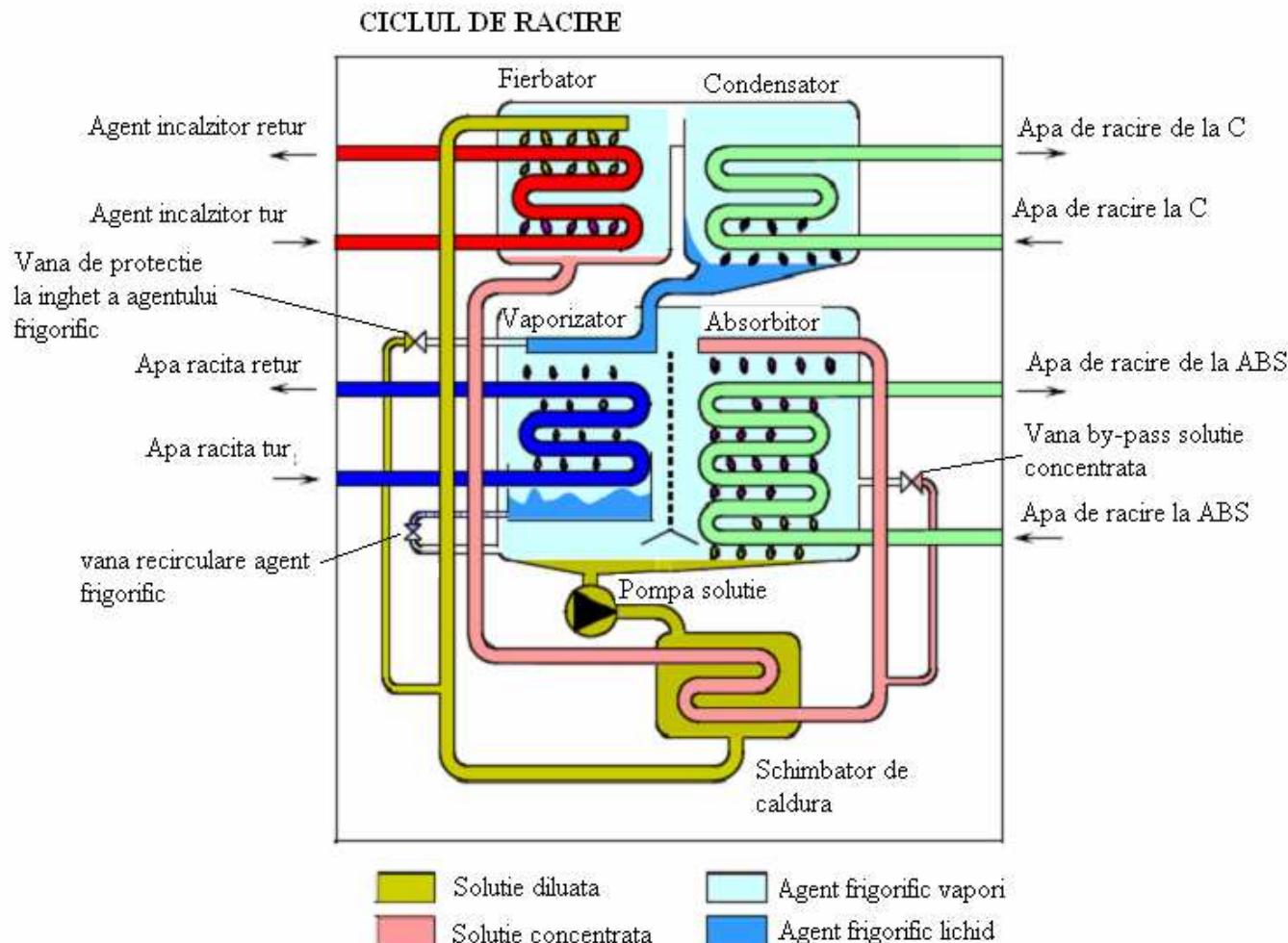
Tabel 4.1. Date tehnice producator YAZAKI.

| <b>AROACE - RACITOR DE APA</b> |  |               |          |
|--------------------------------|--|---------------|----------|
| Model                          | WFC-SC5                                      |               |          |
| Putere                         | frigorifica                                  | (kW)          | 17.6     |
| Apa racita                     | Temperatura retur                            | (°C)          | 7        |
|                                | Debit  | (L/s)         | 0.77     |
|                                | Pierdere de presiune                         | (kPa)         |          |
| Apa de racire                  | Temperatura tur                              | (°C)          | 31       |
|                                | Debit  | (L/s)         | 2.55     |
|                                | Pierdere de presiune condensator / absorbtor | (kPa)         |          |
| Agent incalzitor               | Temperatura tur                              | (°C)          | 88       |
|                                | Temperatura retur                            | (°C)          | 83       |
|                                | Debit  | (L/s)         | 1.20     |
|                                | Pierdere de presiune fierbator               | (kPa)         | 77       |
| Electric                       | Alimentare                                   | Voltaj (AC V) | 100-240V |

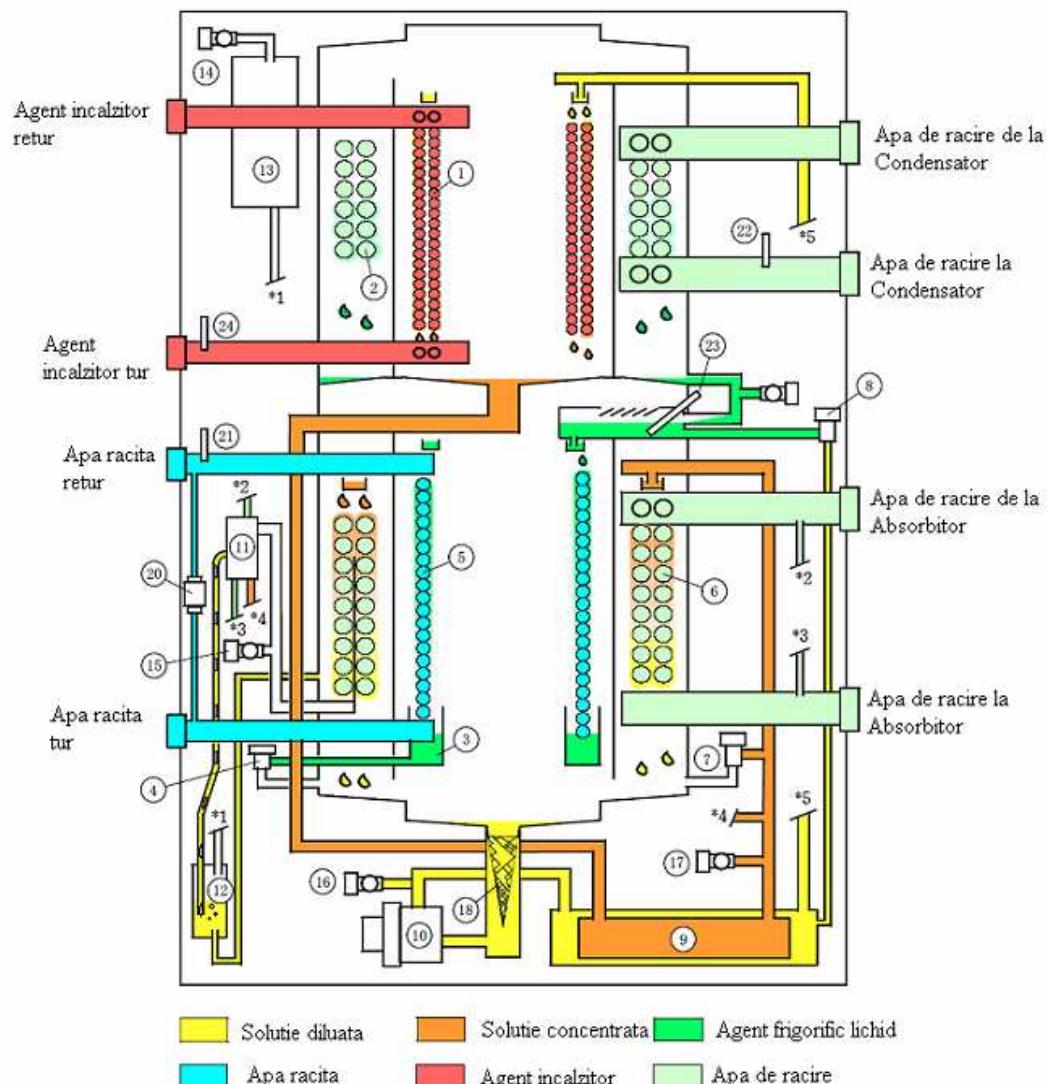
|            |               |                |       |
|------------|---------------|----------------|-------|
|            |               | Frecventa (Hz) | 50/60 |
|            | Consum        | (W)            | 48    |
| IP         | IPx4          |                |       |
| Producator | <b>YAZAKI</b> |                |       |



Fig. 4.6. Vedere generala instalatie frigorifica cu absorbtie experimentală amplasata in laborator.



4.7. Ciclul de functionare a instalatiei frigorifice in solutie BrLi-apă model YAZAKI tip WFC-SC5.



4.8. Schema functionala a instalatiei frigorifice cu absorbtie..

## **Descriere elemente componente.**

- 1 – fierbator
- 2 – condensator
- 3 – rezervor stoacre agent frigorific lichid pentru obtinerea unei densitati optime a solutiei diluate;
- 4 – vana de recirculare agent frigorific; in momentul opririi instalatiei agentul frigorific este depozitat in rezervor, deschiderea vanei se face in momentul in care se atinge temperatura de 3°C sau mai scazuta si temperatura apei de racire este de 20°C sau mai scazuta pentru a preveni patrunderea condensatului solutiei;
- 5 – vaporizator;
- 6 – absorbitor;
- 7 – vana by-pass solutie – atunci cand temperatura de vaporizare sau a apei de racier scade sub o valoare setata vana se va deschide reducand debitul de solutie LiBr spre absorbitor;
- 8 – vana protectie la inghet agent frigorific – vana se va deschide la o temperatura de 1°C pentru a permite intrarea solutiei diluate in vaporizator in momentul in care vana de by-pass nu opreste descresterea temperaturii de vaporizare;
- 9 – schimbator de caldura;
- 10 – pompa solutie;
- 11 – absorbitor auxiliary;
- 12 – separator vaporii necondensabili – vaporii acumulati sunt trecuti prin absorbitorul auxiliary, separati de solutia diluata si transportanti in rezervorul de gaze necondensabile;
- 13 – rezervor vaporii necondensabili – acumulati in timpul procesului de absorbtie;
- 14 – vana A rezervor stocarea gaze necondensabile – permite transportul vaporilor din rezervor;
- 15 – vana service absorbitor – vacuumul din absorbitor/vaporizator este permis prin intermediul vanei;
- 16 – vana acces circuit solutie diluata;
- 17 – vana acces circuit solutie concentrate;
- 18 – filtru – solutia din absorbitor este trecuta intai printr-un filtru inainte de intrarea in pompa de solutie;
- 19 – cutie de control – toate datele de intrare si iesire si functionarea racitorului este afisata cu ajutorul acestei cutii;
- 20 – sensor de debit – data debitul apei racite scade sub 80% din valoarea normala de functionare racitorul de lichid se opreste;
- 21 – sensor temperatura apa racita iesire vaporizator;
- 22 – sensor temperatura apa de racire- actioneaza asupra functionarii instalatiei;
- 23 – senzor temperatura de vaporizare;
- 24 – sensor temperatura tur agent incalzitor.

#### 4.2.4. Descrierea elementelor auxiliare din instalatie.

**4.2.4.1. Butelia de amestec - tip MH 40**, de fabricatie Hoval, care are un debit circulat:  $6 \text{ m}^3/\text{h}$  (fig. 4.9.).

Această butelie este un recipient din otel, sudat, prevăzut cu stuturi de conectare și flanse presudate. Butelia este izolată termic și prevăzută cu teacă și senzor de măsurare a temperaturii apei la ieșire.

Caracteristici tehnice:

- dimensiune racorduri: DN 40;
- presiune de lucru: 6 bar;
- presiune de încercare: 9 bar;
- temperatură maximă de lucru:  $110^\circ\text{C}$ ;
- putere termică la o diferență de temperatură de 20K: 135kW.

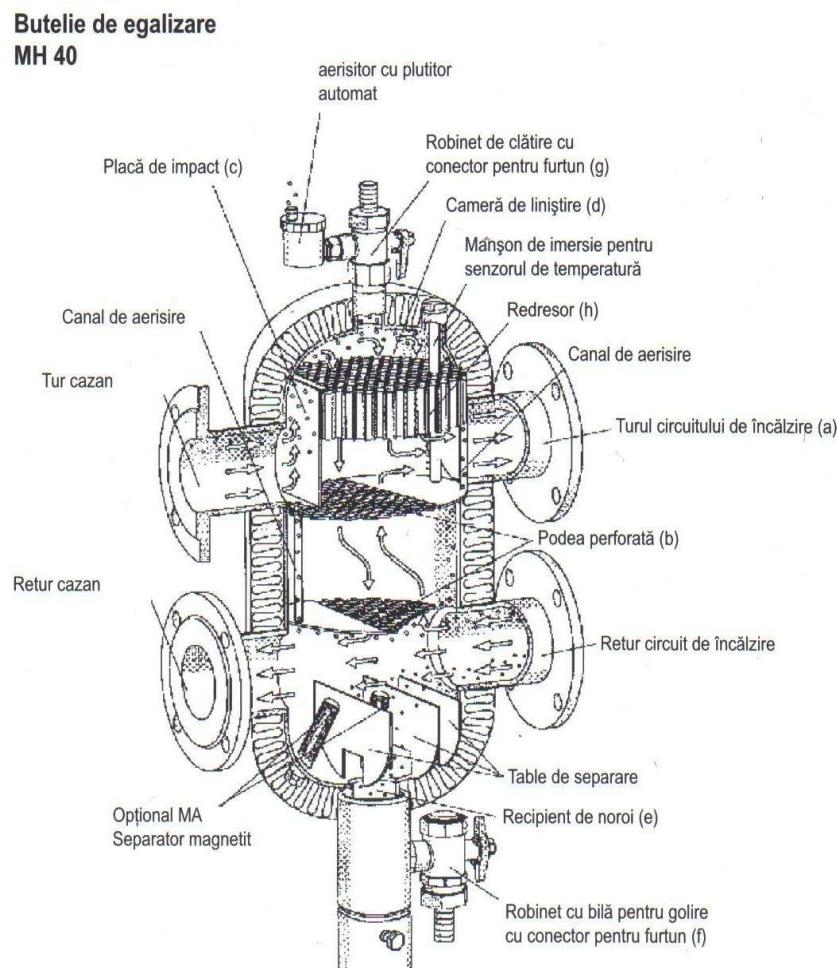


Fig. 4.9. Butelie amestec tip MH 40.

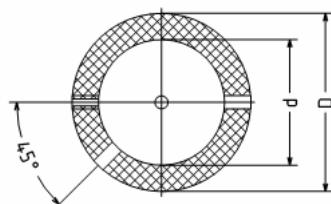
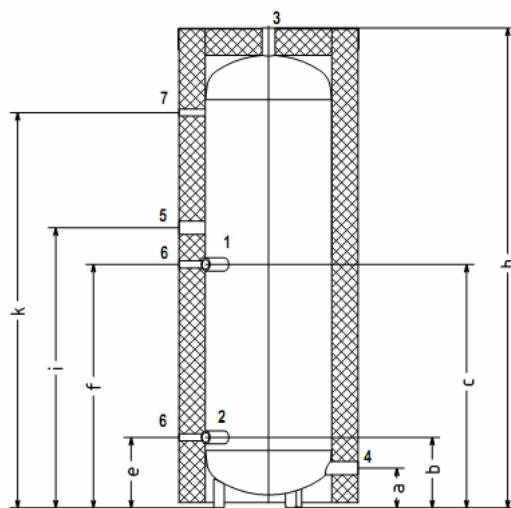
#### 4.2.4.2. **Rezervor de stocare apa calda tip HOVAL ENERVAL 4000** (fig. 4.10).

Rezervor realizat din otel pentru conectare hidraulica la cazan, cazan pe combustibil solid, pompe de caldura si instalatii solare. Date tehnice:

- f. volum: 4000 l;
- g. rezervorul simplu pe interior este protejat anticoroziv cu grund pe exterior;
- h. izolatie din spuma poliuretanica moale, carcasa din plastic cu fermoar, vopsita gri metalizat, grosime izolatie 100 mm.
- i. Este dotat cu regulator de temperatura si protectie la incalzire.
- j. - inaltime: 2880 mm; diamteru 1400 mm, cu izolatie diametrul este 1600 mm.

**EnerVal (2500-5000)**

| Tip                         |                 | (2500) | (3000) | (4000) | (5000) |
|-----------------------------|-----------------|--------|--------|--------|--------|
| • Volum                     | dm <sup>3</sup> | 2500   | 3000   | 4000   | 5000   |
| • Presiune de lucru/test    | bar             | 3/4,5  | 3/4,5  | 3/4,5  | 3/4,5  |
| • Temperatura de lucru max. | °C              | 95     | 95     | 95     | 95     |
| • Izolatie termică spumă PU | mm              | 100    | 100    | 100    | 100    |
| • Conductivitate λ          | W/mK            | 0,039  | 0,039  | 0,039  | 0,039  |
| • Masă fără izolatie        | kg              | 280    | 300    | 380    | 450    |



Lungimea tuturor ștuțijelor: 100 mm

- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| 1 Tur – Încărcare Rp 1½"    | 5 Ștuj pentru corpul electric de încălzire cu fișet Rp 1½" |
| 2 Retur – Încărcare Rp 1½"  | 6 Ștuj pentru senzor Rp ½"                                 |
| 3 Tur – descărcare Rp 1½"   | 7 Ștuj pentru senzor sau termometru Rp ¼"                  |
| 4 Retur – descărcare Rp 1½" |  |

| EnerVal<br>Tip | a   | b   | c   | d   | D   | e   | f   | h    | i    | k    | Înălțime<br>răsturnare |
|----------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------------------------|
| (300)          | 152 | 269 | 930 | 480 | 680 | 269 | 930 | 1833 | 1070 | 1510 | 1855                   |

Fig. 4.10. Date tehnice rezervor cu acumulare tip HOVAL ENERVAL 4000.

#### 4.2.4.3. Schimbator de caldura cu placi

model SCHIMDT BRETTEN tip SIGMA M7 - NBL apa-apă (fig. 4.11)

presiune max de lucru: 6 bar

volum: 17 l;

numar placi: 21

Puterea termică a schimbatorului este de 40 kW, în următoarele condiții: tur/retur temperatura solutie apă – etilenglicol este 90/70°C.



Fig. 4.11. Vedere ansamblu amplasare schimbator de caldura cu placi in instalatie.

#### 4.2.4.4. Turn de racire (fig. 4.12)- amplasat in exterior pe acoperisul laboratorului de incercari aparate termice

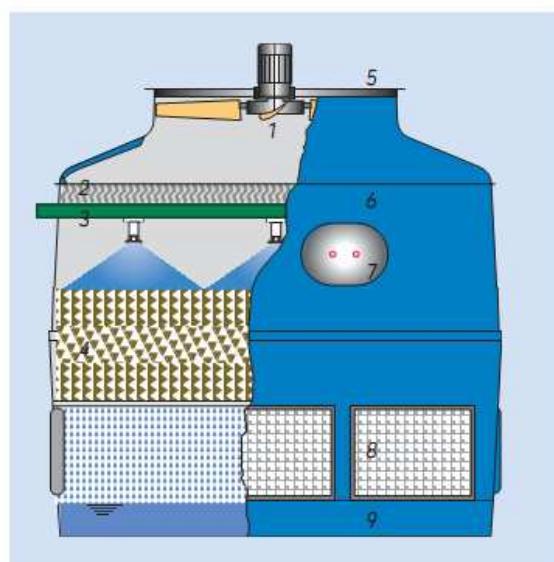
Debit apa de racire  $10.1 \text{ m}^3/\text{h}$ ;

Puterea consumata 43 kW

Temperatura aer termometrul umed  $21^\circ\text{C}$

Temperatura apa de racire tur/retur  $33/29^{\circ}\text{C}$   
Date tehnice producator

| EWK    | Water flow rate          |      | Rated cooling capacity              |         | Motor-rating<br>kW | Dimensions |              |             | Weight       |            |
|--------|--------------------------|------|-------------------------------------|---------|--------------------|------------|--------------|-------------|--------------|------------|
|        | in $\text{m}^3/\text{h}$ | mln. | in kW at $t_f = 20^{\circ}\text{C}$ | 32/26°C |                    | 40/25°C    | Length<br>mm | Width<br>mm | Height<br>mm | Emty<br>kg |
| 036/03 | 2                        | 11   | 35                                  | 50      | 0,33/0,1           | 615        | 615          | 1827        | 40           | 100        |
| 036/06 | 2                        | 11   | 45                                  | 65      | 0,33/0,1           | 615        | 615          | 1827        | 50           | 120        |



- 1. ventilator
- 2. separator de picaturi
- 3. sistem cu diuze pentru distributie apa
- 4. material de umplutura
- 5. grila de protectie
- 6. carcasa turn de racire
- 7. tur/retur apa de racire
- 8. fanta acces aer
- 9. bazin colectare apa

Fig. 4.12. Desen de ansamblu turn de racire tip EWK si elementele componente.

#### 4.2.4.5. Ventil cu 3 cai

Pe conducta de aspiratie in fierbator si conducta aspirata apa de racire la absorbitor si condensator sunt amplasate doua vane cu 3 cai **tip WITA** cu reglaj in trepte si sensor de temperatura.

- fierbator tip SM 4FR H cu reglaj in trepte 20-35-50-65-80°C (fig. 4.13);
- absorbitor+condensator tip SM 4FR K cu reglaj in trepte 5-10-15-20-25°C;



Fig. 4.13. Vedere de ansamblu ventil cu 3 cai amplasat aspiratia in fierbator.

**4.2.4.6. Pompa apa de racire; WILO tip MHI 802**, pompa centrifuga orizontala in constructie bloc, cu racord de aspiratie orizontal si racord de refulare vertical (fig. 4.14.).



Fig. 4.14. Pompa apa de racire..

Cu ajutorul programului de selectie de la WILO s-a facut selectia pompei si in figura 4.15 se prezinta fisa tehnica a acesteia.

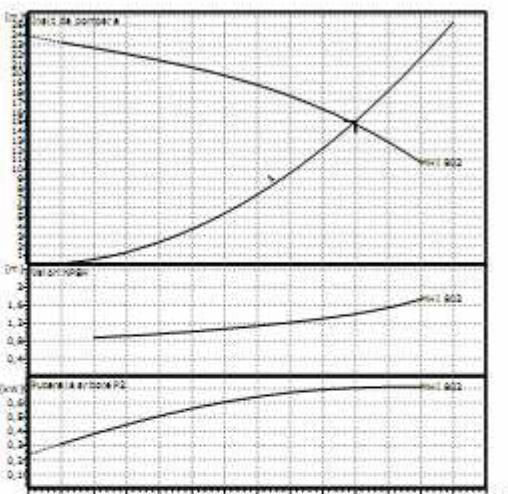
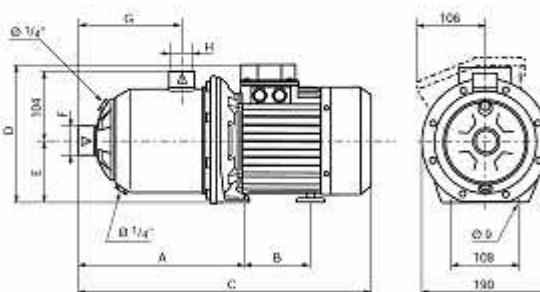
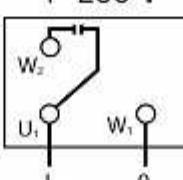
|  |  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|--|--|-------------------------------|-----|--|--|--|--|--|--|---|----|--|--|--|--|--|--|---|-----|--|--|--|--|--|--|---|-----|--|--|--|--|--|--|---|----|--|--|--|--|--|--|---|-----|--|--|--|--|--|--|
| WILO AG<br>Nordkirchenstrasse 100<br>D - 48293 Dortmund<br>Tel. 0231/4102-7515<br>Fax 0231/4102-7666 | MHI 802 1~<br>Instalație: Pompa centrifuga înaltă presiune   | <b>WILO</b>                   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| Client<br>Nr. client<br>Persoana de contact<br>In grila Kompetenz-Team                               | Proiect<br>Nr. proiect<br>Poz. nr.<br>Locatie  | Pag. 1 / 1<br>Data 05.08.2009 |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|  |  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|                    | <b>Date cerute</b><br>Debit 10 m³/h<br>Inaltime de pompare 15 m<br>Fluid Apă, curată<br>Temperatura fluid 20 °C<br>Densitate 0,9982 kg/dm³<br>Viscozitate cinetică 1,001 mm²/s<br>Presiune vaporizare 0,1 bar  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|                   | <b>Date generale pompa</b><br>Fabricat WILO<br>Tip MHI 802 1~<br>Tip pompa Pompa cu un motor<br>Presiune nominală PN 10<br>Temp. min. fluid -15 °C<br>Temp. max. fluid 110 °C  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|                   | <b>Date efectiv realizate</b><br>Debit 9,93 m³/h<br>Inaltime de pompare 14,8 m<br>Turatie 2900 1/min<br>Putere la arbore P2 0,703 kW<br>NPSH 1,4 m   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|                   | <b>Materiale/Etansare ax</b><br>Carcasa pompei Inox 1.4301<br>Arbore Inox 1.4301<br>Rotore Inox 1.4301<br>Etansare mecanica B-carbune/ceramica<br>Cameră etajă Inox 1.4301<br>Etansare EP 851<br>Capacul carcsei Inox 1.4301   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|  | <b>Dimensiuni</b> mm<br><table border="1"><tr><td>A</td><td>217</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>B</td><td>88</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>C</td><td>387</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>D</td><td>216</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>E</td><td>90</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>F</td><td>122</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table> | A                             | 217 |  |  |  |  |  |  | B | 88 |  |  |  |  |  |  | C | 387 |  |  |  |  |  |  | D | 216 |  |  |  |  |  |  | E | 90 |  |  |  |  |  |  | F | 122 |  |  |  |  |  |  |
| A  | 217  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| B  | 88   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| C  | 387  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| D  | 216  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| E  | 90   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
| F  | 122  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|  | Aspiratie Rp 1 1/2/ PN 0<br>Refulare Rp 1 1/4/ PN 0<br>Greutate 11,5 kg  |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|  | <b>Date motor</b><br>Putere nominală P2 0,75 kW<br>Turatie nominală 2900 1/min<br>Tensiune nominală 1~230 V, 50 Hz<br>Intensitate nominală 5,1 A<br>Grad de protecție IP 54<br>Toleranță permisă tensiune +/-10%   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |
|  | Nr. art. în versiunea standard 4024302   |                               |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |   |    |  |  |  |  |  |  |   |     |  |  |  |  |  |  |

Fig. 4.15. Fisa tehnica selectie software WILO pompa tip MHI 802.

**Pompa la Vaporizator si Fierbator- tip STRATOS 30/1-12** (fig. 4.16 si fig. 4.17), pompe cu un rotor, pompe de recirculare cu reglaj electronic economic continuu al turatiei.

**Domeniul de temperature:** temperatura agentului termic intre -10 °C si +110°C, fara limitare la o temperatura de ambiata intre 0 °C si maximum +40°C.

30- diametrul nominal pompa

1-12 – domeniul inatimilor nominale de pompare (m)



Fig. 4.16.Pompa agent incalzitor - WILO Stratos 30/1-12.



Fig. 4.17. Pompa apa racita - WILO Stratos 30/1-8.

Cu ajutorul programului de selectie de la WILO s-a facut selectia pompei si in figura 4.18 se prezinta fisa tehnica a modelului Stratos 30/1-12.

|   |  |  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|---|--|--|----------------|-----|----------------|-----|---|----------|----------------|----|----------------|-----|---|----------|----------------|----|----------------|----|---|----------|----------------|-----|----------------|----|---|----------|--|--|----------------|-----|--|--|
| WILO AG<br>Nordirchenstrasse 100<br>D-48293 Dortmund<br>Tel.: 0231/4102-7515<br>Fax: 0231/4102-7666 | Stratos 30/1-12 PN 10<br>Instalație: Pompa de înaltă eficiență | <b>WILO</b>  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
| Client<br>Nr. client<br>Persoana de contact<br>In grija Kompetenz-Team                              | Project<br>Nr. proiect<br>Poz. nr.<br>Locație                  | Pag. 1 / 1<br>Data: 05.08.2009   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Date cerute  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Debit: 5 m <sup>3</sup> /h<br>Inaltime de pompare: 10 m<br>Fluid: Apă, circulație<br>Temperatura fluid: 50 °C<br>Densitate: 0,9981 kg/dm <sup>3</sup><br>Viscozitate cinetică: 0,5478 mm <sup>2</sup> /s<br>Presiune vaporizare: 0,1247 bar  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Date generale pompa  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Fabricat: WILO<br>Tip: Stratos 30/1-12<br>Tip pompa: Pompa cu un motor<br>Tip funcționare: dp-c<br>Presiune nominală: PN10<br>Temp. min. fluid: -10 °C<br>Temp. max. fluid: 110 °C   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Date efectiv realizate   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Debit: 5 m <sup>3</sup> /h<br>Inaltime de pompare: 10 m<br>Putere absorbită P1: 0,27 kW  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Inalt. min. in aspirație   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Temperatură: 50 95 110 °C<br>Inalt. min. in aspirație: 3 10 16 m   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Materiale/Etansare ax  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Carcașă pompe: EN-GJL 200<br>Rotor: GF-PPS armata<br>Arbore: X 40 Cr 13<br>Lagan: Carbune împregnat cu metal   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Dimensiuni mm  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | <table border="1"> <tr> <td>a<sub>1</sub></td> <td>201</td> <td>a<sub>5</sub></td> <td>120</td> <td>r</td> <td>r [DN50]</td> </tr> <tr> <td>a<sub>2</sub></td> <td>90</td> <td>a<sub>6</sub></td> <td>120</td> <td>x</td> <td>x [DN50]</td> </tr> <tr> <td>a<sub>3</sub></td> <td>95</td> <td>a<sub>7</sub></td> <td>11</td> <td>D</td> <td>D [DN50]</td> </tr> <tr> <td>a<sub>4</sub></td> <td>105</td> <td>a<sub>8</sub></td> <td>12</td> <td>D</td> <td>D [DN50]</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>a<sub>9</sub></td> <td>100</td> <td></td> <td></td> </tr> </table> | a <sub>1</sub> | 201 | a <sub>5</sub> | 120 | r | r [DN50] | a <sub>2</sub> | 90 | a <sub>6</sub> | 120 | x | x [DN50] | a <sub>3</sub> | 95 | a <sub>7</sub> | 11 | D | D [DN50] | a <sub>4</sub> | 105 | a <sub>8</sub> | 12 | D | D [DN50] |  |  | a <sub>9</sub> | 100 |  |  |
| a <sub>1</sub>  | 201  | a <sub>5</sub>   | 120            | r   | r [DN50]       |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
| a <sub>2</sub>  | 90   | a <sub>6</sub>   | 120            | x   | x [DN50]       |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
| a <sub>3</sub>  | 95   | a <sub>7</sub>   | 11             | D   | D [DN50]       |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
| a <sub>4</sub>  | 105  | a <sub>8</sub>   | 12             | D   | D [DN50]       |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | a <sub>9</sub>   | 100            |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Aspirație: Rp 1 1/4/G 2 / PN10<br>Refuza: Rp 1 1/4/G 2 / PN10<br>Greutate: 6 kg  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Date motor   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Clasa de eficiență energetică: A<br>Putere nominală P2: 0,2 kW<br>Putere absorbită P1: 0,3101 kW<br>Turată nominală: 4800 1/min<br>Tensiune nominală: 1~230 V/50 Hz<br>Intensitate nominală: 1,37 A<br>Grad de protecție: IP 44<br>Toleranță permisă tensiune +/-10%   |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |
|   |  | Nr. art. în versiunea standard: 2030540  |                |     |                |     |   |          |                |    |                |     |   |          |                |    |                |    |   |          |                |     |                |    |   |          |  |  |                |     |  |  |

Fig. 4.18. Fisa tehnica pompa tip STRATOS 30/1-12

### 4.3. Aparatura de masura.

4.3.1. Senzori de debit: debitmetru electronic pentru lichide cu USB pentru transmitere si stocare **AHLBON tip FVA915VTH25** (fig. 4.19) .

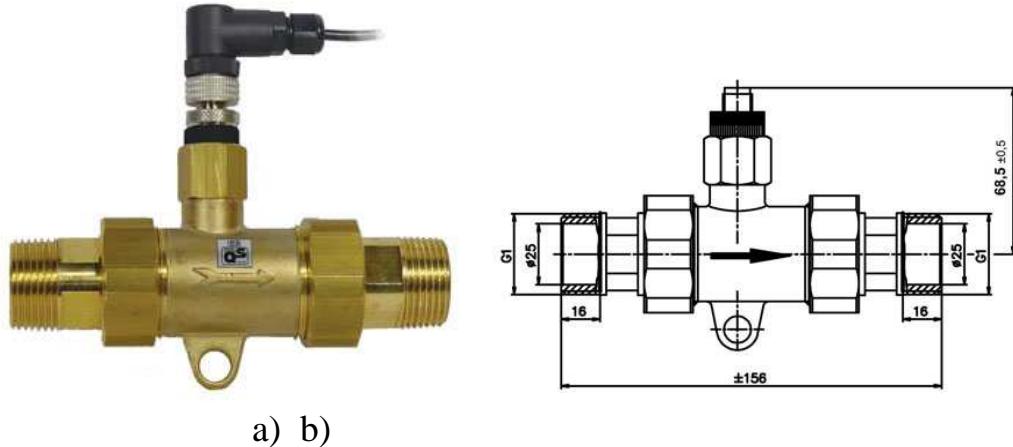


Fig. 4.19. a) Vedere generala debitmetru, b) Dimensiuni geometrice debitmetru.

Date tehnice:

- diametru nominal DN 25;
- domeniul debitelor masura cuprins intre 4...160 l/min;
- acuratetea in masurare este de  $\pm 3\%$ ;
- temperatura maxima a fluidului este de 85°C;
- presiunea nominala PN10;
- caderea de presiune: approx. 0.1 bar la 80 l / min si approx. 0.45 bar la 160 l / min;

4.3.2. Senzori Temperatura: clasa de toleranta: 1; -rezolutia: 0,1K; - acuratetea:  $\pm 0,05\%$  din valoarea masurata; termocuplu cu teaca montat pe conducta pentru masurarea temperaturii lichidelor **tip FT 0463 de la AHLBORN** (fig. 4.20).

Caracteristici:

- mediu de lucru: amestec apa cu gheata;
- domeniul de masurare: - 20°C pana la 200°C;
- lungimea de imersie: 50mm;
- presiunea de lucru: pana la 15 bar;
- conexiune  $\frac{1}{2}''$ , cu inel de etansare din cupru



Fig. 4.20. Vedere de ansamblu amplasare senzori de debit si temperatura circuit apa de racire la absorbitor si condensator.

**4.3.3. Debitmetru cu ultrasunete-** utilizat pentru determinarea debitului de agent de incalzire la fierbator si debitul de apa racita la vaporizator.

Model SITRANS FUP 1010 Nema -1/IP40- SIEMENS (fig. 4.21)

#### FUP1010 date tehnice

| Domenii de aplicabilitate    | Apa si apa tratata, incalzire/racire        |
|------------------------------|---|
| Dimensiuni conducta          | De 6,4 mm la 9,14 m<br>de 0,25" la 360"     |
| Acuratete                    | de $\pm 0.50\%$ la $\pm 2.0\%$ pentru debit |
| Repeatability                | $\pm 0.15\%$ a debitului                    |
| Domeniul de debit            | $\pm 12$ m/s                                |
| Media Temperatură            | de -40 la 230 °C                            |
| Temperatura mediului ambiant | de -18 la 60 °C                             |
| Grad de protectie            | IP67  |



Fig. 4.21. Vedere de ansamblu debitmetru cu ultrasunete portabil tip SITRANS FUP 1010.

#### 4.4. Conditii de testare.

4.4.1. În cazul particular în care la măsurarea temperaturilor și a debitelor s-a utilizat un DATALOGER de tip ALMEMO de la firma ALHBORN (fig. 4.22).



Fig. 4.22. Vedere data loger ALMEMO 3290-8 Versiune 5

*Datele înregistrate au fost urmatoarele și canalele de afisaj corespunzătoare:*

- Canal 0 temperatura tur apa racita la vaporizator,  $\theta_{AR1}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ ); TIR01
- Canal 1 temperatura retur apa racita la vaporizator,  $\theta_{AR2}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ ); TIR11
- Canal 2 temperatura tur apa fierbinte la fierbator,  $\theta_{AI1}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ ); TIR22
- Canal 3 temperatura retur apa fierbinte la fierbator,  $\theta_{AI2}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ ); TIR32
- Canal 4 temperatura tur apa de racire la condesator,  $\theta_{w1}$ , ( $^{\circ}\text{C}$ ); TIR43

- Canal 5 temperatura retur apa de racire la absorbitor,  $\theta_{w2-ABS}$ , ( $^{\circ}$ C); TIR53
- Cana 6 temperatura retur apa de racire la condensator,  $\theta_{w2-COND}$ , ( $^{\circ}$ C); TIR63
- Canal 7 debit apa de racire la absorbitor  $Q_{mABS}$  (l/min); FIR13
- Canal 8 debit apa de racire la condesator  $Q_{mCOND}$  (l/min); FIR 23

*Masurare si inregistrare locala cu debitmetru cu ultrasunete portabil:*

- debit apa racita la vaporizator  $Q_{mVAP}$  (l/min); FI11
- debit apa calda la fierbator  $Q_{mF}$  (l/min); FI12

In fig. 4.24. se prezinta schema punctelor de masura amplasate pe instalatia experimentală

Transpunerea datelor achizitionante in fisierul excel ne permite vizualizarea si interpretarea acestor valori experimentale masurate (tabel 4.3.).

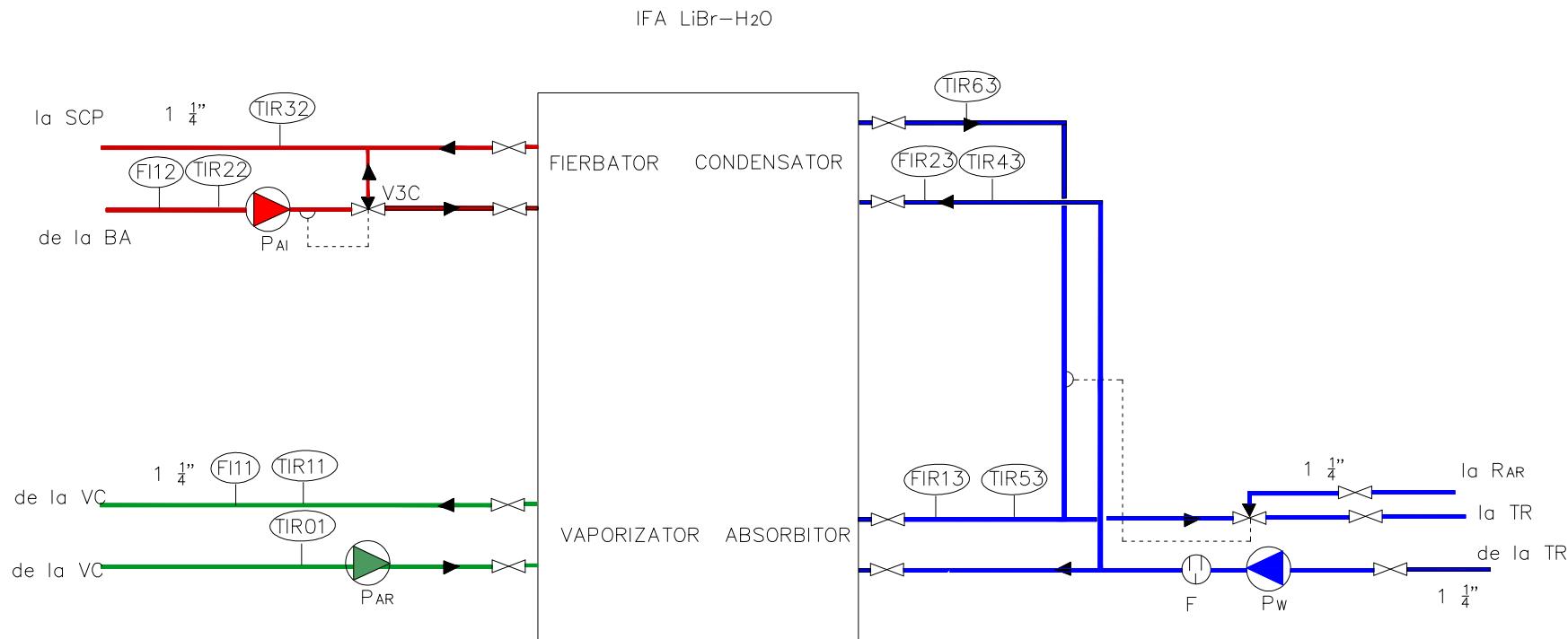


Fig. 4.24. Schema amplasare puncte de masura din instalatiei cu absorbtie in soluție LiBr-H<sub>2</sub>O.

BA – butelie amestec; VC – ventiloconvector; TR – turn de racire; SCP – schimbator de caldura in placi; FI – debitmetru; TI – termostat; F – filtru; V3C – ventil cu 3 cai electromagnetic; P<sub>AR</sub> – pompa apa racita; PAI – pompa apa fierbinte, P<sub>w</sub> – pompa apa de racire.

Tabel .4.3. Date achizitionate in 13.08.2009.

|    | Date       | Time     | 0.0  |    | 0.1  |    | 0.2  |    | 0.3  |    | 0.4  |    | 0.5  |    | 0.6  |    | 0.7  |    | 0.8  |    |
|----|------------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 1  | 13/08/2009 | 11:51:52 | 14.2 | °C | 14.7 | °C | 78.4 | °C | 77.8 | °C | 14.5 | °C | 13.9 | °C | 14.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 2  | 13/08/2009 | 11:55:52 | 14.7 | °C | 15   | °C | 76.9 | °C | 75.9 | °C | 14.6 | °C | 13.9 | °C | 14.6 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 3  | 13/08/2009 | 12:00:52 | 14.8 | °C | 15.2 | °C | 79.6 | °C | 78.8 | °C | 14.8 | °C | 14   | °C | 14.7 | °C | 41.5 | lm | 39.4 | lm |
| 4  | 13/08/2009 | 12:05:52 | 15   | °C | 15.4 | °C | 77.4 | °C | 76.6 | °C | 14.9 | °C | 14   | °C | 14.8 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 5  | 13/08/2009 | 12:10:52 | 15.2 | °C | 15.6 | °C | 79.7 | °C | 78.9 | °C | 15.1 | °C | 14.1 | °C | 14.9 | °C | 41.4 | lm | 39.8 | lm |
| 6  | 13/08/2009 | 12:15:52 | 15.3 | °C | 15.7 | °C | 79.7 | °C | 78.7 | °C | 15.2 | °C | 14.4 | °C | 15   | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 7  | 13/08/2009 | 12:20:52 | 15.5 | °C | 12.5 | °C | 82.5 | °C | 77.5 | °C | 20.4 | °C | 23.6 | °C | 21.1 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 8  | 13/08/2009 | 12:25:52 | 15.2 | °C | 11.1 | °C | 83.2 | °C | 79.5 | °C | 25.5 | °C | 29.8 | °C | 29.9 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 9  | 13/08/2009 | 12:30:52 | 15   | °C | 11.2 | °C | 84.3 | °C | 80.3 | °C | 29   | °C | 31   | °C | 31.4 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |
| 10 | 13/08/2009 | 12:35:52 | 14.7 | °C | 10.3 | °C | 84.8 | °C | 80.8 | °C | 26.8 | °C | 29.5 | °C | 29.7 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 11 | 13/08/2009 | 12:40:52 | 14.6 | °C | 10.4 | °C | 84   | °C | 80.3 | °C | 25.3 | °C | 31.2 | °C | 32   | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 12 | 13/08/2009 | 12:45:52 | 14.4 | °C | 10.4 | °C | 81   | °C | 77.8 | °C | 28.9 | °C | 30.4 | °C | 31.3 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 13 | 13/08/2009 | 12:50:52 | 14.2 | °C | 10.6 | °C | 80.3 | °C | 76.6 | °C | 24.8 | °C | 29.3 | °C | 30.2 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 14 | 13/08/2009 | 12:55:52 | 14.1 | °C | 10.2 | °C | 77.5 | °C | 74.6 | °C | 27.7 | °C | 28.6 | °C | 29.4 | °C | 41.4 | lm | 39.1 | lm |
| 15 | 13/08/2009 | 13:00:52 | 13.9 | °C | 10.9 | °C | 83.8 | °C | 79.6 | °C | 28.6 | °C | 30.6 | °C | 30.8 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 16 | 13/08/2009 | 13:05:52 | 13.8 | °C | 9.6  | °C | 84.6 | °C | 80.7 | °C | 25.5 | °C | 30   | °C | 30.5 | °C | 41.3 | lm | 39.8 | lm |
| 17 | 13/08/2009 | 13:10:52 | 13.6 | °C | 9.9  | °C | 84.6 | °C | 80.4 | °C | 28.1 | °C | 31.1 | °C | 31.9 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 18 | 13/08/2009 | 13:15:52 | 13.4 | °C | 9.4  | °C | 85.1 | °C | 80.9 | °C | 28.3 | °C | 29.8 | °C | 30.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 19 | 13/08/2009 | 13:20:52 | 13.3 | °C | 9.2  | °C | 85.6 | °C | 81.6 | °C | 25.1 | °C | 30.4 | °C | 31   | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 20 | 13/08/2009 | 13:25:52 | 13.1 | °C | 9.3  | °C | 86   | °C | 81.8 | °C | 28.8 | °C | 31   | °C | 31.9 | °C | 41.4 | lm | 39.1 | lm |
| 21 | 13/08/2009 | 13:30:52 | 12.9 | °C | 8.8  | °C | 79.3 | °C | 76   | °C | 27.7 | °C | 28.4 | °C | 29.8 | °C | 41.2 | lm | 39.4 | lm |
| 22 | 13/08/2009 | 13:35:52 | 12.8 | °C | 9.6  | °C | 84.9 | °C | 80.8 | °C | 27.1 | °C | 31   | °C | 31.6 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 23 | 13/08/2009 | 13:40:52 | 12.8 | °C | 8.8  | °C | 80.7 | °C | 77   | °C | 27.1 | °C | 28.2 | °C | 29.4 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 24 | 13/08/2009 | 13:45:52 | 12.7 | °C | 9.2  | °C | 81.5 | °C | 78.1 | °C | 28.2 | °C | 30.7 | °C | 31.8 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 25 | 13/08/2009 | 13:50:52 | 12.5 | °C | 8.7  | °C | 84   | °C | 79.9 | °C | 25.5 | °C | 29.3 | °C | 30   | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 26 | 13/08/2009 | 13:55:52 | 12.5 | °C | 9    | °C | 78.9 | °C | 75.6 | °C | 28.9 | °C | 30.1 | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 39   | lm |
| 27 | 13/08/2009 | 14:00:52 | 12.3 | °C | 8.6  | °C | 84   | °C | 80.3 | °C | 25   | °C | 30.4 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 28 | 13/08/2009 | 14:05:52 | 12.2 | °C | 8.6  | °C | 82.4 | °C | 78.4 | °C | 28.4 | °C | 29.8 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 29 | 13/08/2009 | 14:10:52 | 12.1 | °C | 8.5  | °C | 80.2 | °C | 77   | °C | 25.4 | °C | 30.3 | °C | 31.3 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 30 | 13/08/2009 | 14:15:52 | 12   | °C | 8.2  | °C | 85.3 | °C | 81.2 | °C | 27.7 | °C | 29.2 | °C | 29.5 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 31 | 13/08/2009 | 14:20:52 | 11.9 | °C | 8.7  | °C | 79.4 | °C | 76.1 | °C | 28.5 | °C | 30   | °C | 31.6 | °C | 41.1 | lm | 39.3 | lm |
| 32 | 13/08/2009 | 14:25:52 | 11.9 | °C | 8.1  | °C | 82   | °C | 78.7 | °C | 25.4 | °C | 29.5 | °C | 30.2 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |

#### 4.4.2. Sistemul de achiziție de date

Semnalele electrice de la termocouple și debitmetrul cu ultrasunete au fost achiziționate cu ajutorul unui dataloger ALHBORN tip ALMEMO 3290-8 Versiune5 prezentat în figura următoare.

Datele sunt citite de dataloger și înregistrate de aplicația instalată pe PC totodată ele pot fi și vizualizate în aceeași aplicație. Apoi sunt importate într-o fișă EXCEL, fiind astfel posibilă prelucrarea lor ulterioară.

Transmiterea datelor de la senzorii de temperatură se face prin intermediul conectorilor de tip ZA-9020-FS tip NiCr-Ni (K), domeniul de temperatură măsurat - 200.0 ... 1370 °C cu rezoluția de 0.1 K (fig. 4.25.).

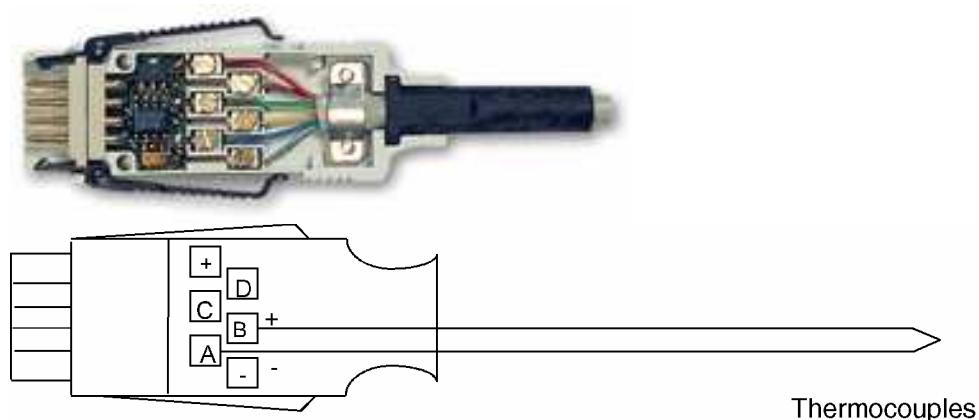


Fig. 4.25. Vedere conectori tip ZA-9020-FS

## Panouri solare

Rezervor apa calda



Cazan

IFA



Turn de racire



Rezervor  
apa racita



Ventiloconvector



Fig. 4.26. Vedere generala echipamente stand experimental.

## **Capitolul 5.**

### **ANALIZA DATELOR EXPERIMENTALE SI VALIDAREA MODELULUI MATEMATIC PENTRU INSTALATIA CU ABSORBTIE IN SOLUTIE BRLI-APA**

#### **5.1. Analiza sistemului agent frigorific-mediu absorbant.**

Determinarea experimentală urmărește obținerea valorilor pentru:

- Parametri termodinamici ai soluției;
- Debituri și puteri termice;
- Bilanțuri termice, COP.

##### *5.1.1. Parametrii înregistrati de sistem în timp real*

In timpul efectuării experimentelor debitele de agent incalzitor la fierbator, apa racită la vaporizator și apa de racire la condensator sunt menținute constante. Datele experimentale s-au efectuat în perioada iulie-august 2009 și iunie 2011 și au constat în înregistrarea parametrilor prezentati în tabelul 5.1.

Tabel 5.1. – Parametrii înregistrati de sistem în timp real.

|                            |  |
|----------------------------|--|
| $\theta_{AI1}(\text{°C})$  | Temperatura agent incalzitor tur             |
| $\theta_{AI2}(\text{°C})$  | Temperatura agent incalzitor return          |
| $\theta_{AR1}(\text{°C})$  | Temperatura apa racită tur                   |
| $\theta_{AR2}(\text{°C})$  | Temperatura apa racită return                |
| $\theta_{w1} (\text{°C})$  | Temperatura agent de racire tur absorbitor   |
| $\theta_{w2 A}(\text{°C})$ | Temperatura apa de racire return absorbitor  |
| $\theta_{w2 C}(\text{°C})$ | Temperatura apa de racire return condensator |
| $Q_{m, F} (\text{l/min})$  | Debit agent incalzitor                       |
| $Q_{m, V} (\text{l/min})$  | Debit apa racită                             |
| $Q_{m, C}(\text{l/min})$   | Debit apa de racire condensator              |
| $Q_{m, A}(\text{l/min})$   | Debit apa de racire absorbitor               |

##### *5.1.2. Modelul de înregistrare a valorilor experimentale.*

Fiecare set de măsuratori este înregistrat la 2 h de la pornirea instalației sistemului pentru evitarea apariției unor fluctuații ale parametrilor termodinamici la o funcționare pe un timp indelungat. Fiecare mareime se înregistrează la un pas de 5 minute în timp real. În figura 5.1. se prezintă o vedere a interfeței programului de achiziție date experimentale.

#### **5.2. Analiza performanțelor echipamentelor instalației experimentale.**

Validarea modelului matematic s-a facut cu ajutorul unor seturi de date experimentale variind condițiile de lucru după cum urmează:

- a) temperatura agentului incalzitor la fierbator de la 70...85°C;
- b) temperatura apei racite la vaporizator de la 10...13°C;
- c) temperatura apei de racire de la condensator si absorbitor mde la 25-28°C.

In figura 5.1. se prezinta interfata programului de achizitie date experimentale. Din bara de afisare fereastra se selecteaza tabel nou, se bifeaza inregistrarea celor 8 canale : 6 canale inregistreaza temperatura si 2 canale debitul de apa de racire asa cum se observa din figura. Se poate alege psaul de timp pentru inregistrare dupa care se acceseaza sageata din bara de date si se porneste inregistrarea.

In figurile 5.2. si 5.3 se prezinta variatia temperaturii inregistrata cu senzorii in interiorul laboratorului (senzorul 7) si in exterior (senzorul 11) in perioada in care s-au facut inregistrarile. Din figura 5.2 se observa scaderea temperaturii in momentul interioare din laborator odata cu pornirea instalatiei frigorifice cu absorbtie si furnizarea apei racite la ventiloconvector.

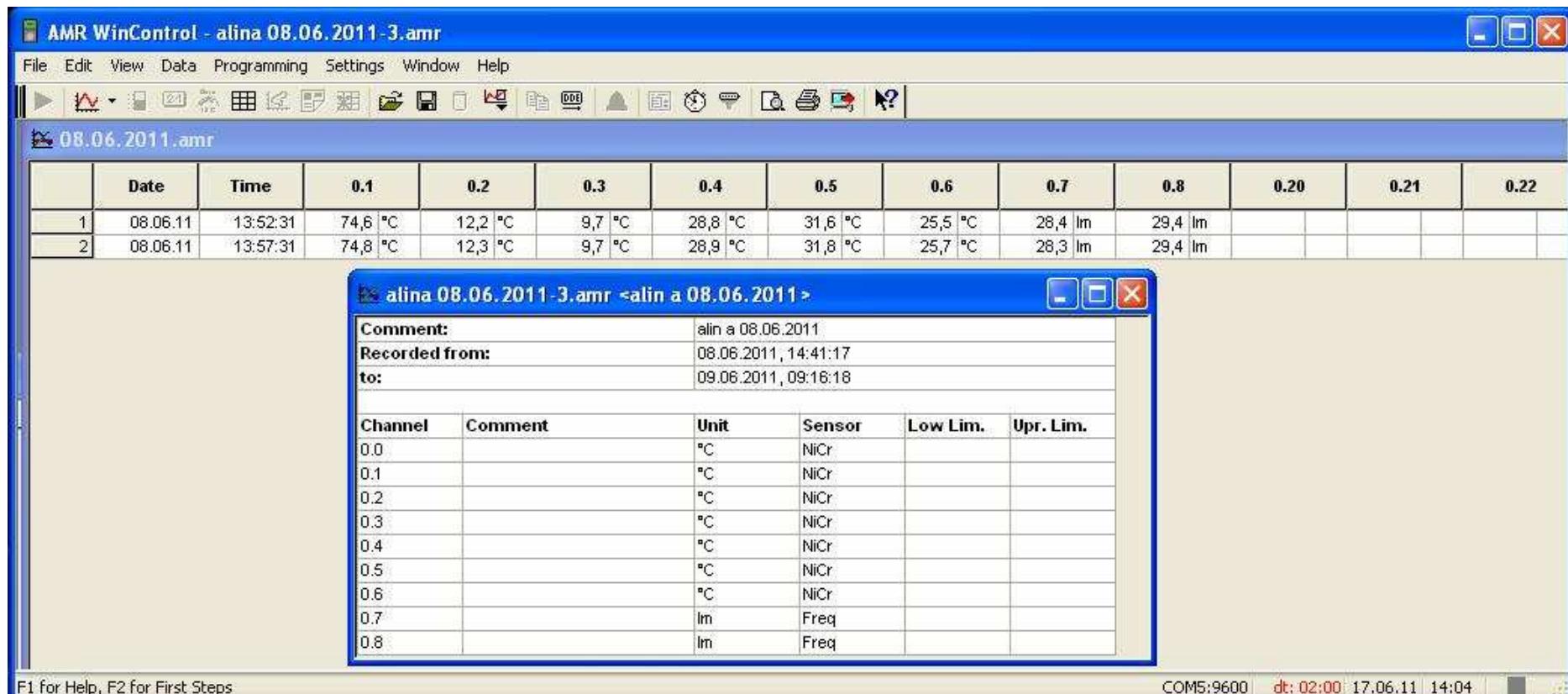
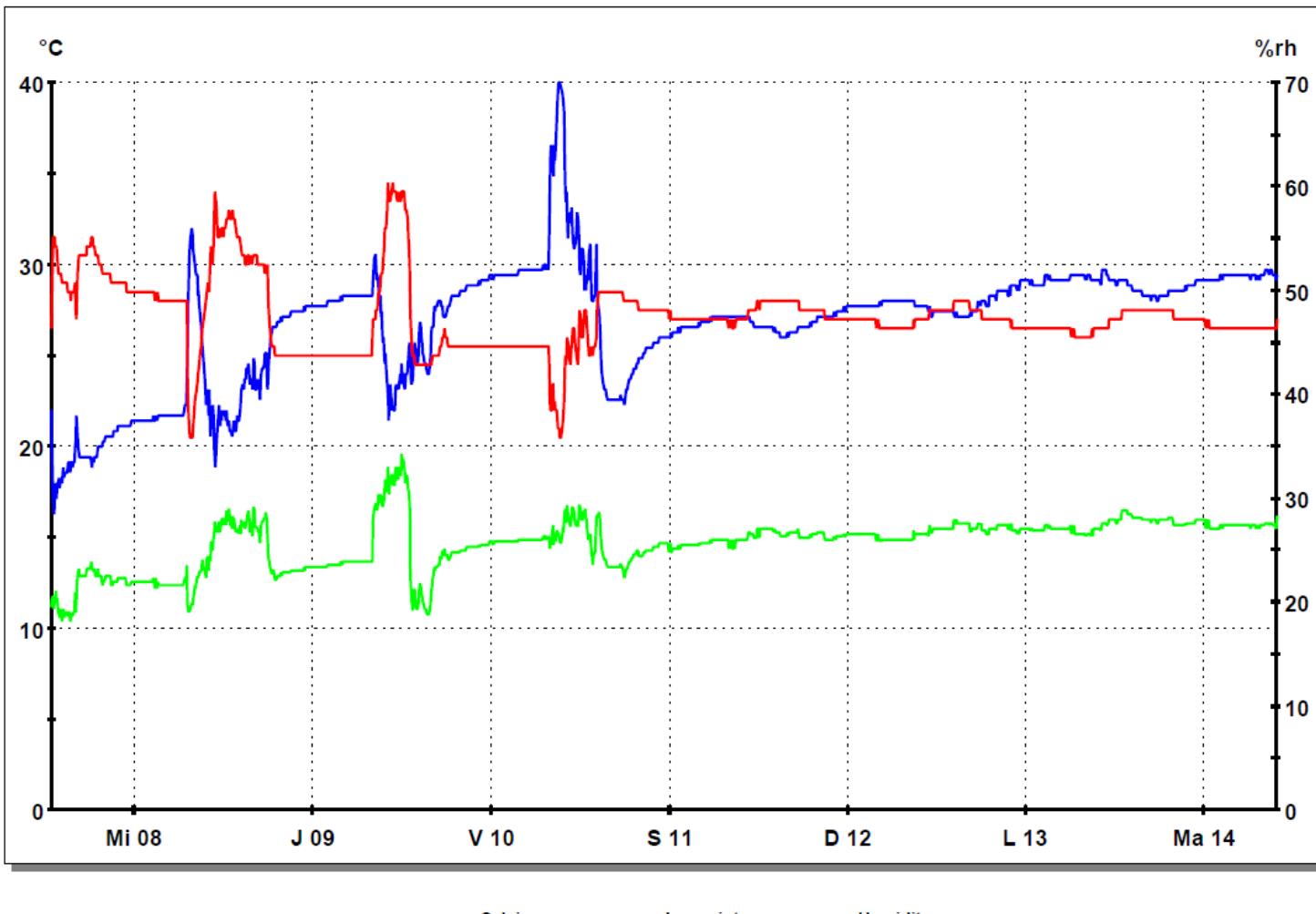
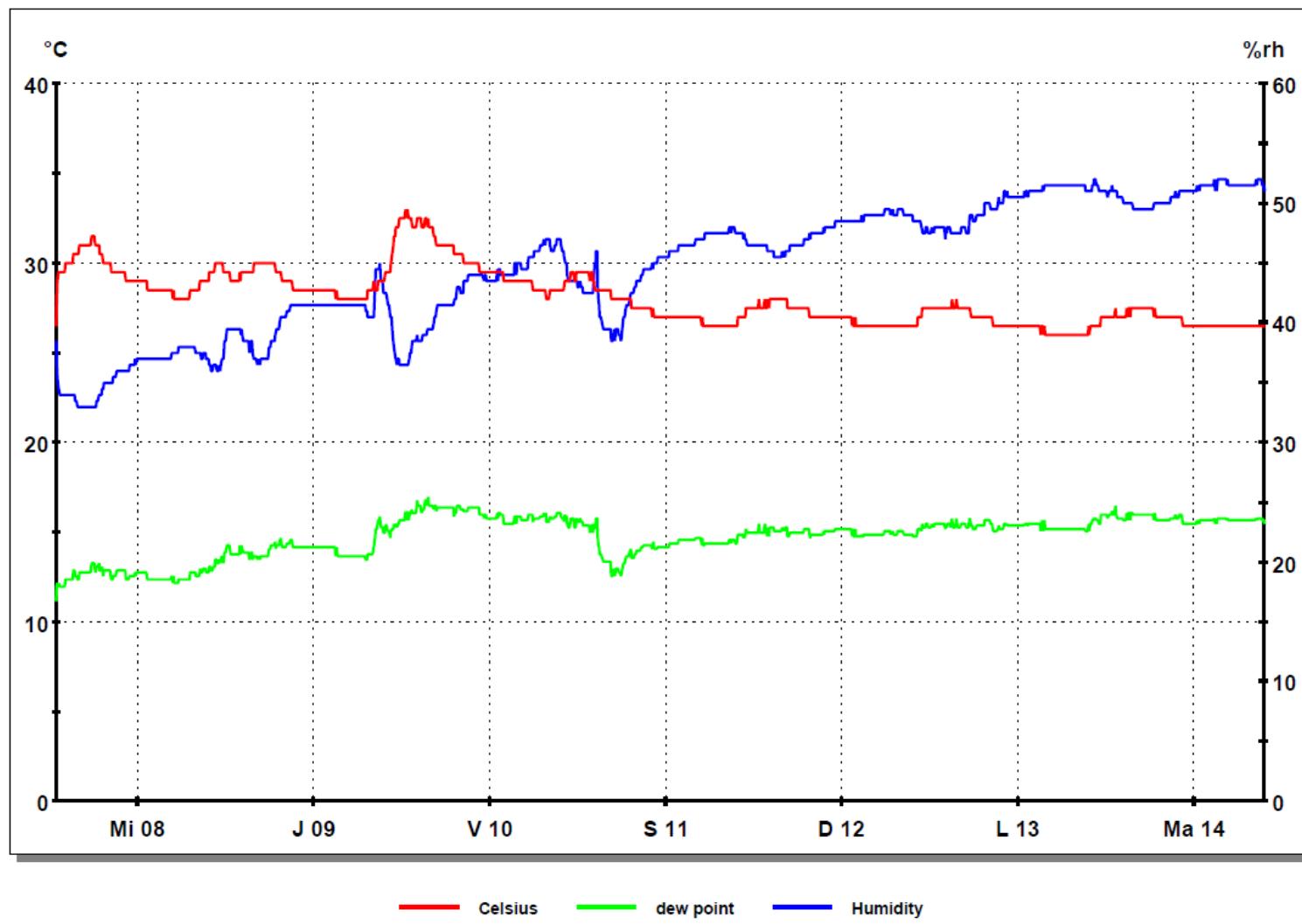


Fig. 5.1. Vedere interfata program achizitie date experimentale.





Tabel 5.2. Rezultate obtinute la masuratori (functionare doar cu cazonul).

| Temperatura (°C) |                |                |                |               |                 |                 | Debit (l/min) |           |           |           |
|------------------|----------------|----------------|----------------|---------------|-----------------|-----------------|---------------|-----------|-----------|-----------|
| $\theta_{AI1}$   | $\theta_{AI2}$ | $\theta_{AR1}$ | $\theta_{AR2}$ | $\theta_{w1}$ | $\theta_{w2,C}$ | $\theta_{w2,A}$ | $Q_{m,F}$     | $Q_{m,V}$ | $Q_{m,A}$ | $Q_{m,C}$ |
| 85.2             | 78.4           | 10.8           | 7.1            | 26.1          | 31.4            | 31.7            | 42.5          | 39.61     | 41.2      | 39.5      |
| 84.9             | 78.5           | 11.0           | 7.5            | 28.0          | 32.9            | 33.0            | 42.4          | 39.7      | 41.6      | 39.3      |
| 83.4             | 77.8           | 11.3           | 7.7            | 26.5          | 31.0            | 31.3            | 42.5          | 39.7      | 41.5      | 38.4      |
| 82.0             | 76.8           | 11.2           | 7.8            | 27.5          | 31.8            | 32.1            | 42.3          | 39.6      | 41.3      | 39.6      |
| 81.1             | 75.9           | 11.7           | 8.2            | 26.2          | 30.4            | 30.6            | 42.6          | 39.5      | 41.4      | 39.6      |
| 80.7             | 76.0           | 12.8           | 9.6            | 27.1          | 31.0            | 31.3            | 42.5          | 39.8      | 41.3      | 39.4      |
| 79.1             | 74.2           | 12.2           | 8.9            | 27.2          | 31.3            | 31.5            | 42.6          | 39.7      | 41.4      | 39.4      |
| 77.5             | 72.7           | 13.5           | 10.2           | 26.7          | 30.7            | 30.9            | 42.5          | 39.6      | 41.4      | 39.7      |
| 76.1             | 72.0           | 14.0           | 11.1           | 26.4          | 29.9            | 30.1            | 42.4          | 39.8      | 41.3      | 39.2      |

Determinarea fluxurilor termice se face pe baza bilantului de energie conform relatiilor de mai jos:

$$\Phi_A + \Phi_C = \Phi_0 + \Phi_F \quad (5.1)$$

$$\Phi_F = Q_{m,Al} \cdot \rho_{Al} \cdot (\theta_{Al2} - \theta_{Al1}) \quad (\text{kW}) \quad (5.2)$$

$$\Phi_0 = Q_{m,AR} \cdot \rho_{AR} \cdot (\theta_{AR1} - \theta_{AR2}) \quad (\text{kW}) \quad (5.3)$$

$$\Phi_C = Q_{m,AR,C} \cdot \rho_w \cdot (\theta_{w2,C} - \theta_{w1}) \quad (\text{kW}) \quad (5.4)$$

$$\Phi_{ABS} = Q_{m,AR,A} \cdot \rho_w \cdot (\theta_{w2,ABS} - \theta_{w1}) \quad (\text{kW}) \quad (5.5)$$

Valorile masurate verifică relația (1) cu o eroare de 2.41%. În figura 5.2 se prezintă variația temperaturii apei racite la intrarea în vaporizator în raport cu temperatura agentului incalzitor la fierbator.

Odată cu variația temperaturii agentului incalzitor la fierbator pe plaja de valori 76.1-85.2 puterea frigorifică prezintă o creștere de la 8.014 la 10.26 kW (+22%), în timp ce puterea termică a fierbatorului crește cu un procent mai mare (+40%) de la 11.84 la 19.64 kW (figura 5.3). Variația coeficientului de performanță se prezintă în figura 5.4. Valoarea acestuia în condiții nominale date de către producător este egală cu 0.89. Extragând din setul de valori înregistrate experimental valorile corespunzătoare și comparând cu valorile nominale se obține un COP cuprins între 0.52...0.68 pentru o plaja de valori corespunzătoare temperaturii agentului incalzitor cuprinsă între 76.1 și 85.2°C.

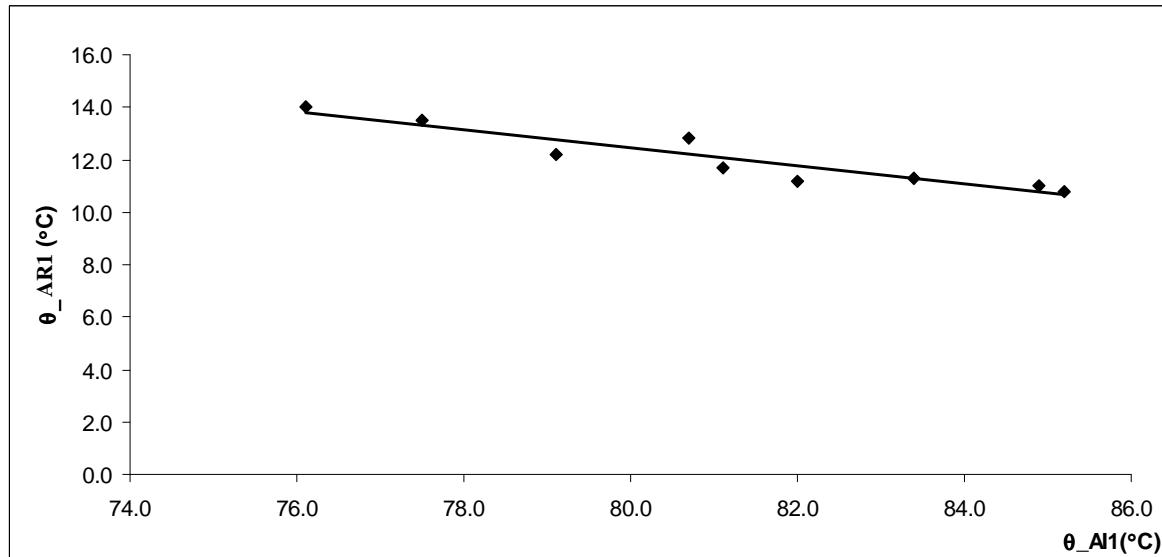


Fig. 5.2. Dependența temperaturii apa racita intrare vaporizator de temperatura agent incalzitor intrare.

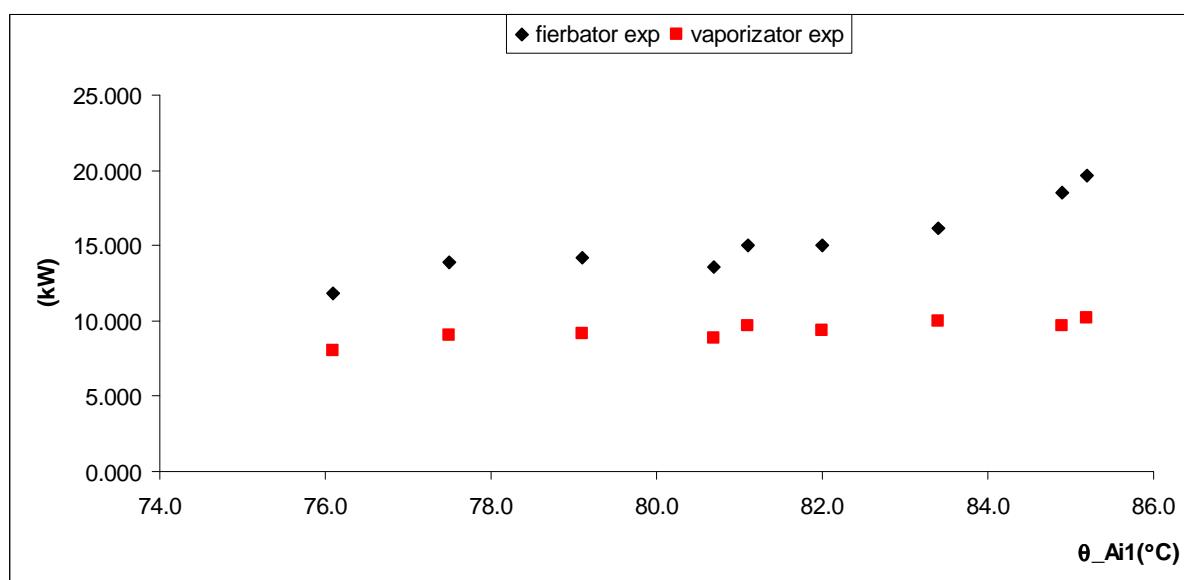


Fig. 5.3. Puterea frigorifica și puterea termică la fierbator versus temperatura agent incalzitor tur.

In tabelul 5.3. se prezinta o selectie a datelor experimentale pentru diferite conditii de lucru care au condus la obtinerea coeficientului de performanta si datele obtinute cu modelul matematic.

Extragand datele centralizate in tabelul 5.1 si utilizandu-le la trasarea graficelor se obtin figurile 5.5...5.7. Odata cu cresterea temperaturii apei de racire la condensator si absorbtior performanta sistemului scade cu

Tabel 5.3. Comparatie COP valori experimentale si model matematic.

|               | $\theta_{w1} = 25^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 10.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 25^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 85     | 77  | 80     | 82.5   | 85     |
| Experimentale | 0.5785  | 0.5965 | 0.6115 | 0.6303 | 0.6115  | 0.6301 | 0.6478 | 0.6541 |
| simulare      | 0.5832  | 0.6012 | 0.6225 | 0.6451 | 0.6021  | 0.6297 | 0.6543 | 0.6654 |

|               | $\theta_{w1} = 25^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 25^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 12^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 80     | 77  | 80     | 82.5   | 80     |
| Experimentale | 0.6458  | 0.6617 | 0.6756 | 0.6821 | 0.6631  | 0.6845 | 0.695  | 0.7133 |
| simulare      | 0.6273  | 0.6547 | 0.6782 | 0.6859 | 0.6723  | 0.6933 | 0.7022 | 0.7103 |

|               | $\theta_{w1} = 26.5^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 10.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 26.5^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 85     | 77  | 80     | 82.5   | 85     |
| Experimentale | 0.5789  | 0.6221 | 0.6543 | 0.6753 | 0.6125  | 0.6544 | 0.6778 | 0.6986 |
| simulare      | 0.578   | 0.6298 | 0.6453 | 0.6689 | 0.59864   | 0.6334 | 0.6619 | 0.6801 |

|               | $\theta_{w1} = 26.5^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 26.5^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 12^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 80     | 77  | 80     | 82.5   | 80     |
| Experimentale | 0.6453  | 0.6814 | 0.7021 | 0.7144 | 0.6892  | 0.7105 | 0.7223 | 0.7298 |
| simulare      | 0.6299  | 0.6583 | 0.6789 | 0.6899 | 0.6661  | 0.6895 | 0.6997 | 0.7093 |

|               | $\theta_{w1} = 28^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 10.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 28^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 85     | 77  | 80     | 82.5   | 85     |
| Experimentale | 0.498   | 0.5861 | 0.6279 | 0.6498 | 0.5563  | 0.6297 | 0.6687 | 0.6877 |
| simulare      | 0.4856  | 0.5645 | 0.6172 | 0.6355 | 0.5498  | 0.6129 | 0.6541 | 0.6632 |

0.6288

|               | $\theta_{w1} = 28^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 11.5^\circ\text{C}$ |        |        |        | $\theta_{w1} = 28^\circ\text{C}$<br>$\theta_{ar1} = 12^\circ\text{C}$ |        |        |        |
|---------------|---|--------|--------|--------|---|--------|--------|--------|
|               | 77  | 80     | 82.5   | 80     | 77  | 80     | 82.5   | 80     |
| Experimentale | 0.5999  | 0.6578 | 0.6891 | 0.7083 | 0.6423  | 0.6825 | 0.7173 | 0.7266 |
| simulare      | 0.6088  | 0.6422 | 0.6759 | 0.684  | 0.6631  | 0.6875 | 0.6993 | 0.7058 |

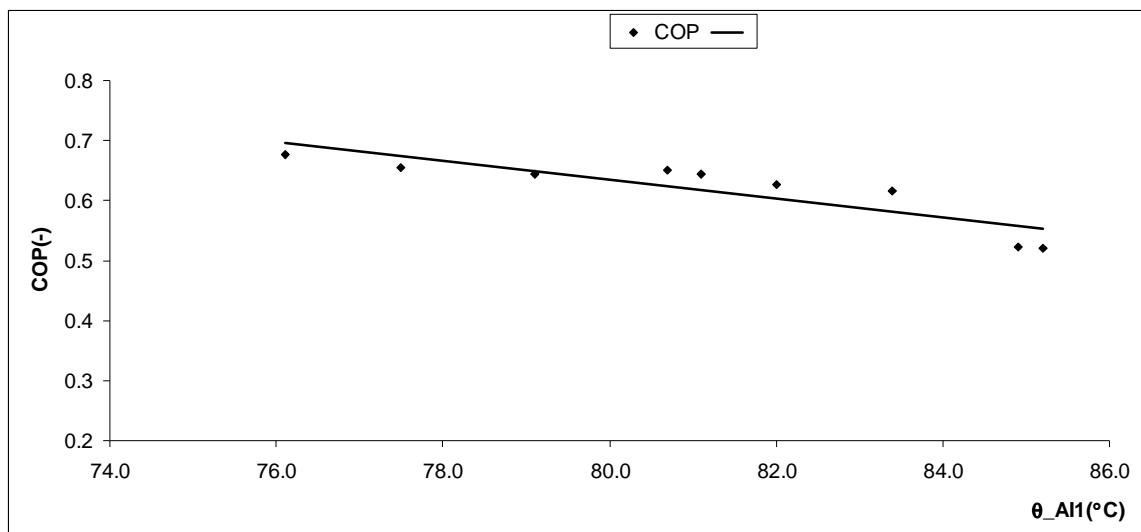


Fig.5.4. Dependenta COP-ului de temperatura agent incalzitor intrare (valori experimentale).

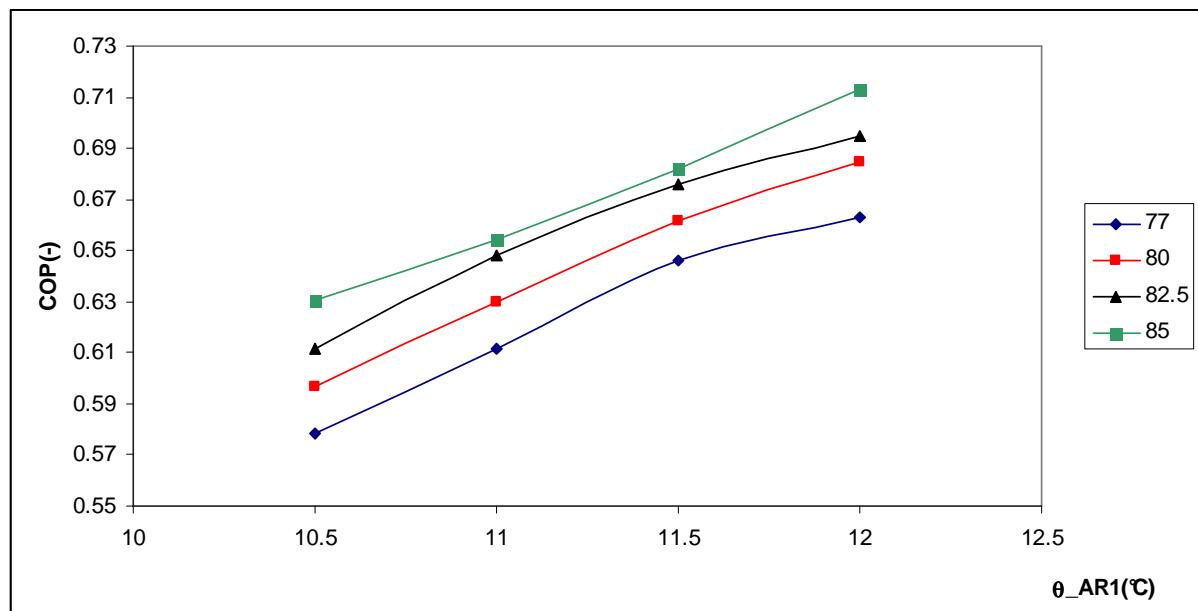


Fig. 5.5. Dependenta COP-ului de conditiile de lucru (valori experimentale) la 25°C temperatura apa de racire intrare.

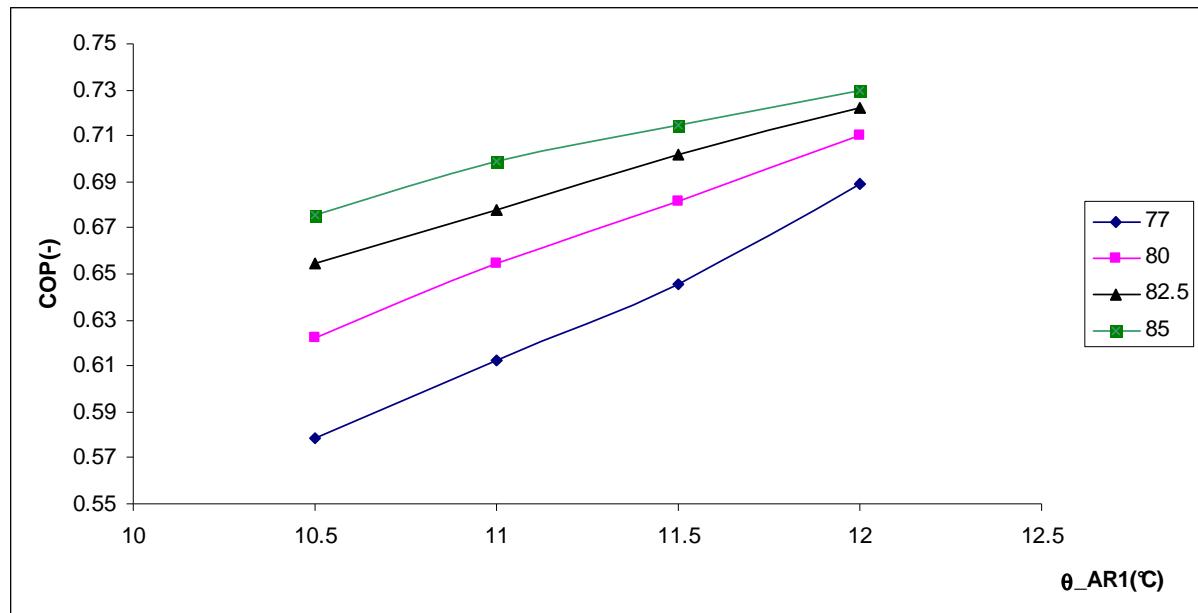


Fig. 5.6. Dependenta COP-ului de conditiile de lucru (valori experimentale) la  $26.5^{\circ}\text{C}$  temperatura apa de racire intrare.

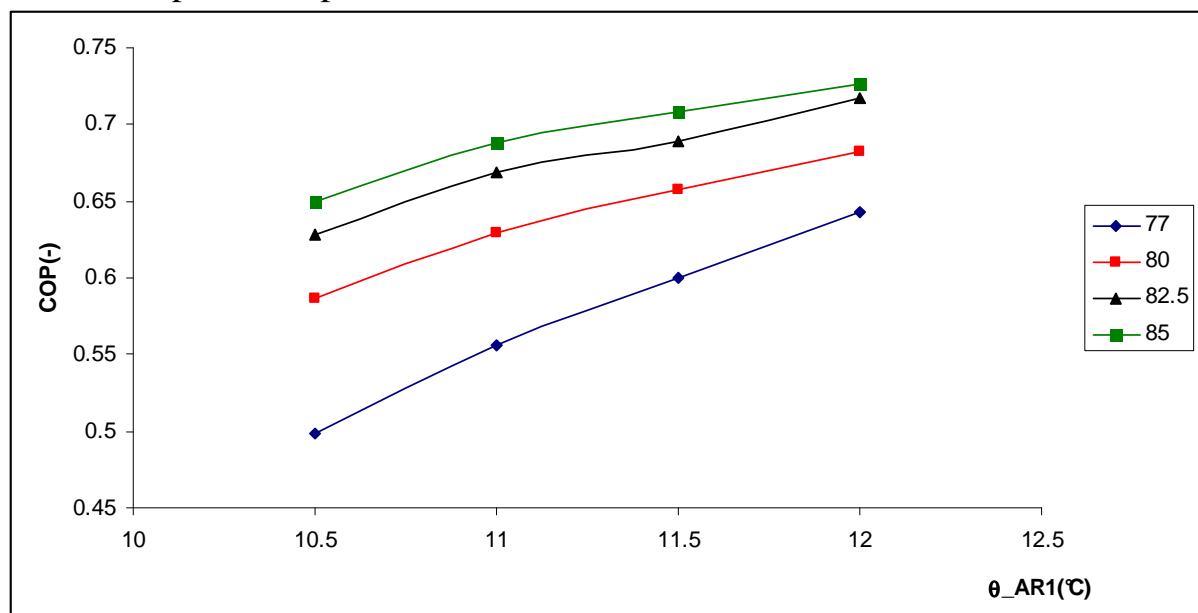


Fig. 5.7. Dependenta COP-ului de conditiile de lucru (valori experimentale) la  $28^{\circ}\text{C}$  temperatura apa de racire intrare.

La o crestere de  $1.5^{\circ}\text{C}$  a temperaturii apei de racire determină o scadere a COP-ului cu maxim 6.36%, iar la cresterea de  $3^{\circ}\text{C}$  scaderea este mai importantă de maxim 10%. Variind temperatura apei racite în sens descrescător cu  $0.5^{\circ}\text{C}$  performanța sistemului scade cu maxim 5.08%.

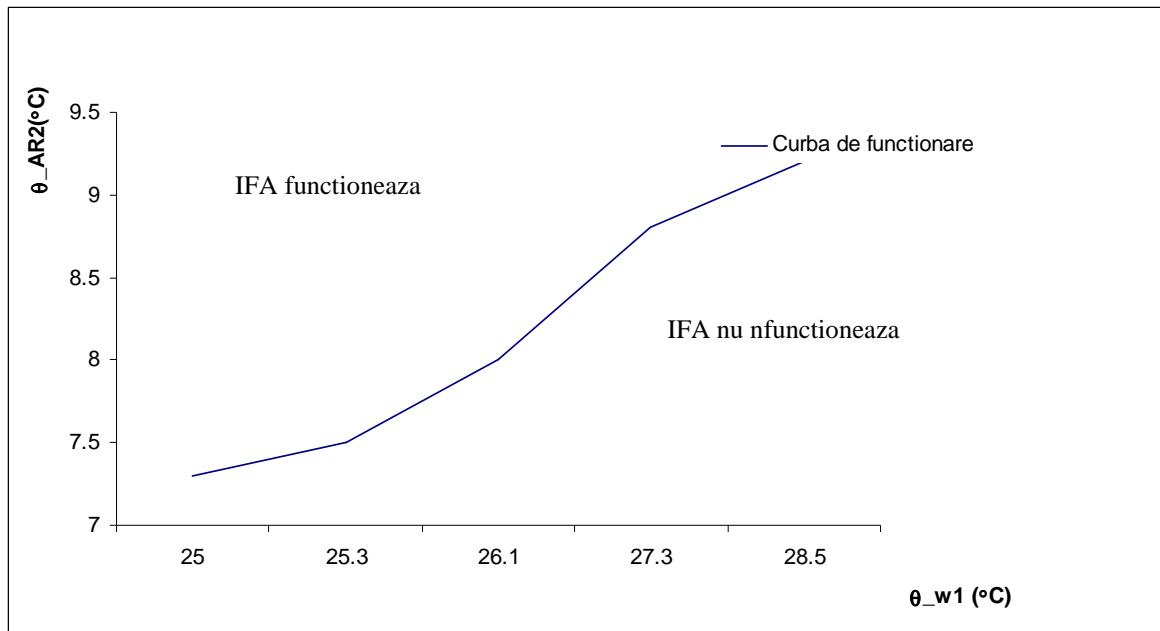


Fig. 5.8. Curba de functionarea instalatiei in timpul experimentarii.

In figura 5.8. cu ajutorul datelor inregistrate s-a delimitat zona de functionare a instalatiei cu absorbtie trasandu-se curba de functionare. Functie de temperatura apei de racire intrare la condensator si absorbitor si temperatura apei racite iesire din vaporizator s-a trasat aceasta delimitare. Fenomenul a aparut in momentul in care temperatura apa racita de iesire din vaporizator era mai mare decat temperatura de intrare. Fenomenul de vaporizare era absent si intregul ciclu termodinamic nu se desfasura corespunzator. Dupa 5-8 minute instalatia incepea sa functioneze din nou realizandu-se efectul de racire.

In figurile 5.9 si 5.10 se prezinta evolutia puterii frigorifice, respectiv puterii termice a fierbatorului in raport cu temperatura de intrare apa de racire. Punctele sunt situate pe diferite paliere de lucru in functie de temperatura de intrare a agentul incalzitor. Se obtin valori ridicate pentru fluxurile termice atunci cand avem o temperatura ridicata a agentului incalzitor si temperatura apei de racire este scazuta.

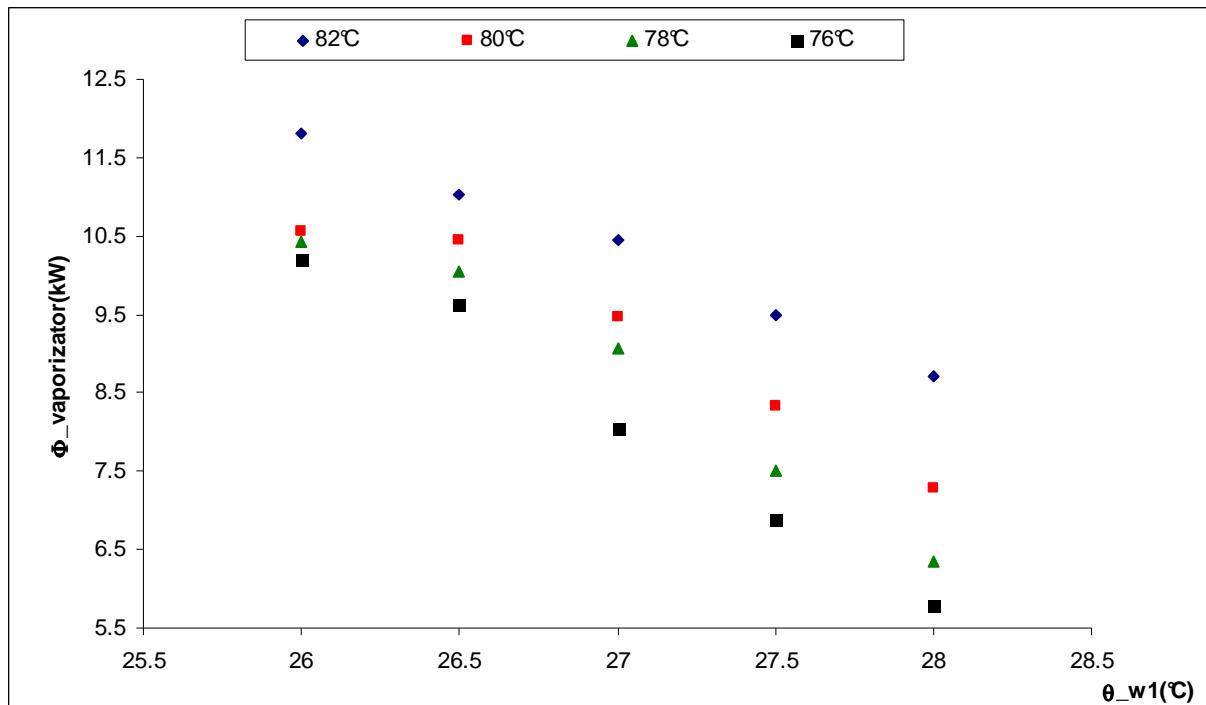


Fig. 5.9. Variatia puterii frigorifice experimentale in diferite conditii de lucru.

In figura 5.11 se prezinta valorile experimentale pentru fluxurile termice pe aparate obtinute pentru diferite domenii de lucru apa de racire si apa racita. Fluxurile termice cresc odata cu scaderea temperaturii apei de racire la condensator si vaporizator si cu cresterea temperaturii apei racite la vaporizator.

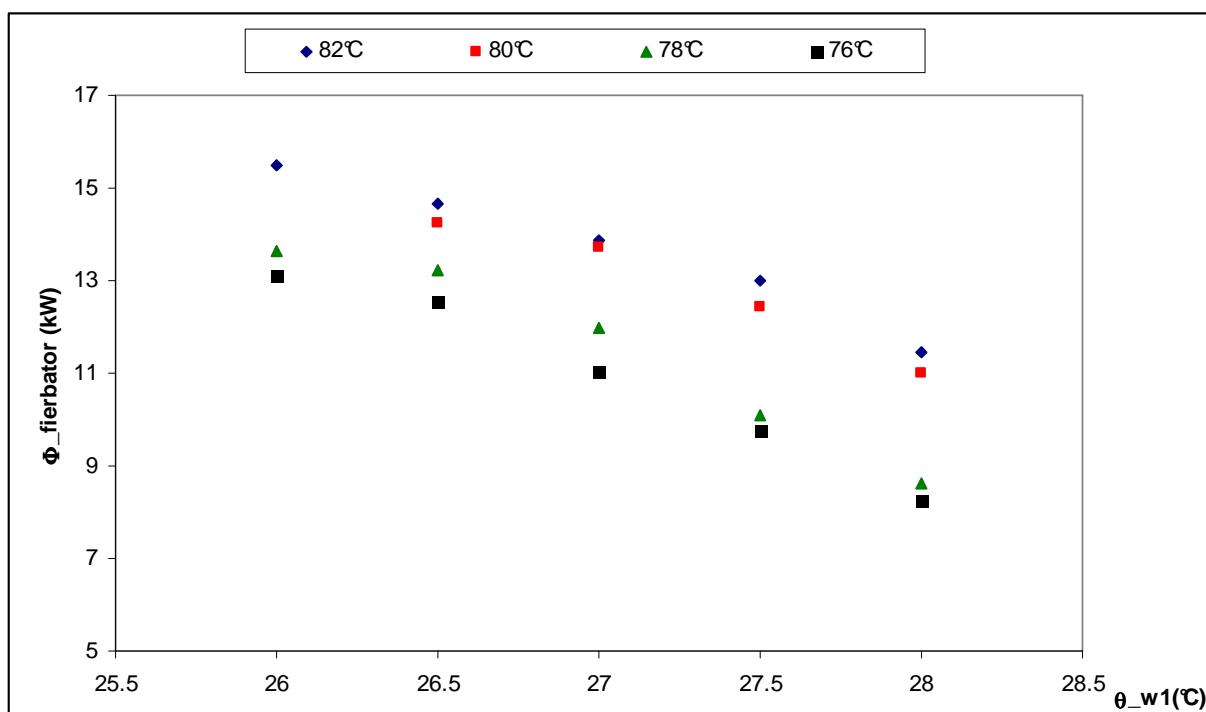


Fig. 5.10. Variatia puterii frigorifice experimentale in diferite conditii de lucru.

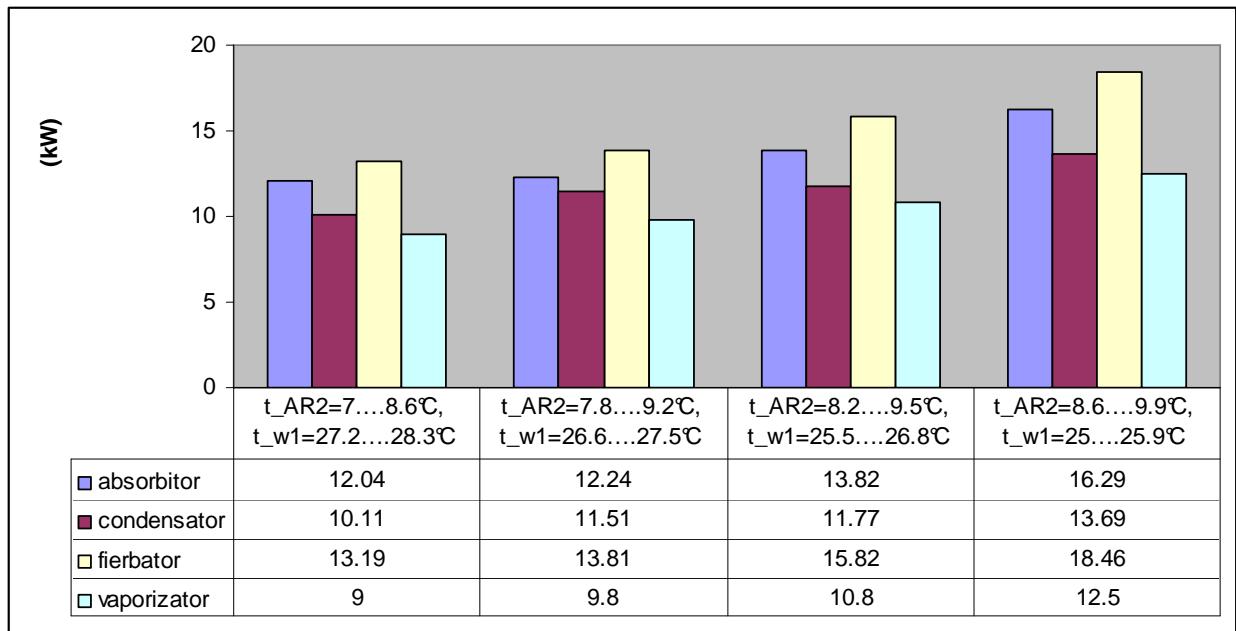


Fig. 5.11. Fluxurile termice pe aparate valori experimentale.

### 5.3. Validarea modelului matematic.

Utilizand softul EES s-a scris modelul matematic utilizat pentru validarea datelor experimentale obtinute pentru instalatia cu absorbtie in solutie LiBr-apa. Ipotezele simplificatoare utilizate la scierea acestuia sunt urmatoarele:

- regim stationar de functionare;
- procesul de laminare in valva de expansiune se desfasoara la entalpie constanta;
- caderile de presiune in conducte sunt neglijabile;
- agentul frigorific la iesirea din condensator si vaporizator este considerat la starea de saturatie.

Pierderile de caldura la generator catre mediul ambiant si aporturile de caldura la vaporizator din mediul ambiant sunt neglijabile. Eficienta schimbatorului de caldura pe partea solutiei LiBr-apa s-a considerat 0.75 si randamentul pompei de solutie s-a introdus cu valoarea de 0.9.

Procedura de simulare se bazeaza pe scrierea ecuatiilor corespunzatoare bilanturilor de masa si de transfer de caldura pentru fiecare component din instalatie .

Ruland modelul matematic in conditiile specificate mai sus in tabelul 5.4. se prezinta datele obtinute pentru: factorul de circulatie, concentratiile solutiei diluate si concentrate, fluxurile termice echipamente si coeficientul de performanta.

Tabel 5.4. Fluxurile termice si parametrii obtinuti in urma simularii.

| Temp. masurata | Calculate cu modelul matematic |                            |       |               |               |         | Rezultate din datele experimentale |               |         |
|----------------|--------------------------------|----------------------------|-------|---------------|---------------|---------|------------------------------------|---------------|---------|
|                | $\xi_{\text{diluata}}$         | $\xi_{\text{concentrata}}$ | f     | $\Phi_G$ (kW) | $\Phi_V$ (kW) | COP (-) | $\Phi_G$ (kW)                      | $\Phi_V$ (kW) | COP (-) |
| 85.2           | 52.27                          | 59.49                      | 8.25  | 17.708        | 12.293        | 0.694   | 19.636                             | 10.23         | 0.521   |
| 84.9           | 53.11                          | 58.84                      | 10.27 | 16.749        | 10.987        | 0.656   | 18.481                             | 9.673         | 0.523   |
| 83.4           | 52.12                          | 59.42                      | 8.13  | 14.593        | 10.179        | 0.697   | 16.171                             | 9.949         | 0.615   |
| 82.0           | 52.63                          | 58.53                      | 9.92  | 14.697        | 9.807         | 0.667   | 15.016                             | 9.396         | 0.626   |
| 81.1           | 51.60                          | 58.92                      | 8.06  | 13.983        | 9.846         | 0.704   | 15.016                             | 9.673         | 0.644   |
| 80.7           | 51.21                          | 58.59                      | 7.94  | 12.882        | 9.108         | 0.707   | 13.572                             | 8.844         | 0.652   |
| 79.1           | 51.73                          | 57.62                      | 9.79  | 13.827        | 9.382         | 0.679   | 14.150                             | 9.120         | 0.645   |
| 77.5           | 50.56                          | 57.23                      | 8.57  | 13.318        | 9.397         | 0.706   | 13.861                             | 9.092         | 0.656   |
| 76.1           | 49.74                          | 57.34                      | 7.55  | 11.342        | 8.234         | 0.726   | 11.840                             | 8.014         | 0.677   |

Analizand datele prezentate in tabelul 5.4. se observa o diferență (maxima de 10 % atunci cand temperatura agentului incalzitor la generator la intrare are valori ridicate) intre datele obtinute cu modelul matematic si cele rezultate experimental. Valori scăzute ale coeficientului de performanta calculate cu rezultatele experimentale se datoreaza unei functionari necorespunzatoare a vaporizatorului. In acest schimbator de caldura procesul de vaporizare este incomplet, iar agentul frigorific (apa) in stare lichida patrunde in absorbitor. Datorita acestui fapt procesul de racire a apei utilizata la consummator (ventiloconvector) este in cantitate mai mica. Fenomenul explicat este justificat prin lipsa pompei de recirculare agent frigorific.

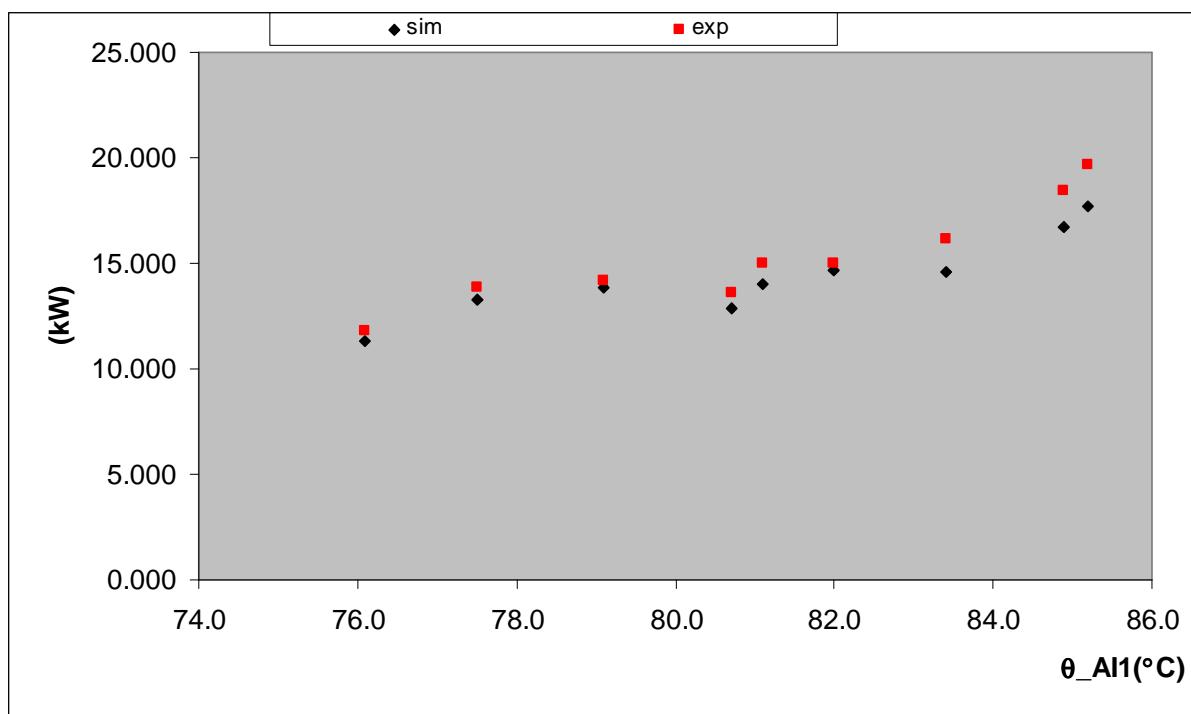


Fig. 5.12. Variatia fluxului termic la fierbator (valori experimentale si simulate) in raport cu temperatura intrare agent incalzitor.

In figurile 5.12 si 5.13. se prezinta o comparatie a datelor experimentale si a celor rezultate in urma simularii pentru fluxul termic la generator si puterea frigorifica la vaporizator odata cu variația temperaturii agentului incalzitor la intrarea in generator.

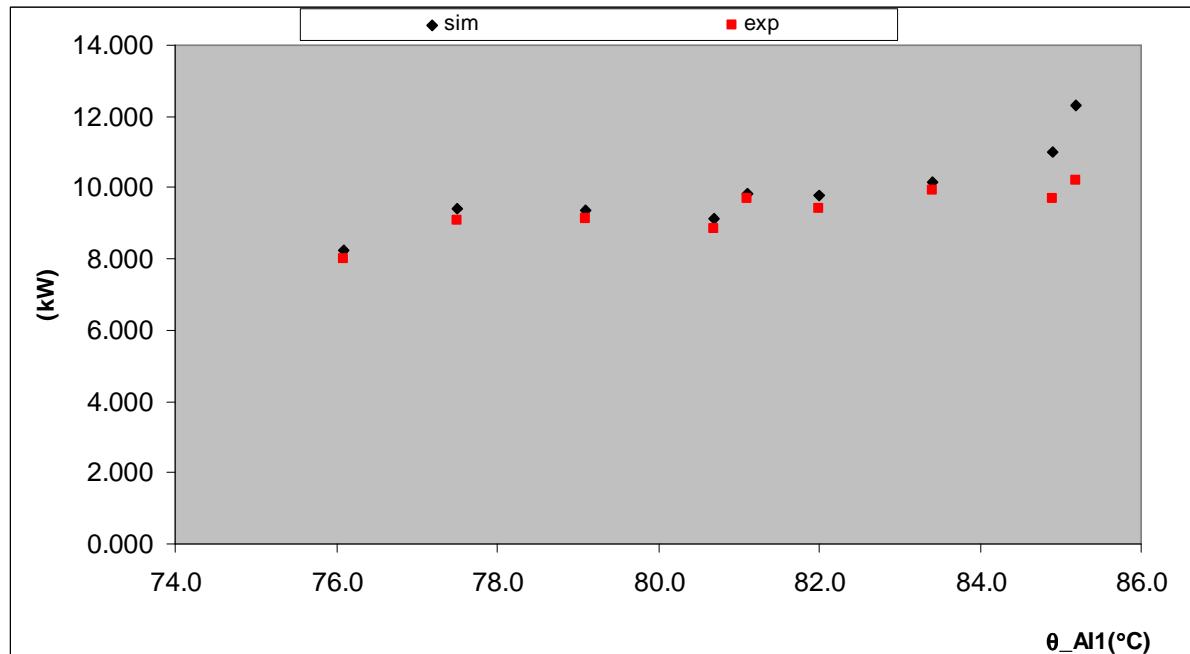


Fig. 5.13. Variatia puterii frigorifice (valori experimentale si simulate) in raport cu temperatura agent incalzitor intrare.

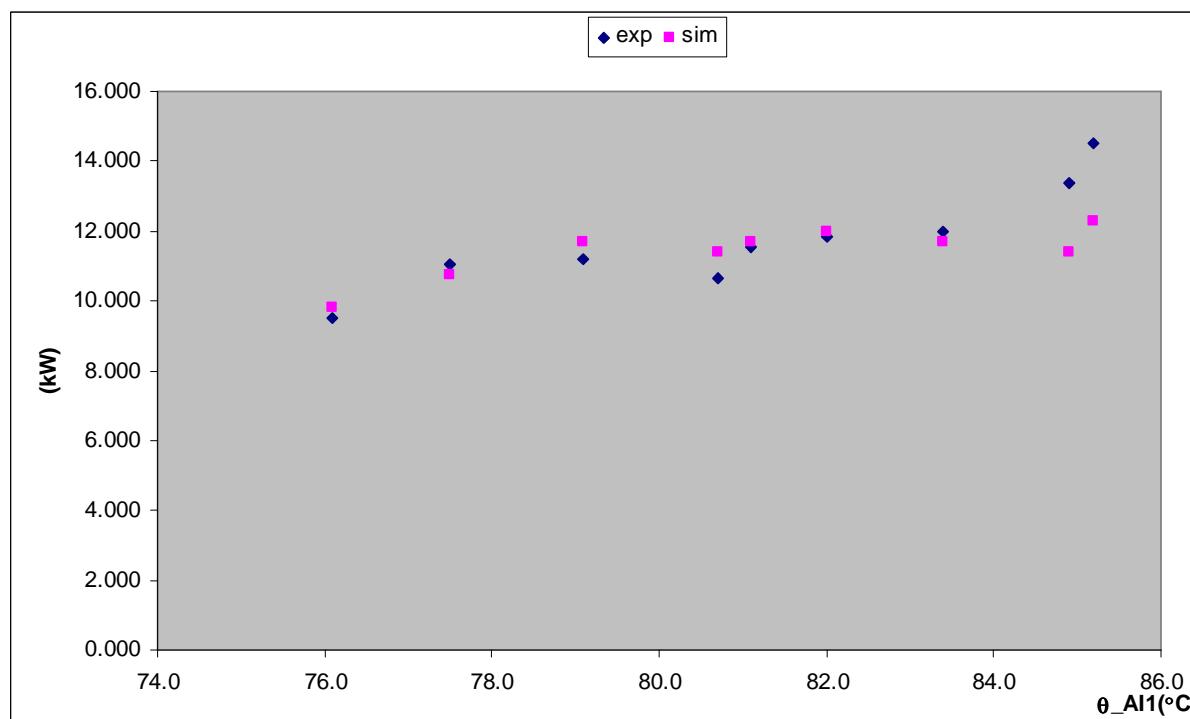


Fig. 5.14. Variatia puterii de condensare (valori experimentale si simulate) in raport cu temperatura intrare agent incalzitor.

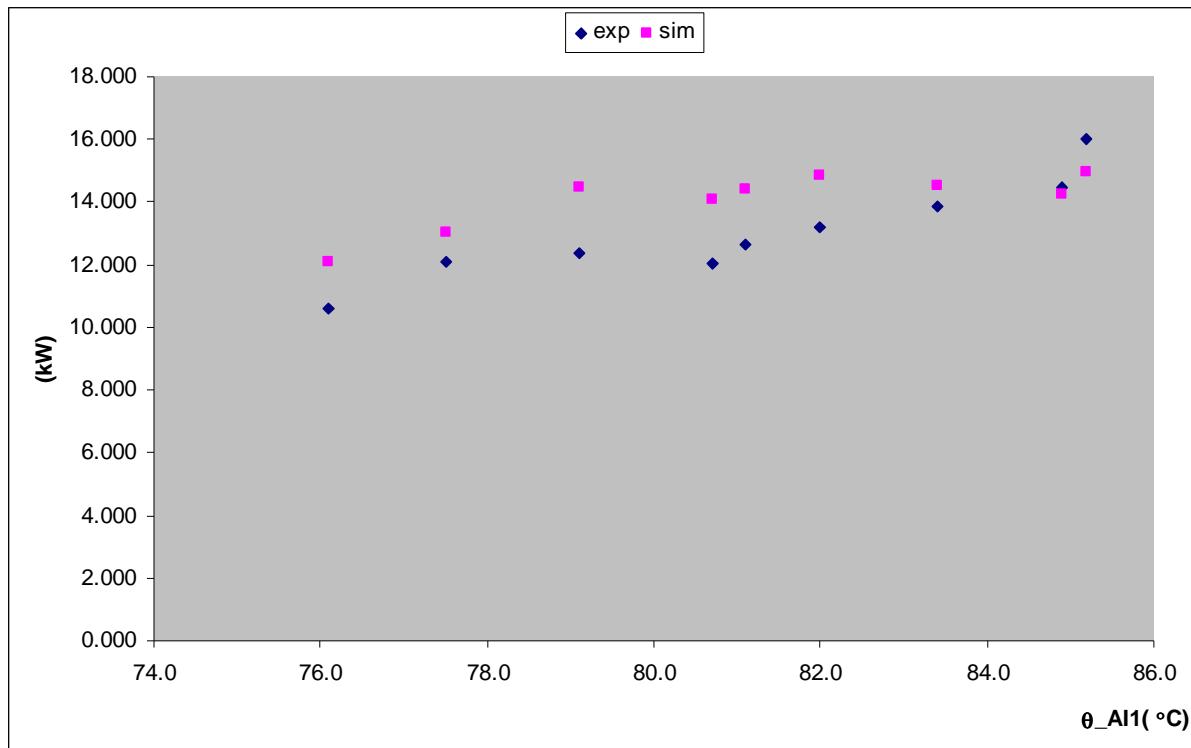


Fig. 5.15. Variatia puterii termice a absorbtorului (valori experimentale si simulate) in raport cu temperatura intrare agent incalzitor.

Validarea modelului matematic la diferite temperaturi ale apei de racire se prezinta in figurile 5.16...5.21. Se observa erori scazute intre valorile experimentale si cele obtinute cu modelul matematic.

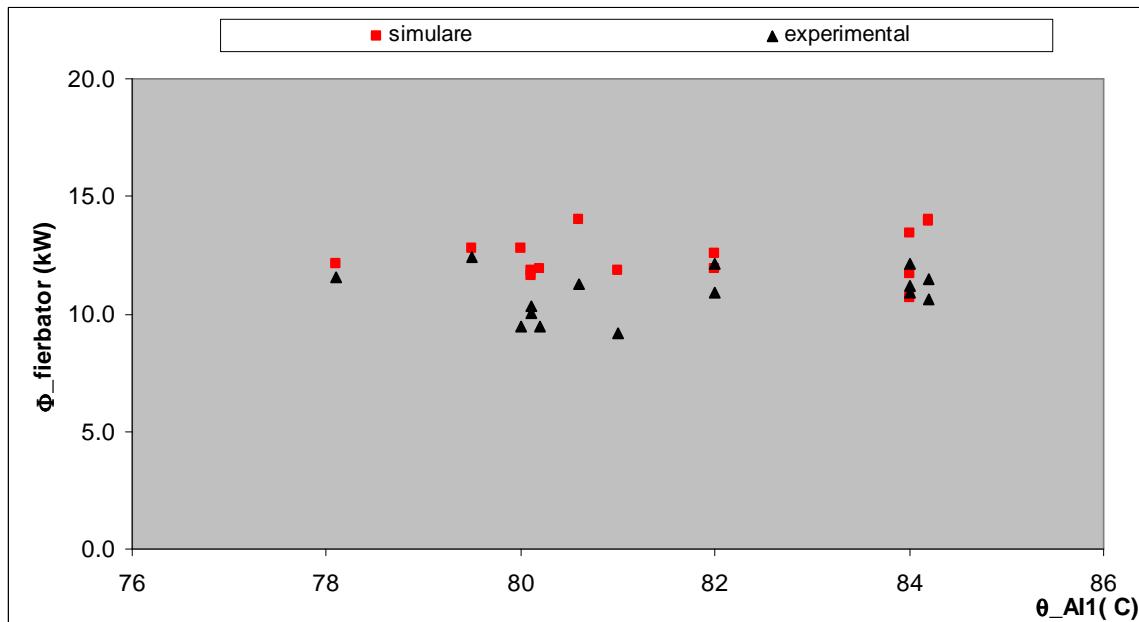


Fig. 5.16 Comparatie date simulare si experimentale pentru puterea termica la fierbator la 25°C temperatura apa de racire tur.

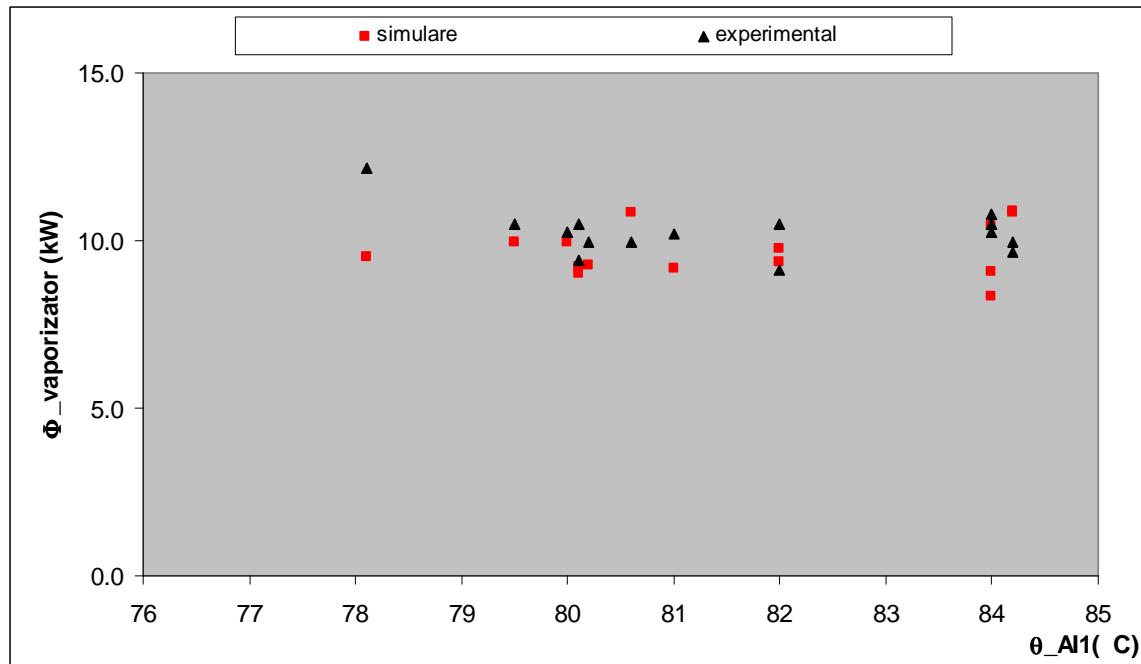


Fig. 5.17. Comparatie date simulare si experimentale pentru puterea frigorifica la 25°C temperatura apa de racire tur.

Graficele sunt realizate in functie de variatia temperaturii agentului incalzitor la intrarea in fierbator si temperatura apei de racire intrarea la condensator si absorbtior.

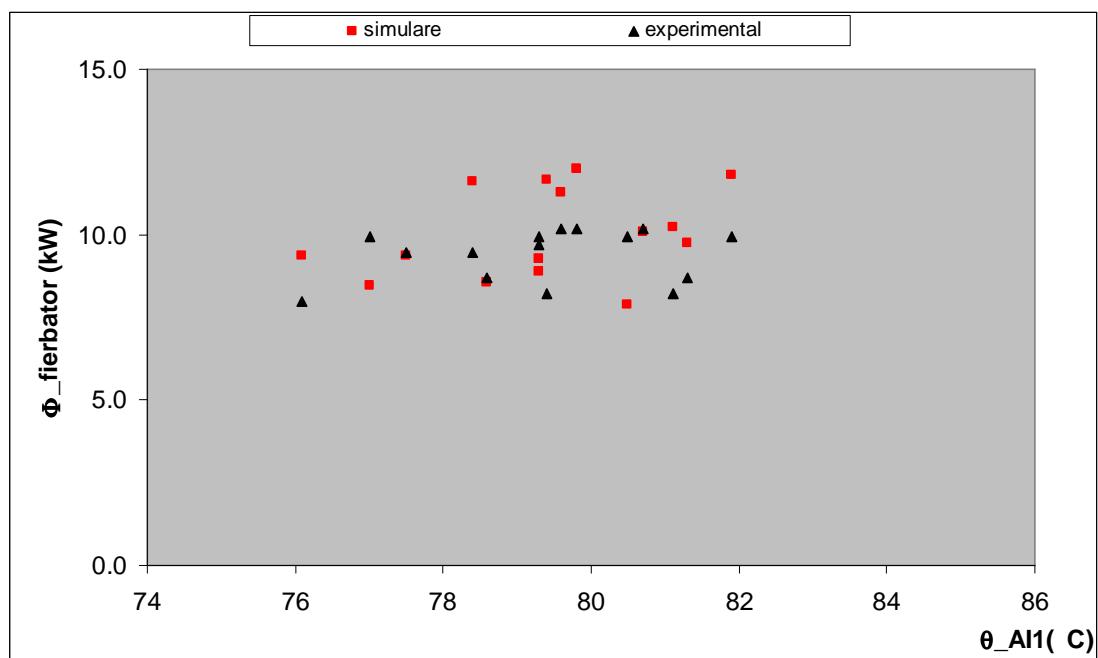


Fig. 5.18. Comparatie date simulare si experimentale pentru puterea termica la fierbator la 27°C temperatura apa de racire tur.

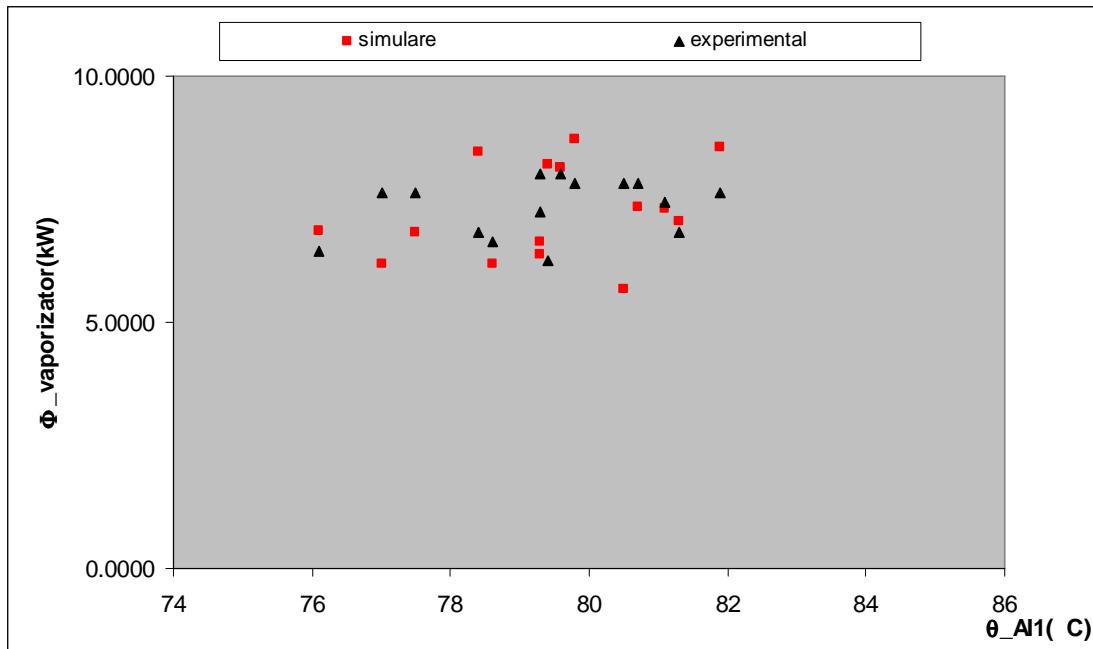


Fig. 5.19. Comparatie date simulare si experimentale pentru puterea frigorifica la 27°C temperatura apa de racire tur.

Diferentele intre valori se datoresc pierderilor din instalatie in timpul functionarii.

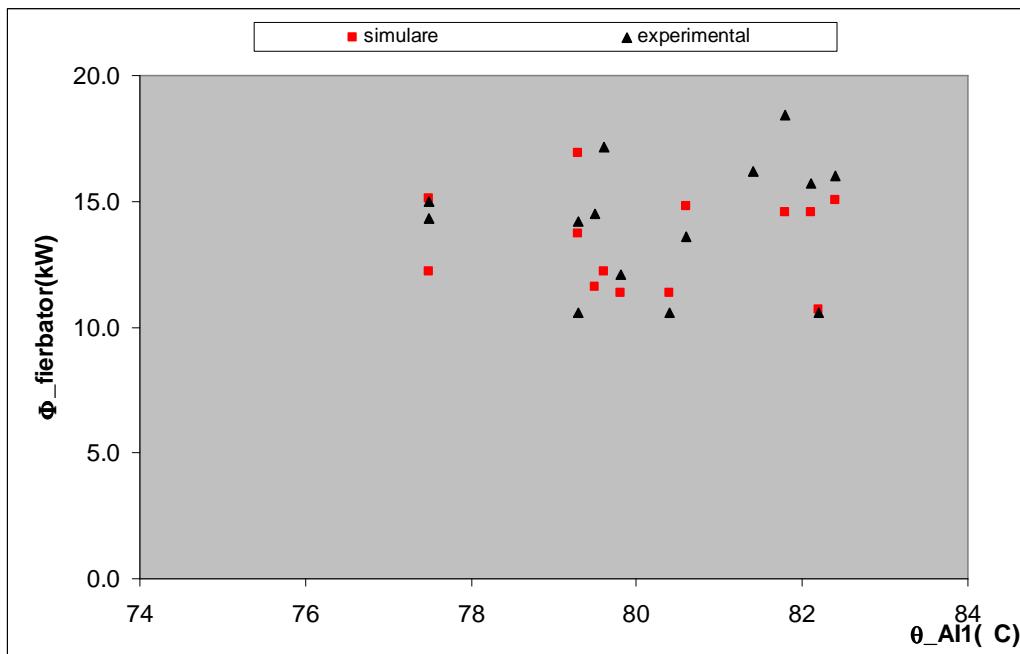


Fig. 5.20. Comparatie date simulare, experimentale si catalog pentru puterea termica la fierbator la 29°C temperatura apa de racire tur.

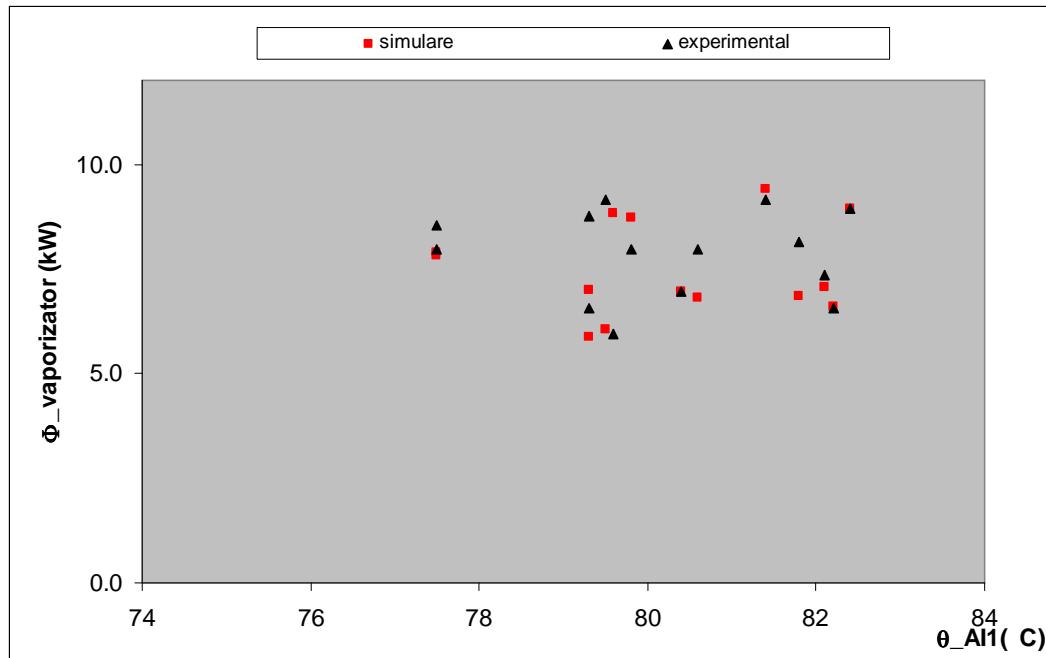


Fig. 5.21 Comparatie date simulare, experimentale si catalog pentru puterea frigorifica la  $29^\circ\text{C}$  temperatura apa de racire tur.

## **Capitolul 6.**

### **Concluzii, contributii originale si perspective pentru continuarea tematicii.**

#### **6.1. Concluzii finale.**

Ca urmare a dezvoltarii domeniului climatizarii si a numarului mare de echipamente de climatizare actionate cu ajutorul energiei electrice este necesara dezvoltarea unor solutii pentru realizarea climatizarii diverselor spatii cu un consum mai mic sau actionate de energii diferite si eventual care sa polueze mediul inconjurator mai putin si sa conduca la un aspect arhitectural placut al cladirilor.

Sistemele de climatizare centralizate pot deveni alternative durabile pentru scaderea consumului de energie electrica consumata.

Lucrarea prezenta porneste de la analizele teoretice si experimentale din domeniu, realizate atat in strainatate cat si in tara de catre cercetatori.

#### **6.2. Concluzii originale.**

Piata de desfacere a agregatelor frigorifice cu absorbtie este in continua dezvoltare asa cum o prezinta producatorii de specialitate. Se observa o crestere continua a vanzarilor pe piata de desfacere a acestor aggregate in Japonia, Statele Unite si Asia.

Pe plan national, problematica implementarii sistemului de racire centralizata nu este încă dezvoltată suficient de bine, aceasta fiind necesară in viitorul apropiat datorita schimbarilor climatice care au avut si vor avea loc in urmatorii ani. S-au expus si prezentata astfel situatia pe plan mondial a sistemelor de racire centralizata detaliind tipurile de instalatii utilizate (cu comprimare mecanica de vapor sau cu absorbtie) si caracteristicile tehnice ale acestora.

Doctorandul a analizat teoretic ciclurile specifice instalatiilor cu absorbtie pe baza unui soft de calcul (Engineering Equation Solver-EES) cu ajutorul caruia s-a creat un program original de simulare.

S-a prezentat stadiul actual si un material bibliografic privind cercetarea instalatiilor cu absorbtie ameliorate functionand in solutie amoniacala si BrLi-apa si marii producatori de echipamente de specialitate. Studiile ciclurilor teoretice s-au facut in capitolul 2.2 cu ajutorul nomogramelor si tabelelor la saturatie si a programului EES in vederea determinarii limitelor de functionare a instalatiei frigorifice intr-o treapta si in 2 trepte in functie de temperatura agentului termic la fierbator.

Prin crearea unui model matematic s-a putut realiza calculul proprietatilor termodinamice ale solutiei amonaicale si a solutiei BrLi-apa in fiecare punct de stare din ciclul termodinamic. Cu ajutorul acestor date am calculat factorul de circulatie, debitele masice din instalatie, fluxurile termice specifice si fluxurile termice pentru fiecare echipament component din instalatie. Datele obtinute prin modelare au fost comparate cu datele citite din diagramale specifice fluidelor de

lucru rezultand o eroare de maxim 4%.

O crestere a performantei instalatiei se poate realiza utilizand schimbatoare de caldura cu placi care aduc avantajul unui transfer de caldura foarte bun, o diferență de temperatură între fluide redusa  $1\ldots 2^{\circ}\text{C}$  și deci a unei cantități reduse de fluid frigorific. În cazul instalatiilor analizate varianta optimă a fost cea în soluție BrLi-apa care poate funcționa optim până la o temperatură tur/retur a gentul termic de  $71/65^{\circ}\text{C}$ .

În vedererea obținerii unui coeficient de performanță bun s-a analizat instalatia la diferite temperaturi ale circuitelor externe (ale agentului de racire (apa) și ale agentului racit (apa)). Dintre cazurile analizate cele mai avantajoase sunt atunci când temperatura apei racite este mai ridicată ( $15^{\circ}\text{C}$ ) și temperatura apei racite este mai scăzuta ( $25^{\circ}\text{C}$ ).

În capitolul 3 am facut o analiza exergetica a instalatiilor cu absorbtie intr-o treapta in solutie amoniacala si in solutie BrLi-apa utilizate la producerea centralizata a apei reci in vederea cresterii eficiente energetice acestora.

Bazându-ne pe principiul I și II-lea al Termodinamicii care ne conduce la un mod de îmbunătățire a sistemelor frigorifice cu absorbtie și a componentelor acestora s-a facut o analiza exergetica in capitolul 3. Modelul de calcul se bazează pe determinarea valorii generării de entropie pentru fiecare component din instalatia cu absorbtie și producția totală de entropie a sistemului. Este necesar să se identifice echipamentele componente cu o eficiență mai scăzuta în vederea optimizării acestora și a cresterii performanțelor sistemului (COP) și a randamentului exergetic. Pierderile exergetice din transferul de caldura trebuie luate în calcul deoarece nu pot neglijate având valori importante, ele ne fiind contabilizate în ecuațiile convenționale de bilanț energetic.

Generarea de entropie cea mai importantă se înregistrează la fierbator și absorbtior, iar cele mai mici valori întâlnindu-se la vaporizator și deflegmator pentru instalatia ce funcționează cu soluție amoniacala. Dacă se analizează instalatia în soluție BrLi-apa pe primul loc ramane fierbatorul dar al doilea echipament care contribuie la generarea de entropie a sistemului este condensatorul.

Rezultatele arată de asemenea că generarea de entropie în ventile de expansiune, schimbătoarele de căldură și pompa de soluție reprezintă fracțiuni mici din generarea de entropie totală în instalatia cu absorbtie. Cele mai importante echipamente din instalatie sunt fierbatorul, condensatorul, absorbtirul și economizorul de soluție (numai la instalatia în soluție amoniacala). Astfel se poate afirma că acestea insumează un 80% (instalatia cu soluție amoniacala) și 90% (instalatia în soluție BrLi-apa) din valoarea totală a generării de entropie. Acest rezultat este important pentru proiectare pentru a se face mai multe studii și cercetări asupra acestor echipamente în vederea optimizării și furnizării unei generații de entropii minime. Înca odată se poate afirma că generatorul este cel mai important echipament din instalatia cu absorbtie.

Modul de alimentare cu agent de racire a condensatorului si absorbtiorului este important. Cele mai avanatoasa schema de alimentarea d.p.d.v. a generarii de entropie este alimentarea in paralel, asa cum am si realizat practic in laborator la instalatia experimentală.

In capitolul 5 s- a urmarit valizarea modelului matematic cu ajutorul datelor experimentale obtinute in laborator de Termotehnica din cadrul UTCB.

Masuratorile s-au efectuat pentru 2 moduri de alimentare a fierbatorului instalatiei frigorifice: agent termic livrat de catre captorii solari sau/si de cazan.

Modele matematice au fost validate satisfacator cu datele experimentale, putand fi utilizat cu succes de specialistii din domeniu pentru proiectarea si optimizarea instalatiilor frigorifice cu absorbtie. Cu ajutorul lor s-a analizat functionarea instalatiei in diferite conditii de lucru, urmarind limita minima de functionare si performanta sistemului in diferite conditii de lucru.

La o crestere de  $1.5^{\circ}\text{C}$  a temperaturii apei de racire se inregistreaza o scadere a COP-ului cu maxim 6.36%, iar la o crestere de  $3^{\circ}\text{C}$  scaderea este mai sugestiva de maxim 10%. Variind temperatura apei racite in sens descrescator cu  $0.5^{\circ}\text{C}$  performanta sistemului scade cu maxim 5.08%.

Se obtin valori ridicate pentru fluxurile termice atunci cand avem o temperatura ridicata a agentului incalzitor si temperatura apei de racire este scazuta.

Analizand datele erorile intre datele experimentale si cele obtinute cu modelul matematic sunt de maxim 10 % atunci cand temperatura agentului incalzitor la intrare are valori ridicate.

Evoluțiile viitoare ale cercetării, prin urmare, va se concentreze pe îmbunătățirea modelului de calcul pentru a simula condiții diferite de functionare utilizand numai energie solară.

### **6.3. Perspective.**

Teza poate fi considerata o continuare a cercetarilor desfasurate in domeniu, in tara, in universitati de prestigiu, UTCB, UPB. Analizele realizate pot constitui o baza pentru studiile viitoare in domeniul instalatiilor frigorifice cu absorbtie actionate cu energie regenerabila (panouri solare) in vederea implementarii in sistemele cu racire centralizata.

Data fiind complexitatea problematicii analizate directiile de continuare a cercetarilor sunt multiple si in continuare pot fi prezentate cateva din acestea:

- modelarea fierbatorului si absorbitorului pentru optimizarea instalatiei frigorifice prin imbunatatirea transferului de caldura;
- modelarea unor regimuri nestationare de functionare a ciclurilor frigorifice;
- cercetarea schimbatoarelor cu minicanale si mesocanale in acest tip de instalatii (la absorbitor si condensator);

## Anexa 1 – IFA 1 treapta solutie amoniacala

```

FUNCTION tk(T) {transformare din C in K}
tk:=T+273.15
END

"Generatorul de vaporii"
p_c=pressure(R717, t=t_c, x=1) "presiunea de condensare"
P_high=p_c
t_agednt_incalzitor=110 "temperatura agent incalzitor"
p_agent_incalzitor=pressure(R718,t=t_agent_incalzitor,x=1)
t_ai2=t_agent_incalzitor-20
t_sb=t_1-10-273.15 "temperatura punct 7"
CALL NH3H2O(128,TK(t_ai2),P_high, 0: T_2, p_2, x_2, h_2, s_2, u_2, v_2, Qu2)
CALL NH3H2O(238, P_high, x_5,0: T_1, p_1,x_1, h_1, s_1, u_1, v_1, Qu1)
CALL NH3H2O(128,T_1,P_high,1: T_1_sec, p_1_sec,x_1_sec, h_1_sec, s_1_sec, u_1_sec, v_1_sec, Qu1_sec)
CALL NH3H2O(123,TK(t_sb), P_high+0.5, x_5: T_7,p_7,x_7, h_7, s_7, u_7, v_7, Qu7)
x_8_secund=0.9998
CALL NH3H2O(238,P_high,x_8_secund,1: T_8_sec, p_8_sec, x_8_sec, h_8_sec, s_8_sec, u_8_sec, v_8_sec,
Qu8_sec)
t_8_lichid=t_8_sec

"Absorbitor"
P_low=p_02-0.259 "cadere de presiune in vaporizator"
t_w1=25
t_w2=t_w1+5
t_c=t_w2+3 "temperatura de condensare"
t_ab2=t_w1+4
CALL NH3H2O(128,TK(t_ab2),P_low, 0: T_5, p_5, x_5, h_5, s_5, u_5, v_5, Qu5)
q_abs=(f-1)*h_4_sat+h_13-f*h_5
Q_a=q_abs*m_NH3 "fluxul termic la absorbitor"

"Rectificare"
x_1_barat=x_1_sec
CALL NH3H2O(238, P_high,x_1_barat,1: T_1_barat, p_1_barat,x_1_bar, h_1_barat, s_1_barat, u_1_barat,
v_1_barat, Qu1_barat)
CALL NH3H2O(128,T_8_sec,P_high,0: T_8_lic, p_8_lic, x_8_lic, h_8_lic, s_8_lic, u_8_lic, v_8_lic, Qu8_lic) "randamente"
r_t=(x_8_secund-x_1_bar)/(x_1_bar-x_8_lic)
r_real=r_t/0.8 "randamentul real de rectificare"
q_df=(r_real+1)*h_1_barat-h_8_sec-r_real*h_8_lic
Q_def=q_df*m_NH3 "fluxul termic la deflegmator"
q_f=q_df+h_8_sec+(f-1)*h_2-f*h_7 "fluxul termic la fierbator"
Q_fier=q_f*m_NH3

"Condensator"
CALL NH3H2O(238 , P_high, x_8_secund,0: T_9, p_9, x_9, h_9, s_9, u_9, v_9, Qu9)
h_sub=h_12+h_9-h_13
CALL NH3H2O(234, P_high,x_8_secund, h_sub: T_10, p_10, x_10, h_10, s_10, u_10, v_10, Qu10)
q_c=h_8_sec-h_9
Q_cond=q_c*m_NH3 "fluxul termic la condensator"
f=(x_8_secund-x_2)/(x_5-x_2) "factor de circulatie"
m_ss=(f-1)*m_NH3 "debit solutie saraca"
m_sb=m_ss+m_NH3 "debit solutie bogata"

"Economizor solutie saraca"
h_e1=h_2-(f/(f-1))*(h_7-h_6)
P_e1=p_high-0.5
CALL NH3H2O(234,P_e1, x_2, h_e1: T_3, p_3,x_3, h_3, s_3, u_3, v_3, Qu3)

```

"Ventil de laminare solutie saraca"

CALL NH3H2O(238,P\_low, x\_2,0: T\_4,p\_4, x\_4,h\_4, s\_4, u\_4, v\_4, Qu4)

t\_sat=t\_4-2-273.15

CALL NH3H2O(128,Tk(t\_sat),P\_low,0: T\_4\_sat,p\_4\_sat, x\_4\_sat,h\_4\_sat, s\_4\_sat, u\_4\_sat, v\_4\_sat, Qu4\_sat)

"Pompare"

p\_6=p\_high+1.5

h\_6=h\_5+v\_5\*(p\_6+p\_5)

l\_p=h\_6-h\_5

P\_p=l\_p\*m\_NH3

T\_6=T\_5

x\_6=x\_5

"lucru mecanic pompa solutie"

"Vaporizator"

t\_ar1=12

t\_ar2=7

t\_01=t\_ar2-3

p\_01=pressure(R717, t=t\_01,x=1)

t\_02=t\_01-5

p\_02=pressure(R717, t=t\_02,x=1)

"temperatura de inceput de vaporizare"

"presiunea de inceput de vaporizare"

"temperatura de sfarsit de vaporizare"

"presiunea de sfarsit vaporizare"

"Inceput vaporizare"

CALL NH3H2O(234,P\_low, x\_8\_secund, h\_sub: T\_11, p\_11, x\_11, h\_11, s\_11, u\_11, v\_11, Qu11)

"Sfarsit vaporizare"

CALL NH3H2O(128, Tk(t\_01),P\_01, 1: T\_12, p\_12, x\_12, h\_12, s\_12, u\_12, v\_12, Qu12)

"Economizor amoniac"

t\_supr=t\_01+10

"temperatura supraincalzire economizor amoniac"

CALL NH3H2O(128, Tk(t\_supr),P\_01, 1.01: T\_13, p\_13, x\_13, h\_13, s\_13, u\_13, v\_13, Qu13)

q\_ec2=h\_13-h\_12

q\_vap=h\_12-h\_11

Q\_0=100

"fluxul termic la vaporizator"

Q\_ec\_NH3=m\_NH3\*q\_ec2

"fluxul termic la economizor"

m\_NH3=Q\_0/q\_vap

"debit de amoniac"

"Bilant"

COP=Q\_0/(Q\_fier+P\_p)

"coeficientul de performanta"

suma\_1=Q\_fier+Q\_0+P\_p

suma\_2=Q\_a+Q\_cond+Q\_def

epsilon=(abs(suma\_1-suma\_2))\*100/max(suma\_1, suma\_2) "eroare relativa"

"Interval de degazare"

deltax=(x\_5-x\_2)\*100

## Anexa 2

"Generatorul de vaporii"

```
p_c=pressure(R718, t=t_c, x=1)
P_high=p_c*100
t_ai1=88
t_ai2=t_ai1-5
s_ai1=Entropy(R718,t=t_ai1,x=1)
s_ai2=Entropy(R718,t=t_ai2,x=1)
```

"presiunea de condensare"

"temperatura intrare agent incalzitor"  
"temperatura iesire agent incalzitor"

"Punct 2"

```
t_2=t_ai1-3
p_2=p_high
x_2=X_LIBR('SI', T_2, P_high)
h_2=H_LIBR('SI', T_2, X_2)
v_2=V_LIBR('SI', T_2, X_2)
s_2=(A1+A2*t_2+A3*(t_2^2)+A4*x_2+A5*x_2*t_2+A6*x_2*(t_2^2)+A7*(x_2^2)+A8*(x_2^2)*t_2+A9*(x_2^3)+A10*(x_2^4))/1000
A1=-1.01961E3
A2=1.101529E1
A3=-1.04215E-2
A4=1.036935E2
A5=-5.87032E-2
A6=8.63107E-5
A7=-3.266802
A8=-3.16683E-4
A9=4.10099E-2
A10=-1.790548E-4
```

"Punct 5"

```
t_5=t_c+0.75
p_5=p_low
x_5=X_LIBR('SI', T_5, P_low)
h_5=H_LIBR('SI', T_5, X_5)
v_5=V_LIBR('SI', T_5, X_5)
s_5=(A1+A2*t_5+A3*(t_5^2)+A4*x_5+A5*x_5*t_5+A6*x_5*(t_5^2)+A7*(x_5^2)+A8*(x_5^2)*t_5+A9*(x_5^3)+A10*(x_5^4))/1000
```

"Punct 1"

```
p_1=p_2
x_1=x_5
t_1=T_LIBR('SI', P_1, X_1)
v_1=V_LIBR('SI', T_1, X_1)
h_1=H_LIBR('SI', T_1, X_1)
s_1=(A1+A2*t_1+A3*(t_1^2)+A4*x_1+A5*x_1*t_1+A6*x_1*(t_1^2)+A7*(x_1^2)+A8*(x_1^2)*t_1+A9*(x_1^3)+A10*(x_1^4))/1000
```

"Punct 1 secund"

```
x_1_sec=1
p_1_sec=p_2
t_1_sec=t_1
v_1_sec=volume(R718, p=p_2,x=1)
h_1_sec=enthalpy(R718,p=p_2,x=1)
s_1_sec=Entropy(R718,t=t_1,x=1)
```

"Punct 6"

```
t_6=t_5
p_6=p_high+1
x_6=X_LIBR('SI', T_6, P_low)
h_6=h_5+((p_6-p_5)*v_5)/rand_pompa
v_6=V_LIBR('SI', T_6, X_5)
```

s\_6=s\_5+(h\_6-h\_5)/(t\_6\*p\_6\*v\_6)

"Punct 7"

t\_7=t\_1-8

p\_7=p\_6-0.05

x\_7=x\_5

h\_7=H\_LIBR('SI', t\_7, X\_7)

v\_7=V\_LIBR('SI', t\_7, X\_7)

s\_7=(A1+A2\*t\_7+A3\*(t\_7^2)+A4\*x\_7+A5\*x\_7\*t\_7+A6\*x\_7\*(t\_7^2)+A7\*(x\_7^2)+A8\*(x\_7^2)\*t\_7+A9\*(x\_7^3)+A10\*(x\_7^4))/1000

"Punct 3"

x\_3=x\_2

p\_3=p\_low

h\_3=h\_2-(f/(f-1))\*(h\_7-h\_6)

v\_3=V\_LIBR('SI', p\_3, X\_3)

t\_3=T\_LIBR('SI', p\_3, x\_3)

s\_3=(A1+A2\*t\_3+A3\*(t\_3^2)+A4\*x\_3+A5\*x\_3\*t\_3+A6\*x\_3\*(t\_3^2)+A7\*(x\_3^2)+A8\*(x\_3^2)\*t\_3+A9\*(x\_3^3)+A10\*(x\_3^4))/1000

"Punct 4"

p\_4=p\_low

x\_4=x\_3

h\_4=H\_LIBR('SI', p\_4, x\_4)

v\_4=V\_LIBR('SI', T\_4, X\_4)

t\_4=T\_LIBR('SI', P\_4, X\_4)

s\_4=(A1+A2\*t\_4+A3\*(t\_4^2)+A4\*x\_4+A5\*x\_4\*t\_4+A6\*x\_4\*(t\_4^2)+A7\*(x\_4^2)+A8\*(x\_4^2)\*t\_4+A9\*(x\_4^3)+A10\*(x\_4^4))/1000

"Punct 8"

x\_8=1

p\_8=p\_2-0.0085

t\_8=t\_c

v\_8=volume(R718, t=t\_c, x=0)

h\_8=enthalpy(R718, t=t\_c, x=0)

s\_8=Entropy(R718, T=T\_c, x=0)

"punct 9"

t\_9=t\_0

x\_9=1

p\_9=p\_low

v\_9=volume(R718, t=t\_9, x=0)

h\_9=h\_8

s\_9=Entropy(R718, h=h\_9, p=p\_low)

"Punct 10"

t\_10=t\_9

x\_10=1

p\_10=p\_low-0.00526

v\_10=volume(R718, t=t\_9, x=1)

h\_10=enthalpy(R718, t=t\_9, x=1)

s\_10=Entropy(R718, t=t\_10, x=1)

P\_low=p\_0\*100

t\_w1=27

t\_w2=30.5

t\_c=t\_w2+1

s\_w1=Entropy(R718, t=t\_w1, x=0)

s\_w2=Entropy(R718, t=t\_w2, x=0)

"temperatura intrare agent de racire condensator"

"temperatura iesire agent de racire condensator"

"temperatura de condensare"

$t_w3=27$  "temperatura intrare agent de racire absorbitor"  
 $s_w3=\text{Entropy}(R718,t=t_w3,x=0)$   
 $t_w4=t_w3+4$  "temperatura iesire agent de racire absorbitor"  
 $s_w4=\text{Entropy}(R718,t=t_w4,x=0)$   
 $t_{abs}=t_c+2$

**"Vaporizator"**  
 $t_ar1=12.5$  "temperatura intrare agent racit vaporizator"  
 $t_ar2=7$  "temperatura iesire agent de racire vaporizator"  
 $s_ar1=\text{Entropy}(R718,t=t_ar1,x=0)$   
 $s_ar2=\text{Entropy}(R718,t=t_ar2,x=0)$   
 $t_0=t_ar2-0.6$  "temperatura de vaporizare"  
 $p_0=\text{pressure}(R718, t=t_0, x=1)$  "presiunea de vaporizare"

**"Interval de degazare"**  
 $\Delta x=x_2-x_5$

**"Factor de circulatie"**  
 $f=x_2/(x_2-x_5)$

$Q_0=17.6$  "fluxul termic la vaporizator kW"  
 $q_vap=h_{10}-h_9-f_v*h_7$   
 $m_{H2O}=Q_0/q_vap$  "debit agent frigorific"

$m_SD=f*m_{H2O}$  "debit solutie diluata"  
 $m_SC=m_{H2O}*(f-1)$  "debit solutie concentrata"

$f_a=0.2$   
 $m_{SC\_recirculata\_absorbitor}=r*m_{H2O}$  "debit solutie recirculata ABS"

$q_fier=h_{1\_sec}+(f-1)*h_{2\_fier}-f*h_7$   
 $Q_fierbator=q_fier*m_{H2O}$  "flux termic fierbator kW"

$q_{abs}=h_{10}+(f-1)*h_{3\_fier}+f_a/3*h_{3\_fier}-(f+f_a)*h_5$   
 $Q_{absorbitor}=q_{abs}*m_{H2O}$  "flux termic absorbitor kW"

$q_c=h_{1\_sec}-h_9$   
 $Q_{cond}=q_c*m_{H2O}$  "flux termic condensator kW"

$q_e=(f-1)*(h_{2\_fier}-h_{3\_fier})*\epsilon_{ec}$   
 $\epsilon_{ec}=0.75$   
 $Q_{economizor}=q_e*m_{H2O}$  "flux termic economizor kW"

$I_pompa=(h_{6\_fier}-h_{5\_fier})/\text{rand\_pompa}$   
 $\text{rand\_pompa}=0.9$   
 $P_pompa=I_pompa*m_{H2O}$  "putere electrica pompa solutie kW"

$\text{suma\_1}=Q_0+Q_fierbator+P_{electric}+P_pompa$   
 $\text{suma\_2}=Q_{absorbitor}+Q_{cond}$   
 $\epsilon=(\text{abs}(\text{suma\_1}-\text{suma\_2}))/100/\max(\text{suma\_1}, \text{suma\_2})$

$COP_0=Q_0/(Q_fierbator+P_{electric})$  "coeficient de performanta"  
 $COP_2=q_vap/(q_fier+I_pompa)$   
 $Q_{racire}=Q_{cond}+Q_{absorbitor}$

Anexa 3. Date achizitionate in 13.08.2009.

|    | Date       | Time     | 0.0  |    | 0.1  |    | 0.2  |    | 0.3  |    | 0.4  |    | 0.5  |    | 0.6  |    | 0.7  |    | 0.8  |    |
|----|------------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 1  | 13/08/2009 | 11:51:52 | 14.2 | °C | 14.7 | °C | 78.4 | °C | 77.8 | °C | 14.5 | °C | 13.9 | °C | 14.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 2  | 13/08/2009 | 11:55:52 | 14.7 | °C | 15   | °C | 76.9 | °C | 75.9 | °C | 14.6 | °C | 13.9 | °C | 14.6 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 3  | 13/08/2009 | 12:00:52 | 14.8 | °C | 15.2 | °C | 79.6 | °C | 78.8 | °C | 14.8 | °C | 14   | °C | 14.7 | °C | 41.5 | lm | 39.4 | lm |
| 4  | 13/08/2009 | 12:05:52 | 15   | °C | 15.4 | °C | 77.4 | °C | 76.6 | °C | 14.9 | °C | 14   | °C | 14.8 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 5  | 13/08/2009 | 12:10:52 | 15.2 | °C | 15.6 | °C | 79.7 | °C | 78.9 | °C | 15.1 | °C | 14.1 | °C | 14.9 | °C | 41.4 | lm | 39.8 | lm |
| 6  | 13/08/2009 | 12:15:52 | 15.3 | °C | 15.7 | °C | 79.7 | °C | 78.7 | °C | 15.2 | °C | 14.4 | °C | 15   | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 7  | 13/08/2009 | 12:20:52 | 15.5 | °C | 12.5 | °C | 82.5 | °C | 77.5 | °C | 20.4 | °C | 23.6 | °C | 21.1 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 8  | 13/08/2009 | 12:25:52 | 15.2 | °C | 11.1 | °C | 83.2 | °C | 79.5 | °C | 25.5 | °C | 29.8 | °C | 29.9 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 9  | 13/08/2009 | 12:30:52 | 15   | °C | 11.2 | °C | 84.3 | °C | 80.3 | °C | 29   | °C | 31   | °C | 31.4 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |
| 10 | 13/08/2009 | 12:35:52 | 14.7 | °C | 10.3 | °C | 84.8 | °C | 80.8 | °C | 26.8 | °C | 29.5 | °C | 29.7 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 11 | 13/08/2009 | 12:40:52 | 14.6 | °C | 10.4 | °C | 84   | °C | 80.3 | °C | 25.3 | °C | 31.2 | °C | 32   | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 12 | 13/08/2009 | 12:45:52 | 14.4 | °C | 10.4 | °C | 81   | °C | 77.8 | °C | 28.9 | °C | 30.4 | °C | 31.3 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 13 | 13/08/2009 | 12:50:52 | 14.2 | °C | 10.6 | °C | 80.3 | °C | 76.6 | °C | 24.8 | °C | 29.3 | °C | 30.2 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 14 | 13/08/2009 | 12:55:52 | 14.1 | °C | 10.2 | °C | 77.5 | °C | 74.6 | °C | 27.7 | °C | 28.6 | °C | 29.4 | °C | 41.4 | lm | 39.1 | lm |
| 15 | 13/08/2009 | 13:00:52 | 13.9 | °C | 10.9 | °C | 83.8 | °C | 79.6 | °C | 28.6 | °C | 30.6 | °C | 30.8 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 16 | 13/08/2009 | 13:05:52 | 13.8 | °C | 9.6  | °C | 84.6 | °C | 80.7 | °C | 25.5 | °C | 30   | °C | 30.5 | °C | 41.3 | lm | 39.8 | lm |
| 17 | 13/08/2009 | 13:10:52 | 13.6 | °C | 9.9  | °C | 84.6 | °C | 80.4 | °C | 28.1 | °C | 31.1 | °C | 31.9 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 18 | 13/08/2009 | 13:15:52 | 13.4 | °C | 9.4  | °C | 85.1 | °C | 80.9 | °C | 28.3 | °C | 29.8 | °C | 30.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 19 | 13/08/2009 | 13:20:52 | 13.3 | °C | 9.2  | °C | 85.6 | °C | 81.6 | °C | 25.1 | °C | 30.4 | °C | 31   | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 20 | 13/08/2009 | 13:25:52 | 13.1 | °C | 9.3  | °C | 86   | °C | 81.8 | °C | 28.8 | °C | 31   | °C | 31.9 | °C | 41.4 | lm | 39.1 | lm |
| 21 | 13/08/2009 | 13:30:52 | 12.9 | °C | 8.8  | °C | 79.3 | °C | 76   | °C | 27.7 | °C | 28.4 | °C | 29.8 | °C | 41.2 | lm | 39.4 | lm |
| 22 | 13/08/2009 | 13:35:52 | 12.8 | °C | 9.6  | °C | 84.9 | °C | 80.8 | °C | 27.1 | °C | 31   | °C | 31.6 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 23 | 13/08/2009 | 13:40:52 | 12.8 | °C | 8.8  | °C | 80.7 | °C | 77   | °C | 27.1 | °C | 28.2 | °C | 29.4 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 24 | 13/08/2009 | 13:45:52 | 12.7 | °C | 9.2  | °C | 81.5 | °C | 78.1 | °C | 28.2 | °C | 30.7 | °C | 31.8 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 25 | 13/08/2009 | 13:50:52 | 12.5 | °C | 8.7  | °C | 84   | °C | 79.9 | °C | 25.5 | °C | 29.3 | °C | 30   | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 26 | 13/08/2009 | 13:55:52 | 12.5 | °C | 9    | °C | 78.9 | °C | 75.6 | °C | 28.9 | °C | 30.1 | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 39   | lm |
| 27 | 13/08/2009 | 14:00:52 | 12.3 | °C | 8.6  | °C | 84   | °C | 80.3 | °C | 25   | °C | 30.4 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 28 | 13/08/2009 | 14:05:52 | 12.2 | °C | 8.6  | °C | 82.4 | °C | 78.4 | °C | 28.4 | °C | 29.8 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 29 | 13/08/2009 | 14:10:52 | 12.1 | °C | 8.5  | °C | 80.2 | °C | 77   | °C | 25.4 | °C | 30.3 | °C | 31.3 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 30 | 13/08/2009 | 14:15:52 | 12   | °C | 8.2  | °C | 85.3 | °C | 81.2 | °C | 27.7 | °C | 29.2 | °C | 29.5 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 31 | 13/08/2009 | 14:20:52 | 11.9 | °C | 8.7  | °C | 79.4 | °C | 76.1 | °C | 28.5 | °C | 30   | °C | 31.6 | °C | 41.1 | lm | 39.3 | lm |
| 32 | 13/08/2009 | 14:25:52 | 11.9 | °C | 8.1  | °C | 82   | °C | 78.7 | °C | 25.4 | °C | 29.5 | °C | 30.2 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |

|    |            |          |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 33 | 13/08/2009 | 14:30:52 | 11.8 | °C | 8.1  | °C | 83.9 | °C | 79.9 | °C | 27.9 | °C | 28.8 | °C | 29.8 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 34 | 13/08/2009 | 14:35:52 | 11.7 | °C | 8.4  | °C | 79.8 | °C | 76.7 | °C | 27.8 | °C | 30.3 | °C | 31.7 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 35 | 13/08/2009 | 14:40:52 | 11.6 | °C | 7.9  | °C | 84.6 | °C | 80.8 | °C | 25.6 | °C | 29.9 | °C | 30   | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 36 | 13/08/2009 | 14:45:52 | 11.4 | °C | 8    | °C | 82.4 | °C | 78.4 | °C | 28   | °C | 29.3 | °C | 30.2 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 37 | 13/08/2009 | 14:50:52 | 11.3 | °C | 8.1  | °C | 80.8 | °C | 77.5 | °C | 27.9 | °C | 30.6 | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 38 | 13/08/2009 | 14:55:52 | 11.2 | °C | 7.8  | °C | 85.3 | °C | 81.3 | °C | 25   | °C | 30.4 | °C | 31   | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 39 | 13/08/2009 | 15:00:52 | 11.1 | °C | 7.6  | °C | 79.4 | °C | 76.2 | °C | 28.1 | °C | 29   | °C | 30.3 | °C | 41.3 | lm | 39.2 | lm |
| 40 | 13/08/2009 | 15:05:52 | 11   | °C | 7.2  | °C | 84.1 | °C | 78.4 | °C | 25.3 | °C | 32.6 | °C | 31.4 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |
| 41 | 13/08/2009 | 15:10:52 | 10.9 | °C | 7.3  | °C | 82.7 | °C | 76.8 | °C | 26.7 | °C | 32   | °C | 32.4 | °C | 41.3 | lm | 39.1 | lm |
| 42 | 13/08/2009 | 15:15:52 | 10.8 | °C | 6.8  | °C | 80.6 | °C | 76.1 | °C | 29   | °C | 30.9 | °C | 31.7 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 43 | 13/08/2009 | 15:20:52 | 10.6 | °C | 6.4  | °C | 83   | °C | 76.5 | °C | 27.9 | °C | 29.7 | °C | 30   | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 44 | 13/08/2009 | 15:25:52 | 10.3 | °C | 7    | °C | 79.2 | °C | 75.1 | °C | 25.7 | °C | 25.6 | °C | 28.7 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 45 | 13/08/2009 | 15:30:52 | 10.2 | °C | 10.1 | °C | 77   | °C | 60.9 | °C | 26.3 | °C | 26.7 | °C | 32.5 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 46 | 13/08/2009 | 15:35:52 | 10.4 | °C | 6.9  | °C | 79.6 | °C | 74.1 | °C | 25.3 | °C | 31.2 | °C | 31.8 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 47 | 13/08/2009 | 15:40:52 | 10.4 | °C | 7.6  | °C | 81.8 | °C | 75.2 | °C | 27.3 | °C | 26   | °C | 29.8 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 48 | 13/08/2009 | 15:45:52 | 10.4 | °C | 8.9  | °C | 83.1 | °C | 76.1 | °C | 26.1 | °C | 28.8 | °C | 26.8 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 49 | 13/08/2009 | 15:50:52 | 10.7 | °C | 6.8  | °C | 80.8 | °C | 74.6 | °C | 28.8 | °C | 31.1 | °C | 31.3 | °C | 41.6 | lm | 39.5 | lm |
| 50 | 13/08/2009 | 15:55:52 | 11.2 | °C | 6.6  | °C | 80   | °C | 75.1 | °C | 28   | °C | 29.9 | °C | 30.3 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 51 | 13/08/2009 | 16:00:52 | 11.2 | °C | 6.8  | °C | 84.2 | °C | 77.5 | °C | 25.4 | °C | 31   | °C | 30.8 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 52 | 13/08/2009 | 16:05:52 | 11.3 | °C | 7.1  | °C | 78.6 | °C | 74.3 | °C | 25.4 | °C | 30.6 | °C | 31.8 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 53 | 13/08/2009 | 16:10:52 | 11.3 | °C | 7.1  | °C | 83.2 | °C | 78.4 | °C | 28.2 | °C | 32.5 | °C | 32.3 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 54 | 13/08/2009 | 16:15:52 | 11.4 | °C | 7    | °C | 80.3 | °C | 74.5 | °C | 28.5 | °C | 29.6 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.8 | lm |
| 55 | 13/08/2009 | 16:20:52 | 11.5 | °C | 6.8  | °C | 79.9 | °C | 75.3 | °C | 27.2 | °C | 29.6 | °C | 30.3 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 56 | 13/08/2009 | 16:25:52 | 11.5 | °C | 7.6  | °C | 83.9 | °C | 77.9 | °C | 26.2 | °C | 32   | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 57 | 13/08/2009 | 16:30:52 | 11.6 | °C | 7.4  | °C | 78.2 | °C | 74   | °C | 29   | °C | 30.5 | °C | 32.2 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 58 | 13/08/2009 | 16:35:52 | 11.7 | °C | 7.1  | °C | 83   | °C | 77.7 | °C | 27.4 | °C | 30.4 | °C | 30.3 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 59 | 13/08/2009 | 16:40:52 | 11.7 | °C | 7.7  | °C | 81.1 | °C | 75.1 | °C | 24.9 | °C | 30.6 | °C | 31.5 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 60 | 13/08/2009 | 16:45:52 | 11.9 | °C | 7.7  | °C | 79.3 | °C | 75.2 | °C | 26.4 | °C | 31.6 | °C | 32.6 | °C | 41.5 | lm | 39.3 | lm |
| 61 | 13/08/2009 | 16:50:52 | 12   | °C | 7.6  | °C | 84.3 | °C | 77.9 | °C | 28.8 | °C | 31   | °C | 31   | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 62 | 13/08/2009 | 16:55:52 | 12   | °C | 7.4  | °C | 77.7 | °C | 73.3 | °C | 27.7 | °C | 28.9 | °C | 30.1 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 63 | 13/08/2009 | 17:00:52 | 12.2 | °C | 7.6  | °C | 82   | °C | 77.1 | °C | 26.5 | °C | 30.8 | °C | 31.1 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 64 | 13/08/2009 | 17:05:52 | 12.2 | °C | 8    | °C | 81.8 | °C | 76   | °C | 25.9 | °C | 31.3 | °C | 32.6 | °C | 41.3 | lm | 39.2 | lm |
| 65 | 13/08/2009 | 17:10:52 | 12.4 | °C | 8.1  | °C | 78.7 | °C | 74.7 | °C | 27.6 | °C | 31.2 | °C | 32.7 | °C | 41.5 | lm | 39.4 | lm |
| 66 | 13/08/2009 | 17:15:52 | 12.5 | °C | 7.8  | °C | 84.7 | °C | 78.2 | °C | 28.5 | °C | 30.8 | °C | 30.9 | °C | 41.5 | lm | 39.8 | lm |
| 67 | 13/08/2009 | 17:20:52 | 12.6 | °C | 7.8  | °C | 77.5 | °C | 73.1 | °C | 26.9 | °C | 28.8 | °C | 30.3 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |

|    |            |          |      |    |     |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|-----|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 68 | 13/08/2009 | 17:25:52 | 12.7 | °C | 8.1 | °C | 81   | °C | 76.5 | °C | 24.9 | °C | 31.4 | °C | 32.1 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 69 | 13/08/2009 | 17:30:52 | 12.8 | °C | 8.7 | °C | 82.4 | °C | 76.6 | °C | 27.6 | °C | 31.8 | °C | 32.9 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 70 | 13/08/2009 | 17:35:52 | 12.9 | °C | 8.6 | °C | 78.2 | °C | 74.1 | °C | 28.4 | °C | 31   | °C | 32.6 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 71 | 13/08/2009 | 17:40:52 | 13   | °C | 8.6 | °C | 83.8 | °C | 78.1 | °C | 29.2 | °C | 31.7 | °C | 31.5 | °C | 41.5 | lm | 39.1 | lm |
| 72 | 13/08/2009 | 17:45:52 | 13.1 | °C | 8.4 | °C | 79.8 | °C | 73.9 | °C | 28   | °C | 29.2 | °C | 30.4 | °C | 41.6 | lm | 39.6 | lm |
| 73 | 13/08/2009 | 17:50:52 | 13.2 | °C | 8.3 | °C | 79.8 | °C | 75.1 | °C | 26.7 | °C | 29.9 | °C | 30.9 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 74 | 13/08/2009 | 17:55:52 | 13.3 | °C | 8.7 | °C | 84.1 | °C | 77.8 | °C | 24.9 | °C | 31.5 | °C | 32   | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 75 | 13/08/2009 | 18:00:52 | 13.5 | °C | 9   | °C | 77.5 | °C | 73.4 | °C | 25.7 | °C | 30.9 | °C | 32.9 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 76 | 13/08/2009 | 18:05:52 | 13.5 | °C | 9.1 | °C | 81.1 | °C | 76.5 | °C | 27.9 | °C | 32.1 | °C | 33   | °C | 41.5 | lm | 39.4 | lm |

Anexa 4. Date achizitionate in 14.08.2009.

|    | Date       | Time     | 0.0  |    | 0.1  |    | 0.2  |    | 0.3  |    | 0.4  |    | 0.5  |    | 0.6  |    | 0.7  |    | 0.8  |    |
|----|------------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 1  | 14/08/2009 | 11:52:52 | 14.4 | °C | 14.7 | °C | 77.7 | °C | 77.1 | °C | 14.5 | °C | 13.9 | °C | 14.5 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 2  | 14/08/2009 | 11:57:52 | 14.8 | °C | 15.2 | °C | 78.5 | °C | 77.6 | °C | 14.7 | °C | 13.9 | °C | 14.6 | °C | 41.3 | lm | 39.7 | lm |
| 3  | 14/08/2009 | 12:02:52 | 14.8 | °C | 15.3 | °C | 78.2 | °C | 77.6 | °C | 14.8 | °C | 14   | °C | 14.7 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 4  | 14/08/2009 | 12:07:52 | 15.1 | °C | 15.5 | °C | 77.6 | °C | 76.8 | °C | 14.9 | °C | 14.1 | °C | 14.9 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 5  | 14/08/2009 | 12:12:52 | 15.2 | °C | 15.6 | °C | 79.1 | °C | 78.4 | °C | 15.1 | °C | 14.3 | °C | 15   | °C | 41.2 | lm | 39.7 | lm |
| 6  | 14/08/2009 | 12:17:52 | 15.4 | °C | 15.8 | °C | 81.6 | °C | 73.9 | °C | 15.3 | °C | 17.6 | °C | 15   | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 7  | 14/08/2009 | 12:22:52 | 15.4 | °C | 11.2 | °C | 82.7 | °C | 78.3 | °C | 24.7 | °C | 27   | °C | 27.2 | °C | 41.2 | lm | 39.6 | lm |
| 8  | 14/08/2009 | 12:27:52 | 15.1 | °C | 11   | °C | 83.4 | °C | 79.5 | °C | 25.4 | °C | 30.2 | °C | 30.2 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 9  | 14/08/2009 | 12:32:52 | 14.9 | °C | 11.1 | °C | 84.4 | °C | 80.3 | °C | 28.9 | °C | 31   | °C | 31.5 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 10 | 14/08/2009 | 12:37:52 | 14.6 | °C | 10.2 | °C | 85.2 | °C | 81   | °C | 27.5 | °C | 29.4 | °C | 29.6 | °C | 41.4 | lm | 39.1 | lm |
| 11 | 14/08/2009 | 12:42:52 | 14.5 | °C | 10.2 | °C | 82.9 | °C | 79.3 | °C | 25.3 | °C | 30.6 | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 40   | lm |
| 12 | 14/08/2009 | 12:47:52 | 14.3 | °C | 10.4 | °C | 76.1 | °C | 73.3 | °C | 28.7 | °C | 29.6 | °C | 31.4 | °C | 41.1 | lm | 39.3 | lm |
| 13 | 14/08/2009 | 12:52:52 | 14.1 | °C | 10.8 | °C | 82   | °C | 78.3 | °C | 25.8 | °C | 30.7 | °C | 31.4 | °C | 41.2 | lm | 39.7 | lm |
| 14 | 14/08/2009 | 12:57:52 | 14   | °C | 10.1 | °C | 77   | °C | 73.8 | °C | 27.1 | °C | 27.7 | °C | 28.9 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 15 | 14/08/2009 | 13:02:52 | 13.8 | °C | 10.4 | °C | 85.7 | °C | 81.3 | °C | 28.7 | °C | 30.7 | °C | 30.9 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 16 | 14/08/2009 | 13:07:52 | 13.7 | °C | 9.4  | °C | 84.5 | °C | 80.5 | °C | 25.9 | °C | 29.5 | °C | 30.1 | °C | 41.3 | lm | 39.2 | lm |
| 17 | 14/08/2009 | 13:12:52 | 13.6 | °C | 9.9  | °C | 84.7 | °C | 80.5 | °C | 27.6 | °C | 31.3 | °C | 32.1 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 18 | 14/08/2009 | 13:17:52 | 13.4 | °C | 9.4  | °C | 85.1 | °C | 81.1 | °C | 28.6 | °C | 30.1 | °C | 30.7 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 19 | 14/08/2009 | 13:22:52 | 13.3 | °C | 8.9  | °C | 85.7 | °C | 81.7 | °C | 26.1 | °C | 29.6 | °C | 30.2 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 20 | 14/08/2009 | 13:27:52 | 13   | °C | 9.3  | °C | 86   | °C | 82.1 | °C | 27.7 | °C | 31.2 | °C | 32.1 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 21 | 14/08/2009 | 13:32:52 | 12.9 | °C | 8.9  | °C | 80.5 | °C | 76.8 | °C | 27.8 | °C | 28.2 | °C | 29.8 | °C | 41.1 | lm | 39.5 | lm |
| 22 | 14/08/2009 | 13:37:52 | 12.8 | °C | 9.3  | °C | 81.3 | °C | 78   | °C | 27.8 | °C | 30.8 | °C | 31.8 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 23 | 14/08/2009 | 13:42:52 | 12.7 | °C | 8.7  | °C | 84.1 | °C | 80   | °C | 26.7 | °C | 28.9 | °C | 29.4 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 24 | 14/08/2009 | 13:47:52 | 12.6 | °C | 9.2  | °C | 78.7 | °C | 75.6 | °C | 28.6 | °C | 30.1 | °C | 31.6 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 25 | 14/08/2009 | 13:52:52 | 12.5 | °C | 8.6  | °C | 84   | °C | 80.2 | °C | 25.4 | °C | 29.9 | °C | 30.3 | °C | 41.2 | lm | 39.4 | lm |
| 26 | 14/08/2009 | 13:57:52 | 12.3 | °C | 8.9  | °C | 82.3 | °C | 78.4 | °C | 28.7 | °C | 30   | °C | 31.2 | °C | 41.3 | lm | 39.8 | lm |
| 27 | 14/08/2009 | 14:02:52 | 12.2 | °C | 8.5  | °C | 80   | °C | 76.8 | °C | 25.3 | °C | 29.5 | °C | 30.4 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 28 | 14/08/2009 | 14:07:52 | 12.1 | °C | 8.6  | °C | 85.3 | °C | 81   | °C | 28.3 | °C | 29.9 | °C | 30.4 | °C | 41.3 | lm | 39.2 | lm |
| 29 | 14/08/2009 | 14:12:52 | 12   | °C | 8.6  | °C | 80.1 | °C | 76.6 | °C | 25.4 | °C | 30.2 | °C | 31.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 30 | 14/08/2009 | 14:17:52 | 12   | °C | 8.2  | °C | 82   | °C | 78.5 | °C | 28   | °C | 29.2 | °C | 29.7 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 31 | 14/08/2009 | 14:22:52 | 11.9 | °C | 8.6  | °C | 84   | °C | 79.9 | °C | 28.9 | °C | 30.2 | °C | 31.3 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 32 | 14/08/2009 | 14:27:52 | 11.9 | °C | 8.1  | °C | 79.5 | °C | 76.3 | °C | 24.9 | °C | 29.1 | °C | 30.4 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |

|    |            |          |      |    |     |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|-----|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 33 | 14/08/2009 | 14:32:52 | 11.8 | °C | 8   | °C | 85.2 | °C | 81.2 | °C | 27.7 | °C | 29.1 | °C | 29.5 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 34 | 14/08/2009 | 14:37:52 | 11.7 | °C | 8.4 | °C | 82.3 | °C | 78.4 | °C | 28.7 | °C | 30.1 | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 39.2 | lm |
| 35 | 14/08/2009 | 14:42:52 | 11.5 | °C | 7.9 | °C | 80.6 | °C | 77.4 | °C | 25   | °C | 29.6 | °C | 30.2 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |
| 36 | 14/08/2009 | 14:47:52 | 11.3 | °C | 7.7 | °C | 85.6 | °C | 81.2 | °C | 27.4 | °C | 29.1 | °C | 29.3 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 37 | 14/08/2009 | 14:52:52 | 11.3 | °C | 8   | °C | 79.3 | °C | 76.1 | °C | 28.9 | °C | 29.9 | °C | 31.3 | °C | 41.5 | lm | 39.3 | lm |
| 38 | 14/08/2009 | 14:57:52 | 11.2 | °C | 7.8 | °C | 83.1 | °C | 79.7 | °C | 24.9 | °C | 30.5 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 39 | 14/08/2009 | 15:02:52 | 11.1 | °C | 7.5 | °C | 83.6 | °C | 76.3 | °C | 28.1 | °C | 31   | °C | 29.7 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 40 | 14/08/2009 | 15:07:52 | 10.9 | °C | 6.8 | °C | 80.7 | °C | 75.5 | °C | 26.2 | °C | 30.4 | °C | 30.4 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 41 | 14/08/2009 | 15:12:52 | 10.8 | °C | 6.9 | °C | 85.9 | °C | 79.9 | °C | 25.5 | °C | 32.5 | °C | 31.9 | °C | 41.2 | lm | 39.7 | lm |
| 42 | 14/08/2009 | 15:17:52 | 10.7 | °C | 6.8 | °C | 79.1 | °C | 74.8 | °C | 28.1 | °C | 30.8 | °C | 32.1 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 43 | 14/08/2009 | 15:22:52 | 10.5 | °C | 6.5 | °C | 83.8 | °C | 78.5 | °C | 28.9 | °C | 30.9 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 44 | 14/08/2009 | 15:27:52 | 10.3 | °C | 7.7 | °C | 76.6 | °C | 73.2 | °C | 27.9 | °C | 26.2 | °C | 30.3 | °C | 41.2 | lm | 39.6 | lm |
| 45 | 14/08/2009 | 15:32:52 | 10.4 | °C | 8.7 | °C | 79.5 | °C | 74.2 | °C | 28.2 | °C | 30.9 | °C | 29.6 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 46 | 14/08/2009 | 15:37:52 | 10.4 | °C | 6.6 | °C | 84.8 | °C | 78.2 | °C | 25.6 | °C | 32.5 | °C | 32.1 | °C | 41.4 | lm | 39.9 | lm |
| 47 | 14/08/2009 | 15:42:52 | 10.4 | °C | 8.3 | °C | 79.3 | °C | 73.9 | °C | 28.5 | °C | 26.8 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 48 | 14/08/2009 | 15:47:52 | 10.5 | °C | 7.7 | °C | 79.8 | °C | 74.5 | °C | 25.5 | °C | 32.5 | °C | 30.9 | °C | 41.6 | lm | 39.7 | lm |
| 49 | 14/08/2009 | 15:52:52 | 11.1 | °C | 7.3 | °C | 84.9 | °C | 78.6 | °C | 28.7 | °C | 32.7 | °C | 31.9 | °C | 41.6 | lm | 39.3 | lm |
| 50 | 14/08/2009 | 15:57:52 | 11.2 | °C | 6.8 | °C | 78.7 | °C | 74   | °C | 28.6 | °C | 29.9 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.8 | lm |
| 51 | 14/08/2009 | 16:02:52 | 11.2 | °C | 6.5 | °C | 82   | °C | 76.8 | °C | 27   | °C | 30.3 | °C | 30.3 | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 52 | 14/08/2009 | 16:07:52 | 11.3 | °C | 6.9 | °C | 80.5 | °C | 74.6 | °C | 25.3 | °C | 30   | °C | 30.8 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 53 | 14/08/2009 | 16:12:52 | 11.3 | °C | 7.3 | °C | 79.6 | °C | 75.4 | °C | 27.2 | °C | 31.6 | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 54 | 14/08/2009 | 16:17:52 | 11.4 | °C | 7.2 | °C | 84.5 | °C | 78.3 | °C | 28.9 | °C | 31.2 | °C | 31.4 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 55 | 14/08/2009 | 16:22:52 | 11.5 | °C | 6.9 | °C | 77.9 | °C | 73.5 | °C | 28   | °C | 28.9 | °C | 30.1 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 56 | 14/08/2009 | 16:27:52 | 11.6 | °C | 7.2 | °C | 82.3 | °C | 77.5 | °C | 25.5 | °C | 31.7 | °C | 32.1 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 57 | 14/08/2009 | 16:32:52 | 11.7 | °C | 7.6 | °C | 81   | °C | 75.3 | °C | 28.8 | °C | 30.8 | °C | 32.2 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 58 | 14/08/2009 | 16:37:52 | 11.7 | °C | 7.3 | °C | 79.3 | °C | 74.6 | °C | 28.3 | °C | 29.8 | °C | 30.8 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 59 | 14/08/2009 | 16:42:52 | 11.8 | °C | 7.4 | °C | 84.8 | °C | 78.2 | °C | 25.7 | °C | 31.3 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 60 | 14/08/2009 | 16:47:52 | 11.9 | °C | 7.7 | °C | 77.6 | °C | 73.6 | °C | 25.5 | °C | 30.6 | °C | 32.1 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 61 | 14/08/2009 | 16:52:52 | 12   | °C | 7.7 | °C | 81.3 | °C | 76.8 | °C | 29.3 | °C | 31.6 | °C | 32.1 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 62 | 14/08/2009 | 16:57:52 | 12.1 | °C | 7.6 | °C | 81.9 | °C | 75.8 | °C | 28.1 | °C | 29.6 | °C | 30.3 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 63 | 14/08/2009 | 17:02:52 | 12.2 | °C | 7.4 | °C | 78.7 | °C | 74.2 | °C | 27.6 | °C | 29.1 | °C | 30.3 | °C | 41.6 | lm | 39.2 | lm |
| 64 | 14/08/2009 | 17:07:52 | 12.2 | °C | 7.8 | °C | 84.4 | °C | 78.7 | °C | 25.2 | °C | 31.6 | °C | 31.9 | °C | 41.6 | lm | 39.7 | lm |
| 65 | 14/08/2009 | 17:12:52 | 12.4 | °C | 8.2 | °C | 78   | °C | 73.3 | °C | 26.4 | °C | 30.8 | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 66 | 14/08/2009 | 17:17:52 | 12.6 | °C | 8   | °C | 81.1 | °C | 76.5 | °C | 29.1 | °C | 31.2 | °C | 31.9 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 67 | 14/08/2009 | 17:22:52 | 12.6 | °C | 8.1 | °C | 82.3 | °C | 76   | °C | 27.7 | °C | 29.8 | °C | 30.4 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |

|    |            |          |      |    |     |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|-----|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 68 | 14/08/2009 | 17:27:52 | 12.7 | °C | 8   | °C | 78.3 | °C | 73.8 | °C | 25.9 | °C | 29.6 | °C | 31.2 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 69 | 14/08/2009 | 17:32:52 | 12.9 | °C | 8.4 | °C | 83.5 | °C | 78.3 | °C | 25.6 | °C | 32.3 | °C | 32.7 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 70 | 14/08/2009 | 17:37:52 | 13   | °C | 8.7 | °C | 79.9 | °C | 74.3 | °C | 27   | °C | 31.2 | °C | 32.8 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 71 | 14/08/2009 | 17:42:52 | 13.1 | °C | 8.8 | °C | 79.5 | °C | 75.1 | °C | 28   | °C | 31.7 | °C | 32.7 | °C | 41.5 | lm | 39.3 | lm |
| 72 | 14/08/2009 | 17:47:52 | 13.1 | °C | 8.6 | °C | 84.2 | °C | 77.6 | °C | 28.8 | °C | 31   | °C | 31.2 | °C | 41.5 | lm | 39.2 | lm |
| 73 | 14/08/2009 | 17:52:52 | 13.3 | °C | 8.6 | °C | 77.7 | °C | 73.1 | °C | 28   | °C | 29.2 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 74 | 14/08/2009 | 17:57:52 | 13.4 | °C | 8.4 | °C | 81.1 | °C | 76.1 | °C | 26.5 | °C | 30.5 | °C | 31.2 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 75 | 14/08/2009 | 18:02:52 | 13.6 | °C | 9.1 | °C | 82.1 | °C | 76.2 | °C | 25.1 | °C | 31.5 | °C | 32.5 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 76 | 14/08/2009 | 18:07:52 | 13.6 | °C | 8.9 | °C | 78.1 | °C | 73.9 | °C | 25.8 | °C | 31.2 | °C | 32.9 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |

Anexa 5. Date achizitionate in 15.08.2009.

|    | Date       | Time     | 0.0  |    | 0.1  |    | 0.2  |    | 0.3  |    | 0.4  |    | 0.5  |    | 0.6  |    | 0.7  |    | 0.8  |    |
|----|------------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 1  | 15/08/2009 | 11:53:52 | 14.4 | °C | 14.9 | °C | 77   | °C | 76.3 | °C | 14.6 | °C | 14   | °C | 14.5 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 2  | 15/08/2009 | 11:58:52 | 14.8 | °C | 15.1 | °C | 79.1 | °C | 78.3 | °C | 14.7 | °C | 13.9 | °C | 14.6 | °C | 41.3 | lm | 39.7 | lm |
| 3  | 15/08/2009 | 12:03:52 | 15   | °C | 15.3 | °C | 77.8 | °C | 77.2 | °C | 14.9 | °C | 14   | °C | 14.8 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 4  | 15/08/2009 | 12:08:52 | 15.1 | °C | 15.5 | °C | 77.6 | °C | 77   | °C | 15   | °C | 14.1 | °C | 14.9 | °C | 41.2 | lm | 39.6 | lm |
| 5  | 15/08/2009 | 12:13:52 | 15.3 | °C | 15.7 | °C | 78.8 | °C | 78.1 | °C | 15.2 | °C | 14.3 | °C | 15   | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 6  | 15/08/2009 | 12:18:52 | 15.5 | °C | 15.8 | °C | 81.8 | °C | 76.3 | °C | 16.7 | °C | 20.6 | °C | 15.8 | °C | 41.1 | lm | 39.2 | lm |
| 7  | 15/08/2009 | 12:23:52 | 15.3 | °C | 11.4 | °C | 82.9 | °C | 78.8 | °C | 27   | °C | 29.1 | °C | 29.2 | °C | 41.4 | lm | 39.9 | lm |
| 8  | 15/08/2009 | 12:28:52 | 15   | °C | 11.3 | °C | 83.7 | °C | 79.6 | °C | 28.8 | °C | 30.7 | °C | 31.1 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 9  | 15/08/2009 | 12:33:52 | 14.8 | °C | 10.5 | °C | 84.6 | °C | 80.6 | °C | 26   | °C | 30   | °C | 30.1 | °C | 41.1 | lm | 39.3 | lm |
| 10 | 15/08/2009 | 12:38:52 | 14.6 | °C | 10.7 | °C | 85.4 | °C | 81.3 | °C | 26.6 | °C | 31.5 | °C | 32.3 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 11 | 15/08/2009 | 12:43:52 | 14.4 | °C | 10.3 | °C | 83.5 | °C | 79.3 | °C | 28.5 | °C | 30   | °C | 31   | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 12 | 15/08/2009 | 12:48:52 | 14.3 | °C | 10.1 | °C | 76.6 | °C | 73.4 | °C | 25.5 | °C | 28.5 | °C | 30.2 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 13 | 15/08/2009 | 12:53:52 | 14.1 | °C | 10.6 | °C | 82.5 | °C | 78.3 | °C | 27.9 | °C | 29.2 | °C | 29.6 | °C | 41.2 | lm | 39.7 | lm |
| 14 | 15/08/2009 | 12:58:52 | 14   | °C | 10.9 | °C | 79.3 | °C | 75.5 | °C | 28.7 | °C | 29.9 | °C | 31.2 | °C | 41.2 | lm | 39.6 | lm |
| 15 | 15/08/2009 | 13:03:52 | 13.8 | °C | 9.8  | °C | 85.1 | °C | 81.4 | °C | 25   | °C | 30.6 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 16 | 15/08/2009 | 13:08:52 | 13.6 | °C | 9.9  | °C | 84.4 | °C | 80.3 | °C | 28.5 | °C | 30.9 | °C | 31.7 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 17 | 15/08/2009 | 13:13:52 | 13.5 | °C | 9.2  | °C | 84.9 | °C | 80.8 | °C | 27.8 | °C | 29.3 | °C | 29.8 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 18 | 15/08/2009 | 13:18:52 | 13.4 | °C | 9.3  | °C | 85.4 | °C | 81.5 | °C | 25.1 | °C | 30.5 | °C | 31.1 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 19 | 15/08/2009 | 13:23:52 | 13.2 | °C | 9.4  | °C | 85.9 | °C | 81.8 | °C | 28.4 | °C | 31.1 | °C | 32   | °C | 41.3 | lm | 39.6 | lm |
| 20 | 15/08/2009 | 13:28:52 | 13   | °C | 8.7  | °C | 83.6 | °C | 80.1 | °C | 27.3 | °C | 29.2 | °C | 29.7 | °C | 41.3 | lm | 39.3 | lm |
| 21 | 15/08/2009 | 13:33:52 | 12.9 | °C | 9.6  | °C | 82.5 | °C | 78.7 | °C | 27.2 | °C | 30.5 | °C | 31.8 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 22 | 15/08/2009 | 13:38:52 | 12.8 | °C | 8.7  | °C | 79.6 | °C | 76.3 | °C | 27.2 | °C | 28.6 | °C | 29.5 | °C | 41.4 | lm | 39.9 | lm |
| 23 | 15/08/2009 | 13:43:52 | 12.7 | °C | 9.3  | °C | 85.1 | °C | 81.1 | °C | 28.5 | °C | 30.8 | °C | 31.5 | °C | 41.2 | lm | 39.4 | lm |
| 24 | 15/08/2009 | 13:48:52 | 12.6 | °C | 8.6  | °C | 80.1 | °C | 76.5 | °C | 26   | °C | 28.3 | °C | 29.5 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 25 | 15/08/2009 | 13:53:52 | 12.5 | °C | 8.9  | °C | 81.5 | °C | 78   | °C | 28.9 | °C | 30.6 | °C | 31.4 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 26 | 15/08/2009 | 13:58:52 | 12.3 | °C | 8.6  | °C | 84.1 | °C | 80.1 | °C | 24.9 | °C | 29.8 | °C | 30.4 | °C | 41.4 | lm | 40   | lm |
| 27 | 15/08/2009 | 14:03:52 | 12.3 | °C | 8.8  | °C | 79.1 | °C | 75.7 | °C | 28.7 | °C | 29.9 | °C | 31.3 | °C | 41.2 | lm | 39.3 | lm |
| 28 | 15/08/2009 | 14:08:52 | 12.1 | °C | 8.6  | °C | 84.2 | °C | 80.6 | °C | 25.5 | °C | 31.1 | °C | 31.5 | °C | 41.4 | lm | 39.2 | lm |
| 29 | 15/08/2009 | 14:13:52 | 12   | °C | 8.4  | °C | 82.4 | °C | 78.4 | °C | 28.1 | °C | 29   | °C | 30.1 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 30 | 15/08/2009 | 14:18:52 | 12   | °C | 8.7  | °C | 80.4 | °C | 77.1 | °C | 26.8 | °C | 30.7 | °C | 31.9 | °C | 41.3 | lm | 39.4 | lm |
| 31 | 15/08/2009 | 14:23:52 | 11.9 | °C | 8.1  | °C | 85.2 | °C | 81.1 | °C | 25.7 | °C | 29.2 | °C | 29.7 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 32 | 15/08/2009 | 14:28:52 | 11.8 | °C | 8.3  | °C | 79.6 | °C | 76.1 | °C | 28.3 | °C | 29.3 | °C | 30.9 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |

|    |            |          |      |    |     |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|-----|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 33 | 15/08/2009 | 14:33:52 | 11.7 | °C | 8.4 | °C | 82.6 | °C | 79.3 | °C | 27.2 | °C | 31.1 | °C | 31.9 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 34 | 15/08/2009 | 14:38:52 | 11.6 | °C | 7.8 | °C | 84.2 | °C | 80   | °C | 26.2 | °C | 28.9 | °C | 29.4 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 35 | 15/08/2009 | 14:43:52 | 11.5 | °C | 8.1 | °C | 79.6 | °C | 76.4 | °C | 28.3 | °C | 29.9 | °C | 30.9 | °C | 41.2 | lm | 39.4 | lm |
| 36 | 15/08/2009 | 14:48:52 | 11.3 | °C | 8.2 | °C | 84.7 | °C | 80.9 | °C | 28.1 | °C | 31.3 | °C | 31.6 | °C | 41.2 | lm | 39.5 | lm |
| 37 | 15/08/2009 | 14:53:52 | 11.2 | °C | 7.6 | °C | 81.6 | °C | 77.8 | °C | 25.4 | °C | 28.9 | °C | 29.9 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 38 | 15/08/2009 | 14:58:52 | 11.2 | °C | 7.7 | °C | 81.4 | °C | 78   | °C | 28.3 | °C | 29.7 | °C | 30.6 | °C | 41.1 | lm | 39.6 | lm |
| 39 | 15/08/2009 | 15:03:52 | 11   | °C | 7.6 | °C | 85.7 | °C | 78.5 | °C | 26.1 | °C | 33.4 | °C | 32   | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 40 | 15/08/2009 | 15:08:52 | 11   | °C | 7.3 | °C | 79.9 | °C | 75.2 | °C | 27.8 | °C | 31.6 | °C | 32.2 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 41 | 15/08/2009 | 15:13:52 | 10.9 | °C | 6.7 | °C | 83.6 | °C | 78.6 | °C | 29.1 | °C | 31.5 | °C | 31.2 | °C | 41.3 | lm | 39.1 | lm |
| 42 | 15/08/2009 | 15:18:52 | 10.6 | °C | 6.5 | °C | 78.6 | °C | 73.9 | °C | 27.1 | °C | 28.8 | °C | 29.8 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 43 | 15/08/2009 | 15:23:52 | 10.4 | °C | 6.3 | °C | 81.8 | °C | 77   | °C | 25   | °C | 31   | °C | 31.5 | °C | 41.3 | lm | 39.5 | lm |
| 44 | 15/08/2009 | 15:28:52 | 10.3 | °C | 8.2 | °C | 75.6 | °C | 72.1 | °C | 28.4 | °C | 26.7 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 45 | 15/08/2009 | 15:33:52 | 10.4 | °C | 7.8 | °C | 78.8 | °C | 73.7 | °C | 25.3 | °C | 31.6 | °C | 30.6 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 46 | 15/08/2009 | 15:38:52 | 10.4 | °C | 7.1 | °C | 84   | °C | 77.6 | °C | 29   | °C | 30.2 | °C | 30.7 | °C | 41.4 | lm | 39.9 | lm |
| 47 | 15/08/2009 | 15:43:52 | 10.4 | °C | 9.3 | °C | 77.5 | °C | 73   | °C | 25.7 | °C | 26.8 | °C | 29.4 | °C | 0    | lm | 0    | lm |
| 48 | 15/08/2009 | 15:48:52 | 10.5 | °C | 7.1 | °C | 79   | °C | 73.9 | °C | 28.6 | °C | 30.7 | °C | 30.3 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 49 | 15/08/2009 | 15:53:52 | 11.2 | °C | 6.5 | °C | 82.8 | °C | 77.5 | °C | 26.9 | °C | 31   | °C | 30.2 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 50 | 15/08/2009 | 15:58:52 | 11.1 | °C | 6.9 | °C | 78.9 | °C | 73.9 | °C | 25.3 | °C | 30.6 | °C | 31.7 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 51 | 15/08/2009 | 16:03:52 | 11.2 | °C | 7.1 | °C | 80.5 | °C | 76.1 | °C | 26.8 | °C | 31.9 | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 52 | 15/08/2009 | 16:08:52 | 11.3 | °C | 7.3 | °C | 83.1 | °C | 77   | °C | 29   | °C | 31.5 | °C | 31.7 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 53 | 15/08/2009 | 16:13:52 | 11.4 | °C | 6.8 | °C | 78.5 | °C | 74.1 | °C | 28   | °C | 29.2 | °C | 30.2 | °C | 41.4 | lm | 39.7 | lm |
| 54 | 15/08/2009 | 16:18:52 | 11.5 | °C | 7   | °C | 83.9 | °C | 78.6 | °C | 25.6 | °C | 31.3 | °C | 31.2 | °C | 41.5 | lm | 39.5 | lm |
| 55 | 15/08/2009 | 16:23:52 | 11.5 | °C | 7.6 | °C | 79.2 | °C | 74.1 | °C | 26.7 | °C | 30.9 | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39   | lm |
| 56 | 15/08/2009 | 16:28:52 | 11.6 | °C | 7.3 | °C | 80.3 | °C | 75.8 | °C | 29.1 | °C | 30.8 | °C | 31.7 | °C | 41.4 | lm | 39.9 | lm |
| 57 | 15/08/2009 | 16:33:52 | 11.7 | °C | 7.1 | °C | 83.3 | °C | 76.7 | °C | 26   | °C | 30.1 | °C | 30.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 58 | 15/08/2009 | 16:38:52 | 11.8 | °C | 7.5 | °C | 78.4 | °C | 73.7 | °C | 25.2 | °C | 31   | °C | 32.2 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 59 | 15/08/2009 | 16:43:52 | 11.8 | °C | 7.8 | °C | 83   | °C | 78.2 | °C | 28.1 | °C | 32.6 | °C | 32.4 | °C | 41.6 | lm | 39.5 | lm |
| 60 | 15/08/2009 | 16:48:52 | 11.9 | °C | 7.5 | °C | 80   | °C | 74.3 | °C | 28.2 | °C | 29.4 | °C | 30.5 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 61 | 15/08/2009 | 16:53:52 | 12   | °C | 7.4 | °C | 79.6 | °C | 75.1 | °C | 26.6 | °C | 29.9 | °C | 30.8 | °C | 41.6 | lm | 39.5 | lm |
| 62 | 15/08/2009 | 16:58:52 | 12.1 | °C | 7.7 | °C | 83.9 | °C | 77.7 | °C | 25.3 | °C | 31.7 | °C | 32   | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 63 | 15/08/2009 | 17:03:52 | 12.2 | °C | 7.9 | °C | 77.9 | °C | 73.9 | °C | 26.1 | °C | 30.9 | °C | 32.8 | °C | 41.5 | lm | 39.4 | lm |
| 64 | 15/08/2009 | 17:08:52 | 12.3 | °C | 7.9 | °C | 82   | °C | 77.5 | °C | 29.2 | °C | 31.7 | °C | 32.4 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 65 | 15/08/2009 | 17:13:52 | 12.4 | °C | 7.8 | °C | 80.6 | °C | 74.8 | °C | 28   | °C | 29.3 | °C | 30.4 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 66 | 15/08/2009 | 17:18:52 | 12.6 | °C | 7.9 | °C | 79.4 | °C | 74.8 | °C | 25.8 | °C | 29.9 | °C | 31.1 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |
| 67 | 15/08/2009 | 17:23:52 | 12.7 | °C | 8.4 | °C | 84   | °C | 78   | °C | 26.2 | °C | 32.3 | °C | 32.8 | °C | 41.4 | lm | 39.4 | lm |

|    |            |          |      |    |     |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----|------------|----------|------|----|-----|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 68 | 15/08/2009 | 17:28:52 | 12.8 | °C | 8.4 | °C | 77.6 | °C | 73.5 | °C | 28   | °C | 30.8 | °C | 32.7 | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 69 | 15/08/2009 | 17:33:52 | 12.9 | °C | 8.3 | °C | 81.1 | °C | 76.4 | °C | 29   | °C | 31.2 | °C | 32   | °C | 41.4 | lm | 39.5 | lm |
| 70 | 15/08/2009 | 17:38:52 | 12.9 | °C | 8.4 | °C | 82.4 | °C | 75.6 | °C | 28.1 | °C | 30.3 | °C | 30.4 | °C | 41.5 | lm | 39.6 | lm |
| 71 | 15/08/2009 | 17:43:52 | 13.1 | °C | 8.3 | °C | 78.3 | °C | 73.6 | °C | 27.4 | °C | 29.3 | °C | 30.3 | °C | 41.4 | lm | 39.3 | lm |
| 72 | 15/08/2009 | 17:48:52 | 13.1 | °C | 8.5 | °C | 84.3 | °C | 78.6 | °C | 25.1 | °C | 32   | °C | 32.2 | °C | 41.4 | lm | 39.6 | lm |
| 73 | 15/08/2009 | 17:53:52 | 13.3 | °C | 8.9 | °C | 79.8 | °C | 74.4 | °C | 25.6 | °C | 31.1 | °C | 32.8 | °C | 41.7 | lm | 39.5 | lm |
| 74 | 15/08/2009 | 17:58:52 | 13.4 | °C | 9   | °C | 79.3 | °C | 75   | °C | 27   | °C | 31.7 | °C | 33.1 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |
| 75 | 15/08/2009 | 18:03:52 | 13.5 | °C | 8.9 | °C | 83.9 | °C | 77.7 | °C | 29   | °C | 31.4 | °C | 31.8 | °C | 41.5 | lm | 39.7 | lm |

Anexa 6. Date achizitionate in 07.06.2011.

| Date     | Time     | 0.0  | 0.1 | 0.2  | 0.3 | 0.4  | 0.5 | 0.6  | 0.7 | 0.8  |   |
|----------|----------|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|---|
| 6/7/2011 | 10:00:00 | 82.6 | ℃   | 77.2 | ℃   | 21.2 | ℃   | 16.8 | ℃   | 28.3 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:05:00 | 82.6 | ℃   | 77.5 | ℃   | 21.6 | ℃   | 16.9 | ℃   | 28.3 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:10:00 | 82.7 | ℃   | 77.1 | ℃   | 21.8 | ℃   | 16.4 | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:15:00 | 82.5 | ℃   | 76.6 | ℃   | 20.2 | ℃   | 16.1 | ℃   | 29.5 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:20:00 | 81.9 | ℃   | 74.6 | ℃   | 19.2 | ℃   | 15.5 | ℃   | 29.5 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:25:00 | 81.8 | ℃   | 77.1 | ℃   | 19.6 | ℃   | 15.3 | ℃   | 28.6 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:30:00 | 81.4 | ℃   | 76.6 | ℃   | 17.7 | ℃   | 14.9 | ℃   | 28.5 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:34:43 | 80.6 | ℃   | 76.3 | ℃   | 17.4 | ℃   | 14.4 | ℃   | 28.4 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:39:43 | 81.2 | ℃   | 76.7 | ℃   | 17.5 | ℃   | 14.2 | ℃   | 28.4 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:44:43 | 81.7 | ℃   | 76.6 | ℃   | 16.6 | ℃   | 13.6 | ℃   | 28.5 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:49:43 | 81.4 | ℃   | 76.6 | ℃   | 16.3 | ℃   | 13.5 | ℃   | 28.2 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:54:43 | 81.5 | ℃   | 76.7 | ℃   | 16   | ℃   | 13   | ℃   | 28.2 | ℃ |
| 6/7/2011 | 10:59:43 | 81.5 | ℃   | 76.5 | ℃   | 16.2 | ℃   | 12.7 | ℃   | 28.3 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:00:00 | 84.7 | ℃   | 79.2 | ℃   | 11.8 | ℃   | 9.8  | ℃   | 28.8 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:05:00 | 85.3 | ℃   | 79.6 | ℃   | 12   | ℃   | 9.9  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:10:00 | 85.1 | ℃   | 76.4 | ℃   | 11.9 | ℃   | 9.6  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:15:16 | 84.9 | ℃   | 79.3 | ℃   | 11.7 | ℃   | 9.4  | ℃   | 28.8 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:20:16 | 85.2 | ℃   | 80   | ℃   | 11.9 | ℃   | 9.7  | ℃   | 28.8 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:30:16 | 85.2 | ℃   | 79.6 | ℃   | 11.2 | ℃   | 8.9  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:40:16 | 85.5 | ℃   | 79.8 | ℃   | 11   | ℃   | 8.9  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:50:16 | 85.4 | ℃   | 79.6 | ℃   | 10.6 | ℃   | 8.7  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 13:55:16 | 85.5 | ℃   | 80.1 | ℃   | 10.9 | ℃   | 9.1  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:00:16 | 85.4 | ℃   | 79.9 | ℃   | 10.4 | ℃   | 9    | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:05:16 | 85.4 | ℃   | 79.8 | ℃   | 10.7 | ℃   | 8.8  | ℃   | 29   | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:10:16 | 85.2 | ℃   | 80   | ℃   | 10.7 | ℃   | 8.7  | ℃   | 28.8 | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:15:16 | 85.2 | ℃   | 80   | ℃   | 10.6 | ℃   | 9    | ℃   | 29   | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:20:16 | 85   | ℃   | 79.6 | ℃   | 10.6 | ℃   | 8.5  | ℃   | 29   | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:30:16 | 85.1 | ℃   | 79.8 | ℃   | 10.5 | ℃   | 8.7  | ℃   | 29   | ℃ |
| 6/7/2011 | 14:35:16 | 84.7 | ℃   | 79.1 | ℃   | 10   | ℃   | 8.1  | ℃   | 29   | ℃ |
| 6/7/2011 | 15:00:16 | 68.2 | ℃   | 74.6 | ℃   | 9.8  | ℃   | 9.7  | ℃   | 28.4 | ℃ |
| 6/7/2011 | 15:05:16 | 79.7 | ℃   | 62.2 | ℃   | 9.8  | ℃   | 9.7  | ℃   | 28.9 | ℃ |
| 6/7/2011 | 15:10:16 | 79.3 | ℃   | 57.9 | ℃   | 10.1 | ℃   | 10   | ℃   | 29.4 | ℃ |
| 6/7/2011 | 15:15:16 | 77.4 | ℃   | 58.5 | ℃   | 11.4 | ℃   | 11.5 | ℃   | 29.8 | ℃ |

|          |          |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 6/7/2011 | 15:20:16 | 77.4 | °C | 65.2 | °C | 12.5 | °C | 13.4 | °C | 30   | °C | 30.6 | °C | 26.5 | °C | 0    | lm | 0    | lm |
| 6/7/2011 | 15:25:16 | 85.5 | °C | 79.2 | °C | 10   | °C | 8.9  | °C | 29.1 | °C | 34.8 | °C | 26.9 | °C | 28.8 | lm | 29.4 | lm |
| 6/7/2011 | 15:30:16 | 85.5 | °C | 79.1 | °C | 10   | °C | 8.7  | °C | 29.1 | °C | 34.1 | °C | 26.7 | °C | 28.7 | lm | 29.3 | lm |
| 6/7/2011 | 15:35:16 | 85.5 | °C | 80.2 | °C | 10   | °C | 8.7  | °C | 29.1 | °C | 34.7 | °C | 26.6 | °C | 28.6 | lm | 29.4 | lm |
| 6/7/2011 | 15:40:16 | 85.5 | °C | 80.1 | °C | 9.9  | °C | 8.5  | °C | 29.2 | °C | 34   | °C | 26.6 | °C | 28.8 | lm | 29.4 | lm |

Anexa 7. Date achizitionate in 08.06.2011

| Date     | Time     | 0.0     | 0.1     | 0.2     | 0.3     | 0.4     | 0.5     | 0.6     | 0.7     | 0.8 |         |
|----------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|-----|---------|
| 6/8/2011 | 7:10:16  | 76.8 °C | 66.4 °C | 14.1 °C | 13.9 °C | 27.3 °C | 23.5 °C | 25.4 °C | 28.5 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 7:15:16  | 78.6 °C | 73.6 °C | 14.6 °C | 12.1 °C | 26.9 °C | 33.2 °C | 25.2 °C | 28.8 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 7:25:16  | 78.1 °C | 73.9 °C | 16.7 °C | 13.9 °C | 28.6 °C | 31.3 °C | 25.4 °C | 28.5 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 7:30:16  | 77.4 °C | 73.3 °C | 16.5 °C | 13.6 °C | 28.8 °C | 31.3 °C | 25.5 °C | 28.3 °C | lm  | 29.6 lm |
| 6/8/2011 | 7:35:16  | 76.9 °C | 73.2 °C | 16.2 °C | 13.6 °C | 28.8 °C | 32.3 °C | 25.5 °C | 28.5 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 7:40:16  | 71.8 °C | 69.3 °C | 15.5 °C | 13.1 °C | 28.8 °C | 30.6 °C | 25.4 °C | 28.4 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 7:50:16  | 68.7 °C | 66.3 °C | 15.4 °C | 13.1 °C | 28.6 °C | 29.6 °C | 25.6 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 7:55:16  | 68.5 °C | 66.2 °C | 15 °C   | 13.1 °C | 28.5 °C | 30.1 °C | 25.6 °C | 28.4 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 8:00:16  | 68.7 °C | 66 °C   | 15.4 °C | 13.1 °C | 28.6 °C | 28.7 °C | 25.6 °C | 28.5 °C | lm  | 29.3 lm |
| 6/8/2011 | 8:05:16  | 68.5 °C | 66 °C   | 14.9 °C | 13.1 °C | 28.4 °C | 30.2 °C | 25.7 °C | 28.3 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 8:10:16  | 68 °C   | 65.7 °C | 14.2 °C | 12.4 °C | 28.4 °C | 29.6 °C | 25.6 °C | 28.3 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 8:15:16  | 67.7 °C | 65 °C   | 13.6 °C | 11.6 °C | 28.4 °C | 28.8 °C | 25.8 °C | 28.5 °C | lm  | 29.6 lm |
| 6/8/2011 | 8:20:16  | 67.3 °C | 65.3 °C | 13.7 °C | 12 °C   | 28.4 °C | 30.1 °C | 25.7 °C | 28.7 °C | lm  | 29.7 lm |
| 6/8/2011 | 8:25:16  | 67 °C   | 64.6 °C | 12.9 °C | 11.1 °C | 28.4 °C | 28.9 °C | 25.7 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 8:30:16  | 67 °C   | 64.6 °C | 13.3 °C | 11.6 °C | 28.4 °C | 29.3 °C | 25.8 °C | 28.6 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 8:35:16  | 66.6 °C | 64.2 °C | 12.7 °C | 11 °C   | 28.3 °C | 29 °C   | 25.7 °C | 28.3 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 8:45:16  | 66 °C   | 63.6 °C | 12.1 °C | 10.4 °C | 28.3 °C | 28.6 °C | 25.8 °C | 28.1 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 8:50:16  | 65.8 °C | 63.7 °C | 12.1 °C | 10.6 °C | 28.4 °C | 29.6 °C | 26 °C   | 28.5 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 8:55:16  | 65.8 °C | 63.4 °C | 12.2 °C | 10.5 °C | 28.4 °C | 28.2 °C | 25.9 °C | 28.4 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:00:16  | 65.5 °C | 63.4 °C | 11.9 °C | 10.5 °C | 28.2 °C | 29.5 °C | 25.8 °C | 28.4 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:05:16  | 65.4 °C | 63 °C   | 12.2 °C | 10.5 °C | 28.3 °C | 28.2 °C | 25.9 °C | 28.5 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:10:16  | 68.6 °C | 65.5 °C | 11.8 °C | 10.2 °C | 28.2 °C | 29.8 °C | 25.9 °C | 28.3 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 9:15:16  | 66 °C   | 63.9 °C | 11.6 °C | 10 °C   | 28.3 °C | 28.9 °C | 26 °C   | 28.3 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:20:16  | 67.9 °C | 65.3 °C | 11.7 °C | 10.2 °C | 28.3 °C | 29.5 °C | 25.9 °C | 28.3 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:25:16  | 67.8 °C | 65.3 °C | 11.5 °C | 9.9 °C  | 28.4 °C | 29.4 °C | 25.9 °C | 28.4 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:30:16  | 68.1 °C | 65.4 °C | 11.4 °C | 9.9 °C  | 28.3 °C | 29.2 °C | 25.9 °C | 28.2 °C | lm  | 29.3 lm |
| 6/8/2011 | 9:40:16  | 68 °C   | 65.5 °C | 11.3 °C | 9.6 °C  | 28.4 °C | 28.8 °C | 25.9 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:45:16  | 68.3 °C | 65.8 °C | 11.2 °C | 9.9 °C  | 28.2 °C | 30 °C   | 25.9 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 9:50:16  | 68.3 °C | 65.5 °C | 11 °C   | 9.3 °C  | 28.3 °C | 28.6 °C | 25.8 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 10:00:16 | 68.5 °C | 65.7 °C | 10.9 °C | 9.3 °C  | 28.4 °C | 28.5 °C | 26 °C   | 28.3 °C | lm  | 29.5 lm |
| 6/8/2011 | 10:05:16 | 68.6 °C | 66.2 °C | 10.7 °C | 9.5 °C  | 28.4 °C | 30.1 °C | 26.1 °C | 28.2 °C | lm  | 29.4 lm |
| 6/8/2011 | 10:30:16 | 69.9 °C | 67 °C   | 10.4 °C | 8.9 °C  | 28.7 °C | 29.2 °C | 26.7 °C | 28.3 °C | lm  | 29.3 lm |
| 6/8/2011 | 10:40:16 | 70.6 °C | 67.7 °C | 10.3 °C | 8.7 °C  | 28.7 °C | 29.4 °C | 26.5 °C | 28.2 °C | lm  | 29.1 lm |

|          |          |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |      |    |
|----------|----------|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|------|----|
| 6/8/2011 | 10:45:16 | 70.8 | °C | 67.9 | °C | 10.2 | °C | 8.9  | °C | 28.6 | °C | 30.2 | °C | 26.5 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 10:50:16 | 70.8 | °C | 67.8 | °C | 10   | °C | 8.5  | °C | 28.7 | °C | 29.3 | °C | 26.5 | °C | 28.4 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 14:16:17 | 79.6 | °C | 75.1 | °C | 12.3 | °C | 9.7  | °C | 28.9 | °C | 32   | °C | 25.8 | °C | 28.4 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 14:21:17 | 79.7 | °C | 75.2 | °C | 12.3 | °C | 9.7  | °C | 29   | °C | 32   | °C | 26   | °C | 28.5 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 14:26:17 | 79.6 | °C | 75.4 | °C | 12.4 | °C | 10.1 | °C | 28.9 | °C | 32.2 | °C | 25.8 | °C | 28.4 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 14:31:17 | 79.5 | °C | 75.4 | °C | 12.3 | °C | 9.8  | °C | 29   | °C | 32.4 | °C | 26   | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 14:36:17 | 79.7 | °C | 75.4 | °C | 12.3 | °C | 9.8  | °C | 29   | °C | 32.6 | °C | 26   | °C | 28.4 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 14:41:17 | 79.6 | °C | 75.1 | °C | 12.2 | °C | 9.6  | °C | 28.9 | °C | 31.6 | °C | 25.7 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 14:46:17 | 79.6 | °C | 75.1 | °C | 12.2 | °C | 9.5  | °C | 29.1 | °C | 32   | °C | 25.9 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 14:51:17 | 79.5 | °C | 75.4 | °C | 12.2 | °C | 10   | °C | 29   | °C | 32.7 | °C | 25.9 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 15:01:17 | 79.7 | °C | 75.3 | °C | 12.3 | °C | 9.7  | °C | 29.2 | °C | 31.7 | °C | 26   | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 15:11:17 | 79.3 | °C | 74.8 | °C | 12.3 | °C | 9.7  | °C | 29   | °C | 31.8 | °C | 25.8 | °C | 28.5 | lm | 29.5 | lm |
| 6/8/2011 | 15:16:17 | 79.3 | °C | 74.8 | °C | 12.3 | °C | 9.8  | °C | 29.2 | °C | 32.1 | °C | 26.1 | °C | 28.3 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 15:26:17 | 78.5 | °C | 74.1 | °C | 12.3 | °C | 9.6  | °C | 29.1 | °C | 31.4 | °C | 26   | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 15:31:17 | 78.6 | °C | 74.6 | °C | 12.3 | °C | 10.1 | °C | 29.1 | °C | 31.9 | °C | 26.1 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 15:41:17 | 78.3 | °C | 73.9 | °C | 12.2 | °C | 9.6  | °C | 29   | °C | 31.3 | °C | 26   | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 15:51:17 | 77.9 | °C | 73.9 | °C | 12.3 | °C | 9.7  | °C | 29.2 | °C | 31.4 | °C | 26.2 | °C | 28.3 | lm | 29.5 | lm |
| 6/8/2011 | 16:01:17 | 77.9 | °C | 73.9 | °C | 12.4 | °C | 10   | °C | 29.1 | °C | 31.7 | °C | 26   | °C | 28.2 | lm | 29.2 | lm |
| 6/8/2011 | 16:06:17 | 77.9 | °C | 73.6 | °C | 12.4 | °C | 9.8  | °C | 29.1 | °C | 31.1 | °C | 26.1 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 16:11:17 | 77.3 | °C | 73   | °C | 12.4 | °C | 9.9  | °C | 29.2 | °C | 31.3 | °C | 26.3 | °C | 28.1 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 16:21:17 | 76.8 | °C | 73.1 | °C | 12.4 | °C | 10.2 | °C | 29.1 | °C | 32.2 | °C | 26.1 | °C | 28.3 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 16:26:17 | 76.6 | °C | 72.8 | °C | 12.4 | °C | 10.2 | °C | 29.2 | °C | 32.1 | °C | 26.2 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 16:36:17 | 75.1 | °C | 71.9 | °C | 12.3 | °C | 10.2 | °C | 29.2 | °C | 32   | °C | 26.3 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 16:41:17 | 75.8 | °C | 72.2 | °C | 12.2 | °C | 10.2 | °C | 29.2 | °C | 31.9 | °C | 26.4 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 16:51:17 | 74.6 | °C | 71.2 | °C | 12.3 | °C | 10.4 | °C | 29.2 | °C | 31.2 | °C | 26.4 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 16:56:17 | 74   | °C | 70.6 | °C | 12.3 | °C | 10.1 | °C | 29.3 | °C | 30.7 | °C | 26.4 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 17:06:17 | 73.4 | °C | 69.9 | °C | 12.4 | °C | 10.1 | °C | 29.4 | °C | 30   | °C | 26.4 | °C | 28.2 | lm | 29.2 | lm |
| 6/8/2011 | 17:11:17 | 73.3 | °C | 69.3 | °C | 12.3 | °C | 10   | °C | 29.4 | °C | 30.4 | °C | 26.4 | °C | 28.2 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 17:16:17 | 73.1 | °C | 69.3 | °C | 12.5 | °C | 10.3 | °C | 29.1 | °C | 30.4 | °C | 26.3 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 17:21:17 | 72.9 | °C | 69.3 | °C | 12.4 | °C | 10.1 | °C | 29.1 | °C | 30.1 | °C | 26.4 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 17:26:17 | 72.8 | °C | 69.5 | °C | 12.6 | °C | 10.4 | °C | 29.2 | °C | 30.6 | °C | 26.4 | °C | 28.2 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 17:31:17 | 72.7 | °C | 69.6 | °C | 12.6 | °C | 10.6 | °C | 29.2 | °C | 31.2 | °C | 26.4 | °C | 28.5 | lm | 29.3 | lm |
| 6/8/2011 | 17:41:17 | 72   | °C | 68.9 | °C | 12.6 | °C | 10.5 | °C | 29.4 | °C | 30.4 | °C | 26.7 | °C | 28.4 | lm | 29.4 | lm |
| 6/8/2011 | 17:51:17 | 71.2 | °C | 68   | °C | 12.5 | °C | 10.2 | °C | 29.3 | °C | 29.6 | °C | 26.4 | °C | 28.3 | lm | 29.4 | lm |

## BIBLIOGRAFIE

1. Atanasiu B, Bertoldi P, Electricity consumption and efficiency trend in Europa Union, status raport 2009.
2. Asdrubali F., S. Grignaffini1, - “Experimental evaluation of the performances of a H<sub>2</sub>O–LiBr absorption refrigerator under different service conditions”, International journal of energy research 2005, pg. 489-497.
3. Baltaretu Fl, Mihaila C., Chiriac Fl, “Termodinamica tehnica”, Ed. AGIR, 2006.
4. Bejan A, Tsatsaronis G , M oran M. - Thermal design and optimization, New York: Wiley Inc; 1996.
5. Boer Dieter, Marc Medrano, Miquel Nogués, - “Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters”, Int. J. of Thermodynamics ISSN 1301-9724, Vol. 8 (No. 4), pp. 191-198 , December 2005.
6. Brujan E. A. - Ventilația și Condiționarea Aerului. Editura Printech, Bucuresti, 2004.
7. Capital coolings mission: ”Successful combination of economic growth and environmental concern”, 2005.
8. CCO – Capital cooling, “Showcase of district cooling systems in europa, Amsterdam”, 2005.
9. Cornelissen, R.L. and Hirs, G.G., Exergetic Optimisation of a Heat Exchanger, Journal of energy conversion and management, Vol. 38, No 15-17, pp. 1567-1576, 1997.
- 10 .District heating and cooling thinking outside of the building, Eco Librium, iunie 2004.
11. Dobrovicescu Al. – Analiza exergetica si termoeconomica a sistemelor frigorifice si criogenice, Ed. AGIR, 2000.
12. Drughean L “Sisteme frigorifice nepoluante” vol II, Matrix Rom, 2005.
13. EECCAC, "Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioners", study for the D.G. Transportation-Energy (DGTRN) of the Commission of the E.U., Co-ordinator: J. ADNOT, septembre 2002.
14. Energy saving by CHCP plants in hotel sector, European Commission, save II programme, mai 2001
15. ENWAVE – annual report 2005.
16. Estiot E., S. Natzer, C. Schweigler – Heat exchanger development for compact water/libr absorption systems, International Congress of Refrigeration, 2007

beijing, CHINA.

17. Fehmi Adel - Market Research, Air-Conditioning Equipment, United Arab Emirates, 2005
18. Feuerecker G., J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank, Georg Alefeld – „Measurement of thermophysical properties of aqueous LiBr-solutions at high temperature and concentrations”, International absorbtion heat pump conference, ASME 1994, vol. 31.
19. Fl. Chiriac, V. Cartas “ Instalatii frigorifice- indrumator de proiectare, anexa agenti frigorifici si proprietati termodinamice si fizice.
20. Foged Magnus, Morten Skov, District cooling in Copenhagen, 1999.
21. Girip A, Procese si echipamente specifice instalatiilor frigorifice cu absorbtie, referat teza de doctorat, UTCB, 2002.
22. Girip A, Programe de calcul specifice instalatiilor frigorifice cu absorbtie, referat teza de doctorat, UTCB, 2002.
23. Girip A, Optimizarea instalatiilor frigorifice cu absorbtie, referat teza de doctorat, UTCB, 2002.
24. Girip, A., Hera Dr. – Experimental evaluation of the performance of the Absorption Chiller Using Low Temperature Heat under Different Service Conditions”, 23<sup>rd</sup> International Congress of the Refrigeration, Praga, 2011, 1.
25. Grossman G., A. Zaltash, P. W. Adcock, R.C. DeVault “Simulating a 4-effect Absorption chiller”, Ashrae journal 1995
26. Grossman G., M. Wilk, R.C. DeVault, “Simulation and performance of triple-effect absorption cycle” ASHRAE Transaction research, 1992.
27. Hera Dr., A. Girip, “ Analiza experimentalala a performantelor unor instalatii cu absorptie utilizand agent incalzitor cu temperatura scazuta in diferite conditii de lucru”, Conf. a XIV-a a Fac. de Instalatii cu participare internationala „ Eficienta, confort, conser-varea energiei si protectia mediului”, Buc. 18-19 mart. 2010), publ. CD. conf. 8p.
28. Hera Dr., A. Girip, “Analiza exergo-energetica a instalatiilor frigorifice in solutie BrLi-apa utilizate la producerea centralizata a apei reci”, BS UTCB 2010, in curs de publicare.
29. Hera Dr., A. Girip, “Experimental evaluation of the peformance of a absorption chiller using low temperature heat under different service conditions”, 10<sup>th</sup> REHVA World Congress “Clima 2010”, Antalya, 9-12 may 2010), poster.

30. Hera Dr., A. Girip, "Instalatii frigorifice, vol. II, Scheme si cicluri frigorifice", Matrix Rom, Bucuresti, 2007.
31. Hera Dr., A. Girip, "Instalatii frigorifice, vol. III, Echipamente frigorifice", Matrix Rom, Bucuresti, 2007.
32. Hera Dr., A. Girip, A. Ilie, F. Voicu, "Aspecte privind climatizarea cladirilor urbane", Conf. a XIV-a a Fac. de Instalatii cu participare internationala „Eficienta, confort, conser-varea energiei si protectia mediului”, Buc. 29-30 nov. 2007), publ. CD. conf. 8p.
33. Hera Dr., Girip A., Ilie A. – Le refroidissement centralisé des bâtiments urbains (IBPSA – Lyon, France 6-7. 11. 2008), poster.
34. Hera, Dr., A. Girip, A Ilie, A. – Racirea centralizata a locuintelor urbane, comunicare in plen (Simp. “Stiinta moderna si energia” ed. XXVII Cluj-Napoca, 13-14 mai 2008).
35. Hera, Dr., Girip, A., Ilie, A. – Centralized cold water production systems for comfort cooling, (11-th International Conference on Thermal Energy Storage “Effstock 2009”, Stockholm, Sweden, 14-17 June 2009), poster.
36. Herold K. E., R. Radermacher, S. A. Klein – „Absorption chiller and Heat pumps, 1996.
37. Herold K. E., R. Radermacher, S. A. Klein “Absorption Chillers and Heat Pumps”, 1996.
38. Hongquan Ma, Weiding Long “Energy performance of district cooling systems in shanghai” International Congress of Refrigeration, 2007 beijing, CHINA
39. Izquierdo M., M. Venegas, M de Vega, P. Rodriguez “Absorption cycles using low temperature heat for refrigeration and heat pumps”
40. Ishida, M. & Ji, J. “Graphical exergy study on single stage absorption heat transformer”, Applied Thermal Engineering, 19 (11), pp. 1191-1206, 1999.
41. Jemaa R. Ben, N. Ben Issa, S. Ben Issa, A. Bellagi “Exergy analysis of a diffusion absorption refrigeration system”, 2007.
42. Kaita Y. – “Thermodynamic proprieties of lithium-bromide-water solutions at high temperature”, international journal refrigeration nr. 24/2001, pg. 374-390.
43. Kang Seung-Jin – “The experience of Korea in district cooling and the impact on energy statistics”, IEA/OECD Energy Working Group Meeting, 16-17 November 2004
44. Kaynakli O. – “ Exergy analysis of absorber using water/lithium bromide solutin”, 2007, heat mass transfer journal 2008, pg. 1089-1097.

45. Kaynakli Omer and Recep Yamankaradeniz, - “Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation”, CURRENT SCIENCE, VOL. 92, NO. 4, 25 FEBRUARY 472 2007, pg. 472-479.
46. Kazuyuki Makita, Japan- Development and commercialisation of triple-effect absorption chiller-heaters, IEA Heat Pumps, newsletters, vol. 24, 2006.
47. Khalid A. Joudi, Ali H. Lafta – “ Simulation of a simple absorbtion refrigeration system”, Energy Conversion and Management number 41, 2001, pg. 1575- 1605.
48. Kilic Muhsin, Omer Kaynaflı “ Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system”, Int. Journal of Energy Research, vol 32 Energy, 2007, pg. 1505-1512.
49. Kitanovski A., “Efficiency of a district heating network serving hot water absorption chillers”, Proc Instn Mech Engrs, 215, 2001, 185-190.
50. Kotas T. J., 1995, The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Reprint Edition, Krieger, Malabar, FL.
51. Kaynakli O, Yamankaradeniz R, “Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation” CURRENT SCIENCE 92 (4): 472-479, 2007.
52. Lamp P.; Ziegler F. - European research on solar-assisted air conditioning, International Journal of Refrigeration, Volume 21, Number 2, 1998 , pp. 89-99.
53. Lee Shun-Fu, S. A. Sherif „Thermodynamic analysis of a LiBr system for cooling and heating applications” Int. Journal of Energy Research, vol 25 Energy, 2001, pg. 1019-1031.
54. Liao Xiaohong - The development of an air-cooled absorption chiller concept and its integration in chp systems, 2004.
55. McQuiston F. C. And Parker J. D. – Heating ventilating and air conditioning analysis and design, 2<sup>nd</sup> edition, 1982.
56. Mostofizadeh Ch., D. Bohne, Ch. Mergardt “Use district heating in summer for cold production with the aid of an absorbtion process”
57. Pär Dalin - Workshop District Cooling : Keys to Success, 2007
58. Parrot Kevin, “History of District Cooling”, newsletter of the Rocky Mountain Chapter American Society of Heating, refrigerating and air-conditioning engineers, vol 43, nr.6, feb 2002.
59. Paterson M. R., Perez-Blanco H. – “Numerical fits the proprieties of lithium

- bromide-water solutions, 2000, pg. 2059, 2077.
60. Rafferty D. Kevin - Absorption refrigeration- Geo-Heat Center, 2001.
  61. Riipinen Marko, HelenCooling “New product – New opportunities: District Cooling – Finland”, Euroheat & Power, 3rd Marketing Seminar In Partnership, 2006.
  62. Roberto B., “Recent developments in thermal driven cooling and refrigeration systems, 1<sup>st</sup> European Conference on Polygeneration, 2007.
  63. Szargut J., “Exergy and Ecology”, Proceedings of the Conference Second Law Analysis of Energy Systems; Century, Roma, pp. 11-19. 1995,
  64. Santamouris M., K. Niahoy - New strategies for cooling of buildings , 2005.
  65. Schurink H.B. and J.J. Hof “District heating and district cooling, combined heat and power and cooling in the netherlands, 17 December 2002
  66. Setterwall F., D. Glebov, B. Wikensten “Low temeperature driven absorption chiller”
  67. Shun-Fu Lee and S. A. Sherif – Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption system for cooling and heating applications, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH, 2001, pg. 1019-1031.
  68. Somers C. M. “Modelling absorption chiller in ASPEN”, thesis, 2009.
  69. Somers Christopher “Simulation of absorption cycles for integration into refining processes”, Master of Science, 2009.
  70. Sozen A. – Effect of heat exchengers on performance of absorption refrigerantion system, Energy Conversion and Management, 42, pg. 1699-1716, 2001.
  71. Thorsten Urbaneck, Ulrich Schirmer, Bernd Platzer - Optimal design of chiller units and cold water storages for district cooling systems, 2005.
  72. Tozera Robert,, Athar Syedb, Graeme MAidment – “Extended temperature–entropy (T–s) diagrams for aques lithium bromide absorption refrigeration cycles”, INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH 2005, pg. 689-697.
  73. Xiaolin W. and Hui T. Chua - Absorption Cooling: A Review of Lithium Bromide-Water Chiller Technologies, *Recent Patents on Mechanical Engineering* 2009.
  74. Westermark M. – “ Swedish plants with integration of absorbtion cooling and flue gas condensation”, 2006, ZAE symposion.
  75. Zogg Robert A., Michael Y. Feng, Detlef Westphalen, -Guide to Developing

Air- Cooled LiBr Absorption for Combined Heat and Power Applications, April 2005

76.\*\*\*"Absorption Chiller Applications and Efficiency", Gas Chill Kawasaki Thermal Eng. Co. Ltd.,2007

77.\*\*\*Annual report 2006-. GÖTAVERKEN MILJÖ.

78.\*\*\*CARRIER Catalog, Single effect low temperature hot water hermetic absorption liquid chiller

79.\*\*\*CARRIER Catalog, Single effect steam hermetic absorption liquid chiller

80.\*\*\*CBECS programme of the Energy Information Administration (DOE)

81.\*\*\*DHC- a vision towards 2020-2030-2050, Technology Platform Division, 2009

82.\*\*\*EBARA Catalog, Hot water absorption chiller-low temperature hot water applications, 2000.

83.\*\*\*ECOHEATCOLL, final rapport - Possibilities with more district cooling in Europa, 2006

84.\*\*\*ECOHEATCOOL – Work Package 3, Guidelines for assessing the efficiency of district heating and district cooling system.

85.\*\*\*ECOHEATCOOL – Work Package 5, Possibilities with more district cooling in Europe, 2005-2006.

86.\*\*\*ECOHEATCOOL – Work Package 6, Project recommendations.

87.\*\*\* EES - Engineering Equation Solver

88.\*\*\*FRIOTHERM "Invisible refrigeration plant is cooling the centre of Paris, 2005.

89.\*\*\*General economic situation and present situation of energy source in China "Development situation of energy sources and ice storage air conditioning system in China", Introduction of Beijing Zhongguancun Cooling Station Project of Beijing Imux District Cooling Technology Development Co., Ltd.

90.\*\*\*HITACHI Catalog, Vapour absorption machines.

91.\*\*\*HITACHI, Catalog, Two-stage steam absorption chiller.

92.\*\*\*Korea District Heating Corporation – Status and Prospects of CHP/DHP in Korea, 2007.

93.\*\*\*Modular simulation of absorption systems, user's guide and reference for ABSIM, 2000.

- 94.\*\*\*Politica energetică a României în perioada 2006-2009, Energie sigură, accesibilă și curată pentru România, raport 2010.
- 95.\*\*\*SHUANGLIANG Catalog, Hot water operated single effect lithium bromide unit, 2004.
- 96.\*\*\*Solar assisted cooling, key issues for Renewable heat in Europe, 2006.
- 97.\*\*\* SUMMERHEAT GUIDELINE, Intelligent Energy for Europe, 2008.
- 98.\*\*\*TRANE Catalog, Single stage hot water or steam fired absorption water chiller, 2004.
- 99.\*\*\*TRANE Catalog, Two stage hot water or steam fired absorption water chiller, 2004.
- 100.\*\*\*University of Wisconsin-Madison: TRNSYS 16: A TRAnsient SYstem Simulation program –Type 107: Single Effect Hot Water Fired Absorption Chiller; Page 155-158, 2004.
- 101.\*\*\*Valori europene pentru tinerii de langă frontiere, Tendințe privind politica europeană de mediu, raport 2005.
- 102.\*\*\*www.enel.ro – eticheta energie electrică
- 103.\*\*\*www.eu-summerheat.net - Meeting cooling demands in summer by applying HEAT from cogeneration”, Summerheat, published report, Intelligent Energy, 2009.
- 104.\*\*\*YAZAKI Catalog, WFC-SC5.1. version 1 Specifications.
- 105.\*\*\*YORK Catalog, Single stage steam or water absorption liquid chiller, 2002.
- 106.\*\*\*YORK, Catalog, Millenium, Two-Stage Absorption Chillers.