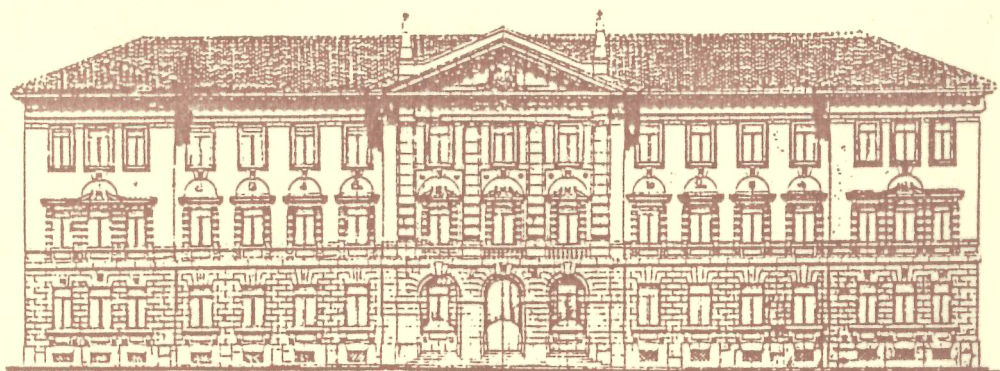


## SOLUZIONI DI INTEGRAZIONE IMPIANTISTICA NEL RECUPERO



*Sede della Facoltà di Medicina Veterinaria - Perugia*

### Gruppo di ricerca:

Proff. Mauro Felli

Angelo Gava

Geremia Giottoli

Ingg. Francesco Asdrubali

Cinzia Buratti

Franco Cotana

Federico Rossi

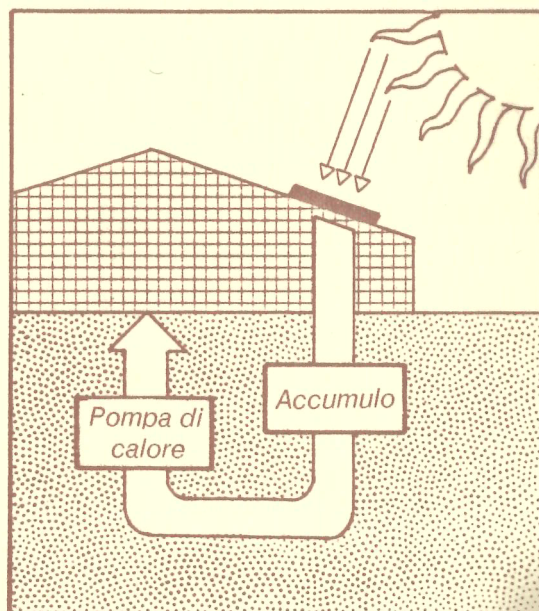
Luciano Santarpia

Marco Tricarico

Arch. M. Federica Sbardella

P.I. Leandro Lunghi

Geom. Fabio Meattelli



**Università degli Studi di Perugia - Istituto di Energetica**  
**Consiglio Nazionale delle Ricerche - Progetto Finalizzato Edilizia**

**TEMA DI RICERCA:**

*Soluzioni di Integrazione Impiantistica nel Recupero*

**RICERCA:**

*Applicazioni del Trasformatore di Calore al Riscaldamento Residenziale.*

**RELAZIONE FINALE**  
**DEL**  
**TRIENNIO DI ATTIVITA'**

**Contratto n. 90016872F64**

**Responsabile Scientifico: Prof. Ing. Mauro Felli**

## INDICE

### **CAP. 1 - DATI FONDAMENTALI DELLA RICERCA.**

<b>1.1 - Collocazione e Titolo della Ricerca.....</b>	<b>pag. 9</b>
<b>1.2 - Finanziamenti.....</b>	<b>" 9</b>
<b>1.3 - Sede.....</b>	<b>" 9</b>
<b>1.4 - Componenti del Gruppo di Ricerca.....</b>	<b>" 9</b>
<b>1.5 - Pubblicazioni.....</b>	<b>" 10</b>
<b>1.6 - Elenco dei simboli.....</b>	<b>" 12</b>

### **CAP. 2 - IL RECUPERO EDILIZIO E GLI IMPIANTI.**

<b>2.1 - Generalità.....</b>	<b>" 15</b>
<b>2.2 - Risparmio Energetico e Rispetto dell'Ambiente... </b>	<b>" 16</b>
<b>2.3 - I Temi Affrontati nella Presente Ricerca.....</b>	<b>" 18</b>

### **CAP. 3 - IL TRASFORMATORE DI CALORE.**

<b>3.1 - Generalità.....</b>	<b>" 21</b>
<b>3.2 - Funzionamento Termodinamico.....</b>	<b>" 21</b>
<b>3.3 - Requisiti per i Fluidi Utilizzati.....</b>	<b>" 24</b>
<b>3.4 - Applicazioni.....</b>	<b>" 26</b>
<b>3.5 - Bibliografia.....</b>	<b>" 28</b>
<b>3.6 - Riferimenti.....</b>	<b>" 31</b>

### **CAP. 4 - LABORATORIO DI FISICA TECNICA.**

<b>4.1 - Generalità.....</b>	<b>" 35</b>
<b>4.2 - Camera Climatica.....</b>	<b>" 35</b>
<b>4.3 - Calorimetro.....</b>	<b>" 36</b>
<b>4.4 - Strumentazioni di Uso Generale.....</b>	<b>" 38</b>
<b>4.4.1 - Pompa da vuoto.....</b>	<b>" 38</b>

4.4.2 - Manometro per vuoto spinto.....	pag. 38
4.4.3 - Manometro meccanico.....	" 38
4.4.4 - Trasduttori di pressione.....	" 39
4.4.5 - Multimetro.....	" 40
4.4.6 - Bilancia elettronica.....	" 40
4.4.7 - Viscosimetri.....	" 40
<b>4.5 - Apparecchiatura per Misure di Tensione di Vapore.</b>	<b>" 41</b>
<b>4.6 - Strumentazione per la Misura di Grandezze</b>	
<b>Microclimatiche.....</b>	<b>" 42</b>
<b>4.7 - Strumentazioni Acustiche.....</b>	<b>" 44</b>
<b>4.8 - Strumenti di Calcolo.....</b>	<b>" 45</b>
<b>4.9 - Riferimenti.....</b>	<b>" 45</b>

## **CAP. 5 - MODALITÀ DI ESECUZIONE DELLE MISURE SUI FLUIDI.**

<b>5.1 - Misure P-T-X.....</b>	<b>" 53</b>
<b>5.2 - Calore Specifico.....</b>	<b>" 53</b>
<b>5.3 - Viscosità Cinematica.....</b>	<b>" 56</b>
<b>5.4 - Densità.....</b>	<b>" 56</b>
<b>5.5 - Curva di Cristallizzazione.....</b>	<b>" 57</b>
<b>5.6 - Riferimenti.....</b>	<b>" 57</b>

## **CAP. 6 - RISULTATI SPERIMENTALI.**

<b>6.1 - Generalità.....</b>	<b>" 63</b>
<b>6.2 - Soluzioni Acquose di Xilitolo.....</b>	<b>" 63</b>
6.2.1 - Caratteristiche dello Xilitolo.....	" 63
6.2.2 - Risultati Sperimentali.....	" 64
<b>6.3 - Soluzioni di Alcool e Sali.....</b>	<b>" 65</b>
6.3.1 - Soluzioni Binarie.....	" 65
6.3.2 - Soluzioni Ternarie.....	" 66

6.4 - Soluzioni Acquose di Idrossidi.....	pag. 67
6.5 - Riferimenti.....	" 68
<b>CAP. 7 - PRESTAZIONI DI FLUIDI DI LAVORO IN DIVERSI TIPI DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO.</b>	
7.1 - Introduzione.....	" 95
7.2 - Prestazioni della Miscela Ternaria $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-}$ $\text{ZnBr}_2$ in Pompe e Trasformatori di Calore.....	" 95
7.3 - Prestazioni di Alcuni Fluidi di Lavoro in un Trasfor- matore di Calore Alimentato da Energia Solare...	" 96
7.4 - Trasformatore di Calore a Doppio Stadio.....	" 97
7.4.1 - Funzionamento Termodinamico.....	" 98
7.4.2 - Prestazioni.....	" 99
7.5 - Riferimenti.....	" 99
<b>CAP. 8 - APPLICAZIONI TERMODINAMICHE ALLA TECNOLOGIA DEL RECUPERO.</b>	
8.1 - Generalità.....	" 117
8.2 - Pompa di Calore Aria-Acqua.....	" 117
8.3 - Impiego Diretto dell'Energia Solare.....	" 118
8.4 - Pompa di Calore Alimentata da Energia Solare.....	" 120
8.5 - Trasformatore di Calore Alimentato da Energia Solare.....	" 121
<b>CAP. 9 - PROGETTO DI RECUPERO DELLA SEDE DELLA FACOLTÀ DI MEDICINA VETERINARIA DELL'UNIVERSITÀ DI PERUGIA: IMPIANTI TERMICI.</b>	
9.1 - Descrizione dell'Edificio.....	" 127
9.2 - Criteri di Progetto.....	" 128
9.3 - Dati Meteorologici.....	" 129

9.3.1 - Temperatura dell'Aria Esterna.....	pag.	129
9.3.2 - Radiazione Solare.....	"	130
<b>9.4 - Carichi Termici.....</b>	"	131
<b>9.5 - Dimensionamento degli Elementi Principali.....</b>	"	132
9.5.1 - Metodo di Calcolo.....	"	132
9.5.2 - Alimentazione Diretta.....	"	134
9.5.3 - Pompa di Calore Solare.....	"	135
9.5.4 - Trasformatore di Calore.....	"	136
<b>9.6 - Valutazioni Energetiche.....</b>	"	137
<b>9.7 - Risultati.....</b>	"	138
<b>9.8 - Riferimenti.....</b>	"	139

## **CAP. 10 - CONCLUSIONI.**

<b>10.1 - Soluzioni Tecnologiche a Confronto nel Recupero di Impianti Termici.....</b>	"	153
<b>10.2 - Proposta per la Sede della Facoltà di Medicina Veterinaria.....</b>	"	154
<b>10.3 - Progressi delle ricerche sul Trasformatore di Calore.....</b>	"	155

## **CAP. 11 - APPENDICE:**

### **PROGRAMMI DI CALCOLO ORIGINALI ELABORATI NELLA PRESENTE RICERCA.**

<b>11.1 - Macchina Frigorifera ad Assorbimento.....</b>	"	157
11.1.1 - Descrizione Generale.....	"	157
11.1.2 - Listato del Programma.....	"	158
11.1.3 - Risultati Principali.....	"	161
<b>11.2 - Trasformatore di Calore ad Assorbimento.....</b>	"	164
11.2.1 - Descrizione Generale.....	"	164

11.2.2 - Listato del Programma.....	pag. 165
11.2.3 - Risultati Principali.....	" 170
<b>11.3 - Trasformatore di Calore ad Assorbimento a</b>	
<b>Doppio Stadio.....</b>	" 175
11.3.1 - Descrizione Generale.....	" 175
11.3.2 - Listato del Programma.....	" 176
11.3.3 - Risultati Principali.....	" 182
<b>11.4 - Impianto di Riscaldamento Solare Alimentato</b>	
<b>Direttamente dai Pannelli Solari.....</b>	" 187
11.4.1 - Descrizione Generale.....	" 187
11.4.2 - Listato del Programma.....	" 188
11.4.3 - Risultati Principali.....	" 197
<b>11.5 - Impianto di Riscaldamento Solare Assistito da</b>	
<b>Pompa di Calore a Compressione.....</b>	" 198
11.5.1 - Descrizione Generale.....	" 198
11.5.2 - Listato del Programma.....	" 199
11.5.3 - Risultati Principali.....	" 208
<b>11.6 - Impianto di Riscaldamento Solare Assistito da</b>	
<b>Trasformatore di Calore.....</b>	" 209
11.6.1 - Descrizione Generale.....	" 209
11.6.2 - Listato del Programma.....	" 210
11.6.3 - Risultati Principali.....	" 220



## **Capitolo Primo**

### **DATI FONDAMENTALI DELLA RICERCA**

#### **1.1 - Collocazione e Titolo della Ricerca.**

Progetto Finalizzato Edilizia: direttore prof. ing. **Claudio Cerruti**.

Sottoprogetto 3: Qualità e Innovazione Tecnologica.

Coordinatore: dr. arch. **Roberto Vinci**.

Tema: Soluzioni di Integrazione Impiantistica nel Recupero.

Titolo della Ricerca: Applicazioni del Trasformatore di Calore al Riscaldamento Residenziale.

#### **1.2 - Finanziamenti.**

La Ricerca è finanziata dal Consiglio Nazionale delle Ricerche, Progetto Finalizzato Edilizia. Inoltre si avvale di un finanziamento MURST 40% per una ricerca dal titolo "Studio Termodinamico Teorico-Sperimentale dei Cicli Inversi".

#### **1.3 - Sede.**

Nuova Facoltà di Ingegneria in Pian di Massiano, Perugia, Istituto di Energetica (direttore: prof. ing. **Raffaele Balli**).

#### **1.4 - Componenti del Gruppo di Ricerca.**

- prof. ing. **Mauro Felli**, Ordinario di Fisica Tecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Perugia, Responsabile Scientifico;
- prof. dr. **Angelo Gava**, Docente di Marketing Industriale presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Perugia ;
- prof. ing. **Geremia Giottoli**, Docente di Termotecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università di Perugia ;
- dr. ing. **Franco Cotana**, Ricercatore di Fisica Tecnica presso la Facoltà di

- Ingegneria dell'Università di Perugia;
- dr. ing. **Luciano Santarpia**, Ricercatore di Fisica Tecnica presso la Facoltà di Ingegneria dell'Università "La Sapienza", Roma;
  - dr. ing. **Francesco Asdrubali**, dottorando di Ricerca in "Proprietà Termofisiche dei Materiali", Università di Perugia;
  - dr. ing. **Cinzia Buratti**, dottorando di Ricerca in "Proprietà Termofisiche dei Materiali", Università di Perugia;
  - dr. ing. **Federico Rossi**, dottorando di Ricerca in "Proprietà Termofisiche dei Materiali", Università di Perugia;
  - dr. arch. **Maria Federica Sbardella**, libero professionista;
  - dr. ing. **Marco Tricarico**, funzionario ENEL;
  - p.i. **Leandro Lunghi**, collaboratore tecnico presso il Laboratorio di Fisica Tecnica, Università di Perugia;
  - geom. **Fabio Meattelli**, collaboratore tecnico presso il Laboratorio di Fisica Tecnica, Università di Perugia.

### 1.5 - Pubblicazioni.

A titolo di completezza, si riporta di seguito l'elenco delle memorie scientifiche prodotte dal gruppo di ricerca menzionato, negli ultimi tre anni, su argomenti legati all'Edilizia ed al Trasformatore di Calore:

- 1 - M. Felli: "*Impiego del trasformatore di calore nel riscaldamento residenziale*". Atti del Convegno Nazionale AICARR, Roma, aprile 1989, p.91-105.
- 2 - M. Coppi, A. de Lieto Vollaro, G. Moncada Lo Giudice, G. Mattiacci, M. Felli, F. Cotana, G. Galli, A. Rigon: "*Nuovi Fluidi per trasformatori di calore*". C.N.R. Progetto Finalizzato Energetica RF-87.02729.59, dicembre 1990.
- 3 - M. Felli, F. Cotana: "*La nuova stazione di misura di proprietà termofisiche dell'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia*". Rapp.1, C.N.R., P.F. Edilizia, Perugia, maggio 1991.
- 4 - F. Asdrubali, C. Buratti, F. Cotana, M. Felli: "*Alcune proprietà termofisiche*

*delle soluzioni di Acqua e Xilitolo*". Rapp. 2, C.N.R., P.F. Edilizia, Perugia, maggio 1991.

5 - M. Felli, F. Cotana, F. Asdrubali: "*Design and Performances of a Two Stages Heat Transformer*". XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

6 - M. Felli, F. Cotana, C. Buratti: "*Fluids for Absorption Machines: Experimental Data and Working Performances*". XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

7 - G. Moncada Lo Giudice, F. Asdrubali, C. Buratti: "*Misura di alcune proprietà fisiche della soluzione Alcool Metilico-Cloruro di Calcio*". 46° Congresso Nazionale ATI, Gaeta, settembre 1991.

8 - M. Felli, C. Buratti: "*Nota sul benessere termoigrometrico negli ambienti confinati*". Symposium "Qualità dell'aria interna e salute", Perugia, ottobre 1991.

9 - F. Asdrubali, C. Buratti, L. Santarpia: "*Prestazioni della miscela ternaria CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnBr<sub>2</sub> in pompe e trasformatori di calore*". Il Freddo - anno 46, n. 6, novembre-dicembre 1992.

10 - M. Felli, C. Buratti, F. Cotana: "*Solar Heat Transformation Alternatives*". Energy Sources, Taylor and Francis Inc., USA 1993.

11 - F. Asdrubali, F. Cotana: "*Recupero edilizio: proposta di un impianto di riscaldamento alimentato da energia solare*", di prossima pubblicazione.

12 - G. Moncada Lo Giudice, F. Asdrubali, C. Buratti: "*Influenza del rapporto molare fra i sali nelle prestazioni delle miscele ternarie Alcool Metilico - Sali*". 48° Congresso Nazionale ATI, Sciacca (AG), settembre 1993.

13 - F. Asdrubali, C. Buratti, L. Santarpia: "*Proprietà termofisiche di soluzioni acquose di idrossidi*". 48° Congresso Nazionale ATI, Sciacca (AG), settembre 1993.

## 1.6 - Elenco dei Simboli

A = assorbitore;

$A_c$  = superficie di captazione ( $m^2$ );

a = costante nell'equazione di Sabbagh;

b = costante nell'equazione di Sabbagh;

C = condensatore;

CA = caldaia ausiliaria;

COP = coefficiente di prestazione;

E = evaporatore;

F = segnale calorimetrico ( $\mu V$ );

G = generatore;

g = portata in massa (Kg/s);

H = radiazione solare totale su di una superficie orizzontale, nella località considerata ( $W/m^2$ );

$H_o$  = radiazione solare totale teorica su di una superficie orizzontale, al di fuori dell'atmosfera ( $W/m^2$ );

K = costante dei viscosimetri ( $mm^2/s^2$ );

K = compressore;

$K_t = H/H_o$  = indice di nuvolosità;

IR = impianto di riscaldamento;

L = carico termico (W);

L = lavoro meccanico (KJ);

m =  $g_s/g_r$  = portata di soluzione per unità di massa di fluido refrigerante;

M = massa (Kg, mg);

MR = rapporto molare;

N = eliofania assoluta teorica (min);

n = eliofania assoluta osservata (min);

P = pressione (KPa, Pa);

P = pompa;

PR = pompa del refrigerante;  
PS = pompa della soluzione;  
PS = pannelli solari;  
Q = quantità di calore (KJ);  
q = flusso termico (W);  
q<sub>u</sub> = calore solare utile (W);  
r = calore di trasformazione (KJ/Kg);  
R = recuperatore di calore;  
s = calore differenziale di soluzione (KJ/Kg);  
S = scambiatore di calore;  
S = sensibilità ( $\mu\text{V/mW}$ );  
SA = serbatoio di accumulo;  
T = temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ , K);  
t = tempo (s, h);  
u.r. = umidità relativa (%);  
U = trasmittanza (W/mK);  
v = volume specifico ( $\text{m}^3/\text{Kg}$ );  
V = volume ( $\text{m}^3$ );  
W = potenza raggiante ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

### Lettere Greche

$\alpha$  = efficienza degli scambiatori di calore;  
 $\gamma$  = calore specifico ( $\text{KJ}/\text{Kg}^{\circ}\text{C}$ );  
 $\Delta \theta$  = intervallo di tempo (h);  
 $\varepsilon$  = efficienza globale del sistema trasformatore di calore + pannelli solari piani;  
 $\eta$  = rendimento;  
 $\nu$  = viscosità cinematica ( $\text{mm}^2/\text{s}$ , cStk);

$\xi$  = effetto utile;

$\rho$  = densità (Kg/m<sup>3</sup>).

### **Pedici**

a = assorbitore;

c = condensatore;

e = evaporatore;

g = generatore;

h = alimentazione;

i = incidente;

l = liquido;

max = massimo;

o = ambiente;

p = pressione costante;

pr = pompa refrigerante;

ps = pompa soluzione;

r = refrigerante;

s = soluzione;

s = serbatoio;

su = serbatoio (al tempo  $t + \Delta \theta$ );

sv = serbatoio (al tempo  $t$ );

u = utilizzatore;

v = vapore;

2 = doppio stadio.

## Capitolo Secondo

### IL RECUPERO EDILIZIO E GLI IMPIANTI

#### 2.1 - Generalità.

I centri storici delle nostre città costituiscono un patrimonio culturale senza eguali; un numero incredibilmente elevato di edifici, poi, presenta un rilevante interesse architettonico, artistico, storico. Il recupero edilizio non è dunque una scelta, ma una necessità; le modalità di attuazione di tale recupero possono essere diverse, ma, quali che siano le destinazioni dell'edificio ed i criteri architettonici ed edilizi seguiti nel recupero, sempre si deve affrontare il problema della ristrutturazione impiantistica, sia per gli impianti idraulici, sia per gli impianti termici, sia per gli impianti elettrici. In moltissimi casi si rende necessario il rifacimento integrale di tutti gli impianti; ciò favorisce la possibilità di effettuare delle scelte innovative, che tengano conto sia dell'evoluzione più recente della tecnica, sia delle esigenze di salvaguardia dell'ambiente e di risparmio energetico.

Nel caso specifico degli impianti di riscaldamento, il rifacimento integrale implica l'installazione di nuove linee di distribuzione, la sostituzione degli elementi terminali, l'adozione di diversi sistemi di alimentazione. Per le linee di distribuzione è preferibile, negli interventi di recupero, l'impiego del rame, per la facilità e flessibilità di posa in opera e per la possibilità, col sistema dei collettori complanari, di rendere indipendenti e sezionabili le singole utenze. Gli elementi terminali possono essere semplicemente sostituiti con radiatori o termoconvettori di nuova concezione e quindi, augurabilmente, aventi una più elevata efficienza di scambio termico rispetto ai precedenti; in alternativa, si possono adottare dei ventilconvettori, più costosi, ma in grado di garantire una regolazione locale delle temperature e quindi un sensibile risparmio energetico. I ventilconvettori, inoltre, sono alimentati ad una temperatura nel campo 50-60°C, in luogo dei 70-80°C necessari per i radiatori e quindi

consentono, ove richiesto, lo sfruttamento di sorgenti di calore a bassa temperatura. La scelta del sistema di alimentazione, infine, è questione oggi assai delicata, a seguito delle implicazioni di carattere ambientale ed energetico. Ragioni di carattere ambientale hanno spinto verso la "metanizzazione" capillare delle grandi aree urbane, commettendosi in tal modo un grossolano errore dal punto di vista termodinamico: calore disponibile alla temperatura di combustione del Metano, cioè circa 2000°C, viene impunemente utilizzato a 70-80°C per il riscaldamento delle case, distruggendosi con ciò, senza impiego e senza rimedio, oltre il 70% dell'exergia del combustibile. Difficile è valutare il conseguente danno economico: l'ordine di grandezza è comunque delle centinaia di miliardi di Lire.

In un intervento di recupero, d'altra parte, l'impiego del Metano appare oggi in Italia la soluzione migliore, essendo l'unica accettabile dal punto di vista ambientale. Scopo della presente ricerca è proprio quello di proporre soluzioni diverse le quali mantenendo, anzi migliorando sensibilmente, l'impatto ambientale rispetto all'uso del Metano, consentano anche di realizzare un impiego razionale delle risorse energetiche disponibili.

## **2.2 - Risparmio Energetico e Rispetto dell'Ambiente.**

Nella Città del Futuro si dovrà avere una radicale riduzione delle emissioni inquinanti, ottenibile soltanto con una completa ristrutturazione del sistema dei trasporti e dei sistemi produttivi, terziari, residenziali. Si dovrà pertanto, in sede di programmazione territoriale, effettuare un'analisi dei flussi energetici già esistenti nella zona in esame; i consumi di energia elettrica, termica, frigorifera andranno censiti ed integrati in modo opportuno, così da ottenere le migliori sinergie di impiego delle risorse primarie. Fra i nuovi sistemi di produzione dell'energia, un posto di elezione andrà riservato agli impianti di cogenerazione, i quali sono i soli in grado di sfruttare al meglio l'exergia del combustibile, garantendo, da un lato, la produzione di una certa

quantità di energia elettrica per coprire i consumi locali, dall'altro la produzione di energia termica in grado di soddisfare le richieste invernali di riscaldamento ed anche le richieste estive di condizionamento e refrigerazione, mediante l'impiego di macchine frigorifere ad assorbimento.

Nella fase attuale di sviluppo delle città, tuttavia, è assai carente il contributo di una cultura di tipo ambientale ed energetico. Gli strumenti urbanistici sono per lo più volti alla soluzione dei problemi di assetto territoriale, di distribuzione dei volumi, di scelta dei percorsi, di individuazione delle forme. Il rapporto esistente fra i consumi energetici (termici, elettrici, frigoriferi) ed i sistemi di produzione delle varie forme di energia è quasi sempre trascurato, oppure considerato in subordine, come un elemento accessorio del quale, ad un certo punto, si troverà, comunque, la soluzione. Purtroppo però, se si effettuano scelte urbanistiche sbagliate, può diventare impossibile trovare una soluzione alle questioni energetiche, la quale sia anche soddisfacente dal punto di vista dell'inquinamento ambientale e del risparmio energetico.

In assenza di una cultura energetico-ambientale dello sviluppo urbano, acquistano maggiore importanza gli interventi a carattere locale, del singolo edificio, volti ad assicurare un migliore sfruttamento delle risorse energetiche. Fra questi interventi si segnalano:

- Interventi di tipo conservativo, fra i quali:
  - a) isolamento termico delle pareti perimetrali;
  - b) adozione di vetri doppi e/o vetri speciali;
  - c) ottimizzazione ai fini illuminotecnici delle superfici finestrate;
  - d) adozione di sistemi passivi di utilizzazione dell'energia solare.
- Interventi di tipo attivo, fra i quali:
  - a) adozione di sistemi a pompa di calore;
  - b) impiego di energia solare attiva;
  - c) ottimizzazione dei sistemi di gestione degli impianti;

- d) ottimizzazione dei sistemi di illuminazione;
- e) impiego del trasformatore di calore.

### **2.3 - I Temi Affrontati nella Presente Ricerca.**

Nella presente Ricerca si esaminano alcuni interventi di tipo attivo, in particolare il trasformatore di calore, menzionato anche nel titolo della Ricerca. Si considera però anche l'impiego combinato dell'energia solare attiva e della pompa di calore a compressione, in una particolare applicazione di recupero edilizio.

Per quanto concerne il trasformatore di calore, è necessario sottolineare che questa particolare macchina ad assorbimento è stata introdotta soltanto in tempi assai recenti ed i primi prototipi sono attualmente in funzione presso industrie tedesche e giapponesi. Non si ha ancora notizia di applicazioni del trasformatore di calore nel settore edilizio, vale a dire a temperature inferiori rispetto alle applicazioni industriali.

Le valutazioni termodinamiche, effettuate nella presente ricerca sulla base di dati sperimentali da noi stessi determinati o reperiti nella Letteratura Scientifica, portano a conclusioni positive circa la possibilità di utilizzare il trasformatore di calore anche nell'edilizia. Tuttavia si deve ricordare che le macchine ad assorbimento, non essendo sospinte da organi meccanici, presentano spesso problemi di funzionamento legati ad aspetti termocinetici. In particolare, la cinetica del processo di assorbimento, se troppo lenta, può mettere in crisi la macchina, rallentando il flusso di refrigerante e facendo cadere a zero la potenzialità. La proposta avanzata nella presente ricerca richiede pertanto, allo stato attuale, verifiche di carattere tecnologico ed industriale; sono perciò necessari interventi che, per la dimensione degli investimenti e la natura degli obiettivi, non possono essere prodotti in sede di ricerca universitaria, ma sono tipici della ricerca e sviluppo industriali.

Di più immediata attuazione è invece la proposta di recupero edilizio

con l'impiego, per l'alimentazione dell'impianto di riscaldamento, di una pompa di calore a compressione di vapore saturo, associata ad un impianto a pannelli solari. Questa è una soluzione tecnica della quale si conoscono numerosi esempi di applicazione.

Nella presente Ricerca, pertanto, si esaminano le diverse possibilità di recupero impiantistico di un edificio, con riferimento alla Sede della Facoltà di Medicina Veterinaria dell'Università di Perugia. Tutte le soluzioni contemplate prevedono l'impiego dell'energia solare, poichè l'edificio menzionato presenta favorevoli condizioni da questo punto di vista, per la presenza di ampie superfici libere e per la tipologia conservativa delle chiusure perimetrali.

La prima soluzione prevede l'impiego diretto dell'energia solare, ottenuto collegando direttamente l'impianto solare all'impianto di riscaldamento.

La seconda soluzione prevede il già menzionato impiego della pompa di calore a compressione, la quale viene interposta fra l'impianto solare e l'impianto di riscaldamento.

La terza soluzione prevede l'impiego della macchina denominata trasformatore di calore: di questa macchina, la quale rappresenta l'elemento più innovativo della ricerca, si fornisce una sommaria descrizione e si riferisce anche su argomenti specifici di indagini termodinamiche svolte negli ultimi anni nei nostri laboratori.



## Capitolo Terzo

### IL TRASFORMATORE DI CALORE

#### 3.1 - Generalità.

Il trasformatore di calore ad assorbimento è una macchina che consente l'utilizzazione di sorgenti di calore "povere", cioè disponibili ad una temperatura troppo bassa per un impiego diretto; è il caso di alcuni cascami derivanti da particolari processi industriali o di fluidi riscaldati per mezzo di impianti ad energia solare. Senza ulteriori fonti di alimentazione energetica, ma sfruttando solamente la differenza di temperatura fra la sorgente calda e l'ambiente esterno, il trasformatore opera il trasferimento di parte del calore ricevuto ad una temperatura più elevata di quella della sorgente calda. Esso, dunque, si distingue dagli altri sistemi di nobilitazione del calore a basso contenuto exergetico per l'assenza di un'ulteriore alimentazione con energia pregiata, sempre presente nelle altre macchine (pompe di calore a compressione di vapore saturo, pompe di calore termoelettriche, ecc.). Le spese di esercizio sono estremamente modeste; è necessario far fronte soltanto agli oneri di ammortamento della macchina.

Un altro vantaggio è rappresentato dall'assenza di inquinamento termico, poichè il trasformatore di calore opera una ridistribuzione del calore ricevuto a diversi livelli di temperatura, secondo il diagramma di flusso riportato in fig. 3.1: esso modifica il percorso dei flussi termici prima che siano immessi nell'ambiente, dove comunque si sarebbero riversati, ma non aggiunge nuovi flussi di calore verso l'ambiente.

#### 3.2 - Funzionamento termodinamico.

Uno schema semplificato di un trasformatore di calore ad assorbimento è disegnato in fig. 3.2. Esso è costituito essenzialmente da quattro scambiatori di calore: generatore, evaporatore, assorbitore, condensatore; la

macchina riceve dall'esterno le quantità di calore  $Q_G$  al generatore G e  $Q_E$  all'evaporatore E; cede all'esterno le quantità di calore  $Q_A$  all'assorbitore A e  $Q_C$  al condensatore C. La temperatura più elevata del fluido operante nella macchina è  $T_A$ ; la temperatura minima è  $T_C$ , mentre  $T_E$  e  $T_G$  sono intermedie fra  $T_A$  e  $T_C$ .

La fase utile del ciclo viene svolta in A, dove  $Q_A$  è ceduta all'utilizzatore: la temperatura  $T_A$  del fluido all'interno di A deve essere pertanto maggiore (al più, eguale) della temperatura  $T_u$  dell'utilizzatore, per rendere possibile il trasferimento di calore.

L'alimentazione della macchina avviene in G ed E. La temperatura  $T_h$  del fluido esterno che circola attraverso G ed E deve perciò essere maggiore (al più, eguale) delle temperature  $T_G$  e  $T_E$  dei fluidi operanti all'interno, per rendere possibili i trasferimenti di calore.

Infine nel condensatore C avviene la restituzione di  $Q_C$  all'ambiente esterno; dunque la temperatura  $T_C$  deve essere maggiore della temperatura  $T_o$  del fluido disponibile per il raffreddamento.

Come nel caso delle macchine frigorifere ad assorbimento, anche il trasformatore di calore può essere realizzato nella pratica grazie alle proprietà delle soluzioni sature, le quali consentono il trasferimento spontaneo del refrigerante da un elemento della macchina a temperatura più bassa e contenente il refrigerante puro (evaporatore) verso un altro elemento a temperatura più elevata e contenente la soluzione (assorbitore).

L'accoppiamento soluzione-refrigerante, in altre parole, consente al refrigerante stesso di transitare da un livello termico ad un altro attraverso trasformazioni isobare, dunque senza scambio di lavoro con l'esterno e senza necessità di organi di compressione e di espansione.

Il fluido riceve nel generatore la quantità di calore  $Q_G$ ; questa provoca l'evaporazione dell'unità di massa di refrigerante dalla soluzione; il vapore prodotto va a condensare in C, dove cede  $Q_C$  all'esterno. Il refrigerante

liquido viene portato da C ad E per mezzo della pompa PR, essendo  $P_e > P_c$ . Nell'evaporatore il refrigerante liquido riceve  $Q_e$ , evapora alla temperatura  $T_e$  e fluisce verso A, dove viene assorbito dalla soluzione e cede  $Q_a$  all'utilizzatore. Il completamento del ciclo avviene mediante la circolazione forzata di soluzione fra G ed A: la pompa PS trasporta una portata  $g_s$  di soluzione da G ad A, essendo  $P_a > P_g$ . La portata  $g_s$ , incrementata della portata  $g_r$  di refrigerante assorbito, ritorna da A a G, attraverso la valvola VS. Essendo  $T_a > T_g$ , al menzionato trasporto di massa è associato un trasporto di calore, per limitare gli effetti negativi del quale viene inserito lo scambiatore S.

I punti di funzionamento di un trasformatore di calore ad assorbimento possono essere individuati sul diagramma P-T-X della soluzione impiegata come fluido di lavoro; un esempio è riportato in fig. 3.3 [1], con riferimento alla soluzione Acqua-Bromuro di Litio.

Anche per i trasformatori di calore, come per le altre macchine ad assorbimento, le temperature non sono fra loro indipendenti. Fissate ad esempio  $T_c$  e  $T_e$ , sono individuati i punti di funzionamento C ed E di condensatore ed evaporatore; fissata inoltre  $T_g$  e dovendo essere  $P_c = P_g$ , risulta individuato il punto di funzionamento G del generatore e quindi la concentrazione  $X_g$ . Se  $X_a = X_g$ , dovendo essere  $P_e = P_a$ , si può determinare il punto  $A_{max}$ , al quale compete la temperatura  $T_{amax}$ ; in effetti, facendo un bilancio della massa di refrigerante al generatore, si ottiene:

$$g_s X_g + g_r = (g_s + g_r) X_a \quad (3.1)$$

dalla quale, posto  $g_s/g_r = m$ , si ottiene:

$$m = \frac{1 - X_a}{X_a - X_g} \quad (3.2)$$

Il parametro  $m$  rappresenta la portata di soluzione per unità di massa di fluido refrigerante in circolo; se  $X_a = X_g$  si ottiene una portata infinita di soluzione, quindi il punto A reale è situato a sinistra del valore teorico precedentemente

determinato.

L'effetto utile della macchina è dato dalla seguente relazione:

$$\xi = \frac{Q_a}{Q_g + Q_e + L_{pr} + L_{ps}} \quad (3.3)$$

in cui:

$$Q_a = r(T_a) + s(X_a, T_a) - \gamma_s(T_a - T_g) [m - \alpha(m + 1)] - \gamma_{r,v}(T_a - T_e)$$

$$Q_g = r(T_g) + s(X_g, T_g) - (1 - \alpha)(m + 1)\gamma_s(T_a - T_g)$$

$$Q_e = r(T_e) + \gamma_{r,l}(T_e - T_c) - \alpha\gamma_{r,v}(T_g - T_c)$$

$$L_{pr} = v_r(P_e - P_c)/\eta_{pr}$$

$$L_{ps} = m v_s(P_a - P_g)/\eta_{ps}$$

La quantità di calore  $Q_a$  restituita all'assorbitore, e quindi ceduta all'utilizzatore (per Kg di refrigerante in circolo), rappresenta la "resa termica" della macchina; l'espressione di  $Q_a$  coincide con il numeratore dell'espressione (3.3) che fornisce l'effetto utile. Si sottolinea come sia importante che entrambi i parametri,  $Q_a$  e  $\xi$ , abbiano valore elevato, affinché le prestazioni della macchina siano soddisfacenti [2].

### 3.3 - Requisiti per i Fluidi Utilizzati.

Come è noto, i requisiti richiesti ai fluidi da impiegarsi in trasformatori di calore sono parzialmente diversi da quelli richiesti per le altre macchine ad assorbimento.

In particolare, al fine di avere un valore elevato della temperatura massima  $T_{amax}$  di funzionamento dell'assorbitore, è opportuno che, sul piano P-T-X della soluzione esaminata, le rette che rappresentano, sulla base della relazione di Antoine, il legame pressione-temperatura per le diverse concentrazioni, risultino divergenti all'aumentare della temperatura.

Come per le altre macchine ad assorbimento, inoltre, è opportuno che anche le soluzioni da impiegarsi in trasformatori di calore abbiano le seguenti caratteristiche [3]:

- 1) elevata solubilità dell'assorbente nel refrigerante alla temperatura del generatore ed alla pressione corrispondente alla temperatura di saturazione del condensatore. La coppia deve inoltre presentare una forte deviazione negativa rispetto alla legge di Raoult; in questo modo, nell'intorno dei valori anzidetti di temperatura e pressione, i valori della pressione di equilibrio risultano - a parità di temperatura e concentrazione - inferiori ai valori ideali;
- 2) il calore di evaporazione del refrigerante alla temperatura di evaporazione deve avere un valore elevato, in modo che, a parità di calore latente di trasformazione, si abbiano minori portate;
- 3) la volatilità dell'assorbente deve essere molto inferiore rispetto a quella del refrigerante; ciò è necessario per limitare, e, ove possibile, eliminare del tutto le apparecchiature di rettifica;
- 4) la temperatura di solidificazione del liquido alla pressione di funzionamento del condensatore deve essere sufficientemente più bassa della temperatura di condensazione;
- 5) il calore specifico della soluzione deve essere piccolo, affinché la quantità di calore necessaria per riscaldare la soluzione dalla temperatura del generatore a quella dell'assorbitore sia anch'essa piccola;
- 6) la viscosità cinematica della soluzione, che influenza la cinetica del processo di assorbimento, deve essere bassa nelle condizioni di temperatura e pressione dell'assorbitore, in modo da agevolare la diffusione di refrigerante all'interno della soluzione;
- 7) la soluzione deve essere stabile ed esente, per quanto possibile, da pericoli di cristallizzazione. Il ciclo termodinamico impiegato deve dunque risultare sufficientemente distante dalla linea di separazione della fase solida;
- 8) infine sono da ricordare gli importanti requisiti di sicurezza, disponibilità, costo non elevato.

I fluidi di lavoro normalmente impiegati nelle macchine frigorifere e nelle pompe di calore ad assorbimento sono le soluzioni Acqua-Bromuro di Litio

e Acqua-Ammoniaca, le quali, per quanto detto, sono meno indicate per l'impiego in trasformatori di calore.

Pertanto, presso l'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia, è stato allestito un laboratorio per la misura di alcune proprietà termofisiche di nuovi fluidi di lavoro da impiegarsi in trasformatori di calore ad assorbimento.

### **3.4 - Applicazioni.**

Il trasformatore di calore ad assorbimento consente, come già illustrato in 3.1, di utilizzare sorgenti di calore "povere", ossia disponibili a temperature troppo basse per un impiego diretto: sfruttando la differenza di temperatura tra la sorgente calda e l'ambiente, la macchina consente di trasferire parte del calore ricevuto ad una temperatura più elevata di quella della sorgente calda.

In generale, pertanto, il trasformatore di calore si presta a tutte quelle applicazioni in cui si disponga di due sorgenti di calore, a temperatura intermedia e bassa, e si voglia ottenere del calore ad una temperatura più elevata.

Nel corso degli anni '80 sono stati realizzati (presso Istituti di Ricerca ed Università, specialmente in Giappone ed in Germania) numerosi prototipi di trasformatori di calore ad assorbimento; le sperimentazioni effettuate sui prototipi hanno consentito la produzione delle prime unità commerciali, che hanno tuttavia ancora carattere dimostrativo.

Attualmente, sono più di quindici i trasformatori di calore installati in industrie di diversi Paesi (Germania, Giappone, Olanda), tutti funzionanti ad H<sub>2</sub>O-LiBr, di taglia compresa tra 0.5 e circa 7 MW. I suddetti trasformatori di calore operano all'interno di processi industriali, sono in genere alimentati da cascami di vapore a temperatura compresa tra 80 e 110°C e consentono di riqualificare il calore ricevuto alla temperatura intermedia fino a 150-180°C.

In genere, tra i principali problemi evidenziatisi nel corso del primo

periodo di funzionamento, vi è quello della corrosione da parte del Bromuro di Litio e della stabilità chimica della soluzione, specialmente ad alte temperature; si sono tuttavia già individuati alcuni materiali particolarmente resistenti a corrosione, quali la grafite e l'acciaio al titanio.

Le applicazioni del trasformatore di calore in processi industriali hanno avuto esiti generalmente positivi, sia per quanto riguarda l'efficienza energetica (COP reali compresi tra 0.35 e 0.40), sia per quanto concerne i benefici economici: i costi di investimento iniziale sono attualmente elevati, ma il tempo di ammortamento è basso, dell'ordine dei due-tre anni.

Un'altra applicazione proponibile per il trasformatore di calore è quella di cui si riferisce nella presente nota, ossia l'alimentazione dell'impianto di riscaldamento di un edificio di civile abitazione.

Il trasformatore di calore ad assorbimento si presta infatti all'impiego nel riscaldamento residenziale, qualora sia disponibile una sorgente di calore ad una temperatura intermedia fra la temperatura dell'ambiente esterno e quella di normale esercizio dell'impianto di riscaldamento; i vantaggi di tale applicazione sono i seguenti:

- il coefficiente di prestazione della macchina presenta un andamento pressochè costante al variare delle condizioni esterne di funzionamento, con un valore che è circa pari a 0.5;
- la resa termica ha un andamento decrescente all'aumentare della temperatura esterna, pertanto la macchina è in grado di erogare una maggiore potenzialità termica quando la temperatura esterna è minore, cioè quando le richieste di calore da parte dell'impianto utilizzatore sono maggiori.

L'impiego del trasformatore di calore è inoltre fortemente auspicabile nel campo del recupero edilizio in quanto, non producendo inquinamento termico, dà luogo ad un impatto ambientale in pratica uguale a zero.

### 3.5 - Bibliografia.

Una esauriente bibliografia sul Trasformatore di Calore, completa fino al 1989, è riportata nel Volume "Nuovi Fluidi per Trasformatori di Calore", Progetto Finalizzato Energetica, RF- 87.02729.59, 1990. Nel seguito, pertanto, si riporta soltanto la bibliografia relativa agli anni successivi al 1989.

- [1] P. Le Goff, B. Liu, Z. Aoufoussi, Y. Chen: "*Storage and upgrading of energy by separation and mixing-Exergy and Economy analysis*", International Symposium, Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems, Beijing, Cina, giugno 1989.
- [2] T. Yumikura, M. Ikeuchi, E. Ozaki, G. Yamanaka, T. Arai: "*Experimental Studies on Characteristics of a Two-Stage Absorption Heat Transformer*", ASHRAE Transactions, 1989, p. 175-183.
- [3] J. M. George, S. Srinivasa Murthy: "*Influence of Heat Exchanger Effectiveness on Performance of Vapour Absorption Heat Transformers*", International Journal Energy Resources, vol. 13, 1989, p. 455-475.
- [4] J. M. George, S. Srinivasa Murthy: "*Influence of Absorber Effectiveness on Performance of Vapour Absorption Heat Transformers*", International Journal Energy Resources, vol. 13, 1989, p. 629-638.
- [5] J. M. George, S. Srinivasa Murthy: "*Influence of Generator Effectiveness on Performance of Vapour Absorption Heat Transformers*", International Journal Energy Resources, vol. 13, 1989, p. 687-699.
- [6] K. Eriksson, A. Jernqvist: "*Heat Transformer with self-circulation: Design and Preliminary Operational Data*", International Journal of Refrigeration, vol. 12, 1989, p. 15-20.
- [7] P. Le Goff, Z. Aoufoussi, B. Liu, S. De Oliveira, B. Schwarzer, H. Matsuta, P. M. Ranger, R. Rivero: "*Nouveaux Principes et Nouvelles Structures d Pompes à Chaleur à Absorption*", Entropie, n. 156, 1990, p. 5-20.
- [8] P. Le Goff, B. Liu: "*Analyse Technico-Exergétique de Pompe à Chaleur à Absorption*", Congrè National de Thermodynamique, Nanking, Cina

novembre 1990

- [9] J.W.J. Bouma: "*Experience with a Heat Transformer in the Chemical Industry*", IEA HPC Newsletter, vol. 8, n. 4, dicembre 1990, p. 12-15.
- [10] P. Le Goff, S. De Oliveira, H. Matsuda, P.M. Ranger, R. Rivero, B. Liu: "*Heat Transformer for Upgrading Waste Heat from Industrial Processes*", Flowers '90, A Future for Energy, Firenze, 28 maggio-1 giugno 1990.
- [11] S. Arh, B. Gaspersic: "*Development and Comparison of Different Advanced Absorption Cycles*", International Journal of Refrigeration, vol. 13, n. 1, 1990, p. 41-50.
- [12] H. Tokano, T. Yano: "*Absorption Heat Transformer Saves Energy in an Alcohol Plant*", IEA HPC Newsletter, vol. 8, n. 4, dicembre 1990, p. 4-6.
- [13] RCG/Hagler-Bailly, Inc.: "*Opportunities for Industrial Chemical Heat Pumps in Process Industries*", Report Prepared for the US DOE Office of Industrial Technologies, 1990.
- [14] L. A. Howe, D.C. Erickson: "*260°C Absorption Working Pair Ready for Field Test*", IEA HPC Newsletter, vol. 8, n. 4, dicembre 1990, p. 7-9.
- [15] B. Q. Lin, P. Le Goff: "*Un Thermotransformateur à absorption pour hautes températures (supérieurs à 150°C)*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- [16] J. W. J. Bouma, P. F. Jansen, J. E. Van Buuren: "*Large Scale Heat Transformer in the Netherlands*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- [17] S. Arh, B. Gaspersic: "*Research on H<sub>2</sub>O/LiBr Absorption Heat Pump/Transformer Cycle*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- [18] C. H. M. Machielsen, C. Z. Zhuo: "*Dynamic Simulation of an Absorption Heat Transformer with a Distributed Parameter Model*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- [19] G. Grossman: "*Absorption Heat Transformers for Process Heat Genera-*

tion from Solar Ponds", ASHRAE Transactions, 1991, p. 420-427.

- [20] K.R. Patil, S.K. Chaudhari, S.S. Katti: "Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Lithium Iodide - Part I: Cooling", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 11, 1991, p. 341-350.
- [21] K.R. Patil, S.K. Chaudhari, S.S. Katti: "Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Pump Systems Operating on Water-Lithium Iodide - Part II: Heating", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 11, 1991, p. 351-360.
- [22] S. Arh, B. Gaspersic: "Research on H<sub>2</sub>O-LiBr Absorption Heat Pump/Transformer Cycle", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.
- [23] K. Abrahamsson, G. Aly, A. Jernqvist: "Heat Transformer System for Evaporation Applications in the Pulp and Paper Industry", Nordic Pulp Paper Res., n. 6, 1992, p. 9-16.
- [24] G. Aly, K. Abrahamsson, A. Jernqvist: "Application of Absorption Heat Transformers for Energy Conservation in the Oleochemical Industry", Journal of American Oil Chemical Society, 1992.
- [25] U. Nowaczyk, F. Steimle: "Thermophysical properties of new working fluid systems for absorption processes", International Journal of Refrigeration, vol. 15, n.1, gennaio 1992, p. 10-15.
- [26] Bai Qi Liu, P. Le Goff, Z. Aoufoussi: "Evaluation criteria for an absorption heat transformer", International Journal of Refrigeration, Vol. 15, n. 3, 1992, p. 143-151.
- [27] K.R. Patil, S.K. Chandhari, S.S. Katti: "Thermodynamic design data for absorption heat transformers - part 3. Operating on water lithium-iodide", Heat Recovery Systems and CHP, vol 11, n. 5, 1992, p. 361-371.
- [28] R. Best et Al.: "Thermodynamic design data for absorption heat transformers - part 5. Operating on ammonia-sodium thiocyanate", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 12, n. 4, giugno 1992, p. 347-357.
- [29] M.L. Tomasek: "Berechnung und Planung einer Absorptions-War

*mepumpe mit inverser Rektifikation*", Technische Universitat, Monaco, 1992.

[30] L. Mardorf: "*Wirtschaftlichkeitsaspekte bei der Zieldefinition von Forschungsprojekten fur Absorptionswärmepumpen*", DLR-Report, IB 643-92/02, febbraio 1992.

[31] M. Fatouh, S. Srinivasa Murthy: "*Comparison of R22 - absorbent pairs for vapour absorption heat transformer based on P-T-X-H data*", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 13, n.1, gennaio 1993, p. 33-49.

[32] F. Ziegler, P. Riesch: "*Absorption cycles. A review with regard to energetic efficiency*", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 13, n. 2, marzo 1993, p. 147-161.

[33] J.M. George, S. Srinivasa Murthy: "*Experiments on a vapour absorption heat transformer*", International Journal of Refrigeration, vol. 16, n. 2, marzo 1993, p. 107-119.

[34] K. Stephan, R. Hengerer: "*Heat transformation with the ternary working fluid TFE-H<sub>2</sub>O-E181*", International Journal of Refrigeration, vol. 16, n. 2, marzo 1993, p. 120-128.

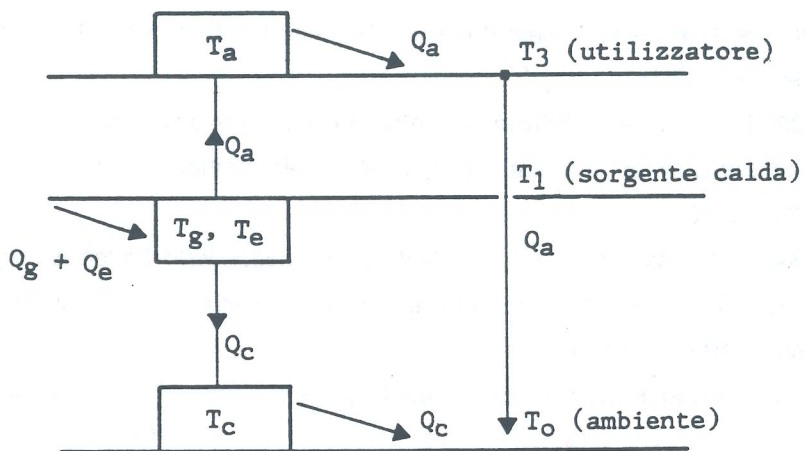
[35] R. Krom, P. Oostendorp: "*Heat Transformer finds Success in the Steel Industry*", IEA HPC Newsletter, vol. 11, n. 1, 1993, p. 17-19.

### **3.6 - Riferimenti.**

[1] ASHRAE Handbook, "Fundamentals", SI Edition, Atlanta 1989.

[2] M. Felli: "*Lezioni di Fisica Tecnica*", Ed. ESA Masson, Milano 1990.

[3] M. Felli: "*Proprietà termodinamiche di sistemi bifase a due componenti utilizzabili in macchine frigorifere ad assorbimento*", Il Freddo, anno 33, n. 1, gennaio-febbraio 1979.



*Fig. 3.1 - Diagramma di flusso di un trasformatore di calore ad assorbimento.*



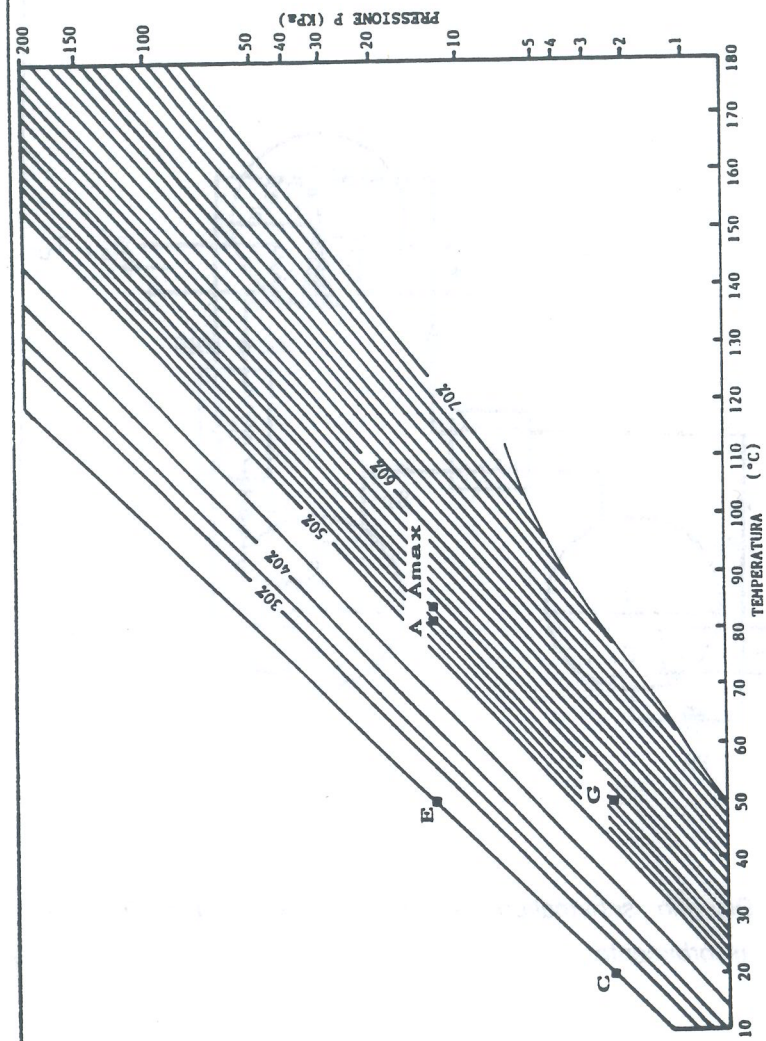


Fig. 3.3 - Punti di funzionamento di un trasformatore di calore sul diagramma P-T-X della soluzione H<sub>2</sub>O-LiBr [1].  
 A = assorbitore; C = condensatore; E = evaporatore; G = generatore; Amax = punto di funzionamento teorico dell'assorbitore.

## Capitolo Quarto

### LABORATORIO DI FISICA TECNICA

#### 4.1 - Generalità.

Nel laboratorio si utilizzano diverse apparecchiature e strumentazioni avute in prestito dall'E.N.E.A., Dip. F.A.R.E., ed impiegate in precedenti ricerche svolte presso il Centro E.N.E.A. della Casaccia e presso il Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università "La Sapienza" di Roma.

La prosecuzione dell'attività sperimentale di ricerca è attualmente possibile grazie a finanziamenti Universitari e del C.N.R., fra i quali il Progetto Finalizzato Edilizia. E' stato pertanto possibile incrementare ed estendere l'attività di ricerca; le principali strumentazioni disponibili sono le seguenti:

- camera climatica;
- calorimetro a flusso termico differenziale di tipo Calvet;
- apparecchiatura per la misura di tensione di vapore;
- centralina e strumentazioni diverse per misura di grandezze microclimatiche;
- strumentazione per misure acustiche;
- strumentazione per misure illuminotecniche;
- calcolatori elettronici e strumentazioni accessorie.

Molte fra le strumentazioni disponibili sono destinate alla misura di proprietà termofisiche dei fluidi e la loro natura è influenzata dal corso di precedenti esperienze di ricerca.

#### 4.2 - Camera Climatica.

La Camera Climatica è il modello C330G5 di costruzione Mazzali. Le dimensioni interne utili sono di mm 700 x 600 x 680, per un volume di circa 300 litri. Il campo di temperatura di esercizio è compreso fra  $-40^{\circ}\text{C}$  e  $+150^{\circ}\text{C}$ . Il controllo della temperatura è assicurato, per temperature inferiori a quella

ambiente, da una macchina frigorifera a compressione, di tipo alternativo, funzionante con R22, della potenzialità di 3 KW frigoriferi (potenza elettrica del motore di trascinamento del compressore: 1 KW). Per il raggiungimento di temperature maggiori di quella ambiente, si impiegano quattro resistenze elettriche, alimentate a 220 V, le quali dissipano globalmente una potenza termica di 4 KW. L'umidità relativa può variare in un campo piuttosto esteso, essendo l'u.r. minima minore del 15% e l'u.r. massima in prossimità della saturazione, con una precisione pari a  $\pm 3\%$ . Il controllo dell'u.r. è assicurato da un sistema di umidificazione a vapore e da un sistema di deumidificazione, costituito da un serpentino di raffreddamento alloggiato in un'intercapedine ricavata in corrispondenza delle pareti laterali della camera (fig. 4.1). Per ottenere una elevata uniformità di temperatura e umidità relativa, all'interno della camera climatica si effettua una energica circolazione di aria in circuito chiuso, realizzata per mezzo di due ventilatori assiali (vedi fig. 4.1). Si ottiene così, secondo i dati forniti dal Costruttore, una uniformità di temperatura nello spazio di  $\pm 0.5\%$ , ad una distanza dalle pareti maggiore di 5 cm; la stabilità di temperatura nel tempo è pari a  $\pm 1\%$ . Le caratteristiche della camera sono state verificate sperimentalmente nel corso di una precedente ricerca [1].

#### **4.3 - Calorimetro.**

Il calorimetro a flusso termico differenziale di tipo Calvet è il modello C 80 di costruzione Setaram. Lo strumento consente, mediante misure di flusso termico e temperatura, di determinare le seguenti grandezze fisiche:

- calore specifico di solidi, liquidi, gas (e vapori) con metodo assoluto e differenziale;
- conducibilità termica di liquidi e gas;
- calore di evaporazione e di sublimazione;
- tensione di vapore;

- coefficiente di espansione di liquidi;
- calore di soluzione e calore di reazione chimica.

Il calorimetro è costituito (fig. 4.2) da un contenitore cilindrico ad asse verticale, di diametro esterno pari a 235 mm, diametro interno 125 mm ed altezza 590 mm; al suo interno sono ricavati, in posizione simmetrica rispetto all'asse, due alloggiamenti, anch'essi cilindrici, del diametro di 18 mm, destinati ad accogliere le due celle per l'effettuazione delle misure. La temperatura è regolata per mezzo della termoresistenza 4, installata in posizione baricentrica rispetto alle due celle. Il blocco periferico è isolato dall'esterno per mezzo della intercapedine 3 e dello strato isolante 2. Sulla parete esterna di ogni cella sono fissati i primi giunti di un certo numero di termocoppie, collegate in serie. I secondi giunti sono annegati nel blocco periferico.

I due insiemi di termocoppie, ciascuno relativo ad una cella, sono collegati con polarità opposta: in assenza di flusso termico tra celle e blocco calorimetrico (equilibrio termico) o in caso di uguaglianza dei flussi dalle celle verso il blocco, la f.e.m. nelle termocoppie è nulla; quando ciò non si verifica, la f.e.m. che in essa si genera costituisce il "segnale calorimetrico", legato al flusso termico da una funzione della temperatura (funzione di sensibilità). Il riscaldamento del sistema viene effettuato ad opera delle resistenze elettriche 7, alloggiato sulle pareti interne e asservite ad un regolatore di temperatura.

Altri componenti principali del calorimetro sono i seguenti:

- programmatore di temperatura;
- regolatore di temperatura;
- amplificatore;
- termometro di sicurezza;
- voltmetri digitali convertitori;
- unità di calibrazione;

- celle calorimetriche;
- sistema di acquisizione ed elaborazione dati.

Una veduta dell'apparecchiatura nel suo complesso è riportata in fig. 4.3; una descrizione dettagliata dei componenti citati è fornita in [1], [2].

#### **4.4 - Strumentazioni di Uso Generale.**

##### 4.4.1 - Pompa da vuoto (fig. 4.4).

E' il modello PD 40L della Leybold-Hereaus a due stadi: un primo stadio rotativo, raffreddato ad aria, ed un secondo a diffusione di olio, raffreddato ad acqua. Lo stadio rotativo è caratterizzato da una pressione minima raggiungibile pari a  $2.5 \times 10^{-4}$  mbar, da una portata nominale di  $20 \text{ m}^3/\text{h}$ , da una portata di pompaggio di  $15.2 \text{ m}^3/\text{h}$  e da una velocità di rotazione di 1500 giri al minuto. La potenza elettrica del motore di trascinamento è di 750 W. Lo stadio a diffusione può essere inserito a pressioni inferiori a  $10^{-3}$  mbar; la pressione minima raggiungibile è pari a  $10^{-7}$  mbar; la portata di pompaggio è pari a  $130 \text{ m}^3/\text{h}$  alla pressione di  $10^{-3}$  mbar e di  $145 \text{ m}^3/\text{h}$  alla pressione di  $10^{-5}$  mbar. La portata minima dell'acqua di raffreddamento è pari a 8 l/h. La pompa è corredata di una serie di tubi, valvole ed attacchi a flangia per la connessione al complesso sperimentale nel quale deve essere utilizzata [1].

##### 4.4.2 - Manometro per vuoto spinto.

E' il modello Combitron CM330, di fabbricazione Leybold-Hereaus, a due canali, dotato di doppio trasduttore; ciò consente allo strumento di coprire un campo di pressioni da  $10^{-4}$  Pa a 100 KPa. La sua funzione è quella di controllare le condizioni di funzionamento della pompa da vuoto [1].

##### 4.4.3 - Manometro meccanico.

E' il modello n. 160 di fabbricazione Leybold-Hereaus; lo strumento consente di misurare pressioni assolute nel campo 0-130 KPa, con una

accuratezza pari allo 0.3% del fondo scala; è inoltre munito di un attacco a flangia per la connessione ad un eventuale circuito esterno [1].

#### 4.4.4 - Trasduttori di pressione.

Si dispone di due trasduttori, ciascuno dei quali costituito da un contenitore cilindrico cavo, diviso in due camere da una membrana metallica. Una camera è collegata al circuito a pressione incognita  $P_x$ , l'altra è soggetta ad una pressione costante di riferimento. Al variare della  $P_x$  la membrana si deforma e comunica ad un trasformatore differenziale la nuova posizione, generando una variazione della tensione in uscita. Il segnale è rilevato ed amplificato dal multimetro digitale di cui al paragrafo 4.4.5. Si riportano di seguito le principali caratteristiche dei due trasduttori [1]:

a) è il modello PDCR 120/WL, di costruzione Druck Italia, avente le seguenti caratteristiche principali:

- campo di misura: 0-100 KPa;
- campo di temperatura:  $-50 / + 150^{\circ}\text{C}$ ;
- alimentazione: 10V;
- uscita: 100 mV;
- errore dovuto ad isteresi e non linearità:  $\pm 0.02\%$  del fondo scala;
- accuratezza in temperatura, comprensiva di deriva di zero e fondo scala:  $\pm 0.5\%$  da 0 a  $+50^{\circ}\text{C}$ ,  $\pm 1.5\%$  da  $-20$  a  $+150^{\circ}\text{C}$ ;

b) è il modello PDCR 350, di costruzione Druck Italia, avente le seguenti caratteristiche:

- campo di misura: 0-3500 KPa;
- campo di temperatura:  $-55 / + 135^{\circ}\text{C}$ ;
- alimentazione: 18/32 V;
- uscita: 5 V;
- errore dovuto ad isteresi e non linearità:  $\pm 0.1\%$  del fondo scala;
- accuratezza in temperatura, comprensiva di deriva di zero e fondo scala:

+/- 2% da -55 a +155°C.

#### 4.4.5 - Multimetro.

Si tratta del modello 37 della Fluke, che consente di misurare le seguenti grandezze [1]:

- tensione in corrente continua;
- tensione in corrente alternata;
- corrente continua e corrente alternata;
- resistenza elettrica.

#### 4.4.6 - Bilancia elettronica.

E' il modello U4100S della Sartorius, a display digitale, f.s. 4000 gr., la cui precisione è pari a +/- 0.002 gr. su tutta la scala, con un errore di non linearità minore di +/- 0.03 gr.; le dimensioni del piatto sono 180 x 235 mm. Un apposito tasto permette di sottrarre automaticamente la tara del recipiente utilizzato per la pesata; un altro tasto aziona un dispositivo automatico di calibrazione. La lettura è attendibile solo se la temperatura ambiente è compresa tra 0 e +40°C e se la bilancia viene messa in funzione almeno mezz'ora prima dell'effettuazione della misura. La bilancia è inoltre dotata di una livella sferica con le relative viti per la messa in bolla dello strumento [1].

#### 4.4.7 - Viscosimetri.

Si dispone di una serie di sei viscosimetri capillari a caduta libera di tipo Ubbelohde, di fabbricazione G.E.. Ciascun viscosimetro (fig. 4.5) è costituito da tre vasi cilindrici in vetro, tra loro comunicanti, uno dei quali è dotato di un capillare (C) e di una riserva (A) calibrati, nei quali viene introdotto il liquido in esame. A differenza di altri strumenti per misure di viscosità, i viscosimetri di questo tipo non utilizzano un sistema che forza il liquido a passare attraverso il capillare, ma esso fluisce per gravità. Siano  $M_1$  e  $M_2$  i livelli che delimitano il volume della riserva (vedi fig. 4.5); il tempo necessario affinché detto volume defluisca fra i due livelli  $M_1$  e  $M_2$ , attraverso il capillare, è

proporzionale alla viscosità cinematica mediante una costante di proporzionalità K caratteristica di ciascuno strumento. Detta costante dipende dal diametro del capillare calibrato; naturalmente si impiegano diametri crescenti all'aumentare della viscosità del fluido in esame [1].

#### **4.5 - Apparecchiatura per Misure di Tensione di Vapore.**

L'apparecchiatura per la misura di tensione di vapore è di elaborazione originale [1], ed è costituita dai seguenti componenti principali: - sezione di prova;

- termoresistenza;
- trasduttori di pressione;
- manometro;
- pompa da vuoto;
- camera climatica;
- bilancia elettronica.

La sezione di prova è un recipiente cilindrico in zaffiro, trasparente e graduato, di diametro esterno 33 mm, di spessore 7 mm e di altezza interna pari a 114 mm. Il recipiente è provvisto di attacco a flangia con guarnizione interna anulare di rame per la connessione al circuito ed è collaudato ad una pressione di 400 KPa. Si dispone anche di una seconda sezione di prova, costituita da un recipiente cilindrico in acciaio inossidabile, di diametro esterno pari a 33 mm, dello spessore di 4 mm e di altezza interna pari a 114 mm. Il recipiente è munito di un attacco a flangia con guarnizione interna anulare di rame per la connessione al circuito ed è collaudato ad una pressione di 4000 KPa.

La termoresistenza è al Platino, 100 Ohm a 0°C, di fabbricazione Elsi, tarata secondo le norme DIN 43760 Classe A, la cui precisione è pari a +/- 0.04°C. Essa è munita di una sonda che viene direttamente immersa nel fluido del quale si vuole misurare la temperatura. I valori di temperatura rilevati vengono visualizzati sul display digitale dell'apposito strumento di lettura che

effettua la conversione analogico-digitale del segnale proveniente dalla termoresistenza per mezzo di un convertitore a 14 bit; la precisione di tale strumento è superiore a  $\pm 0.005^{\circ}\text{C}$ .

Una veduta d'insieme dell'apparecchiatura per le misure di tensione di vapore è riportata in fig. 4.6.

#### **4.6 - Strumentazione per la Misura di Grandezze Microclimatiche.**

Si dispone di una centralina microclimatica modello HSA DGT di fabbricazione TCR TECORA. Lo strumento è in grado di acquisire, elaborare e memorizzare dati microclimatici rilevati da sensori ad esso connessi. E' dotato di un display a cristalli liquidi, di una stampante alfanumerica e di una interfaccia RS 232 per il trasferimento ad un computer esterno dei dati acquisiti. Permette, grazie ad un software dedicato, di effettuare indagini microclimatiche, senza necessità di presidio da parte dell'operatore.

Lo strumento è in grado di misurare ed elaborare varie grandezze fisiche di cui fornisce i valori medio, minimo e lo scarto quadratico medio.

Le grandezze fisiche misurabili direttamente sono:

- temperatura del globotermometro;
- temperatura di bulbo umido a ventilazione forzata;
- temperatura di bulbo umido a ventilazione naturale;
- temperatura dell'aria o di bulbo secco a ventilazione forzata;
- velocità dell'aria.

Lo strumento inoltre calcola, a partire dai dati misurati, le seguenti grandezze fisiche:

- umidità relativa;
- pressione di vapore;
- temperatura media radiante.

Tramite il software di cui è dotato lo strumento, è possibile infine calcolare alcuni parametri indicativi delle condizioni di benessere ter-

moigrometrico per l'uomo, ed in particolare:

- temperatura operativa;
- voto medio previsto;
- percentuale degli insoddisfatti.

Si riportano di seguito le principali caratteristiche tecniche delle sonde di misura dello strumento:

1) globo nero per la misura della temperatura di globotermometro: consiste in una sfera di rame sottile del diametro di 15 cm, verniciata esternamente in nero opaco. All' interno della sfera è inserita una resistenza standardizzata al platino. E' realizzata secondo le raccomandazioni ISO/DIS 7726/72432 e AIHA Heat and Cold Stress; il campo di misura è  $-40/+95^{\circ}\text{C}$ ; il tempo di risposta è 10/15 minuti;

2) sonda per la misura della temperatura umida naturalmente ventilata: consiste in un sensore di temperatura standardizzato al Platino, mantenuto umido da una garza di cotone costantemente umettata; il sensore è esposto all' aria senza alcuna protezione. E' inoltre presente uno schermo per la protezione del serbatoio d'acqua dall'irraggiamento; l'acqua deve essere bidistillata per evitare nel tempo depositi di calcare sulla garza. La sonda è realizzata secondo le raccomandazioni ISO/DIS 7726/7243 e AIHA Heat and Cold Stress; il campo di misura è  $-40/+95^{\circ}\text{C}$ ; il tempo di risposta è di 10 minuti;

3) Sonda Psicrometrica: incorpora due sensori standardizzati al platino per la misura della temperatura secca e umida a ventilazione forzata. Sul bulbo umido, mantenuto tale tramite una garza di cotone costantemente umettata, viene indirizzata una corrente d' aria per mezzo di un piccolo ventilatore. Il recipiente dell' acqua bidistillata è alloggiato nella parte inferiore della sonda; per ridurre l' evaporazione viene fornito un sottile disco di copertura. La garza di cotone che ricopre il sensore deve essere perfettamente umettata. Dalla lettura contemporanea delle due temperature a bulbo umido e a bulbo

asciutto, si individua lo stato termodinamico dell'aria: si ricavano così l'umidità relativa e l'umidità specifica. La sonda è realizzata secondo le raccomandazioni ISO/DIS 7726 e AIHA Heat and Cold Stress; il campo di misura dei sensori è  $-40/+95^{\circ}\text{C}$ ; il campo di impiego della sonda è  $-20/+65^{\circ}\text{C}$ ; la ventilazione è forzata, la velocità media dell'aria in prossimità dei bulbi è di  $4/6\text{ m/s}$ ;

4) Sonda Anemometrica: misura la velocità dell'aria secondo il principio dell'anemometro a filo caldo; la sonda è compensata in temperatura e realizzata secondo le raccomandazioni ISO/DIS 7726; il campo di misura è  $0,1 / 2,5\text{ m/s}$ .

#### **4.7 - Strumentazioni Acustiche.**

##### **a) Fonometro**

Si dispone di un fonometro integratore Larson & Davis 800, di Classe 1 conforme alle norme IEC 641 e 804, dotato di software per l'acquisizione dei dati. Lo strumento rileva livelli di pressione sonora che vanno da  $-10\text{ dB}$  a  $140\text{ dB}$ , con ponderazione A, C, o lineare.

Esso è dotato di un banco di filtri che consentono un'analisi per bande di ottava (1/1) e di un terzo di ottava (1/3). Le costanti di tempo Peak, Integratore, Slow, Fast o Impulse, che permettono di scegliere il criterio di valutazione del valore efficace del segnale, a seconda delle caratteristiche dello stesso, ed in particolare della sua velocità di variazione nel tempo. Lo strumento consente anche di misurare l'andamento nel tempo della pressione acustica e di effettuare il calcolo del tempo di riverberazione.

##### **b) Generatore di funzioni.**

E' il modello PM5131 di fabbricazione PHILIPS, in grado di generare segnali con forma d'onda sinusoidale, quadra e triangolare, in un campo di frequenze che va da  $0.1\text{ Hz}$  a  $2\text{ MHz}$ . Fra le prestazioni offerte dallo strumento, si segnala la possibilità di aggiungere, alla generica forma d'onda, una

componente continua di intensità regolabile.

c) Amplificatore.

E' il modello 2706 di fabbricazione BRUEL & KJAER, capace di erogare una potenza di 100 W.

#### **4.8 - Strumenti di Calcolo.**

Si dispone di due personal computers aventi le seguenti caratteristiche:

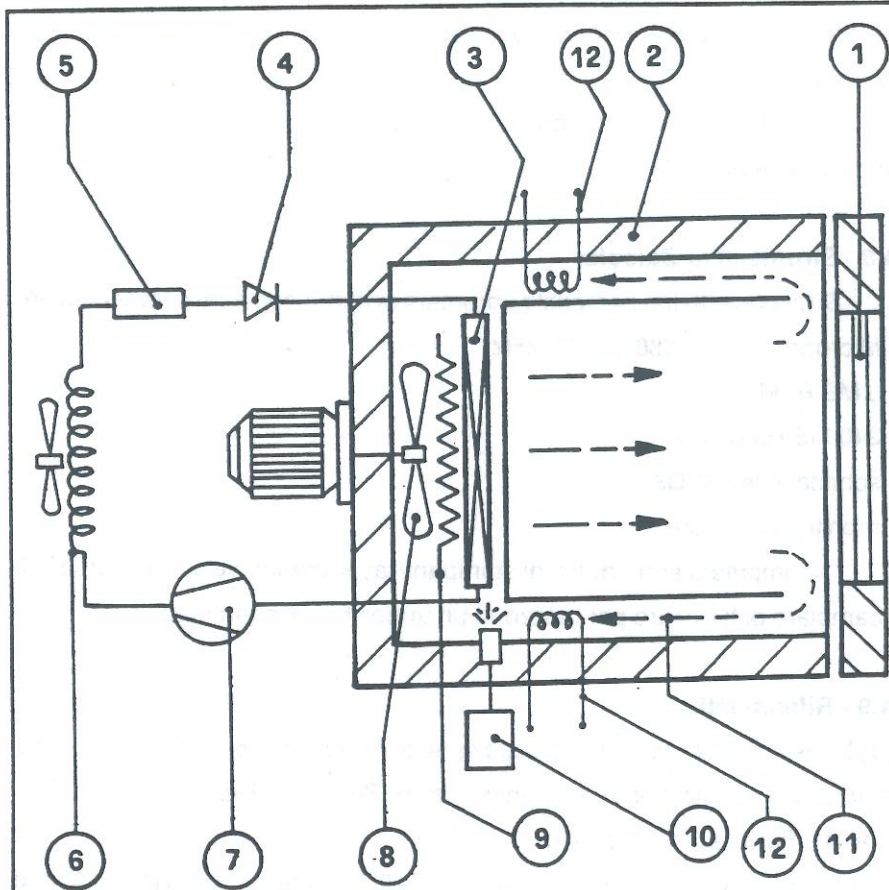
- Microprocessore 486 Dx, 33 MHz;
- 8 MB RAM;
- 240 MB Hard Disk;
- scheda video SVGA;
- monitor 14" colori.

I computers sono dotati di stampanti laser grafiche e sono in grado di scambiare dati fra loro per mezzo di un apposito collegamento.

#### **4.9 - Riferimenti.**

[1] M. Felli, F. Cotana: *"La nuova stazione di misura di proprietà termofisiche dell'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia"*, Rapp. 1, C.N.R., P.F. Edilizia, Perugia, maggio 1991.

[2] F. Asdrubali, C. Buratti, F. Cotana, M. Felli: *"Alcune proprietà termofisiche delle soluzioni di Acqua e Xilitolo"*, Rapp. 2, C.N.R., P.F. Edilizia, Perugia, maggio 1991.



**Fig. 4.1 - Schema semplificato della camera climatica:**

1) finestra; 2) isolante termico; 3) evaporatore; 4) valvola di espansione; 5) filtro; 6) condensatore; 7) compressore; 8) evaporatore; 9) elemento riscaldante; 10) umidificatore a vapore; 11) intercapedine; 12) deumidificatore.

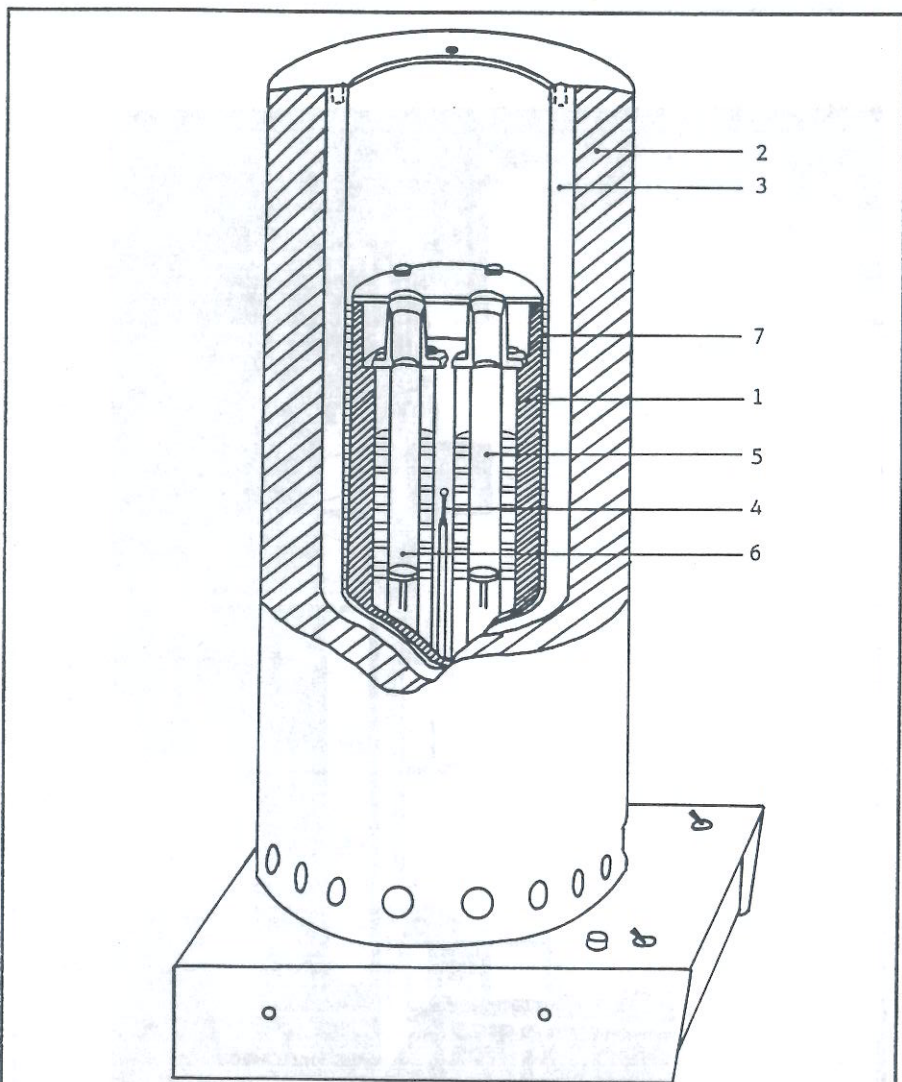


Fig. 4.2 - Calorimetro C80 Setaram a flusso termico differenziale: spaccato del blocco calorimetrico.

1) blocco calorimetrico periferico; 2) materiale isolante; 3) intercapedine d'aria; 4) termoresistenza; 5) cella di misura; 6) cella di riferimento; 7) elementi riscaldanti.

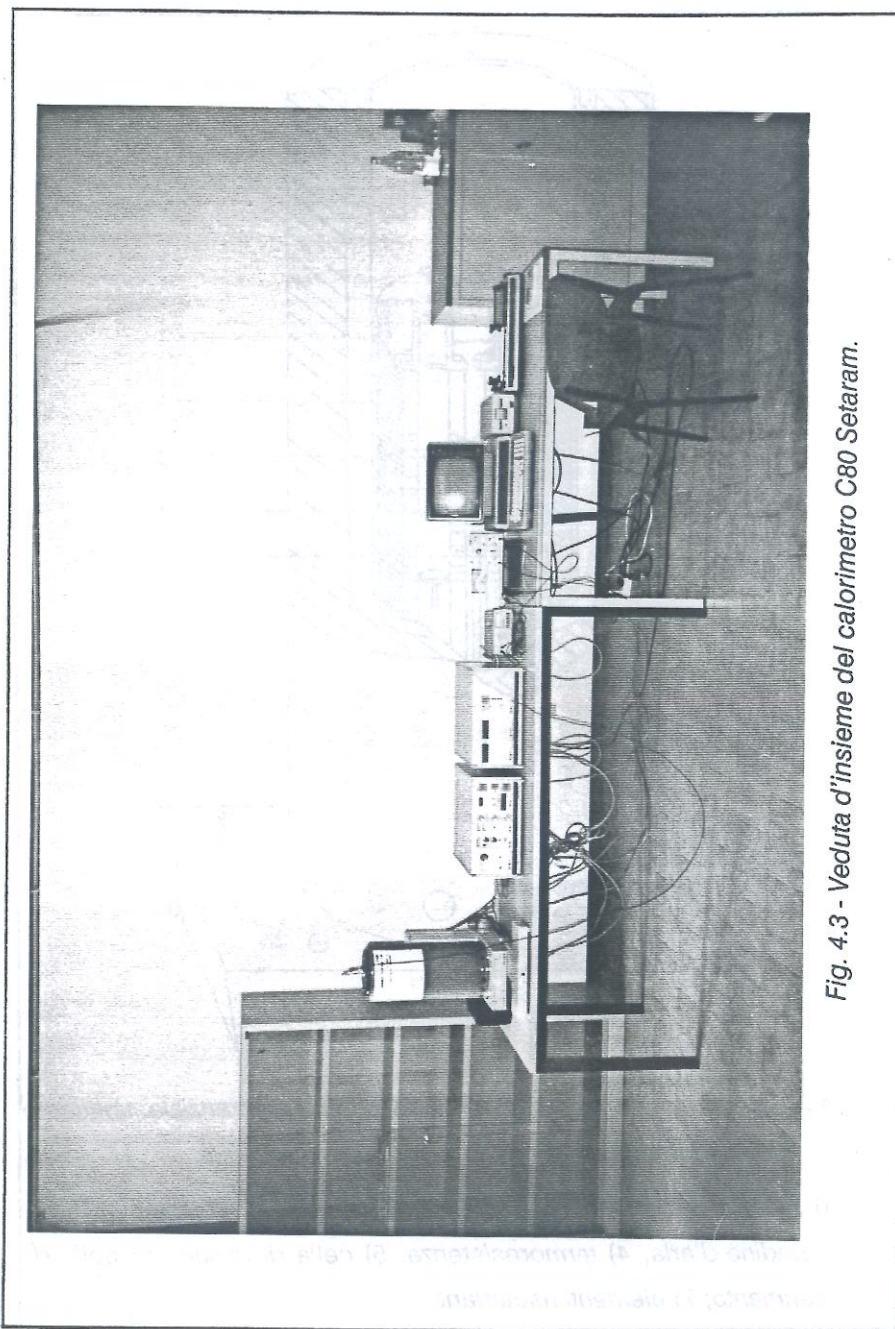
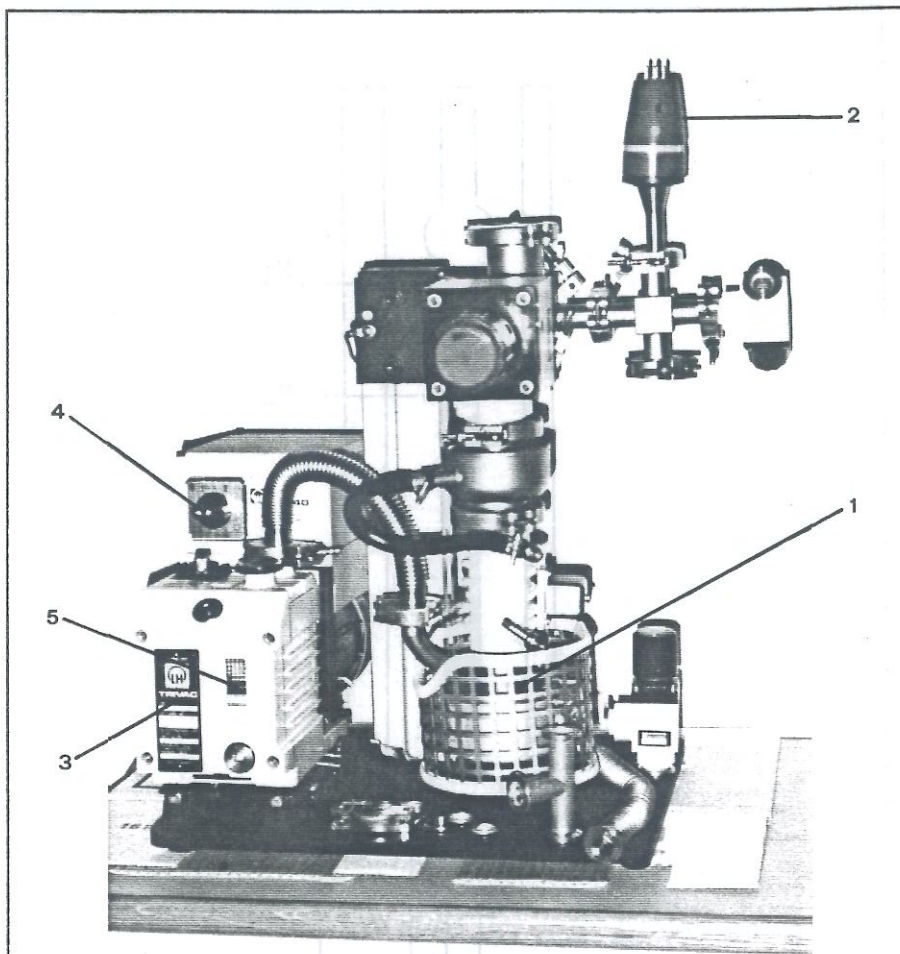


Fig. 4.3 - Veduta d'insieme del calorimetro C80 Setaram.



*Fig. 4.4 - Pompa da vuoto Leybold - Heraeus:*

- 1) stadio a diffusione;*
- 2) trasduttore di pressione per attacco a manometro da vuoto;*
- 3) stadio rotativo;*
- 4) interruttore;*
- 5) livello del lubrificante.*

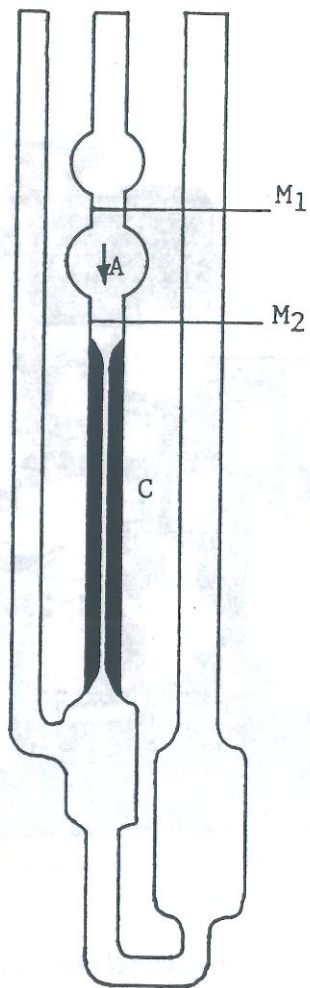
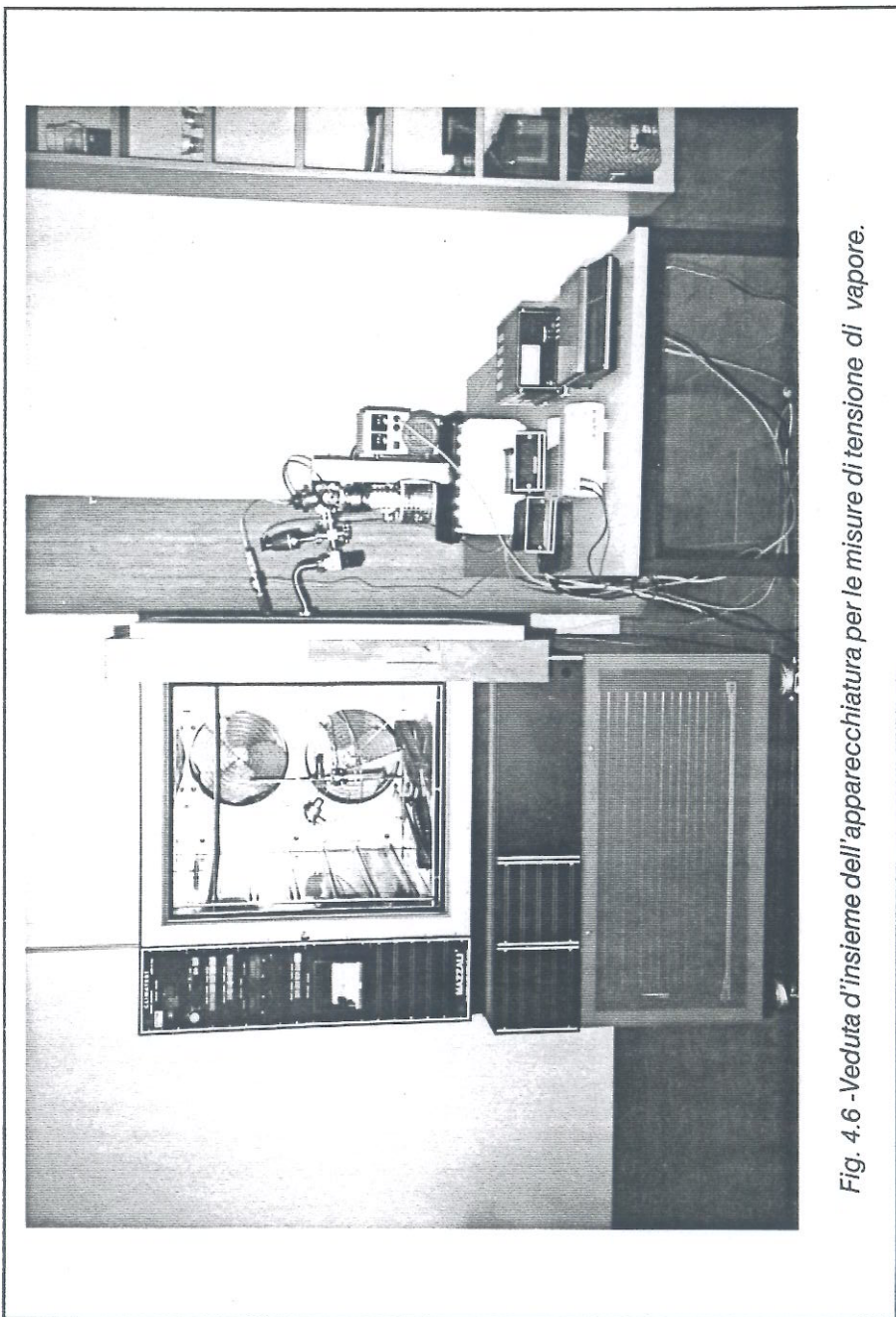


Fig. 4.5 - Disegno schematico di un viscosimetro di tipo Ubbelohde.

A = riserva

C = capillare calibrato

M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub> = linee di fede.



*Fig. 4.6 - Veduta d'insieme dell'apparecchiatura per le misure di tensione di vapore.*



## Capitolo Quinto

### MODALITA' DI ESECUZIONE DELLE MISURE SUI FLUIDI.

#### 5.1 - Misure P-T-X.

Uno schema semplificato dell'apparecchiatura per la misura di tensione di vapore è disegnato in fig. 5.1 [1], [2]. La soluzione, preparata nella voluta concentrazione, viene collocata all'interno della sezione di prova, la quale è fissata ad un supporto che la connette alla pompa da vuoto, allo strumento per la misura della pressione e alla termoresistenza; il collegamento viene effettuato in modo da garantire la necessaria tenuta per il vuoto.

Inizialmente il rubinetto è aperto: azionando la pompa da vuoto si effettua l'evacuazione dell'aria nella sezione di prova ed il degasaggio della soluzione; a questo punto, chiuso il rubinetto, si iniziano le misure. Fissato un valore di temperatura nella camera climatica, si attende che vengano raggiunte le condizioni di equilibrio all'interno della sezione di prova; è di solito richiesto un tempo di circa tre ore. Le condizioni di equilibrio si ritengono raggiunte quando le variazioni dei valori di temperatura e pressione, in un tempo di dieci minuti primi, sono inferiori agli errori di lettura di tali grandezze. In queste condizioni si rilevano contemporaneamente temperatura e pressione; prima di introdurre il nuovo campione, la sezione di prova viene accuratamente lavata con acqua distillata ed asciugata, dapprima manualmente, poi riscaldandola a secco all'interno della camera climatica.

Con tale apparecchiatura l'errore massimo assoluto che si commette nella determinazione della tensione di vapore è pari a  $\pm 0.3$  KPa.

#### 5.2 - Calore Specifico.

Le misure di calore specifico vengono effettuate utilizzando un calorimetro a flusso termico differenziale di tipo Calvet, di costruzione

Setaram, modello C80. Uno schema semplificato dell'apparecchiatura è disegnato in fig. 5.2; in essa si distinguono tre parti principali: un blocco calorimetrico, nel quale vengono posti i campioni in prova, un sistema di amplificazione dei segnali provenienti dal blocco, un sistema di rilevazione di tali segnali, con acquisizione ed elaborazione dei dati. All'interno del blocco calorimetrico sono presenti due celle, circondate ciascuna da una serie di termocoppie; il blocco è termostatato così che, quando la temperatura delle celle è diversa da quella del blocco calorimetrico ed esiste pertanto un flusso di calore tra celle e blocco, nelle termocoppie si genera una f.e.m., che costituisce il "segnale calorimetrico". Questo è legato al flusso di calore attraverso una funzione della temperatura, (funzione di sensibilità), che si determina mediante l'operazione di calibrazione [3].

La misura di calore specifico deve essere preceduta da un'operazione detta prova a vuoto o "blank", la quale consente di determinare il segnale calorimetrico a celle vuote, tenendo conto di eventuali asimmetrie del sistema; tale segnale è memorizzato dal computer e sottratto, durante le misure di  $\gamma_p$ , al segnale calorimetrico rilevato in presenza del campione.

Il calore specifico viene misurato introducendo all'interno del blocco calorimetrico le due celle, in una delle quali è posta una massa nota del campione in prova. Si imposta quindi una rampa termica tra due valori prefissati di temperatura, con un gradiente noto. Raggiunto l'equilibrio termico alla temperatura minima impostata, ha inizio la prova: gli elementi riscaldanti presenti all'interno del blocco calorimetrico (resistenze elettriche) forniscono il calore necessario per incrementare la temperatura del sistema. Durante la prova il sistema di acquisizione dati rileva, istante per istante, il valore del segnale calorimetrico che, dopo un breve transitorio iniziale, si mantiene pressochè costante. Il calcolo del calore specifico viene quindi effettuato per mezzo della relazione:

$$\gamma_p(T) = \frac{dQ/dt}{M dT/dt} \quad (5.1)$$

essendo:

$\gamma_p(T)$  = calore specifico alla temperatura T (KJ/KgK);

$dQ/dt$  = flusso di calore (mW);

M = massa del campione (mg);

$dT/dt$  = gradiente di temperatura ( $^{\circ}\text{C}/\text{min}$ ).

Il flusso di calore è legato al segnale calorimetrico mediante la funzione di sensibilità, potendosi scrivere:

$$q = \frac{dQ}{dt} = \frac{F(t)}{S(T)} \quad (5.2)$$

essendo:

F(t) = segnale calorimetrico ( $\mu\text{V}$ );

t = tempo (s);

S(T) = sensibilità ( $\mu\text{V}/\text{mW}$ );

T = temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ );

q = flusso termico (mW).

Sostituendo la (5.2) nella (5.1) si ottiene, per il calore specifico, la seguente espressione:

$$\gamma_p(T) = \frac{F(t)}{M S(T) dT/dt} \quad (5.3)$$

Tutte le grandezze che compaiono nella (5.3) sono note e si può quindi calcolare il valore di  $\gamma_p$ . I dati sperimentali sono immessi con continuità nel sistema di elaborazione il quale, utilizzando le formule menzionate, fornisce direttamente l'andamento del calore specifico in funzione della temperatura, in forma grafica oppure numerica; a titolo di esempio, si sono riportati in tab. 5.1 i risultati del tabulato in uscita dal sistema di elaborazione per una soluzione di Acqua e Xilitolo al 10% di Xilitolo.

L'errore massimo assoluto che si commette nella misura del calore

specifico è pari a  $\pm 0.0361 \text{ KJ/KgK}$ .

### 5.3 - Viscosità Cinematica.

Le misure di viscosità cinematica vengono effettuate utilizzando un viscosimetro capillare a caduta libera di tipo Ubbelohde, disegnato schematicamente in fig. 4.5.

Al fine di controllare il valore della temperatura di misura, il viscosimetro viene inserito all'interno della camera climatica; per garantirne la verticalità esso è fissato alla estremità superiore ad un ripiano della camera ed all'estremità inferiore ad un blocco di acciaio del peso di 3 Kg. Dopo aver inserito nel viscosimetro la quantità di soluzione necessaria per la misura, si fissa il valore della temperatura della camera climatica e si attende il raggiungimento dell'equilibrio termico. In queste condizioni, il valore della viscosità cinematica  $\nu$  si può ottenere moltiplicando il tempo  $t$  che intercorre fra il passaggio del pelo libero della soluzione attraverso la linea di fede  $M_1$  ed attraverso la linea di fede  $M_2$  (fig. 4.5) per la costante  $K$  dello strumento [4]. Ogni misura viene ripetuta tre volte e si assume come valore finale la media aritmetica delle tre misure; le prove che forniscono valori con scarto superiore al 5% rispetto alle altre vengono ripetute.

L'errore massimo assoluto sulla viscosità cinematica è, con questo metodo, pari a  $\pm 0.02 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

### 5.4 - Densità.

Le misure di densità vengono effettuate utilizzando un matraccio del volume complessivo di  $220 \text{ cm}^3$ , munito di collo graduato, che consente di apprezzare variazioni di volume fino a circa  $20 \text{ cm}^3$ , con una accuratezza di  $\pm 0.1 \text{ cm}^3$ . Prima di ciascuna misura il matraccio viene accuratamente lavato ed asciugato, riempito della soluzione della voluta concentrazione e sigillato mediante un tappo. Il matraccio così riempito viene collocato

all'interno della camera climatica; un agitatore magnetico consente di evitare la stratificazione della soluzione. Raggiunto l'equilibrio termico si effettua la lettura del volume della soluzione. Il peso della soluzione e del matraccio sono misurati per mezzo di una bilancia elettronica.

L'errore massimo assoluto che si commette nelle misure di densità è pari a  $\pm 0.63 \text{ Kg/m}^3$ .

### **5.5 - Curva di Cristallizzazione.**

La determinazione della curva di cristallizzazione viene effettuata ponendo la soluzione, di concentrazione prefissata, all'interno della camera climatica e sottoponendola a graduale raffreddamento sotto continua agitazione, fino alla comparsa dei primi cristalli; a questo punto, rilevata la temperatura di solidificazione, la soluzione viene gradualmente riscaldata, senza interrompere l'agitazione, fino alla scomparsa completa del solido.

Il processo di riscaldamento e raffreddamento viene ripetuto più volte, allo scopo di ridurre al minimo gli errori provocati da possibili sottoraffreddamenti o surriscaldamenti, e fino ad ottenere una temperatura unica, o di poco differente, di inizio formazione dei cristalli e di completa dissoluzione di essi [5].

### **5.6 - Riferimenti.**

[1] M. Coppi, A. De Lieto Vollaro, M. Felli: "*Una nuova apparecchiatura per la misura di tensione di vapore di soluzioni: primi risultati sperimentali*", XL Congresso Nazionale ATI, Trieste, settembre 1985.

[2] M. Coppi, F. Cotana, M. Felli: "*Fluids for Heat Transformers. Experimental Determination of the Thermophysical Properties of the Solution Water-Xilitol ( $\text{H}_2\text{O}-\text{C}_5\text{H}_{12}\text{O}_5$ )*", Second World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Dubrovnik, giugno 1991.

[3] M. Felli, F. Cotana: "*La nuova stazione di misura di proprietà ter-*

*mo fisiche dell'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia*", Rapp. 1, C.N.R., P.F. Edilizia, Perugia, maggio 1991.

[4] G. Schraum: *"Introduzione alla viscosimetria pratica"*, 1981.

[5] M. A. Biancifori: *"Contributo allo studio delle soluzioni acquose di Bromuro di Litio per macchine frigorifere ad assorbimento"*, XV Congresso Nazionale ATI, Napoli, ottobre 1960.

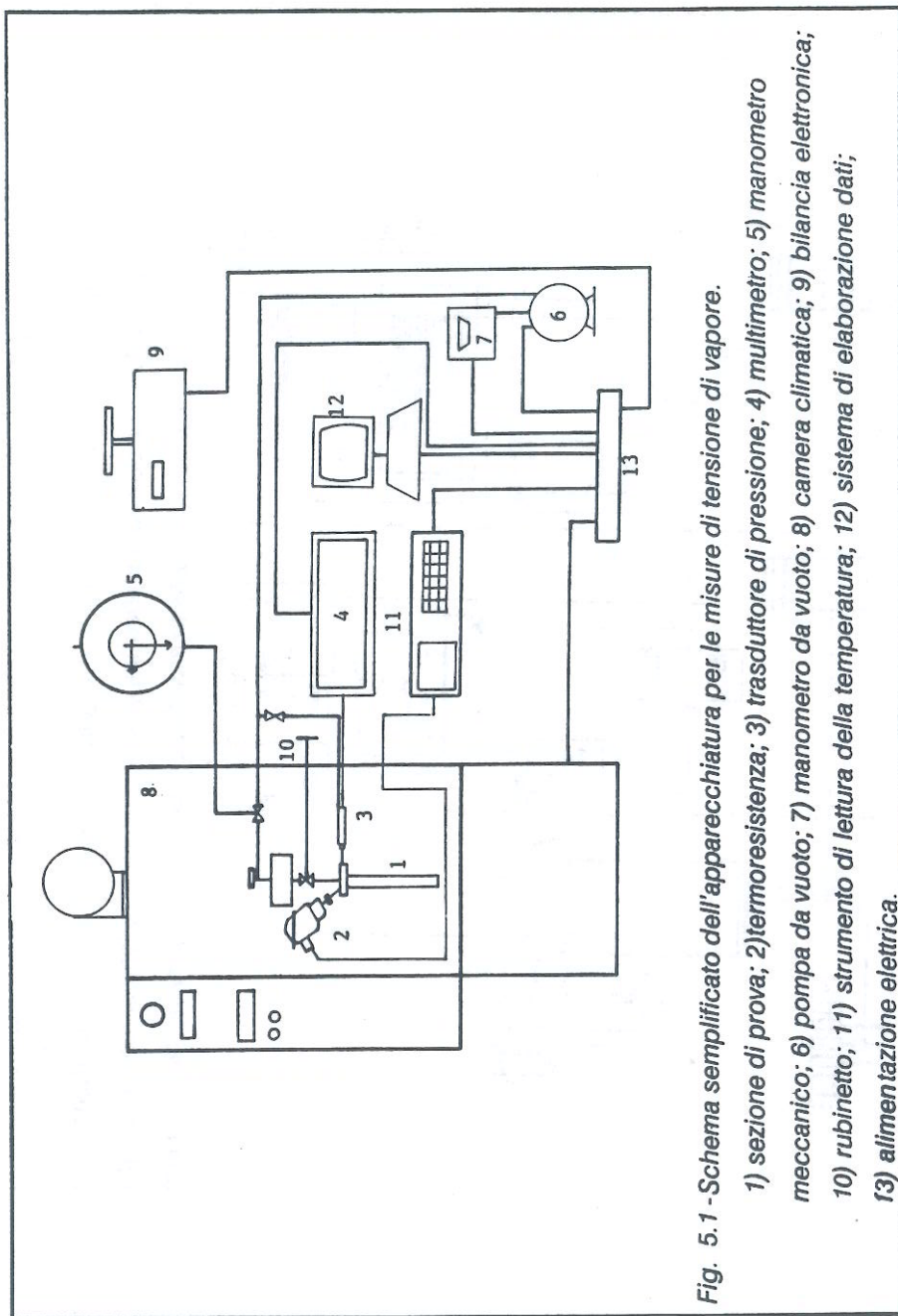


Fig. 5.1 - Schema semplificato dell'apparecchiatura per le misure di tensione di vapore.

- 1) sezione di prova; 2) termoresistenza; 3) trasduttore di pressione; 4) multimetro; 5) manometro meccanico; 6) pompa da vuoto; 7) manometro da vuoto; 8) camera climatica; 9) bilancia elettronica; 10) rubinetto; 11) strumento di lettura della temperatura; 12) sistema di elaborazione dati; 13) alimentazione elettrica.

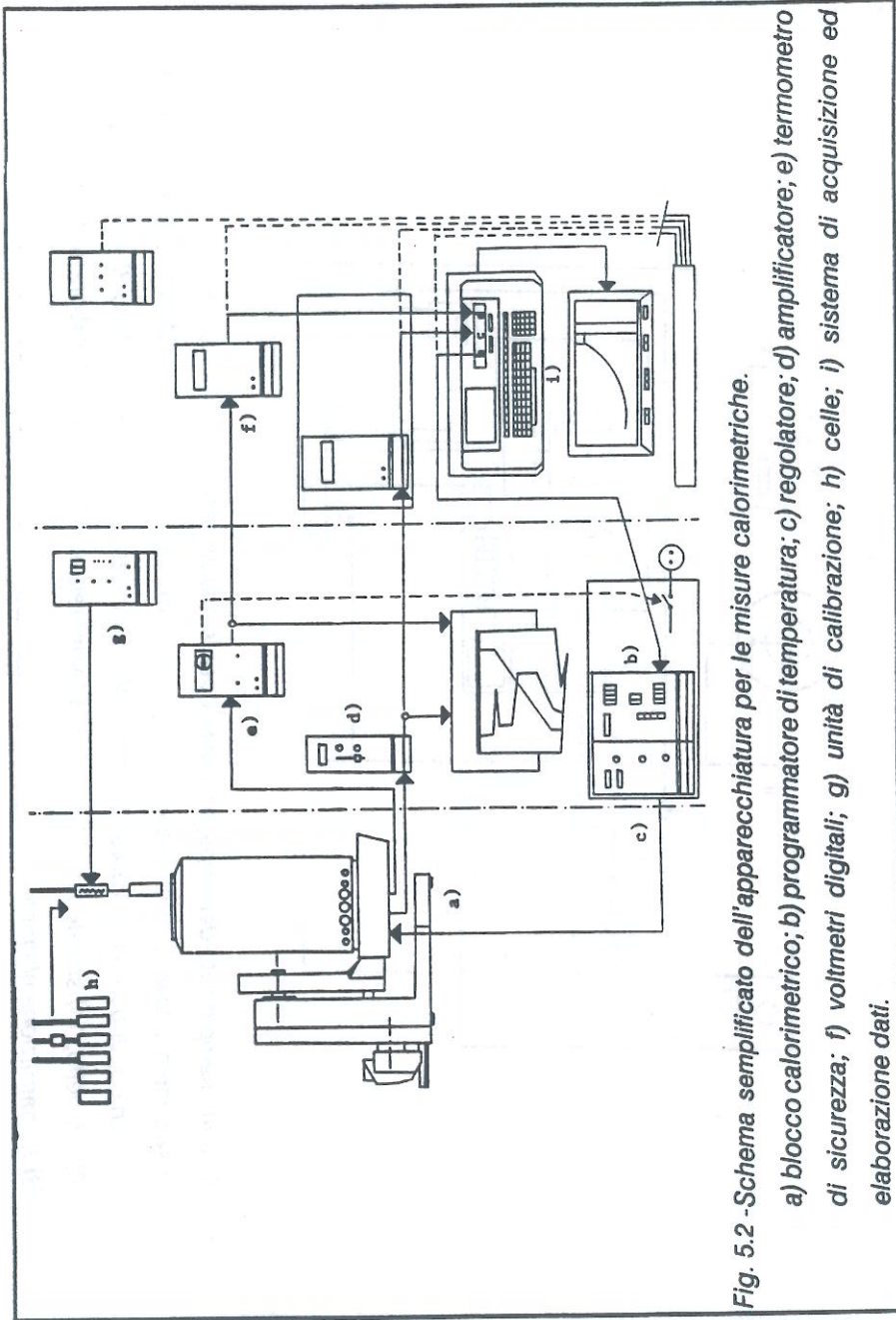


Fig. 5.2 -Schema semplificato dell'apparecchiatura per le misure calorimetriche.

a) blocco calorimetrico; b) programmatore di temperatura; c) regolatore; d) amplificatore; e) termometro di sicurezza; f) voltmetri digitali; g) unità di calibrazione; h) celle; i) sistema di acquisizione ed elaborazione dati.

Tab 5.1 - Soluzione  $H_2O-C_5H_{12}O_5$  ( $X=90\%$ ): calore specifico a pressione costante in funzione del tempo intercorso dall'inizio della misura e della temperatura.

t (s)	T (°C)	$\gamma_p$ (Kcal/Kg°C)	t (s)	T (°C)	$\gamma_p$ (Kcal/Kg°C)
1805	41.4	0.9299	6071	62.5	0.9767
1904	41.9	0.9365	6170	62.9	0.9765
2003	42.4	0.9426	6269	63.5	0.9761
2103	42.9	0.9476	6368	63.9	0.9761
2202	43.4	0.9524	6467	64.4	0.9758
2301	43.8	0.9564	6567	64.9	0.9758
2400	44.3	0.9601	6666	65.4	0.9755
2499	44.8	0.9630	6765	65.9	0.9752
2599	45.3	0.9656	6864	66.4	0.9744
2698	45.8	0.9678	6963	66.9	0.9737
2797	46.3	0.9694	7063	67.4	0.9731
2896	46.8	0.9702	7162	67.8	0.9731
2995	47.3	0.9707	7261	68.3	0.9733
3095	47.7	0.9711	7360	68.8	0.9737
3194	48.2	0.9719	7459	69.3	0.9746
3293	48.7	0.9730	7559	69.8	0.9748
3392	49.2	0.9740	7658	70.3	0.9750
3491	49.7	0.9748	7757	70.8	0.9752
3591	50.2	0.9753	7856	71.3	0.9752
3690	50.7	0.9756	7955	71.8	0.9751
3789	51.2	0.9760	8055	72.3	0.9750
3888	51.7	0.9763	8154	72.8	0.9747
3987	52.2	0.9767	8253	73.3	0.9747
4087	52.7	0.9770	8352	73.8	0.9746
4186	53.1	0.9771	8451	74.3	0.9746
4285	53.6	0.9772	8551	74.7	0.9748
4384	54.1	0.9773	8650	75.2	0.9750
4483	54.6	0.9774	8749	75.7	0.9749
4583	55.1	0.9772	8848	76.2	0.9739
4682	55.6	0.9769	8947	76.7	0.9731
4781	56.1	0.9766	9047	77.2	0.9727
4880	56.6	0.9759	9146	77.7	0.9725
4979	57.1	0.9757	9245	78.2	0.9723
5079	57.5	0.9754	9344	78.7	0.9726
5178	58.0	0.9755	9443	79.2	0.9722
5277	58.5	0.9760	9543	79.7	0.9720
5376	59.0	0.9762	9642	80.2	0.9722
5475	59.5	0.9767	9741	80.7	0.9723
5575	60.0	0.9769	9840	81.1	0.9724
5674	60.5	0.9772	9939	81.6	0.9723
5773	61.0	0.9772	10039	82.1	0.9720
5872	61.5	0.9771	10138	82.6	0.9722
5971	62.0	0.9770	--	--	--



## Capitolo Sesto

### RISULTATI SPERIMENTALI

#### 6.1 - Generalità.

Nel corso degli ultimi due anni sono state effettuate quattro campagne sperimentali ed una quinta è in corso di svolgimento, volte alla determinazione delle proprietà termofisiche di nuovi fluidi da impiegarsi in macchine ad assorbimento, e particolarmente in trasformatori di calore. Le miscele esaminate sono le seguenti:

- 1) Acqua-Xilitolo ( $H_2O - C_5H_{12}O_5$ );
- 2) Metanolo-Cloruro di Calcio ( $CH_3OH - CaCl_2$ );
- 3) Metanolo-Bromuro di Litio-Bromuro di Zinco ( $CH_3OH - LiBr - ZnBr_2$ , con tre diversi rapporti molari tra i due sali: 1:2, 2:1, 3:1);
- 4) Metanolo-Bromuro di Litio-Cloruro di Zinco ( $CH_3OH - LiBr - ZnCl_2$ , nei rapporti molari 1:2, 1:1, 3:1);
- 5) Soluzioni Acquose di Idrossidi, in corso di svolgimento ( $H_2O - KOH$ ,  $H_2O - NaOH$ ).

#### 6.2 - Soluzioni Acquose di Xilitolo.

##### 6.2.1 - Caratteristiche dello Xilitolo.

Lo Xilitolo (formula empirica:  $C_5H_{12}O_5$ ) è un polialcool con 5 atomi di carbonio, presente in natura in molti frutti, bacche e vegetali; il suo interesse commerciale risiede nell'impiego come sostituto dello zucchero: è infatti dolce (a temperatura ambiente circa quanto il Saccarosio) ed inoltre, se ingerito in forma solida, dà freschezza per effetto del suo calore di soluzione negativo (36.6 Kcal/Kg, il più elevato fra gli zuccheri).

La caratteristica principale dello Xilitolo è senza dubbio la sua resistenza alla fermentazione: la maggior parte dei microorganismi, che causano la fermentazione nei cibi, è in grado di metabolizzare solo le convenzionali

strutture a sei atomi di carbonio, mentre lo Xilitolo ne presenta cinque. Quanto detto vale anche per i batteri cariogeni della cavità orale umana; ne segue che lo Xilitolo è l'unico dolcificante naturale, che si conosca attualmente, dimostratosi non cariogeno nel corso di prove cliniche a lungo termine. Un'altra proprietà caratteristica dello Xilitolo è quella di mantenersi chimicamente inalterato, al crescere della temperatura e a pressione atmosferica, fino a circa 210-215°C, senza cioè "caramellarsi", a differenza di altri zuccheri.

Per quanto riguarda le proprietà chimico-fisiche e termofisiche dello Xilitolo puro, è stato possibile trarre dalla Letteratura, [1], [2] dati riguardanti la sua solubilità in acqua, igroscopicità, viscosità in soluzioni acquose sature. Per le proprietà delle soluzioni acquose dello Xilitolo, invece, non sono disponibili informazioni significative; si è pertanto ritenuto opportuno effettuare una campagna di misure atte a determinare sperimentalmente alcune proprietà termofisiche di dette soluzioni.

#### 6.2.2 - Risultati Sperimentali.

La scelta delle soluzioni di Acqua e Xilitolo ha preso spunto dal fatto che esse presentano un valore negativo del calore di soluzione; è pertanto teoricamente prevedibile, sul piano P-T-X, una divergenza delle rette all'aumentare della temperatura. Inoltre le soluzioni acquose hanno un elevato valore del calore di trasformazione, auspicabile per il trasformatore di calore in quanto, a parità di resa termica, consente di impiegare portate di fluido minori e contenere quindi le dimensioni della macchina.

Sono state determinate le seguenti proprietà termofisiche delle soluzioni di Acqua e Xilitolo: tensione di vapore (fig. 6.1), calore specifico (fig. 6.2), viscosità cinematica (fig. 6.3). I valori numerici di tensione di vapore e viscosità sono riportati in tab. 6.1 e tab. 6.2.

Il diagramma P-T-X mostra che la differenza fra le temperature di equilibrio, a parità di pressione, dell'Acqua pura e delle soluzioni molto

concentrate (40%, 50% in acqua) è assai modesta, dell'ordine di 10°C; pertanto la soluzione non è adatta per l'impiego in macchine ad assorbimento.

### **6.3 - Soluzioni di Alcool e Sali.**

Le soluzioni di Alcool Metilico e Sali sono state spesso proposte in Letteratura [3], [4] quali fluidi di lavoro per macchine ad assorbimento; sebbene non abbiano avuto significative applicazioni nelle macchine di corrente produzione, esse sono ancor oggi oggetto di ricerca perchè presentano caratteristiche assai interessanti in vista dell'impiego menzionato. Infatti, se confrontate con la coppia Acqua-Bromuro di Litio, di più frequente impiego, offrono vantaggi comparabili (assenza di rettifica, elevata solubilità, elevato calore latente di evaporazione, anche se minore di quello dell'Acqua); inoltre, a differenza della coppia Acqua-Bromuro di Litio, esse consentono di raggiungere temperature di evaporazione inferiori a 0°C, poichè il punto triplo dell'Alcool Metilico si trova a -97.7°C.

#### **6.3.1 - Soluzioni Binarie.**

Le prime misure sono state effettuate sulle soluzioni di Alcool Metilico e Cloruro di Calcio, il cui impiego è stato a volte proposto in Letteratura [5], [6] con risultati soddisfacenti, ma delle quali non sono note le proprietà termofisiche. Si sono misurate le seguenti proprietà: tensione di vapore (fig. 6.4, tab. 6.3), viscosità cinematica (fig. 6.5, tab. 6.4), densità (fig. 6.6, tab. 6.5), per diverse concentrazioni della soluzione; si è considerato un campo di concentrazioni variabile dal 100% (refrigerante puro) al 30% (in prossimità della cristallizzazione a temperatura ambiente) ed un campo di temperature variabile da 0 a 110°C. Il diagramma P-T-X mostra che la soluzione CH<sub>3</sub>OH-CaCl<sub>2</sub> non è adatta per l'impiego in macchine ad assorbimento in quanto a pressione costante ed in tutto il campo di temperature indagato, la differenza di temperatura ottenibile per differenze di concentrazione anche elevate è

molto piccola. Inoltre la coppia presenta altre caratteristiche negative, quali l'elevata viscosità, l'aggressività nei confronti dei materiali da costruzione, l'elevata igroscopicità del sale.

### 6.3.2 - Soluzioni Ternarie.

Si sono successivamente considerate le miscele ternarie di Alcool Metilico e Sali. La soluzione binaria  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr}$  [7,8,9,10] presenta buone caratteristiche per l'impiego in macchina ad assorbimento in quanto, a pressione costante, si hanno significative variazioni di temperatura in corrispondenza di modeste variazioni di concentrazione della soluzione; tuttavia la viscosità cinematica di tale soluzione risulta estremamente elevata: essa varia nell'intervallo  $25-100 \text{ mm}^2/\text{s}$  in corrispondenza di temperature comprese tra  $10$  e  $40^\circ\text{C}$ . L'aggiunta ad essa di un secondo sale consente di diminuirne sensibilmente la viscosità, pertanto sono state studiate due diverse miscele ternarie di Alcool Metilico e Sali, ottenute aggiungendo alla coppia  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr}$  rispettivamente:

- Bromuro di Zinco ( $\text{ZnBr}_2$ );
- Cloruro di Zinco ( $\text{ZnCl}_2$ ).
- *La miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$ .*

Una prima ricerca ha riguardato la miscela ternaria  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$ , con diversi rapporti molari tra i sali: 2:1, 3:1, 1:2 (vale a dire 2 moli di LiBr per ogni mole di  $\text{ZnBr}_2$  e così via). In Letteratura è possibile trovare dati relativi al solo rapporto molare 2:1 [11], [12], [13], [14]; la ricerca è stata estesa ai rapporti molari 3:1 e 1:2, al fine di valutare l'influenza di tale parametro sulle proprietà termofisiche ed individuare il rapporto molare più idoneo per l'impiego in macchine ad assorbimento. Anche le misure relative al rapporto molare 2:1 sono state ripetute e i valori sono stati confrontati con quelli proposti in Letteratura, evidenziandosi un buon accordo.

Sono state determinate le seguenti proprietà termofisiche: tensione di vapore, calore specifico, viscosità cinematica, densità. I risultati delle misure

sono riportati nelle figure 6.7, 6.8, 6.9, 6.10 e nelle tabelle 6.6, 6.7, 6.8. Dall'esame dei diagrammi P-T-X (fig. 6.7) si osserva che tutte le soluzioni menzionate sono idonee per l'impiego in macchine ad assorbimento; in particolare, al diminuire del rapporto molare tra i sali, (definito come  $MR = \text{moli ZnBr}_2 / \text{moli LiBr} + \text{moli ZnBr}_2$ ), anche la tensione di vapore, per un fissato valore di temperatura e concentrazione, diminuisce. Ciò significa che il rapporto molare 3:1 è quello che, da questo punto di vista, presenta le migliori caratteristiche. La viscosità cinematica presenta invece una tendenza inversa (fig. 6.10).

Le differenze tra i diagrammi P-T-X delle soluzioni con rapporti molari 2:1 e 3:1 sono comunque poco marcate; la miscela con rapporto 2:1 presenta valori della viscosità cinematica molto più bassi. Si può pertanto concludere che, globalmente, il rapporto 2:1 presenta le migliori caratteristiche per l'impiego in macchine ad assorbimento.

- *La miscela CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnCl<sub>2</sub>.*

Di questa miscela sono stati reperiti nella recente Letteratura [15] i dati relativi alle proprietà termofisiche di soluzioni con rapporto in peso tra i sali pari a 1:1. Anche in questo caso l'indagine è stata estesa, considerando la possibilità di variare i rapporti molari tra i sali; in particolare, si sono esaminati i rapporti: 1:1, 2:1 e 1:2. I risultati sono riportati nelle figure 6.11, 6.12, 6.13, 6.14 e nelle tabelle 6.9, 6.10, 6.11. I diagrammi P-T-X (fig. 6.11) mostrano che le soluzioni impiegate, a pressione costante ed in tutto il campo di temperatura indagato, presentano differenze di temperatura elevate: la miscela più idonea per l'impiego in macchine ad assorbimento è quella con rapporto molare 2:1. Il rapporto molare 1:1 è invece caratterizzato dai valori più bassi della viscosità cinematica (fig. 6.14).

#### **6.4 - Soluzioni Acquose di Idrossidi.**

Sono in corso in questo momento misure delle proprietà termofisiche

di soluzioni acquose di idrossidi. Si prevede di esaminare le soluzioni  $H_2O-KOH$  e  $H_2O-NaOH$ ; esse presentano valori negativi e, in valore assoluto, elevati, del calore di soluzione [16]: è dunque prevedibile che, a parità di pressione e con piccole variazioni di concentrazione, si possano ottenere elevate differenze di temperatura.

Durante alcune misure di viscosità cinematica effettuate preliminarmente, si è potuto verificare che le soluzioni acquose di idrossido di potassio sono più solubili di quelle di idrossido di sodio e presentano anche valori più bassi della viscosità cinematica.

Al momento di andare in stampa il lavoro sulle Soluzioni Acquose di Idrossidi non è ancora completato.

## 6.5 - Riferimenti.

- [1] G.G. Birch, K.J. Perker: *"Sugar Science and Technology"*, Applied Science Publishers, London 1977.
- [2] J. N. Counsell: *"Xylitol"*, Applied Science Publishers, London 1977.
- [3] W.R. Hainsworth: *"Refrigerants and Absorbents"*, Refrigeration Engineering, vol. 48, 1944, p. 97.
- [4] J.E. Aker, R.G. Squires, L.F. Albright: *"An Evaluation of Alcohol and Salt Mixtures as Absorption Refrigeration Solutions"*. ASHRAE J., maggio 1965, p. 90-92.
- [5] G. Moss, M. Shaidullah: *"Sorption Heat Pumps utilizing solid/fluids pairs"*, International Workshop on Heat Transformation and Storage, Ispra, 1985.
- [6] H. Bohm et Al.: *"Basic Investigations on Chemical Heat Pumps and Heat Transformers"*, International Workshop on Heat Transformation and Storage, Ispra, 1985.
- [7] E. R. Grosman, V. Ja Zuravlenko : *"Diagramma temperatura pressione per una soluzione di metanolo e bromuro di litio"*. Kholodil'naja Technika, n.

11, 1969.

[8] M. Renz: "*Thermal and Physical Properties of a Methanol - Lithium Bromide Couple Mixture*". Ki, vol. 8, 1980, p. 343-345.

[9] H. D. Eicholz, S. Schulz: "*Theoretical and Experimental Studies on Thermodynamic Properties of the Binary Mixture CH<sub>3</sub>OH-LiBr*". I.I.F. Commission B1, B2, E1, E2, Mons (Belgio) 1980.

[10] M. Renz, F. Steimle: "*Thermodynamic Properties of the Binary System Methanol-Lithium Bromide*". International Journal of Refrigeration, vol. 4, 1981, p. 97-101.

[11] M. Renz: "*Thermodynamische Eigenschaften des Ternären Stoffsystems Methanol-Lithiumbromid-Zinkbromid*". Ki, vol. 9, 1981, p. 419.

[12] Iedema, Machielsen: "*Fundamental Equations for the Free Enthalpy of LiBr and/or ZnBr<sub>2</sub> Solutions in Methanol*", XVI International Congress of Refrigeration, Parigi 1983.

[13] A. Alloush, W. B. Gosney, W. A. Wakeham: "*Thermal Conductivity of some Salt Solutions by the Transient Hot Wire Method*", XVI International Congress of Refrigeration, Parigi 1983.

[14] M. Coppi, F. Mattiucci, C. Cianfrini: "*Misure di proprietà termofisiche di soluzioni elettrolitiche*", I Congresso Nazionale ATA, Trieste 1983.

[15] S. Iyoki, T. Takigawa, T. Uemura: "*Thermal and Physical Properties of the Methanol - Lithium Bromide - Zinc Chloride System*", International Journal of Refrigeration, vol. 14, marzo 1991.

[16] National Standards Reference Data Systems NSRDS-NBS2.

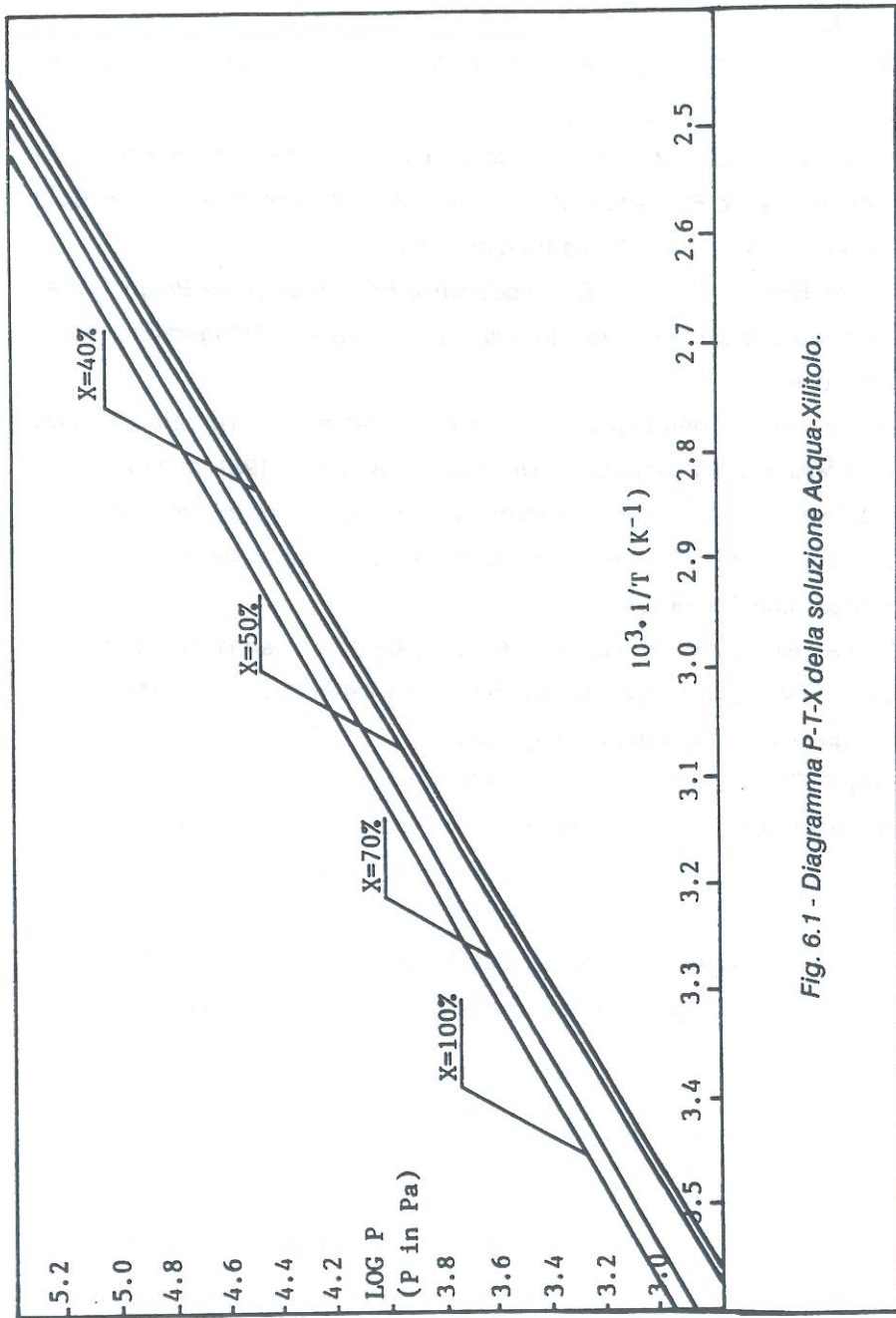


Fig. 6.1 - Diagramma P-T-X della soluzione Acqua-Xilitolo.

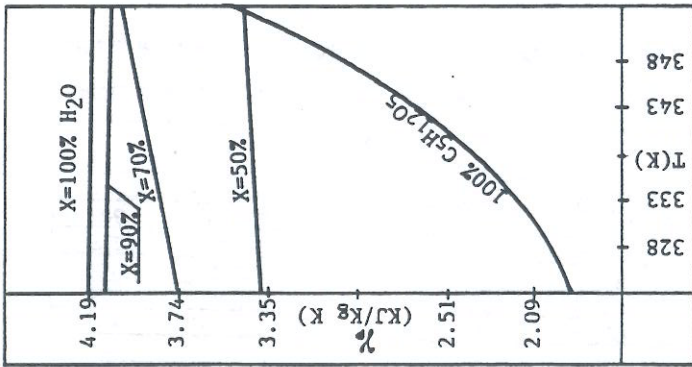


Fig. 6.2 -Soluzione H<sub>2</sub>O-C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>O<sub>5</sub>: andamento del calore specifico in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

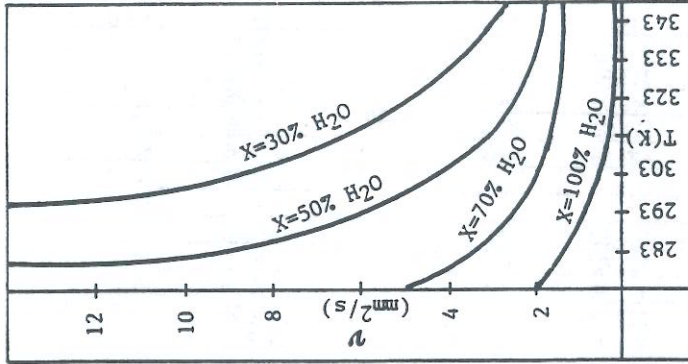


Fig. 6.3 -Soluzione H<sub>2</sub>O-C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>O<sub>5</sub>: andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

Tab 6.1 - Soluzione  $H_2O-C_5H_{12}O_5$ : tensione di vapore in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	P (KPa)	X (%)	T (K)	P (KPa)
100	310.26	4.6	50	284.6	0.9
	323.96	12.8		299.36	2.1
	342.06	34.1		315.26	6.0
	371.66	95.9		329.56	13.0
	423.16	465.0		372.06	85.4
	--	--		391.86	162.2
	--	--		416.66	338.0
70	294.66	2.3	40	292.66	1.3
	306.86	4.9		306.16	3.1
	315.46	7.4		316.36	6.3
	328.76	14.4		332.66	13.5
	371.96	92.6		372.06	81.5
	392.16	180.3		392.16	150.8
	418.46	377.0		417.16	299.0

Tab 6.2 - Soluzione  $H_2O-C_5H_{12}O_5$ : viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\nu$ (mm <sup>2</sup> /s)	X (%)	T (K)	$\nu$ (mm <sup>2</sup> /s)
100	279.16	1.530	50	288.16	9.141
	283.16	1.359		298.16	5.929
	288.16	1.184		313.16	3.556
	293.16	1.044		328.16	2.383
	298.16	0.929		343.16	1.779
	303.16	0.831		--	--
	--	--		--	--
70	279.16	4.000	30	283.16	36.000
	283.16	3.441		293.16	19.920
	293.16	2.544		308.16	9.840
	299.76	2.153		323.16	5.634
	317.16	1.469		338.16	3.624
	327.16	1.286		353.16	2.616
	343.16	1.049		--	--

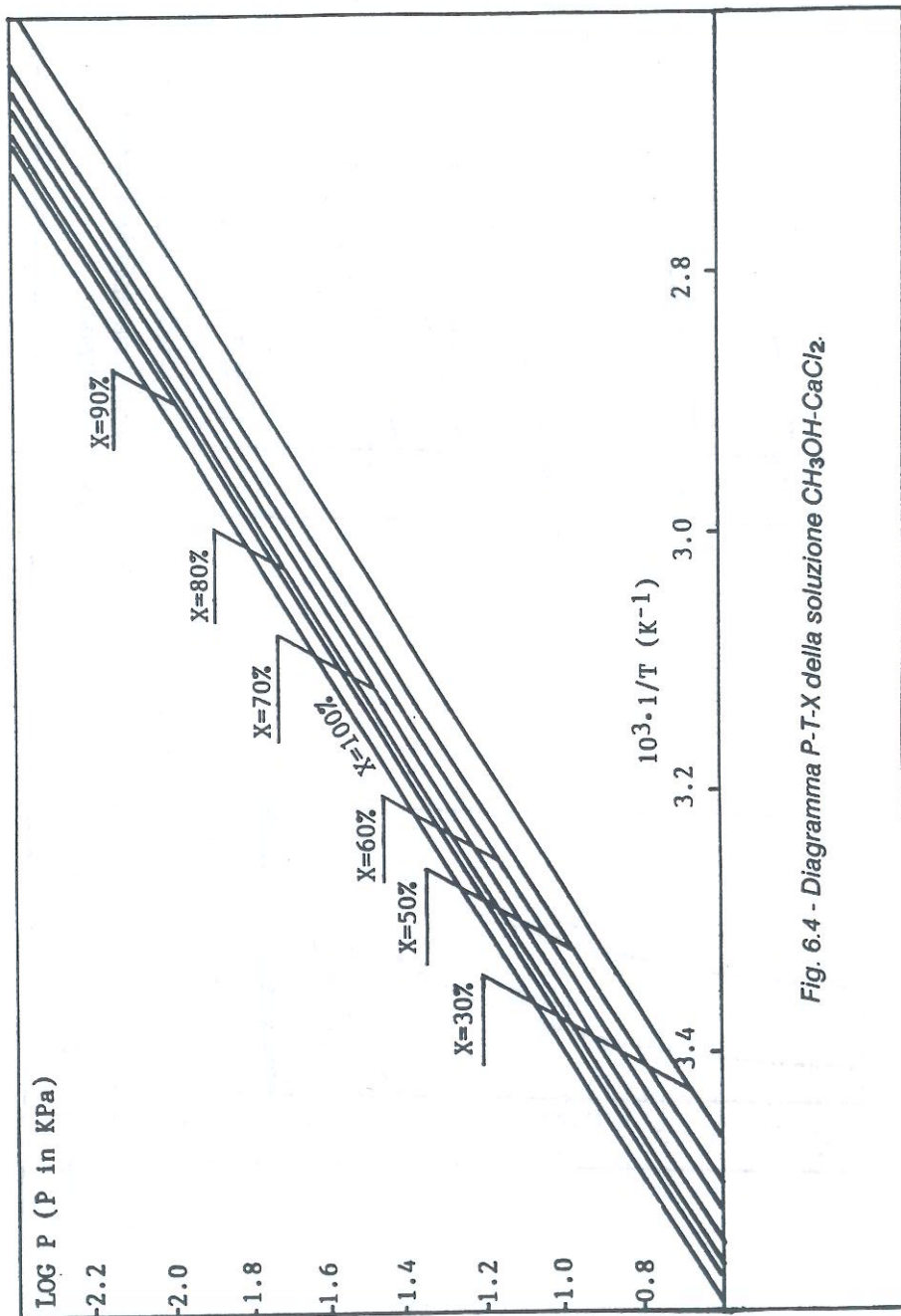


Fig. 6.4 - Diagramma P-T-X della soluzione  $CH_3OH-CaCl_2$ .

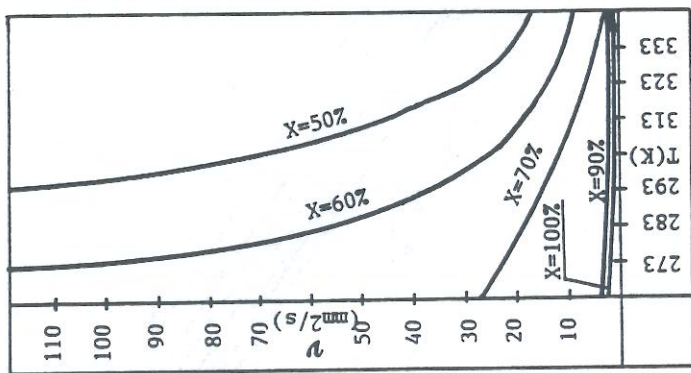


Fig. 6.5 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH}-\text{CaCl}_2$ : andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

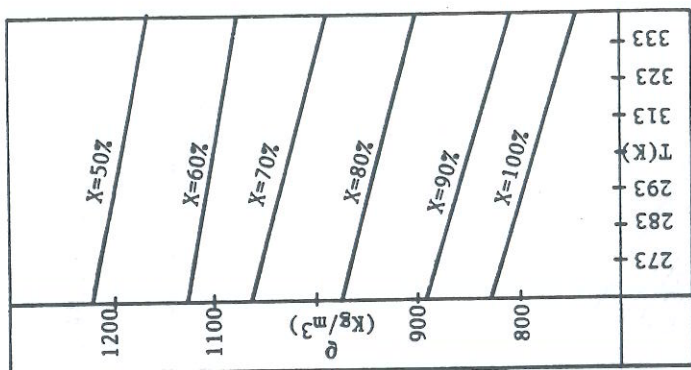


Fig. 6.6 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH}-\text{CaCl}_2$ : andamento della densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

Tab 6.3 - Soluzione CH<sub>3</sub>OH-CaCl<sub>2</sub>: tensione di vapore in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	P (KPa)	X (%)	T (K)	P (KPa)	
100	283.16	7.6	70	283.16	6.9	
	293.16	13.5		293.16	11.3	
	303.16	21.9		303.16	18.2	
	313.16	36.8		313.16	30.4	
	343.16	129.1		323.16	47.4	
	373.16	373.0		343.16	106.4	
	393.16	683.0		373.16	310.9	
	--	--		393.16	577.5	
	--	--		50	283.16	5.1
	--	--			293.16	8.1
--	--	303.16	13.7			
--	--	313.16	22.7			
90	283.16	7.3	50	323.16	37.6	
	293.16	13.1		343.16	83.8	
	303.16	20.9		373.16	257.4	
	313.16	34.9		393.16	482.5	
	323.16	54.2		30	283.16	4.5
	343.16	123.3			293.16	6.6
	373.16	348.2	303.16		11.5	
	393.16	637.4	313.16		19.6	
	--	--	323.16	32.1		
	--	--	343.16	71.2		
--	--					

Tab 6.4 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH}-\text{CaCl}_2$ : viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\nu$ ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )	X (%)	T (K)	$\nu$ ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )
100	273.16	1.210	70	273.16	21.089
	283.16	1.120		293.16	10.014
	297.16	0.999		313.16	5.612
	303.16	0.947		333.16	3.622
	313.16	0.913		273.16	108.043
	323.16	0.867	293.16	35.866	
90	273.16	2.908	50	313.16	15.605
	293.16	1.964		333.16	8.249
	313.16	1.448		273.16	--
	333.16	1.151	30	293.16	113.571
	--	--		313.16	40.019
	--	--		333.16	21.390

Tab 6.5 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH}-\text{CaCl}_2$ : densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\rho$ ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )	X (%)	T (K)	$\rho$ ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )
100	263.16	818.8	70	273.16	1046.9
	273.16	809.9		293.16	1025.9
	293.16	791.1		313.16	1008.2
	313.16	772.1		333.16	991.0
	333.16	754.0		--	--
	90	273.16		883.8	60
293.16		864.2	293.16	1105.3	
313.16		845.4	313.16	1088.3	
333.16		829.0	333.16	1073.8	
273.16		972.8	273.16	--	
80	293.16	955.1	50	293.16	1206.9
	313.16	936.3		313.16	1185.1
	333.16	917.8		333.16	1168.3
	273.16	972.8		273.16	--

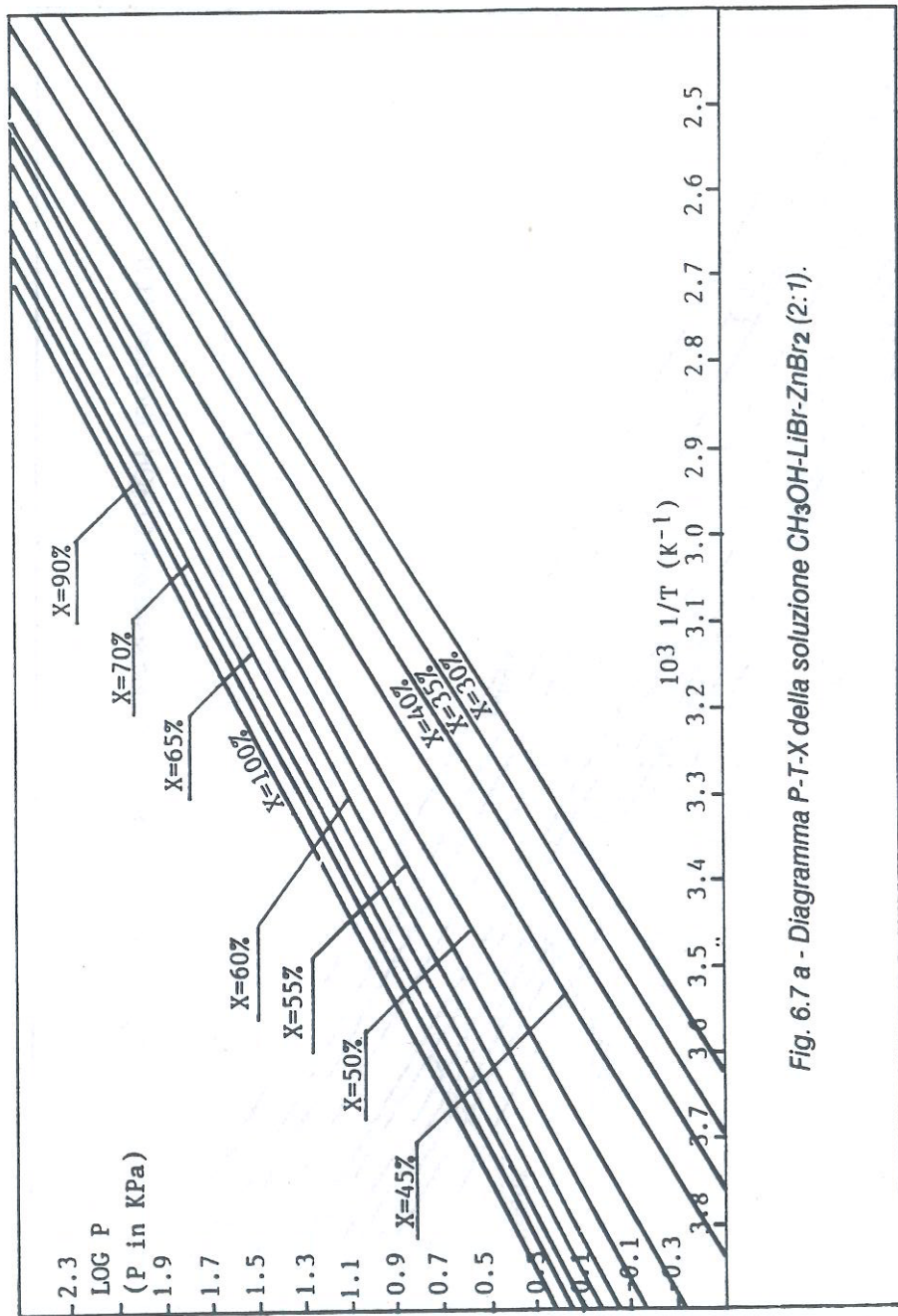


Fig. 6.7 a - Diagramma P-T-X della soluzione  $CH_3OH-LiBr-ZnBr_2$  (2:1).

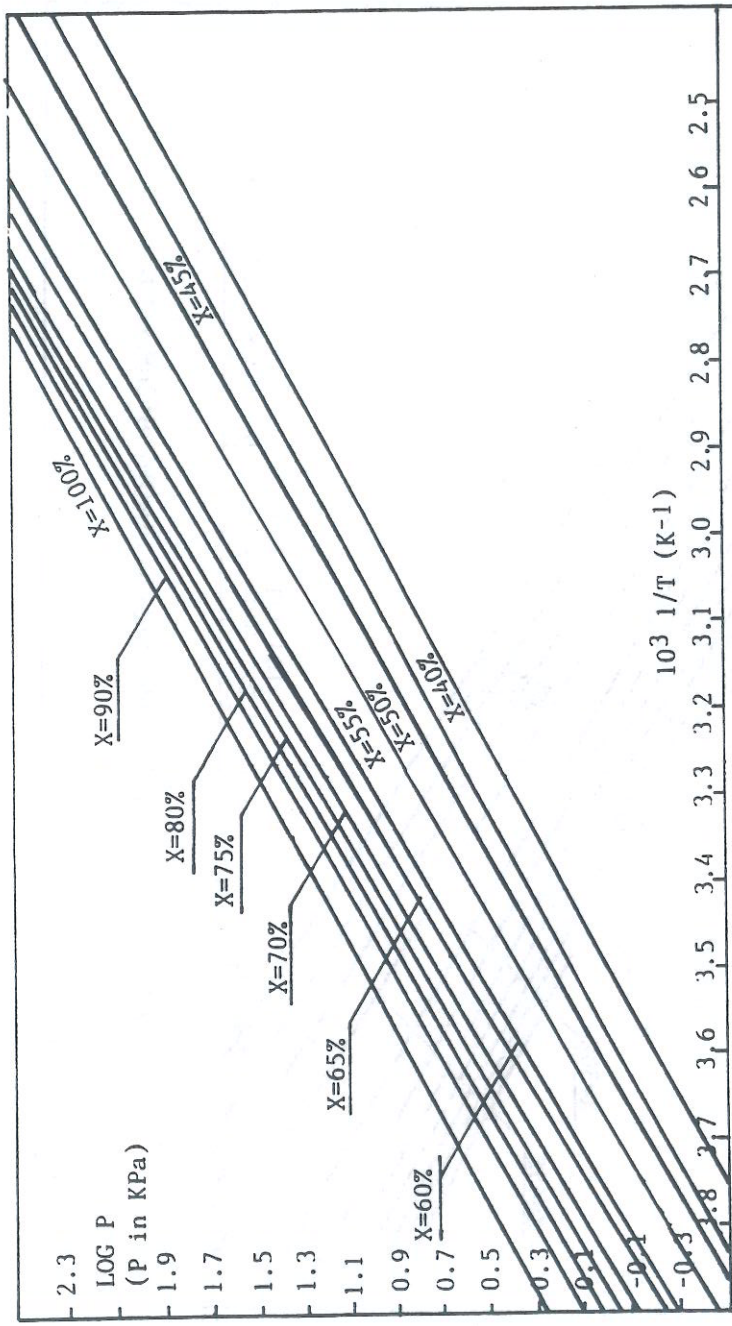


Fig. 6.7 b - Diagramma P-T-X della soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (3:1).

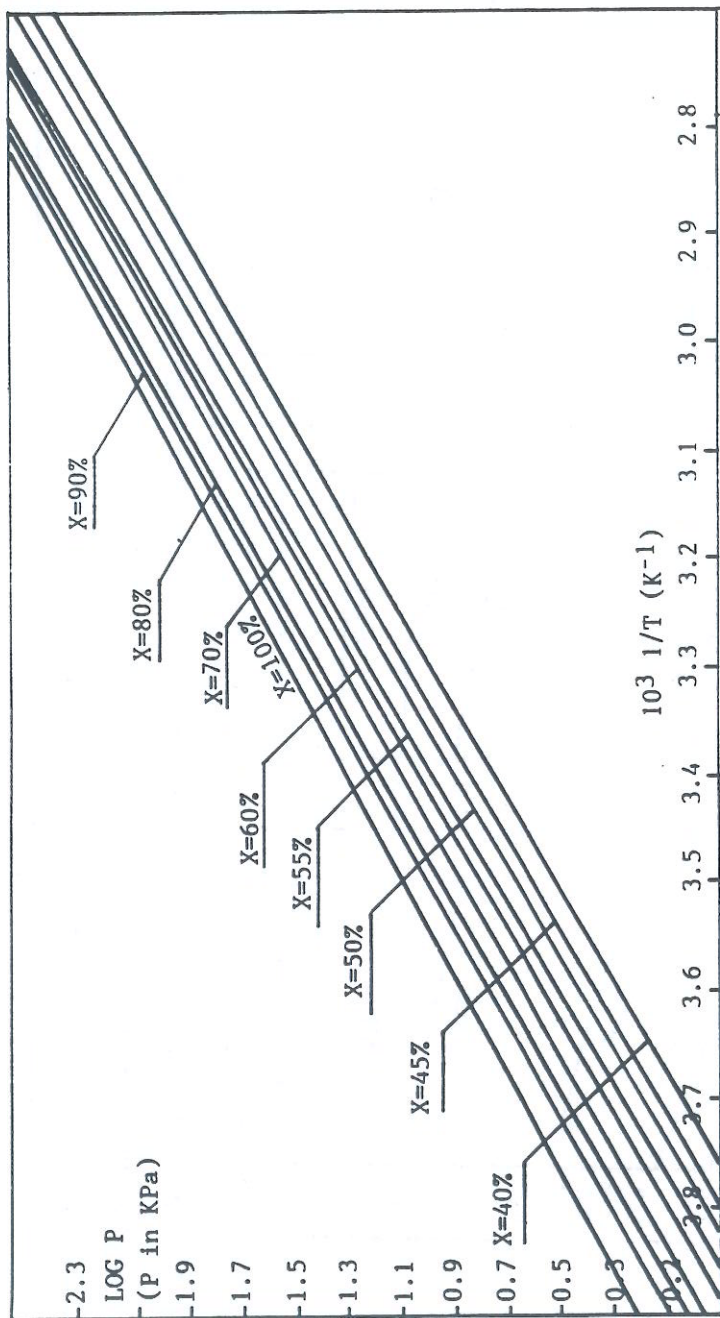


Fig. 6.7 c - Diagramma P-T-X della soluzione CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnBr<sub>2</sub> (1:2).

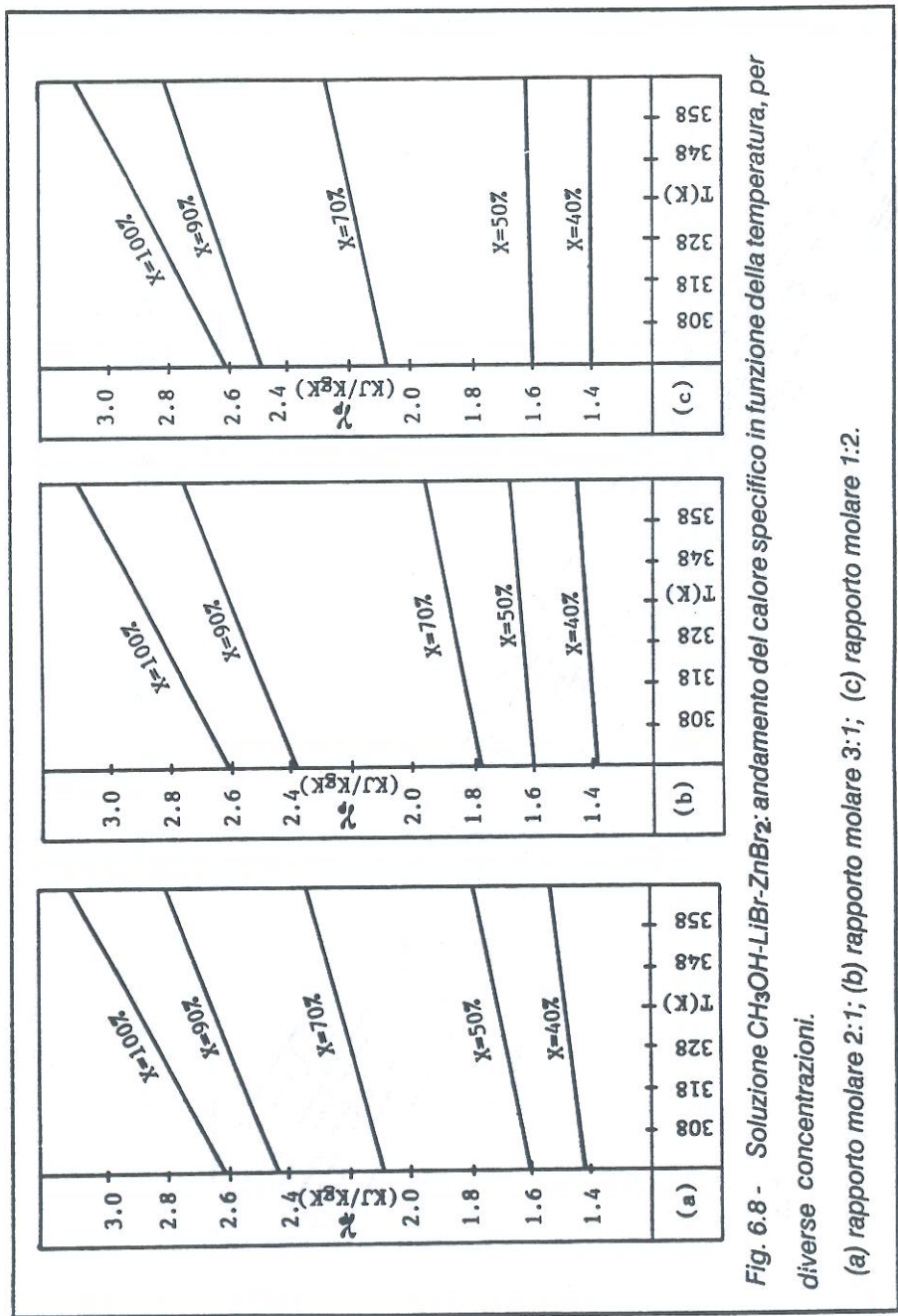


Fig. 6.8 - Soluzione  $CH_3OH-LiBr-ZnBr_2$ : andamento del calore specifico in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

(a) rapporto molare 2:1; (b) rapporto molare 3:1; (c) rapporto molare 1:2.

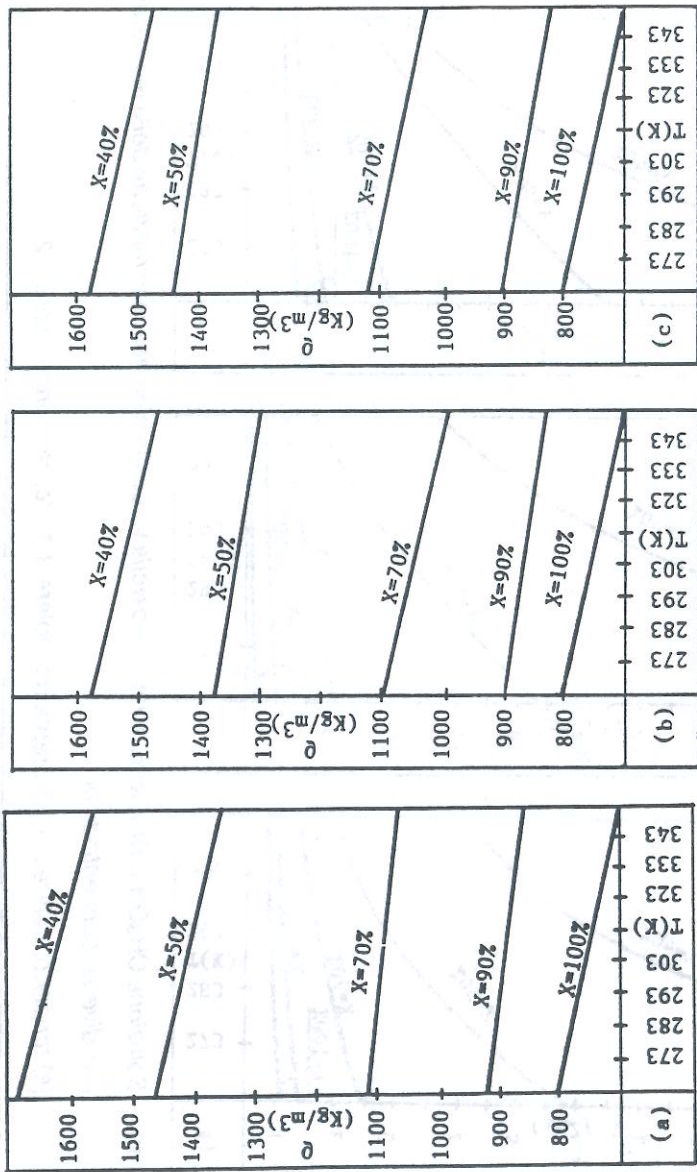


Fig. 6.9 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$ : andamento della densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.  
 (a) rapporto molare 2:1; (b) rapporto molare 3:1; (c) rapporto molare 1:2.

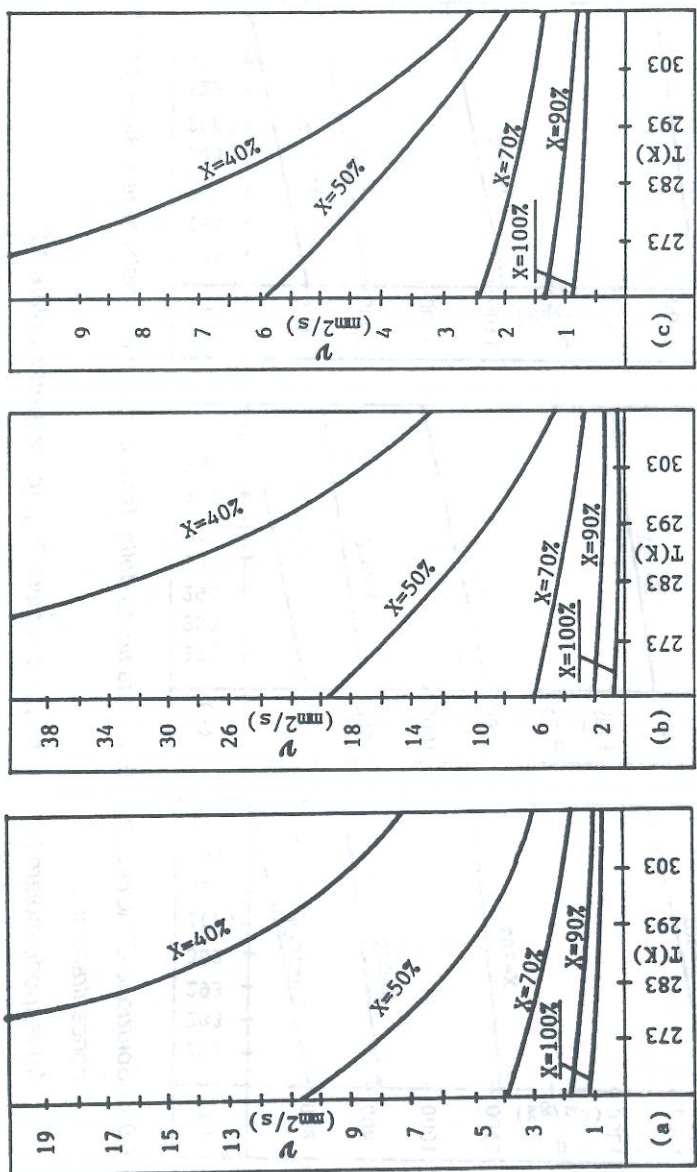


Fig. 6.10 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$ : andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.  
 (a) rapporto molare 2:1; (b) rapporto molare 3:1; (c) rapporto molare 1:2.

Tab 6.6 - Soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1, 3:1, 1:2): tensione di vapore in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	P (KPa)			X (%)	T (K)	P (KPa)			
		2:1	3:1	1:2			2:1	3:1	1:2	
100	293.16	13.5	13.5	13.5	70	293.16	11.0	6.9	7.6	
	303.16	21.9	21.9	21.9		303.16	19.3	13.2	16.7	
	313.16	36.8	36.8	36.8		313.16	28.6	23.7	30.1	
	343.16	129.1	129.1	129.1		323.16	46.3	39.7	51.0	
	373.16	373.0	373.0	373.0		333.16	--	59.7	84.4	
	--	--	--	--		343.16	102.6	87.4	123.5	
	--	--	--	--		373.16	316.3	295.1	354.8	
	--	--	--	--		50	293.16	4.2	1.8	5.8
	--	--	--	303.16			9.3	6.1	12.6	
	--	--	--	313.16			16.8	12.6	22.7	
--	--	--	323.16	27.5	21.9		38.2			
90	293.16	11.8	8.4	8.7	50	333.16	42.4	33.7	57.9	
	303.16	20.3	19.1	18.8		343.16	62.5	49.5	86.2	
	313.16	29.2	34.2	35.4		373.16	169.6	182.0	281.8	
	323.16	52.8	54.6	54.3		40	293.16	1.0	0.8	3.6
	333.16	--	85.5	86.8			303.16	3.9	3.2	8.5
	343.16	125.0	125.3	127.0	313.16		7.9	7.0	14.8	
	373.16	347.3	368.1	370.1	323.16		13.3	11.7	24.8	
	--	--	--	--	333.16		20.7	18.4	38.9	
	--	--	--	--	343.16	29.7	26.9	57.5		
	--	--	--	--	373.16	47.4	100.0	181.9		

Tab 6.7 - Soluzioni CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnBr<sub>2</sub> (2:1, 3:1, 1:2): densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )		
		2:1	3:1	1:2
100	263.16	818.8	818.8	818.8
	273.16	809.9	809.9	809.9
	293.16	791.1	791.1	791.1
	313.16	772.1	772.1	772.1
	333.16	754.0	754.0	754.0
90	263.16	--	898.1	894.6
	273.16	--	889.5	885.8
	288.16	894.6	--	--
	293.16	891.1	870.8	867.9
	313.16	872.6	852.9	850.3
70	333.16	854.1	834.9	832.9
	263.16	1123.6	1094.9	1124.3
	273.16	1115.3	1086.6	1116.6
	293.16	1096.4	1068.4	1098.7
	313.16	1078.1	1050.3	1083.0
50	333.16	1060.0	1033.8	1067.1
	263.16	1452.4	1377.9	1436.7
	273.16	1445.8	1370.4	1433.3
	293.16	1428.5	1353.6	1418.3
	313.16	1410.9	1337.2	1401.6
40	333.16	1393.0	1319.9	1386.0
	263.16	1686.0	1573.4	1562.2
	273.16	1676.1	1563.3	1556.0
	293.16	1658.9	1550.2	1541.4
	313.16	1641.4	1532.8	1526.5
	333.16	1622.7	1515.9	1508.8

Tab 6.8 - Soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1, 3:1, 1:2): viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\nu$ ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )		
		2:1	3:1	1:2
100	273.16	1.210	1.210	1.210
	283.06	1.120	1.120	1.120
	296.46	0.999	0.999	0.999
	303.16	0.947	0.947	0.947
	313.16	0.913	0.913	0.913
	323.16	0.867	0.867	0.867
90	263.16	1.787	1.972	1.640
	273.16	1.558	1.691	1.423
	283.16	1.381	1.453	1.264
	293.16	1.214	1.287	1.148
	303.16	1.109	1.160	1.034
	313.16	1.050	1.084	0.954
70	263.16	3.781	5.929	2.385
	273.16	3.011	4.634	1.885
	283.16	2.538	3.747	1.603
	293.16	2.110	3.066	1.366
	303.16	1.819	2.597	1.209
	313.16	1.574	2.200	1.098
50	263.16	10.472	20.343	5.708
	273.16	7.867	14.405	4.144
	283.16	5.981	10.448	3.155
	293.16	4.784	8.129	2.534
	303.16	3.856	6.287	2.102
	313.16	3.157	5.093	1.811
40	263.16	32.741	78.109	11.846
	273.16	22.252	48.631	7.763
	283.16	16.074	31.934	5.524
	293.16	11.662	21.988	4.121
	303.16	8.927	15.642	3.214
	313.16	7.096	11.700	2.669

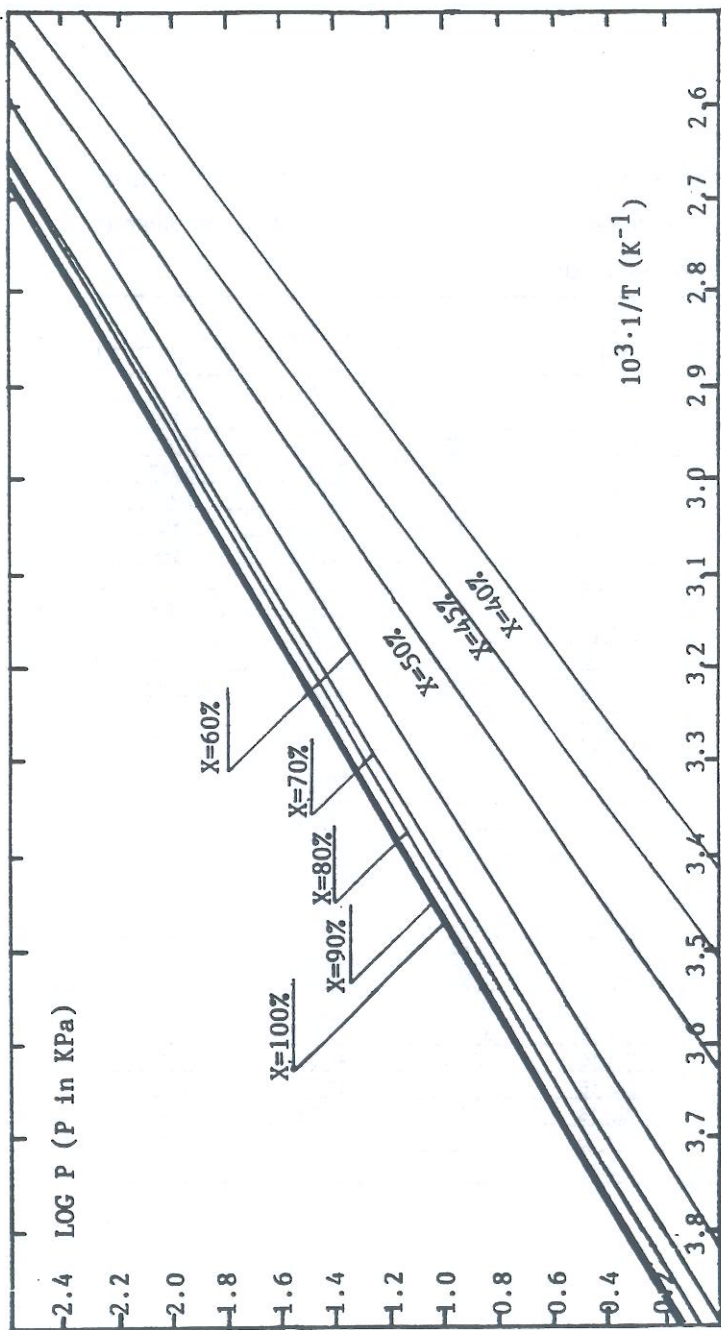


Fig. 6.11 a - Diagramma P-T-X della soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$  (1:1).

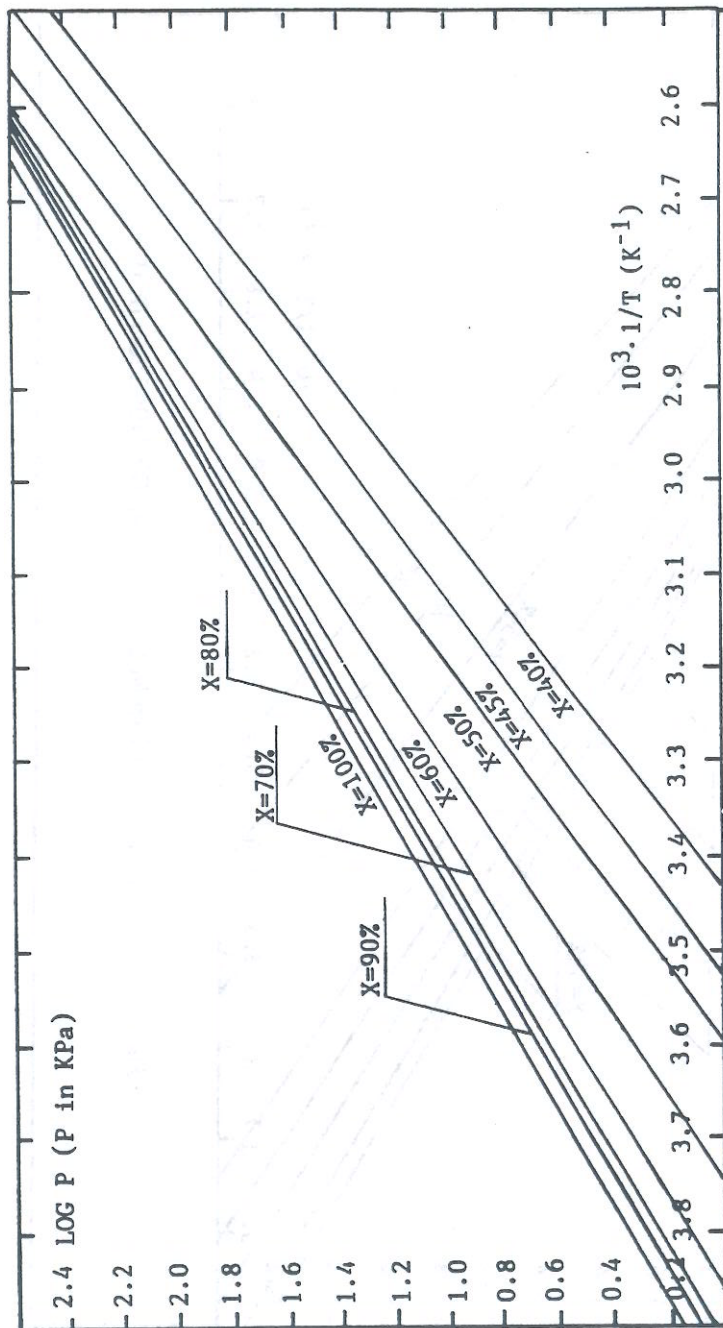


Fig. 6.11 b - Diagramma P-T-X della soluzione  $CH_3OH-LiBr-ZnCl_2$  (1:2).

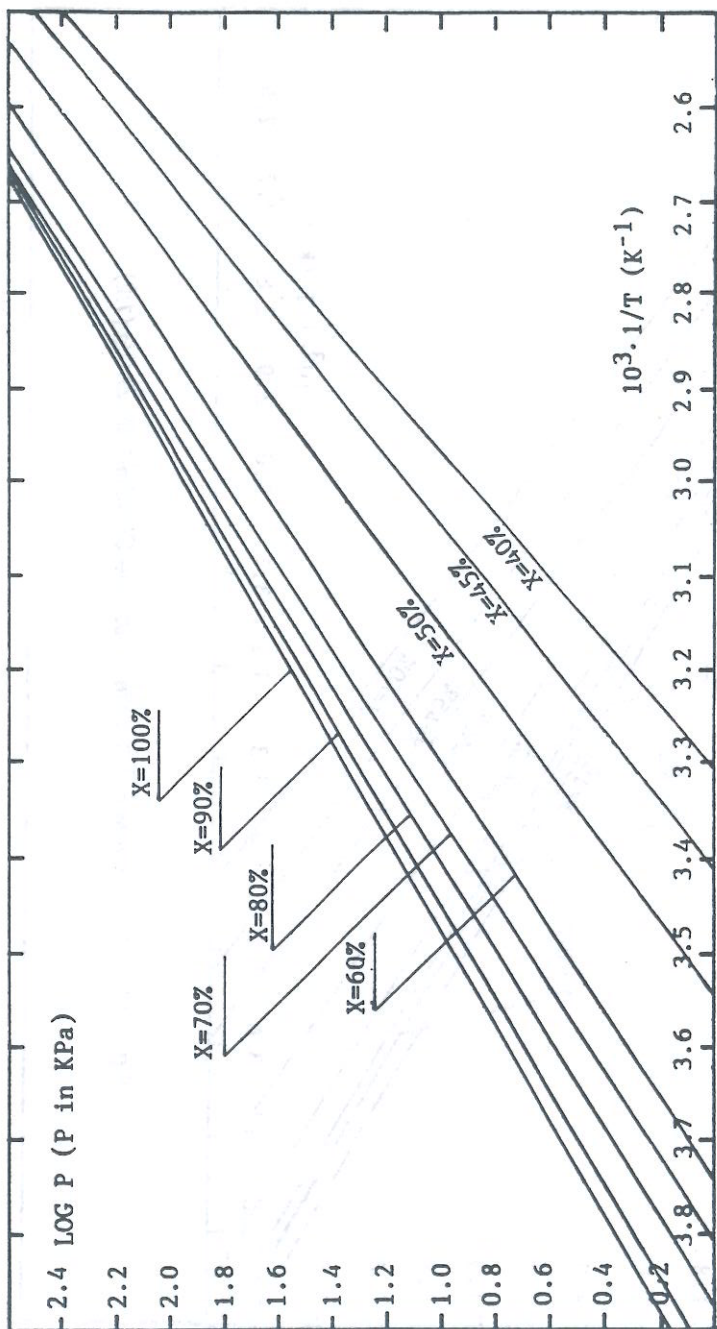


Fig. 6.11 c - Diagramma P-T-X della soluzione  $CH_3OH-LiBr-ZnCl_2$  (2:1).

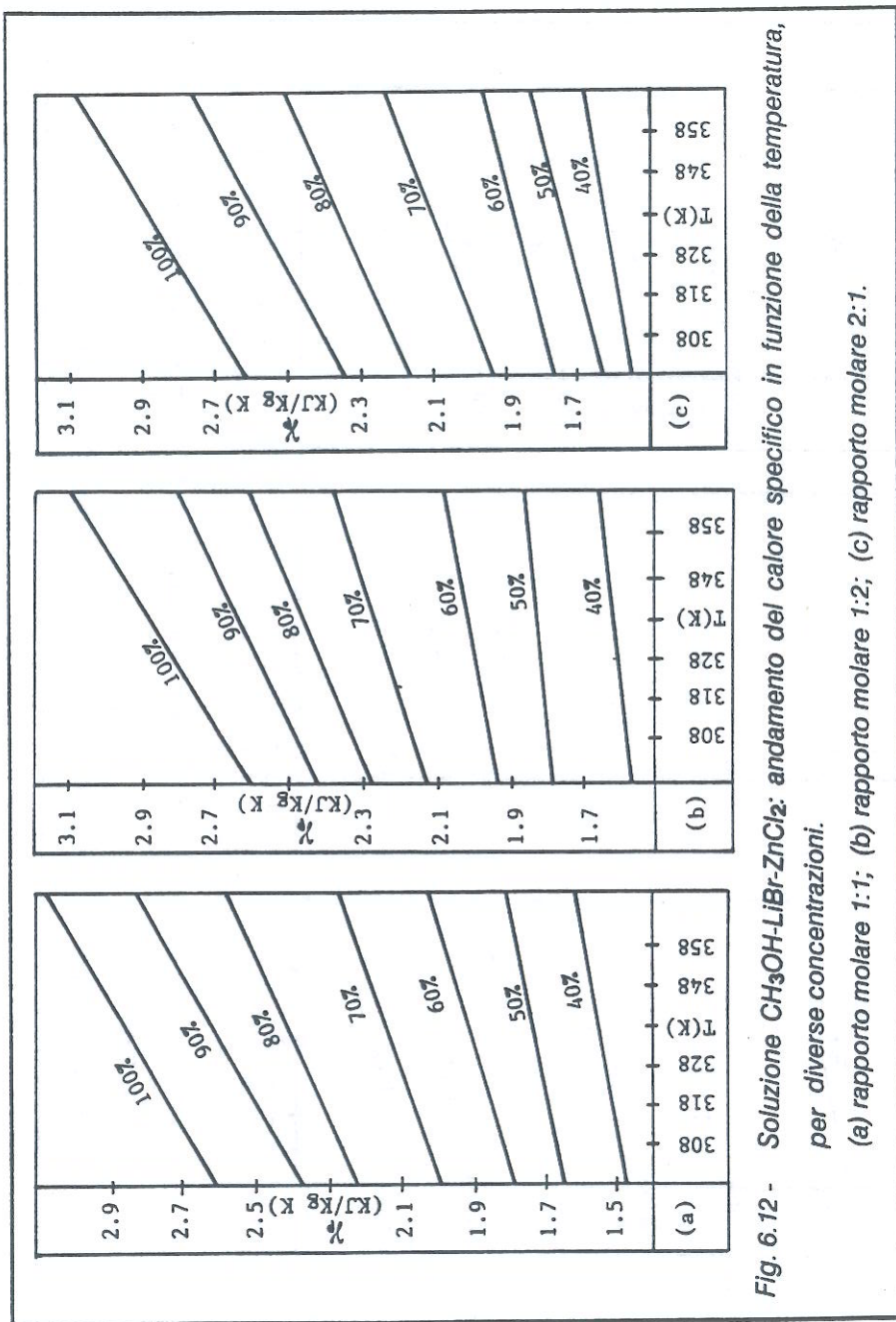


Fig. 6.12 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$ : andamento del calore specifico in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

(a) rapporto molare 1:1; (b) rapporto molare 1:2; (c) rapporto molare 2:1.

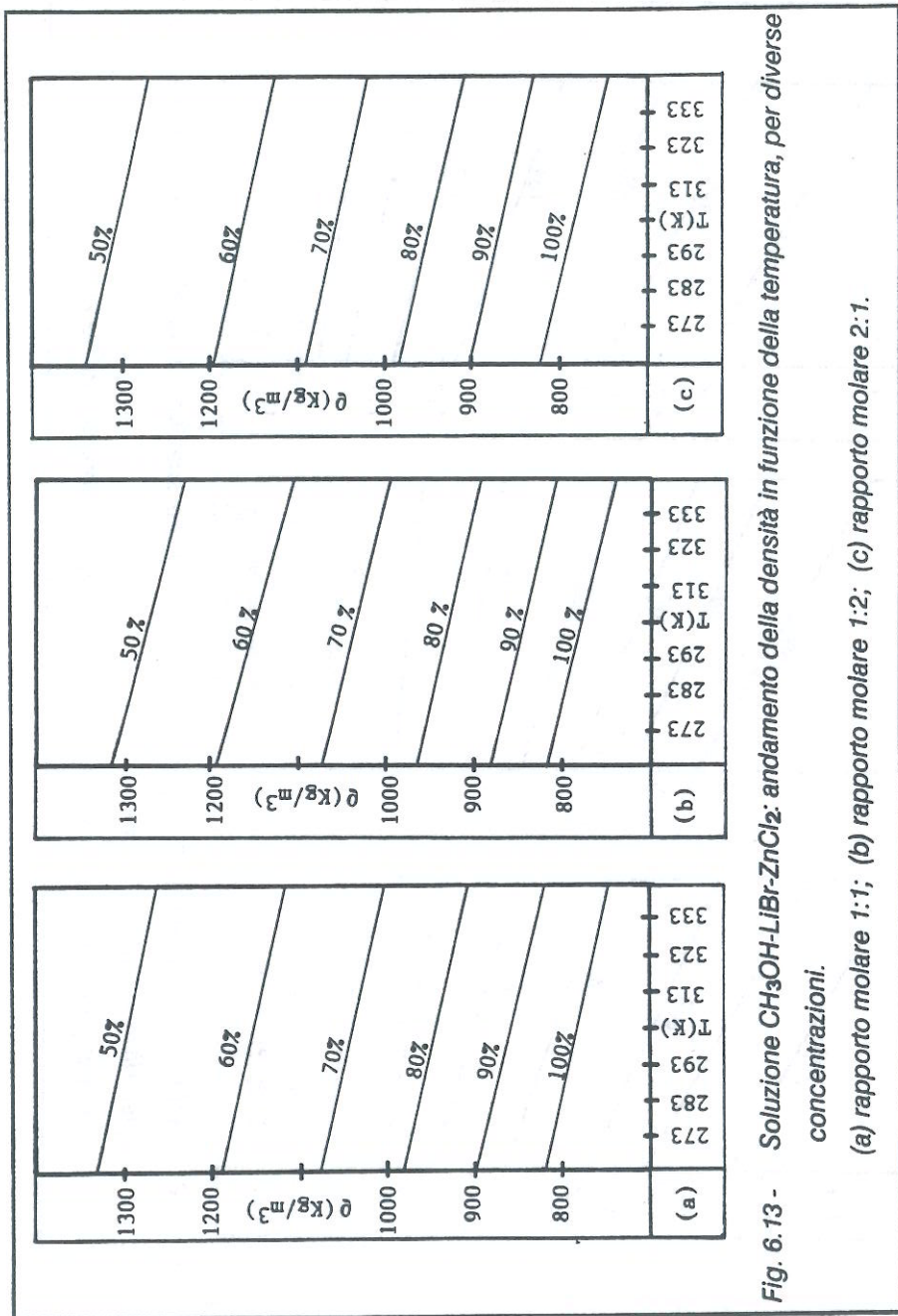


Fig. 6.13 - Soluzione CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnCl<sub>2</sub>: andamento della densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

(a) rapporto molare 1:1; (b) rapporto molare 1:2; (c) rapporto molare 2:1.

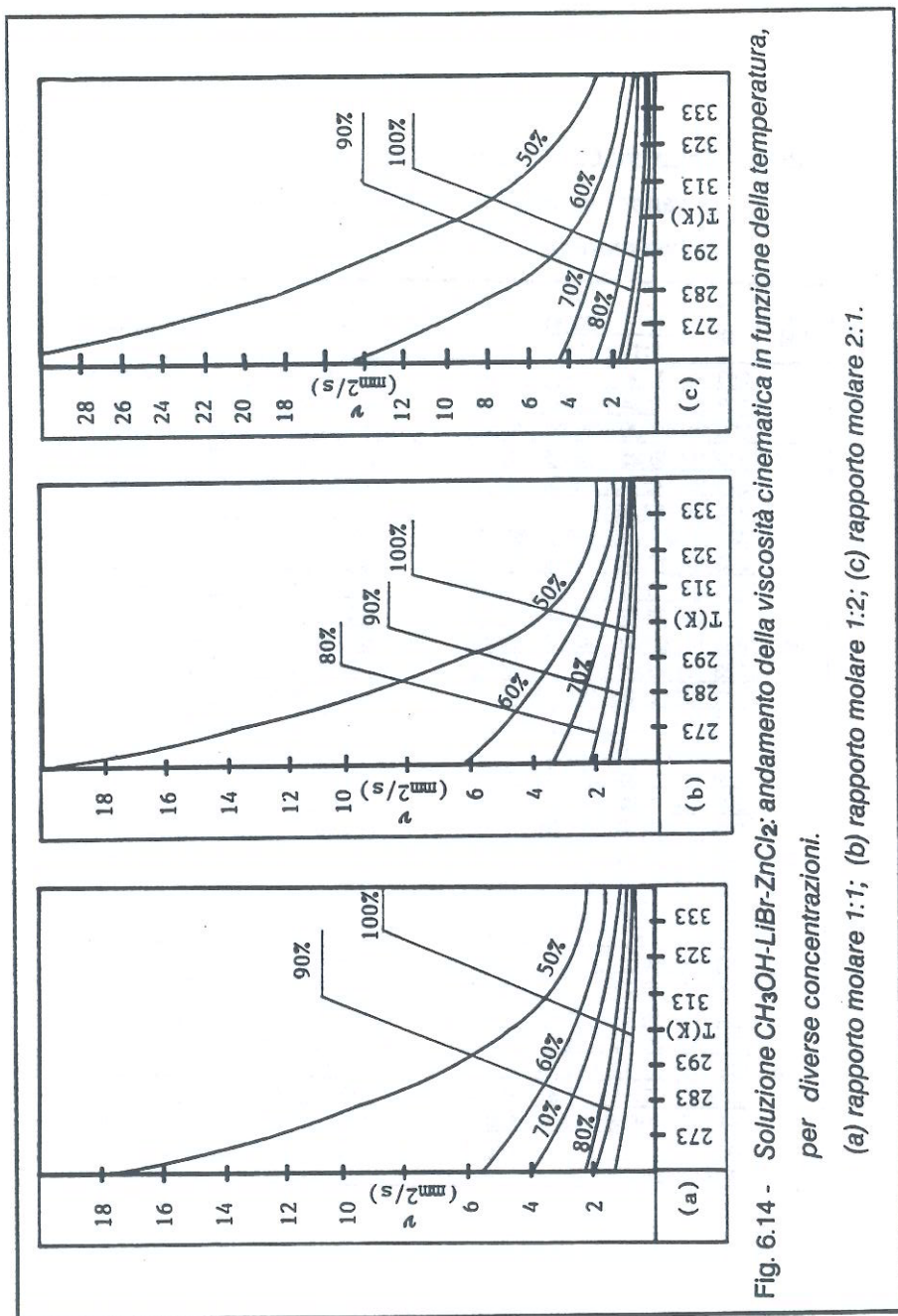


Fig. 6.14 - Soluzione  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$ ; andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

(a) rapporto molare 1:1; (b) rapporto molare 1:2; (c) rapporto molare 2:1.

Tab 6.9 - Soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$  (1:1, 1:2, 2:1): tensione di vapore in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	P (KPa)			X (%)	T (K)	P (KPa)		
		1:1	1:2	2:1			1:1	1:2	2:1
100	283.16	7.74	7.74	7.74	60	293.16	6.87	--	5.88
	293.16	13.34	13.34	13.34		303.16	13.33	10.75	10.83
	303.16	21.99	21.99	21.99		313.16	21.88	18.27	18.71
	313.16	36.25	36.25	36.25		323.16	35.14	32.38	30.98
	343.16	129.32	129.32	129.32		333.16	54.80	54.95	50.00
	373.16	367.63	367.63	367.63		343.16	80.50	83.16	80.41
	393.16	694.38	694.38	694.38		363.16	--	--	185.03
90	293.16	13.10	11.38	12.16	50	293.16	3.23	--	2.15
	303.16	20.62	18.65	20.16		303.16	6.05	--	4.39
	313.16	35.67	30.88	35.20		313.16	10.75	9.81	8.23
	323.16	57.30	48.42	54.48		323.16	18.74	19.21	14.53
	333.16	93.03	72.15	84.56		333.16	31.48	33.32	25.12
	343.16	127.35	108.22	121.71		343.16	49.30	54.95	40.37
	363.16	--	311.07	--		363.16	--	123.59	106.08
373.16	364.77	--	--	373.16	169.66	--	--		
80	293.16	11.69	10.27	9.81	45	293.16	1.68	--	--
	303.16	19.22	17.91	17.33		303.16	3.38	3.70	--
	313.16	32.38	29.00	30.50		313.16	6.27	7.20	4.12
	323.16	52.13	46.09	46.95		323.16	11.23	12.92	7.48
	333.16	80.80	68.28	72.80		333.16	18.15	21.04	13.59
	343.16	119.83	105.78	121.70		343.16	31.92	35.01	22.89
	363.16	--	222.02	--		353.16	--	--	34.40
373.16	355.37	--	--	363.16	81.22	87.79	64.73		
70	293.16	10.75	--	8.01	40	293.16	--	1.23	--
	303.16	18.27	15.45	13.88		303.16	1.97	2.18	1.04
	313.16	30.50	26.74	23.69		313.16	3.67	4.41	2.12
	323.16	51.18	45.54	41.02		323.16	6.51	8.21	4.51
	333.16	77.51	71.87	64.12		333.16	11.12	13.88	8.79
	343.16	118.88	102.90	100.11		343.16	18.85	23.85	15.89
	363.16	--	--	229.67		363.16	47.69	62.73	43.56
373.16	351.14	--	--	--	--	--	--		

Tab 6.10 - Soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$  (1:1, 1:2, 2:1): densità in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\rho$ ( $\text{Kg/m}^3$ )		
		1:1	1:2	2:1
100	273.16	809.9	809.9	809.9
	293.16	791.1	791.1	791.1
	313.16	722.1	722.1	722.1
	333.16	754.0	754.0	754.0
90	273.16	883.8	883.0	892.9
	293.16	865.6	864.4	874.9
	303.16	856.1	854.7	866.0
	313.16	846.9	845.3	856.5
	323.16	837.6	836.0	847.2
	333.16	828.6	826.7	838.2
80	273.16	965.0	962.2	968.9
	293.16	947.5	947.7	951.4
	303.16	938.7	938.0	942.6
	313.16	928.8	928.1	933.5
	323.16	919.5	919.3	924.6
	333.16	910.8	909.7	915.8
70	273.16	1062.6	1065.0	1078.7
	293.16	1044.9	1046.0	1061.8
	303.16	1035.8	1035.3	1053.5
	313.16	1026.8	1025.3	1044.9
	323.16	1017.9	1016.4	1035.9
	333.16	1008.9	1007.2	1027.1
60	273.16	1179.2	1184.0	1185.1
	293.16	1162.3	1158.6	1168.9
	303.16	1153.2	1148.8	1160.3
	313.16	1144.3	1138.6	1152.2
	323.16	1135.4	1129.2	1144.2
	333.16	1126.8	1119.9	1135.8
50	273.16	1321.9	1303.4	1327.3
	293.16	1305.7	1280.9	1311.4
	303.16	1297.4	1270.2	1303.2
	313.16	1288.6	1259.7	1294.4
	323.16	1280.5	1250.0	1286.9
	333.16	1272.6	1240.5	1287.9

Tab 6.11 - Soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnCl}_2$  (1:1, 1:2, 2:1): viscosità cinematica in funzione della temperatura, per diverse concentrazioni.

X (%)	T (K)	$\nu$ ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )		
		1:1	1:2	2:1
100	273.16	1.210	1.210	1.210
	283.16	1.120	1.120	1.120
	293.16	0.999	0.999	0.999
	303.16	0.947	0.947	0.947
	313.16	0.913	0.913	0.913
	323.16	0.867	0.867	0.867
90	273.16	1.56	1.49	1.64
	293.16	1.37	1.27	1.29
	303.16	1.11	1.09	1.17
	313.16	1.03	1.00	1.07
	323.16	0.96	0.93	0.99
	333.16	0.91	0.88	0.92
80	273.16	2.05	2.24	2.44
	293.16	1.55	1.75	1.78
	303.16	1.37	1.95	1.56
	313.16	1.23	1.25	1.38
	323.16	1.12	1.12	1.27
	333.16	1.05	1.04	1.18
70	273.16	3.26	2.96	3.99
	293.16	2.27	2.17	3.35
	303.16	2.04	1.67	2.51
	313.16	1.70	1.48	1.89
	323.16	1.51	1.30	1.67
	333.16	1.35	1.18	1.48
60	273.16	4.70	5.06	10.72
	293.16	3.07	3.34	4.37
	303.16	2.62	2.43	3.63
	313.16	2.39	2.15	3.06
	323.16	2.13	1.77	2.75
	333.16	2.03	1.56	2.30
50	273.16	13.38	14.35	24.07
	293.16	5.76	5.29	13.33
	303.16	4.56	4.06	11.13
	313.16	3.76	3.25	5.72
	323.16	3.17	2.69	4.68
	333.16	2.70	2.29	3.95

## Capitolo Settimo

# PRESTAZIONI DI FLUIDI DI LAVORO IN DIVERSI TIPI DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO

### 7.1 - Introduzione.

Una parte significativa della ricerca è stata rivolta alla determinazione delle prestazioni ottenibili da macchine ad assorbimento funzionanti con diversi fluidi di lavoro. Fra le macchine, particolare attenzione è stata rivolta ai trasformatori di calore, sia nella configurazione fondamentale, sia nel più complesso schema a doppio stadio, del quale si è proposta una versione originale; si è però considerato anche il più classico schema della pompa di calore ad assorbimento. Fra i fluidi, si sono innanzitutto presi in esame quelli dei quali erano state misurate nel nostro laboratorio le proprietà termofisiche, vale a dire alcune miscele di Alcool Metilico e Sali; l'indagine è stata però completata con l'esame dei fluidi impiegati commercialmente, come l'H<sub>2</sub>O-LiBr. Una speciale attenzione è stata infine destinata all'applicazione elettiva, a nostro parere, del trasformatore di calore nell'edilizia residenziale, cioè all'alimentazione delle macchine per mezzo di energia solare a bassa temperatura, raccolta per mezzo di pannelli solari piani, aventi una tecnologia relativamente modesta e quindi un costo contenuto. Di questa applicazione è stato anche sviluppato, come si vedrà nei successivi capitoli, un progetto destinato al recupero energetico ed impiantistico di un importante edificio appartenente all'Università degli Studi di Perugia.

### 7.2 - Prestazioni della Miscela Ternaria CH<sub>3</sub>OH-LiBr-ZnBr<sub>2</sub> in Pompe e Trasformatori di Calore.

Sulla base dei risultati sperimentali relativi alle miscele ternarie di Alcool Metilico e Sali [1], sono state valutate le prestazioni di pompe e trasformatori di calore a singolo e a doppio stadio operanti con le miscele esaminate.

In particolare si è fatto riferimento alle soluzioni  $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr} - \text{ZnBr}_2$  nei rapporti molari 2:1, 3:1, 1:2. I dati sperimentali disponibili per queste sostanze sono stati introdotti in programmi di calcolo appositamente elaborati, dai quali sono stati ottenuti i seguenti risultati:

- l'impiego delle miscele ternarie  $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr} - \text{ZnBr}_2$  è possibile nei trasformatori di calore, ma non è proponibile per le pompe di calore, a causa dell'interferenza del ciclo di funzionamento con la linea di cristallizzazione;
- le prestazioni migliori si ottengono con il trasformatore di calore a singolo stadio operante con la miscela con rapporto molare 2:1. Alimentando la macchina a temperatura superiore a  $45^\circ\text{C}$  si ottengono temperature di utilizzazione superiori a  $60^\circ\text{C}$ ; il coefficiente di prestazione assume un valore medio di 0.5 (v. fig. 7.1).

### **7.3 - Prestazioni di Alcuni Fluidi di Lavoro in un Trasformatore di Calore alimentato da Energia Solare.**

E' stato effettuato lo studio di un impianto di riscaldamento con trasformatore di calore alimentato ad energia solare. Infatti i fluidi riscaldati per mezzo di impianti a collettori solari piani non raggiungono temperature sufficientemente elevate per alimentare direttamente gli impianti di riscaldamento convenzionali o, se le raggiungono, si hanno rendimenti molto bassi. Si è proposto quindi di installare tra l'impianto solare e l'impianto di riscaldamento un trasformatore di calore con la funzione di incrementare la temperatura del fluido riscaldato dai collettori (v. fig. 7.2). Ciò implica una riduzione del calore disponibile all'utilizzatore di circa il 50%, pertanto è necessario valutare quando e in quali condizioni la soluzione proposta risulta conveniente.

Le prestazioni del sistema impianto solare + trasformatore di calore sono state calcolate per le seguenti miscele:  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ ,  $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr}$ ,  $\text{CH}_3\text{OH} - \text{LiBr} - \text{ZnBr}_2$  (2:1, 3:1); il paragone tra i vari fluidi è stato effettuato

nel campo di temperature ambiente  $-10/+20^{\circ}\text{C}$ , supponendo che la temperatura richiesta dall'utilizzatore fosse di  $60^{\circ}\text{C}$ . Le prestazioni sono state ottenute, anche in questo caso, mediante programmi di calcolo appositamente elaborati. I risultati (fig. 7.3) mostrano che tutte le miscele aventi il Metanolo come refrigerante presentano i medesimi valori del COP, che varia nell'intervallo 0.52-0.56; il COP della coppia  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  è leggermente inferiore (0.47-0.48). La resa termica per unità di massa di refrigerante è, al contrario, più elevata per l'Acqua (2300 - 2350 KJ/Kg) che per l'Alcool Metilico (1200 - 1400 KJ/Kg).

Infine è stato operato un confronto tra il rendimento globale del sistema impianto solare + trasformatore di calore descritto e quello di un sistema solare che alimenta direttamente l'impianto di riscaldamento (v. fig. 7.4); i risultati ottenuti mostrano che, nella maggior parte delle situazioni, quando la potenza raggiante è inferiore a  $700 \text{ W/m}^2$ , il sistema impianto solare + trasformatore di calore presenta valori più elevati del rendimento globale medio; inoltre, se la potenza raggiante è inferiore a  $400 \text{ W/m}^2$ , il sistema solare semplice non è in grado di operare, mentre il sistema integrato lo è, anche se con rendimenti globali piuttosto bassi.

#### **7.4 - Trasformatore di Calore a Doppio Stadio.**

Il trasformatore di calore a doppio stadio consente di raggiungere temperature dell'utilizzatore più elevate di quelle che si ottengono con la macchina a singolo stadio; quest'ultima fornisce infatti una differenza di temperatura tra utilizzatore e sorgente calda che è di poco inferiore alla differenza tra la temperatura della stessa sorgente e quella dell'ambiente. Ma, nel caso del riscaldamento residenziale, è di solito richiesta una temperatura più elevata. L'adozione di un sistema a doppio stadio comporta ovviamente degli svantaggi: a prezzo di una più elevata temperatura a cui è disponibile il calore all'utilizzatore, si ha una diminuzione del coefficiente di prestazione

della macchina da un valore teorico di 0.50 ad un valore teorico di 0.25; inoltre un'unità a doppio stadio presenta complicazioni costruttive ed un conseguente incremento dei costi iniziali; tuttavia la macchina proposta comprende una serie di componenti di corrente produzione nell'industria delle macchine ad assorbimento, quindi potrebbe essere assemblata con una notevole limitazione delle difficoltà di carattere tecnologico.

#### 7.4.1 - Funzionamento Termodinamico.

Lo schema proposto di trasformatore di calore a doppio stadio è disegnato in fig. 7.5. La macchina è costituita da tre contenitori cilindrici, che lavorano a tre diversi livelli di pressione; ciascuno di essi è diviso in due parti, nelle quali sono contenuti rispettivamente il refrigerante puro (C,E<sub>1</sub>,E<sub>2</sub>) e la soluzione (G,A<sub>1</sub>,A<sub>2</sub>). Il calore di alimentazione viene fornito nel generatore G e nell'evaporatore E<sub>1</sub>, ad una temperatura T<sub>h</sub> intermedia tra quella dell'utilizzatore T<sub>u</sub> e quella dell'ambiente T<sub>o</sub>. Una portata di refrigerante g<sub>r</sub> evapora dalla soluzione contenuta in G e fluisce verso il condensatore C dove condensa cedendo calore all'ambiente. La portata g<sub>r</sub> di refrigerante liquido viene quindi inviata, per mezzo della pompa PR, all'evaporatore E<sub>2</sub>, dove è suddivisa in due quantità, g<sub>r1</sub> e g<sub>r2</sub>, in maniera tale che risulti:

$$g_r = g_{r1} + g_{r2} \quad (7.1)$$

La portata g<sub>r1</sub> si espande, attraverso la valvola V<sub>r1</sub>, nell'evaporatore E<sub>1</sub>, al quale, come prima ricordato, è fornito calore dalla stessa sorgente che alimenta G. g<sub>r1</sub> viene quindi assorbita dalla soluzione presente in A<sub>1</sub>; il calore che si sviluppa nel processo di assorbimento è ceduto all'evaporatore E<sub>2</sub> nel quale evapora una portata di refrigerante pari a g<sub>r2</sub>. La portata g<sub>r2</sub> viene infine assorbita in A<sub>2</sub>, nel quale si ha la fase utile del ciclo: il calore che si sviluppa nel processo di assorbimento è ceduto all'utilizzatore. Per chiudere il ciclo si attiva una circolazione di soluzione tra il generatore e i due assorbitori A<sub>1</sub> e A<sub>2</sub>. La pompa PS invia una portata di soluzione da G ad A<sub>2</sub>; una portata g<sub>s2</sub> = g<sub>r2</sub> + g<sub>s</sub>, prelevata da A<sub>2</sub>, si espande nell'assorbitore A<sub>1</sub> attraverso la

valvola  $V_{s1}$ . L'assorbitore  $A_1$  riceve le portate  $g_{s2}$  e  $g_{r1}$ ; una portata  $g_{s1}$  pari alla somma di queste ultime si espande nel generatore G attraverso la valvola  $V_{s2}$ . Tre scambiatori di calore,  $S_1$ ,  $S_2$ , e  $S_3$ , sono collocati sui circuiti per un parziale recupero del calore sensibile, incrementando così le prestazioni della macchina.

#### 7.4.2 - Prestazioni.

E' stata effettuata una simulazione del funzionamento dell'unità a doppio stadio operante con la miscela  $H_2O - LiBr$ . I risultati (v. fig. 7.6) mostrano che, con temperature di alimentazione superiori a  $45^\circ C$ , è sempre possibile ottenere temperature di utilizzazione superiori a  $75^\circ C$ , valore comunemente richiesto negli impianti di riscaldamento a radiatori; il coefficiente di prestazione della macchina risulta sempre superiore a 0.2.

E' stato inoltre effettuato un confronto tra la macchina a doppio stadio e quella a singolo stadio; i risultati (v. fig. 7.7) mostrano che la macchina a doppio stadio consente di ottenere, rispetto al singolo stadio, un incremento della temperatura di utilizzazione che varia tra 20 e  $50^\circ C$ , a seconda delle condizioni operative; il coefficiente di prestazione è ridotto, in media, del 50%.

L'impiego di un'unità a doppio stadio nel riscaldamento residenziale è dunque giustificato qualora siano disponibili e gratuite, durante l'inverno, grandi quantità di calore nel campo di temperature tra 40 e  $50^\circ C$ .

#### **7.5 - Riferimenti.**

[1] M. Felli, F. Cotana, C. Buratti: "*Fluids for Absorption Machines: Experimental Data and Working Performances*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[2] M. Felli, F. Cotana, F. Asdrubali: "*Design and Performances of a Two Stages Heat Transformer*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[3] E. R. Grosman, V. Ja. Zuravlenko: "*Studio di una macchina frigorifera*"

*ad assorbimento con impiego di una soluzione di metanolo e bromuro di litio*", *Kholodil'naja Technika*, n. 1, 1968.

[4] T. Uemura, S. Hasaba : "*Studies on the Methanol-Lithium Bromide-Zinc Bromide Absorption Refrigerating Machine*", *Reito*, vol. 44, 1969, p. 720-730.

[5] H. D. Baher : "*Summary of Research Activities in the Field of Absorption Heat Pumps*", Workshop "New Working Pairs for Absorption Processes", Berlino, aprile 1982.

[6] A. Belherazen, H. J. Daams, K. F. Knoche , D. Stehmeier: "*Research Activities on Absorption Heat Pumps at the RWTH Aachen*", Workshop "New Working Pairs for Absorption Processes", Berlino, aprile 1982.

[7] P.D. Iedema: "*Real processes simulation of a LiBr/ZnBr<sub>2</sub>/CH<sub>3</sub>OH absorption heat pump*", *International Journal of Refrigeration*, vol. 5., 1982, p. 262-273.

[8] G. Grosman, N.K. Suslova, D.M. Chalayev: "*Methanol as a Working Medium in Sorption Type Thermal Converters*", XVI International Congress of Refrigeration, Parigi ,1983.

[9] D. Seher, K. Stephan: "*Comparison of Working Substances for Heat Transformer Cycles*", *VDI Berichte*, n. 539, 1984.

[10] P.D. Iedema: "*The Absorption Heat Pump with Lithium Bromide -Zinc Bromide-Methanol*", Delft University of Technology, 1984.

[11] K. Stephan, D. Seher: "*Heat Transformer Cycles - One and Two Stage Processes*", *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 4, n. 5, p. 365-369, 1984

[12] Bohm, Fleischmann, Ploetz, Schaper: "*Basic Investigation on Chemical Heat Pumps and Heat Transformers*", International Workshop on Heat Transformation and Storage, Ispra, 9-11 ottobre 1985.

[13] Dietrich, Le Goff: "*Application to Choosing the Best Pair solvent/solute for Sorption Heat Pump with Energy Storage*", International Workshop on Heat Transformation and Storage, Ispra, 9-11 ottobre 1985.

[14] G. Moss, M. Shahidullah: "*Sorption Heat Pump Utilizing solid/fluid*

pairs", International Workshop on Heat Transformation and Storage, Ispra, 9-11 ottobre 1985.

[15] H. Bokelmann, F. Steimle: "*Development of Advanced Heat Transformers Utilizing New Working Fluids*", International Journal of Refrigeration, vol. 9, gennaio 1986.

[16] M.A.R. Eisa, R. Best, F.A. Holland: "*Thermodynamic Design Data for Absorption Heat Transformers Part I. Operating on Water-Lithium Bromide*", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 6, n. 5, pag. 421-432, 1986.

[17] G. Yamanaka: "*Research on Two Stages Absorption Heat Transformer*", IEA HPC Newsletter, vol. 7, n. 1, marzo 1989.

[18] S. Arh, B. Gaspersic: "*Research on H<sub>2</sub>O-LiBr Absorption Heat Pump/Transformer Cycle*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[19] B.Q. Lin, P. Le Goff: "*Un Thermotransformateur à absorption pour hautes températures (supérieurs à 150°C)*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[20] J.W.J. Bouma, P.F. Jansen, J.E. Van Buuren: "*Large Scale Heat Transformer in the Netherlands*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[21] C.H.M. Machielsen, C.Z. Zhuo: "*Dynamic Simulation of an Absorption Heat Transformer with a Distributed Parameter Model*", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, agosto 1991.

[22] A. Jernqvist, K. Abrahamsson, G. Aly: "*On the Efficiencies of Absorption Heat Transformers*", Heat Recovery Systems and CHP, vol. 12, n. 4, pag. 323-334, 1992.

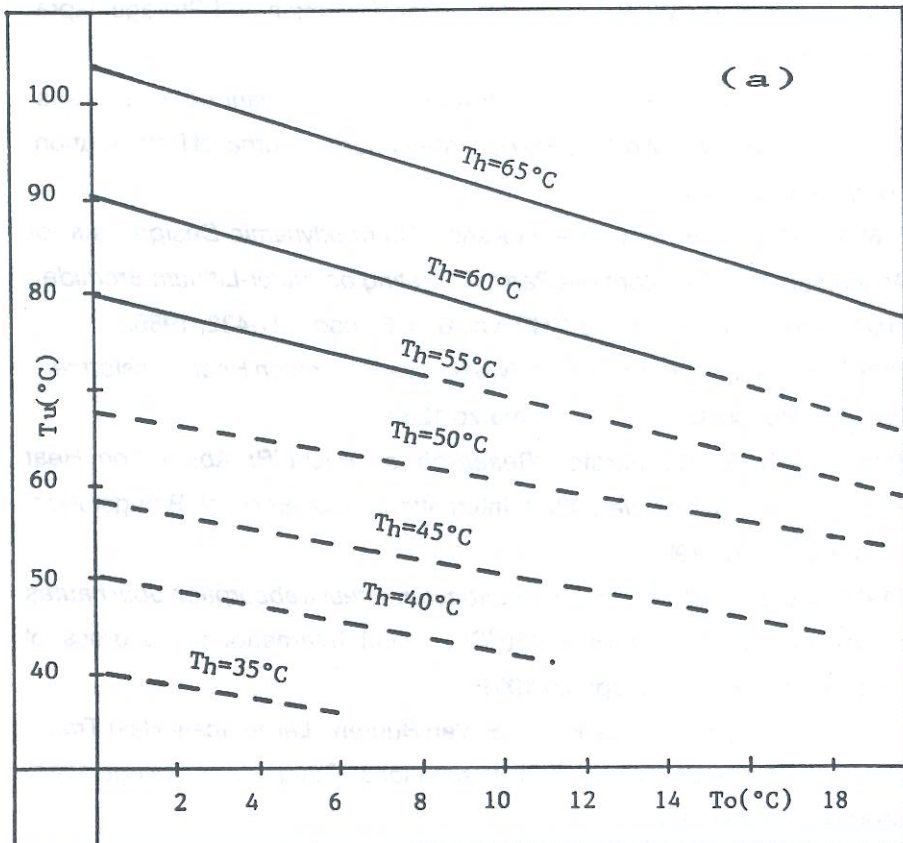


Fig. 7.1 a - Prestazioni di un trasformatore di calore a singolo stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1): andamento della temperatura dell'utilizzatore  $T_u$ , in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$  (le curve sono interrotte per  $T_u < 75^\circ\text{C}$ ).

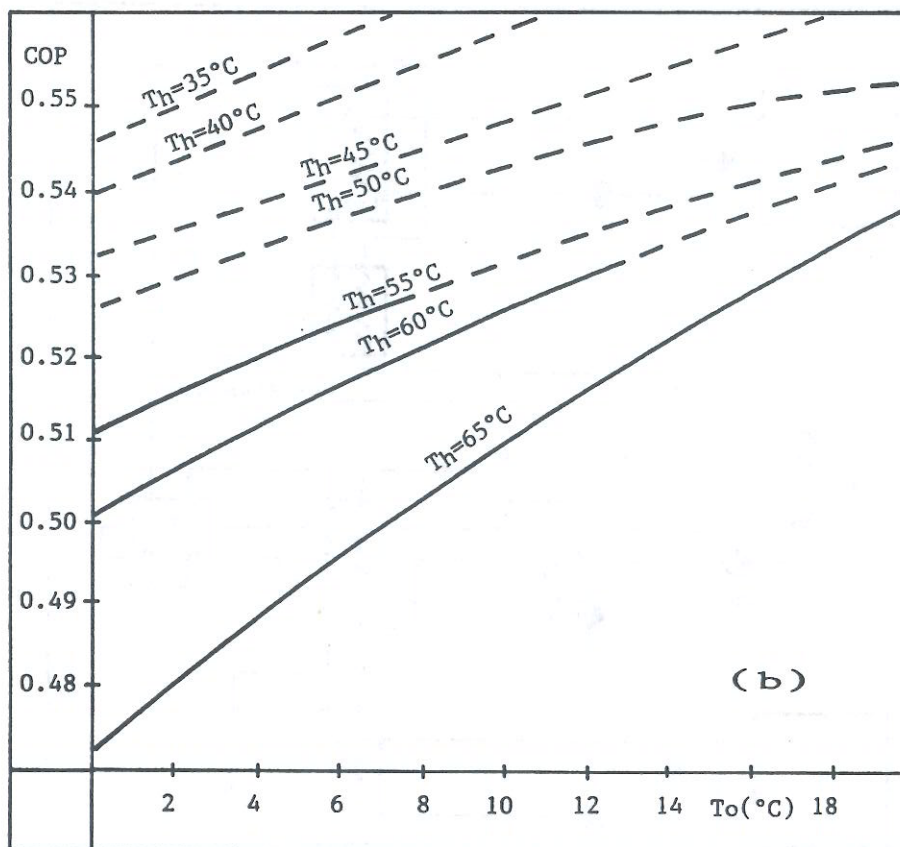


Fig. 7.1 b - Prestazioni di un trasformatore di calore a singolo stadio operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1): andamento del coefficiente di prestazione in funzione della temperatura esterna  $T_o$  per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$  (le curve sono interrotte per  $T_u < 75^\circ\text{C}$ ).

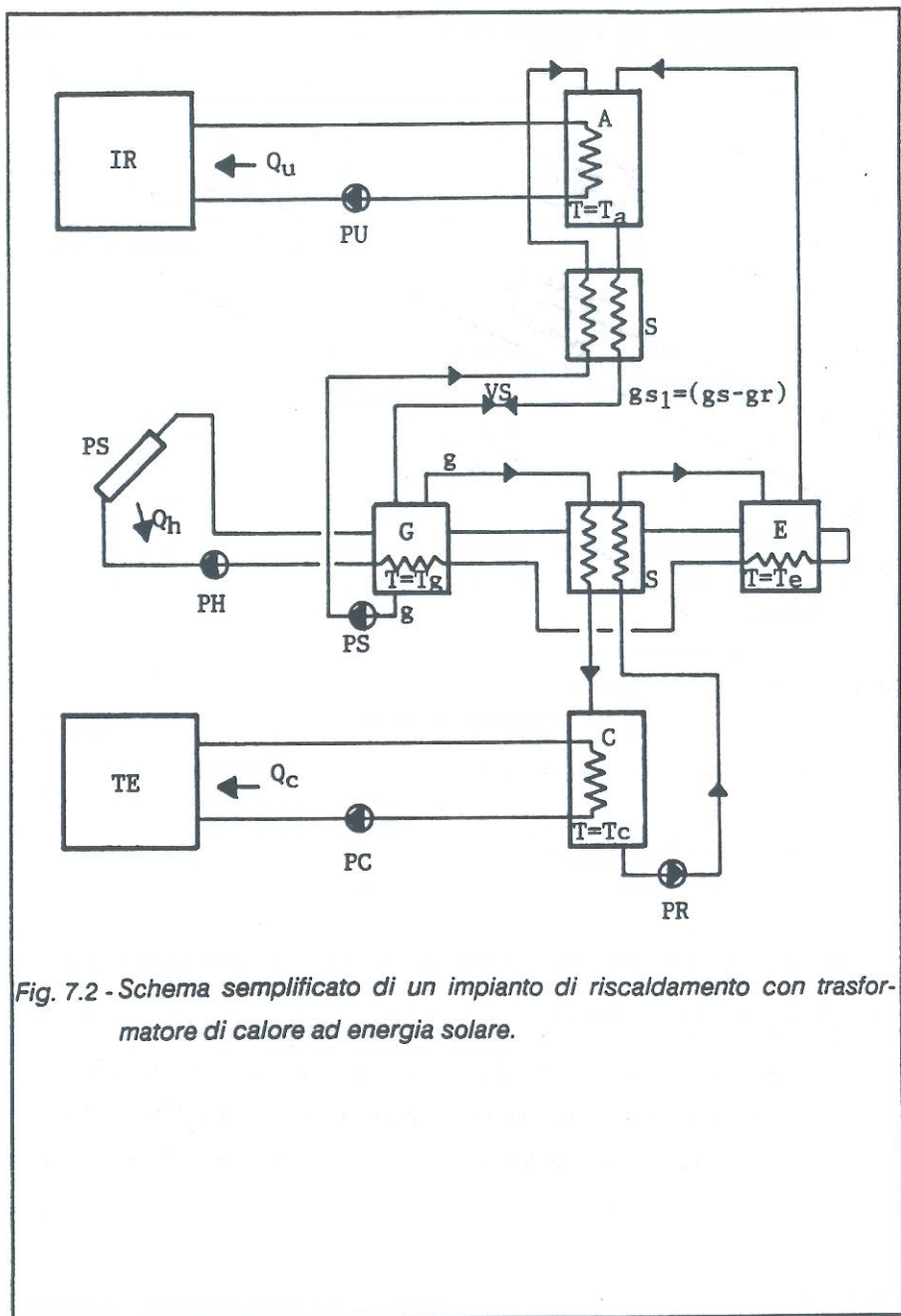


Fig. 7.2 - Schema semplificato di un impianto di riscaldamento con trasformatore di calore ad energia solare.

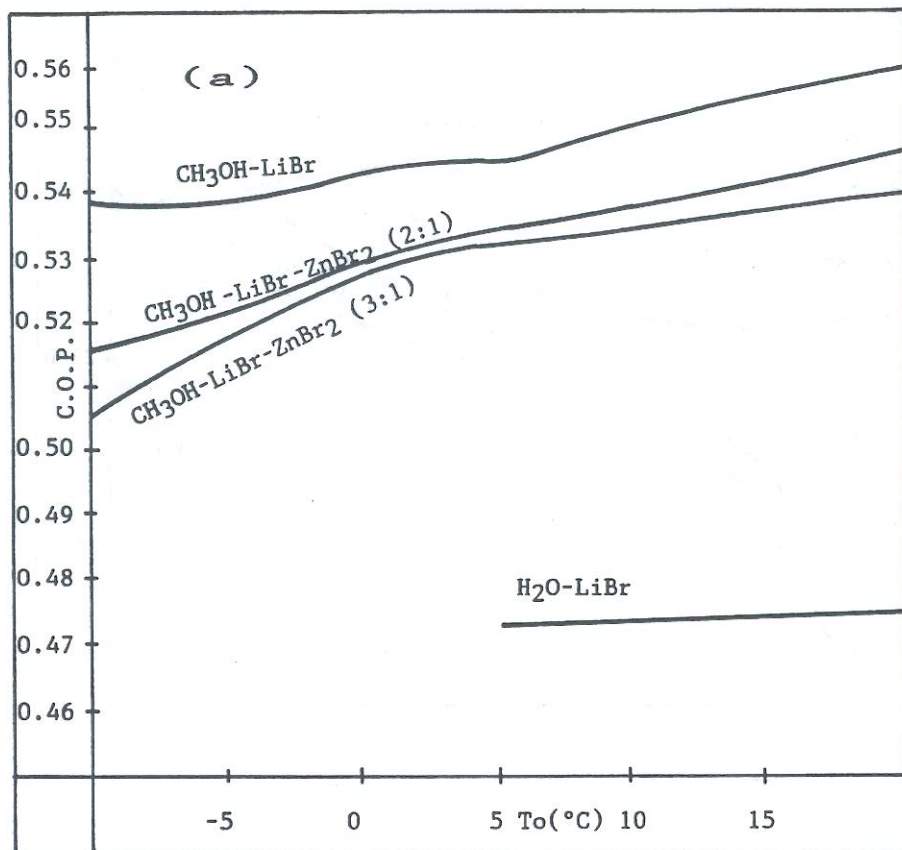


Fig. 7.3 a - Prestazioni di un trasformatore di calore operante con diversi fluidi, alimentato ad energia solare: andamento del coefficiente di prestazione, in funzione della temperatura esterna  $T_o$  (temperatura di alimentazione  $T_h = 60^\circ\text{C}$ ).

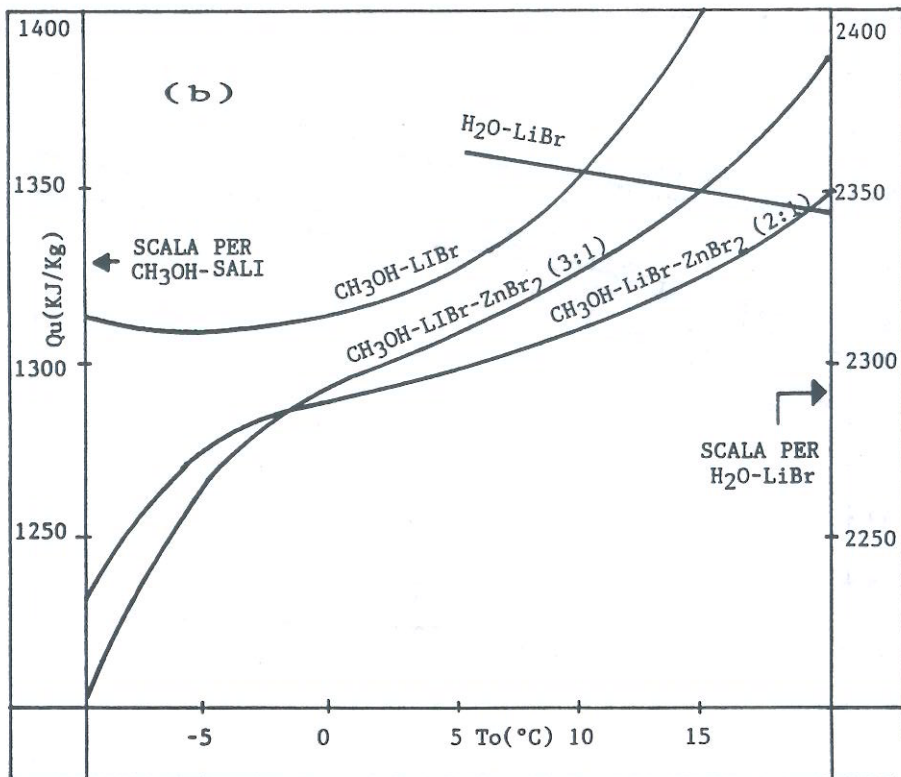


Fig. 7.3 b - Prestazioni di un trasformatore di calore operante con diversi fluidi, alimentato ad energia solare: andamento della resa termica  $Q_u$ , in funzione della temperatura esterna  $T_o$  (temperatura di alimentazione  $T_h = 60^\circ\text{C}$ ).

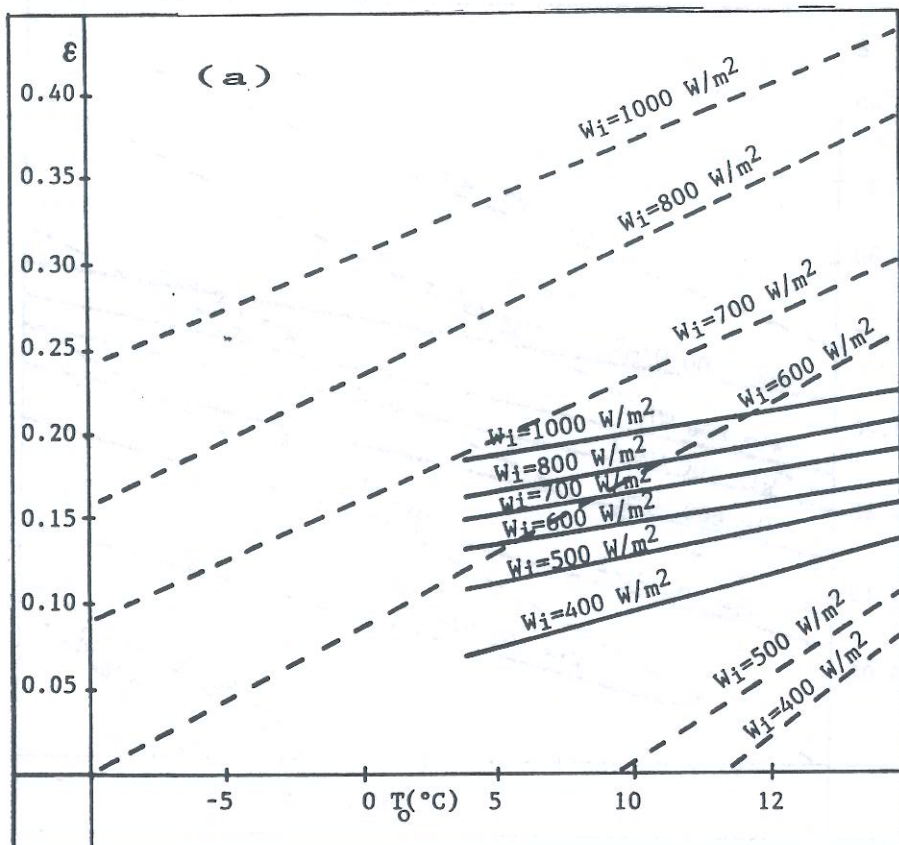


Fig 7.4 a - Prestazioni di diversi tipi di impianti di riscaldamento alimentati con energia solare: andamento dell'efficienza globale del sistema  $\epsilon$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori dell'energia radiante (temperatura dell'utilizzatore  $T_u=60^{\circ}\text{C}$ ; linee continue = trasformatore di calore operante con la miscela  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ; linee tratteggiate = alimentazione diretta).

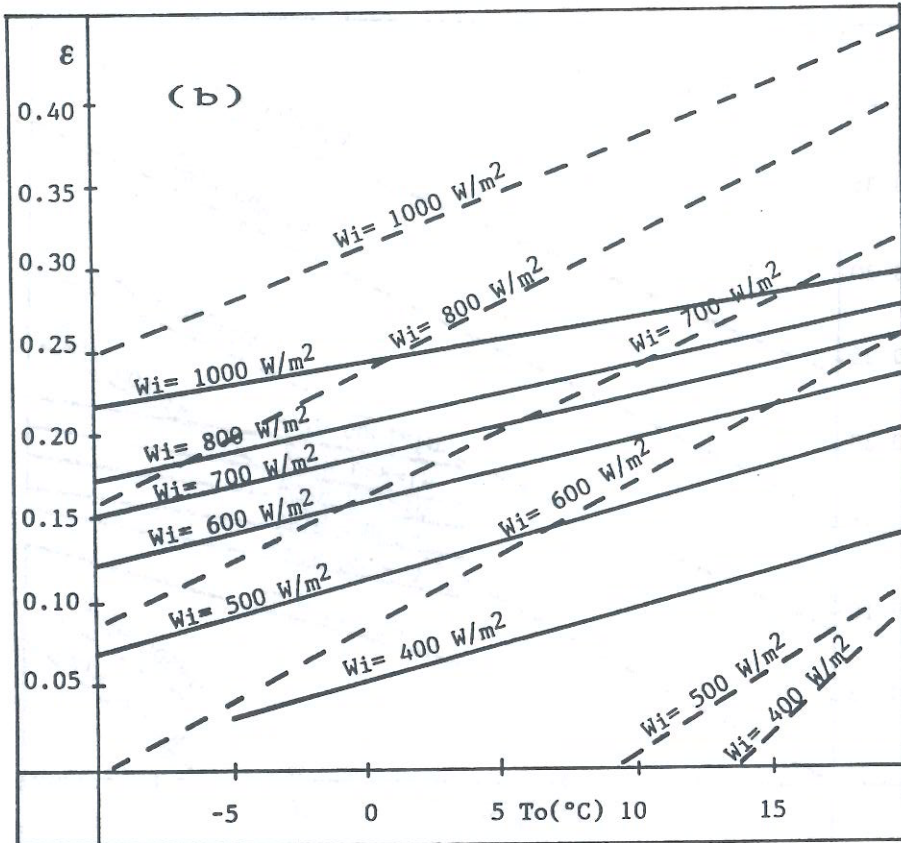


Fig. 7.4 b - Prestazioni di diversi tipi di impianti di riscaldamento alimentati con energia solare: andamento dell'efficienza globale del sistema  $\epsilon$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori dell'energia raggiante (temperatura dell'utilizzatore  $T_u = 60^\circ\text{C}$ ; linee continue = trasformatore di calore operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr}$ ; linee tratteggiate = alimentazione diretta).

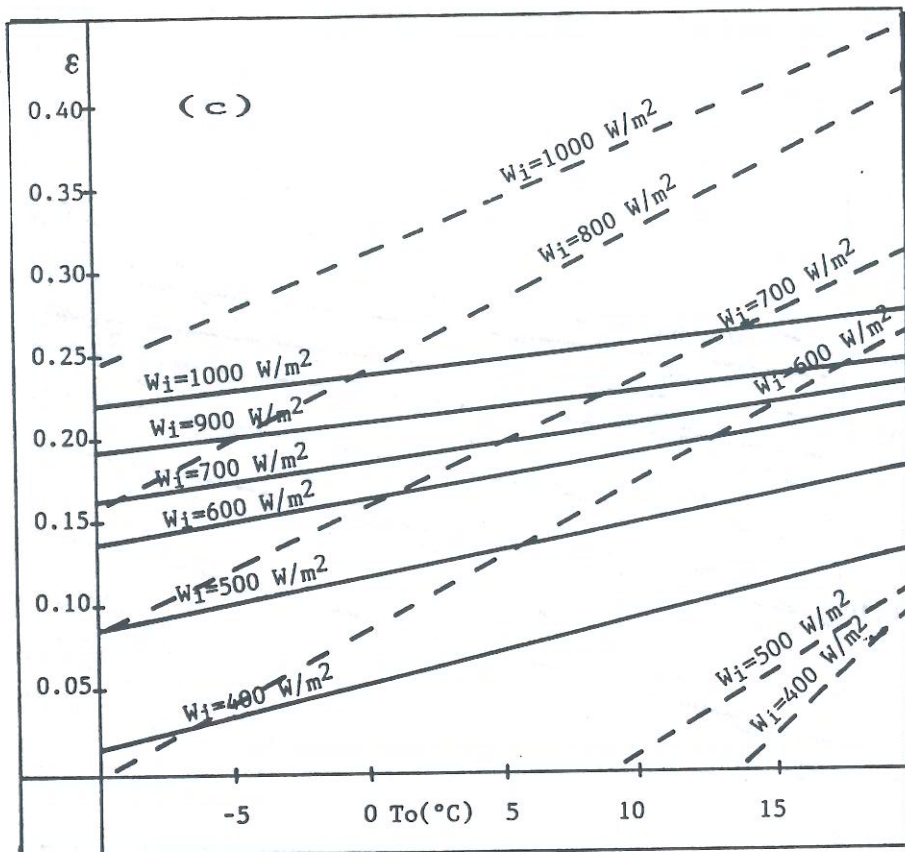


Fig. 7.4 c - Prestazioni di diversi tipi di impianti di riscaldamento alimentati con energia solare: andamento dell'efficienza globale del sistema  $\epsilon$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori dell'energia raggiante (temperatura dell'utilizzatore  $T_u=60^\circ\text{C}$ ; linee continue = trasformatore di calore operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (2:1); linee tratteggiate = alimentazione diretta).

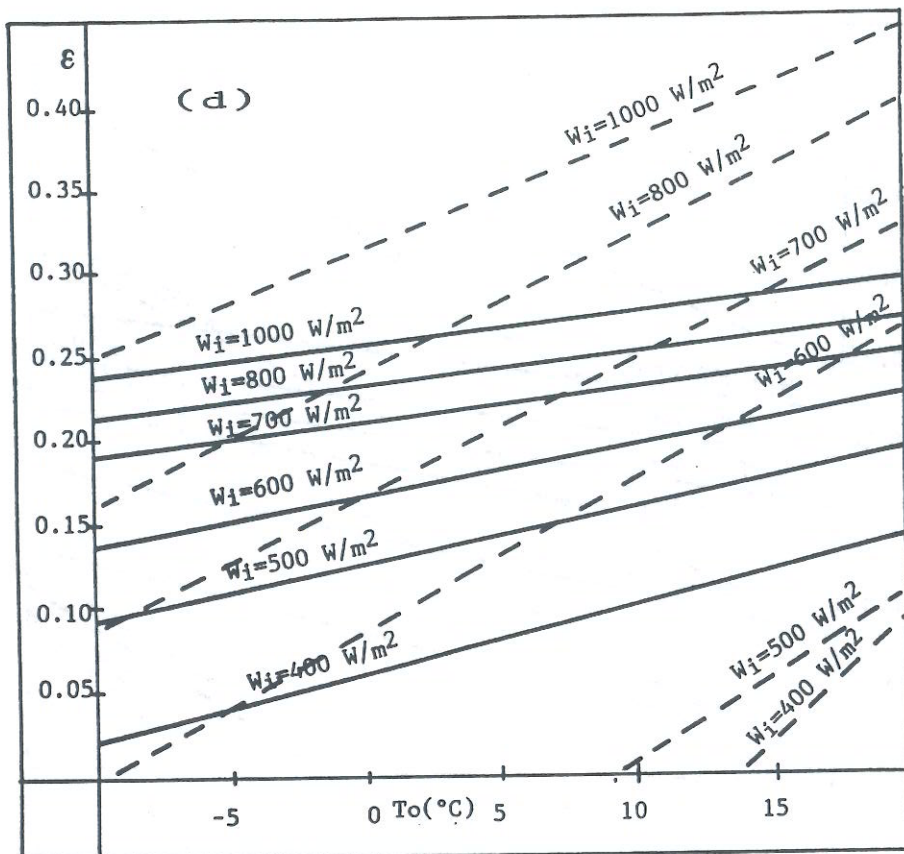


Fig 7.4 d - Prestazioni di diversi tipi di impianti di riscaldamento alimentati con energia solare: andamento dell'efficienza globale del sistema  $\epsilon$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori dell'energia raggiante (temperatura dell'utilizzatore  $T_u=60^{\circ}\text{C}$ ; linee continue = trasformatore di calore operante con la miscela  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  (3:1); linee tratteggiate = alimentazione diretta



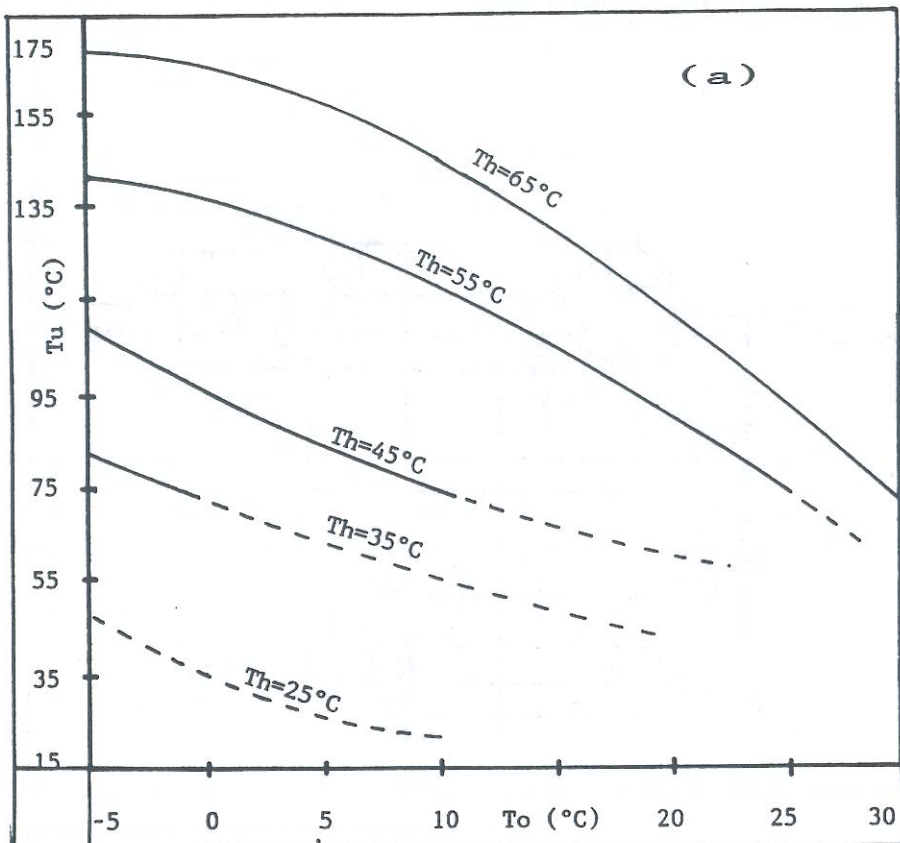


Fig. 7.6 a -Prestazioni del trasformatore di calore a doppio stadio operante con la miscela  $H_2O-LiBr$ : andamento della temperatura all'utilizzatore  $T_u$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$  (le curve sono interrotte per  $T_u < 75^\circ C$ ).

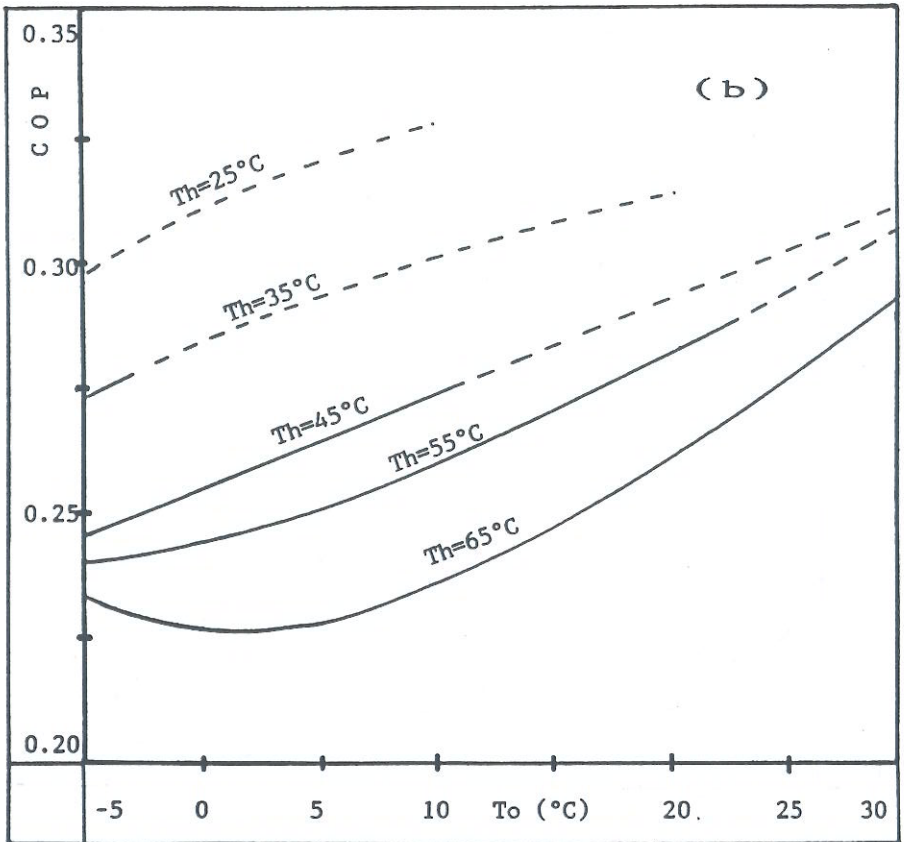


Fig. 7.6 b -Prestazioni del trasformatore di calore a doppio stadio operante con la miscela  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ : andamento del coefficiente di prestazione, in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$  (le curve sono interrotte per  $T_u < 75^\circ\text{C}$ ).

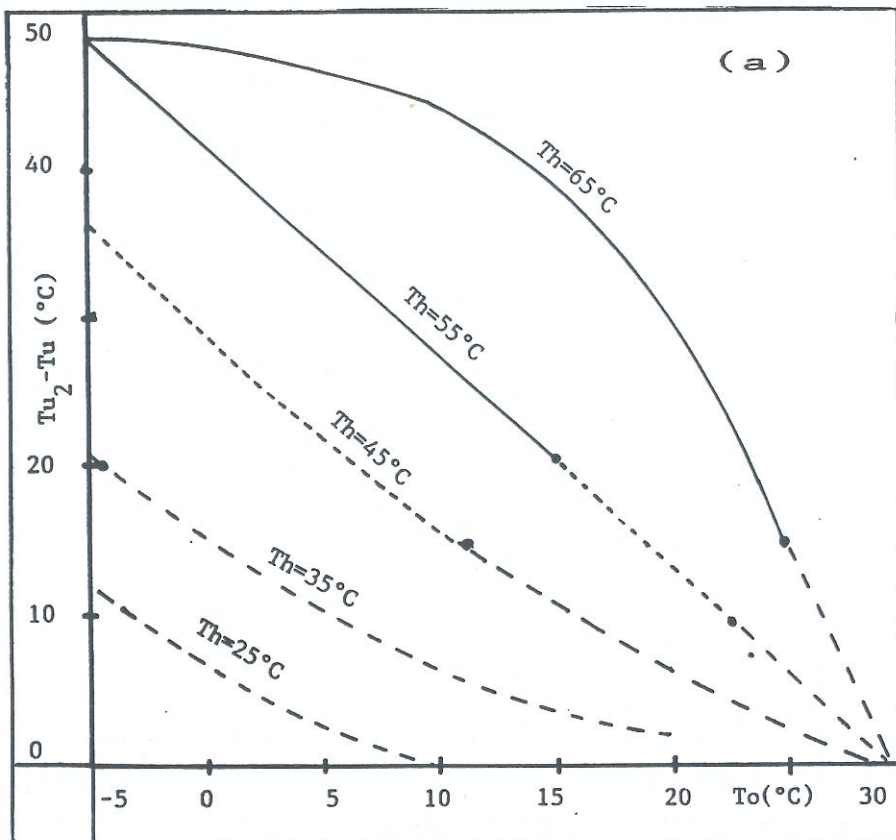


Fig. 7.7 a - Confronto tra le prestazioni dei trasformatori di calore a singolo e doppio stadio operanti con la miscela  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ : andamento della differenza di temperatura all'utilizzatore  $T_{u2}-T_u$ , in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$ .

- sia singolo che doppio stadio possono operare con  $T_u > 75^\circ\text{C}$ .
- - - - solo il doppio stadio può operare con  $T_u > 75^\circ\text{C}$ .
- · - · nè singolo nè doppio stadio possono operare con  $T_u > 75^\circ\text{C}$ .

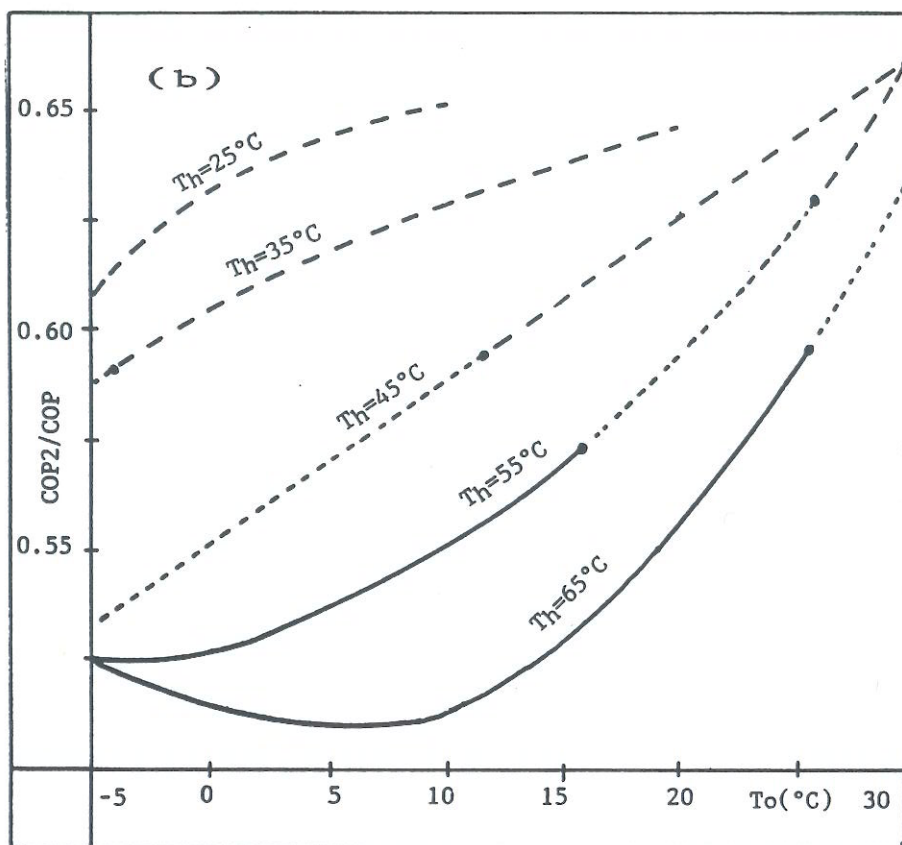


Fig. 7.7 b - Confronto tra le prestazioni dei trasformatori di calore a singolo e doppio stadio operanti con la miscela  $H_2O-LiBr$ : andamento del rapporto tra i coefficienti di prestazione  $COP_2/COP$  in funzione della temperatura esterna  $T_o$ , per diversi valori della temperatura di alimentazione  $T_h$ .

- sia singolo che doppio stadio possono operare con  $T_u > 75^\circ C$ .
- solo il doppio stadio può operare con  $T_u > 75^\circ C$ .
- - - nè singolo nè doppio stadio possono operare con  $T_u > 75^\circ C$ .



**Capitolo Ottavo**  
**APPLICAZIONI TERMODINAMICHE ALLA TECNOLOGIA**  
**DEL RECUPERO**

**8.1 - Generalità.**

Gli edifici oggetto di recupero si trovano, molto spesso, localizzati nei centri storici delle città o comunque in zone nelle quali è particolarmente desiderabile la limitazione delle emissioni inquinanti. E' pertanto auspicabile che, nella ristrutturazione degli impianti termici, siano utilizzati sistemi di alimentazione altamente ecologici, come l'energia elettrica e l'energia solare. Le soluzioni tecniche oggi proponibili sono le seguenti:

- pompa di calore Aria-Acqua;
- impiego diretto dell'energia solare;
- pompa di calore alimentata da energia solare;
- trasformatore di calore alimentato da energia solare.

Le prime tre soluzioni sono già disponibili sul mercato; la quarta, alla quale si era originariamente indirizzata rivolta la presente ricerca, è ancora in fase sperimentale.

**8.2 - Pompa di Calore Aria-Acqua.**

Nella pompa di calore Aria-Acqua viene sottratto calore all'aria ambiente e trasportato ad una temperatura utile per l'impiego, ad opera di una macchina frigorifera a compressione di vapore saturo. Rispetto all'uso diretto dell'energia elettrica per il riscaldamento per effetto Joule, si ha un notevole incremento di prestazioni, potendosi contare su valori medi del C.O.P della pompa di calore nell'intorno di tre: ciò significa che, per ogni Joule di energia elettrica spesa, si hanno tre Joule di energia termica disponibile per il riscaldamento dell'ambiente.

L'impiego della pompa di calore Aria-Acqua è purtroppo soggetto ad

inconvenienti di natura tecnica; l'evaporatore della macchina frigorifera, infatti, deve ricevere, direttamente o indirettamente, calore dall'aria esterna. Poichè il coefficiente di convezione dell'aria è basso, sono necessari grandi superfici di scambio termico. Inoltre, nei mesi più freddi, si verifica di solito il fenomeno della produzione di brina sulla superficie di scambio; la brina si accumula formando uno strato di ghiaccio che ostacola il funzionamento ulteriore dello scambiatore e quindi della pompa di calore. Per queste ragioni le pompe di calore Aria-Acqua hanno avuto una diffusione piuttosto modesta. Uno schema di funzionamento tipico è comunque riportato in fig. 8.1. L'aria esterna cede calore all'evaporatore E della pompa di calore; il fluido refrigerante evapora, viene compresso nel compressore K il cui motore è alimentato da energia elettrica; il fluido refrigerante condensa nel condensatore C, cedendo il calore di condensazione all'impianto di riscaldamento; successivamente il fluido refrigerante, allo stato liquido, si espande nella valvola di espansione VE e fluisce nuovamente nell'evaporatore, dove il ciclo ricomincia. La pompa P, posta sul circuito dell'impianto di riscaldamento IR, garantisce la circolazione del fluido termovettore.

### **8.3 - Impiego Diretto dell'Energia Solare.**

L'impiego diretto dell'energia solare per il riscaldamento ambientale non è di solito conveniente, in virtù delle seguenti ragioni:

- se si impiegano pannelli solari piani, la temperatura del fluido riscaldato raggiunge valori sufficienti per l'impiego soltanto in un arco assai limitato di tempo rispetto al tempo globale di utilizzazione; pertanto il rendimento medio del processo, definito come rapporto fra l'energia utile e l'energia solare incidente nel medesimo intervallo di tempo, assume valori molto bassi, di solito inferiori ai dieci per cento;
- se si impiegano collettori a concentrazione, si ottiene un certo miglioramento, però aumentano di molto le spese di installazione ed anche di manuten-

zione dell'impianto solare.

In definitiva l'impiego diretto dell'energia solare per il riscaldamento ambientale è proponibile soltanto in situazioni climatiche ed architettoniche assai favorevoli: forti valori dell'irraggiamento solare medio, bassi valori delle dispersioni termiche dell'edificio. Infine, nel caso specifico di applicazioni al recupero edilizio, ci devono essere superfici libere, per l'installazione dei pannelli solari, aventi area sufficiente ed esposizione adeguata. Comunque uno schema di funzionamento tipico è riportato in fig. 8.2. Il fluido riceve dai pannelli solari PS, per unità di tempo, una quantità di calore che viene trasferita al serbatoio di accumulo SA per mezzo della pompa di circolazione P1, mentre la valvola V1 è aperta e V2 è chiusa. Se la temperatura del fluido riscaldato dal collettore è minore della temperatura del fluido situato nella parte inferiore del serbatoio di accumulo, allora le valvole V1 e V2 si invertono di funzione e il serbatoio viene bypassato. Tale situazione si verifica normalmente in fase di avviamento: quando poi la temperatura all'uscita di PS diventa superiore alla temperatura all'uscita di SA, allora V2 si chiude, V1 si apre e i collettori cominciano a fornire calore all'accumulo.

All'interno del serbatoio, soprattutto se il volume dell'accumulo è grande rispetto alle portate e dunque la circolazione non è molto spinta, può avvenire la stratificazione di masse d'acqua alle quali compete densità diversa, perchè si trovano a temperatura diversa. Per questo è opportuno che il fluido da inviare ai collettori sia prelevato nella parte inferiore di SA, dove la densità è maggiore e quindi la temperatura minore; in questo modo i pannelli PS funzionano con valori più elevati del rendimento. L'impianto di riscaldamento IR è alimentato direttamente dal serbatoio di accumulo; la pompa P2 è in funzione e la valvola V3 è aperta. Quando la temperatura del serbatoio non è sufficiente per l'alimentazione diretta, la pompa P2 si arresta, la valvola V3 viene chiusa ed entra in funzione il circuito della caldaia ausiliaria CA (P3, V4).

#### **8.4 - Pompa di Calore Alimentata da Energia Solare.**

Gli inconvenienti dei sistemi di cui ai punti 8.2 e 8.3 sono brillantemente superati dalla Pompa di Calore alimentata da Energia Solare. Questa è una pompa di calore Acqua-Acqua, dunque non sussiste più il problema della brina di cui al punto 8.2.

Nel circuito esterno dal lato evaporatore, l'acqua riceve calore dall'impianto solare. Questo calore può essere fornito all'acqua anche a temperature molto basse, essendo il valore minimo dell'ordine dei 3-4°C, al fine di scongiurare pericoli di gelo. Pertanto viene completamente eliminato il problema menzionato al punto 8.3, relativo alla temperatura minima di funzionamento dell'impianto solare. Pressochè tutto il calore ricevuto dai pannelli solari può essere ceduto all'evaporatore ed il rendimento medio del processo, già definito al punto 8.3, può assumere valori dell'ordine del 50%, od anche superiori, a seconda del tipo di pannello solare impiegato. Uno schema di funzionamento tipico è riportato in fig. 8.3. La parte propriamente solare dell'impianto, costituita dal pannello solare PS, dalla pompa P1, dal serbatoio di accumulo SA e dal circuito di avviamento, non differisce da quella descritta nella figura 8.2. Il sistema di utilizzazione dell'energia accumulata è invece diverso: dal serbatoio di accumulo il fluido, per mezzo della pompa P2, viene fatto circolare attraverso l'evaporatore E della macchina frigorifera, alla quale esso cede per unità di tempo una quantità di calore  $Q_e$ ; la macchina funziona da pompa di calore e trasporta  $Q_c$  dalla temperatura di evaporazione  $T_e$  alla temperatura di condensazione  $T_c$ : il condensatore C riceve per unità di tempo una quantità di calore pari a:

$$Q_c = Q_e + W_k \quad (8.1)$$

essendo  $W_k$  la potenza assorbita dal compressore K. Infine la pompa P4 trasporta  $Q_c$  dal condensatore all'impianto di riscaldamento IR: P4 è in funzione e V4 è aperta, mentre P3 e P5 sono ferme e V5 e V6 sono chiuse. Nei periodi più freddi, se interviene il pericolo di congelamento del fluido

all'interno di SA, la pompa di calore e l'impianto solare vengono arrestati ed IR è alimentato direttamente dalla caldaia ausiliaria CA, attraverso il circuito V5 - P5; tutti gli altri circuiti sono fuori servizio. Nei mesi di basso carico (novembre, marzo), può darsi che la temperatura del fluido nel serbatoio di accumulo raggiunga valori tali da consentire l'alimentazione diretta di IR da parte di SA. Allora la pompa di calore viene messa fuori servizio, insieme con i circuiti P2 - V3, P4 - V4 (e, naturalmente, P5 - V5), mentre viene messo in marcia il circuito P3 - V6. A seguito della gratuità della fonte energetica, che è praticamente assicurata in modo completo nei mesi di basso carico, si può anche estendere il periodo di accensione dell'impianto di riscaldamento al di fuori dei limiti normalmente ammessi dalla Normativa vigente.

### **8.5 - Trasformatore di Calore Alimentato da Energia Solare.**

Fra tutte le opzioni, il Trasformatore di Calore Solare è senza dubbio la più affascinante dal punto di vista termodinamico. Come già illustrato nel cap. 3, il trasformatore di calore è l'unica macchina in grado di funzionare senza alcun tipo di alimentazione energetica, ma soltanto sfruttando in modo opportuno l'esistenza di sorgenti a differente temperatura. Nell'applicazione all'edilizia, le sorgenti sono l'ambiente esterno (sorgente fredda) ed il fluido riscaldato dall'impianto solare (sorgente intermedia); scopo della macchina è di realizzare il trasferimento di calore all'impianto di riscaldamento (sorgente calda). Pertanto, rispetto all'impiego diretto dell'energia solare, i pannelli solari sono in grado di fornire prestazioni migliori, in quanto utilizzati ad una temperatura più bassa. (temperatura intermedia); rispetto, invece, all'impiego dell'energia solare nella pompa di calore, si ha evidentemente un peggioramento delle condizioni operative dei pannelli. Uno schema di funzionamento tipico è riportato in fig. 8.4. I pannelli solari piani PS forniscono calore al serbatoio di accumulo SA; la circolazione di fluido è assicurata dalla pompa P5, con la valvola V6 aperta e V5 chiusa, mentre in fase di avviamento

le valvole invertono la propria funzione. Il serbatoio SA fornisce il calore di alimentazione al generatore G ed all'evaporatore E del trasformatore. Il condensatore C restituisce alla sorgente di raffreddamento il calore di condensazione, mentre l'assorbitore A cede all'impianto di riscaldamento il calore utile, essendo la pompa P2 in funzione e la pompa P4 fuori servizio. Se la temperatura del fluido all'uscita di A non è sufficiente all'alimentazione di IR, le pompe P1, P2, P3 si arrestano, V1, V2, V3 si chiudono, mentre V4 si apre, P4 si mette in funzione e l'impianto IR viene alimentato dalla caldaia ausiliaria CA.

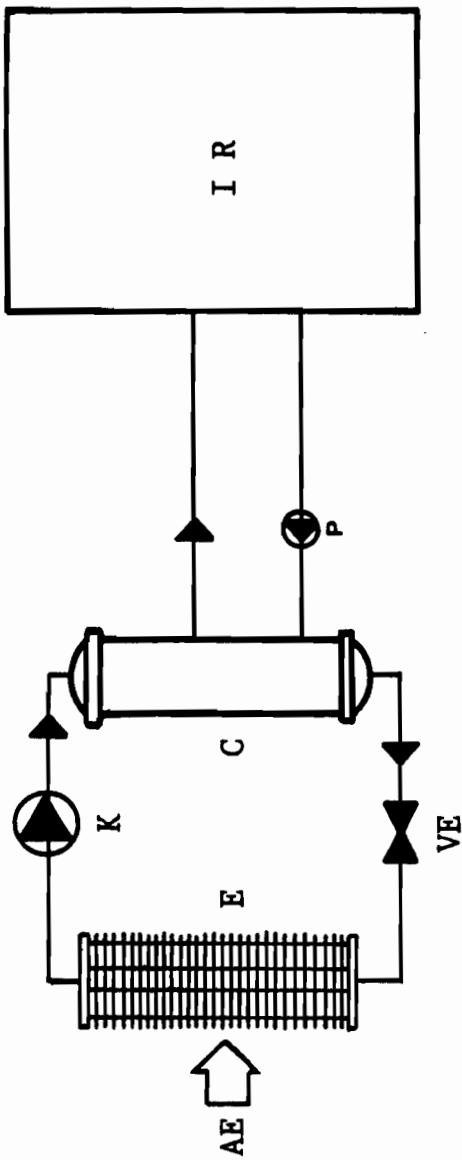


Fig. 8.1 - Schema di funzionamento di un impianto di riscaldamento con pompa di calore Aria-Acqua.  
 AE = aria esterna; C = condensatore; E = evaporatore; IR = impianto di riscaldamento; K = compressore; P = pompa di circolazione; VE = valvola di espansione

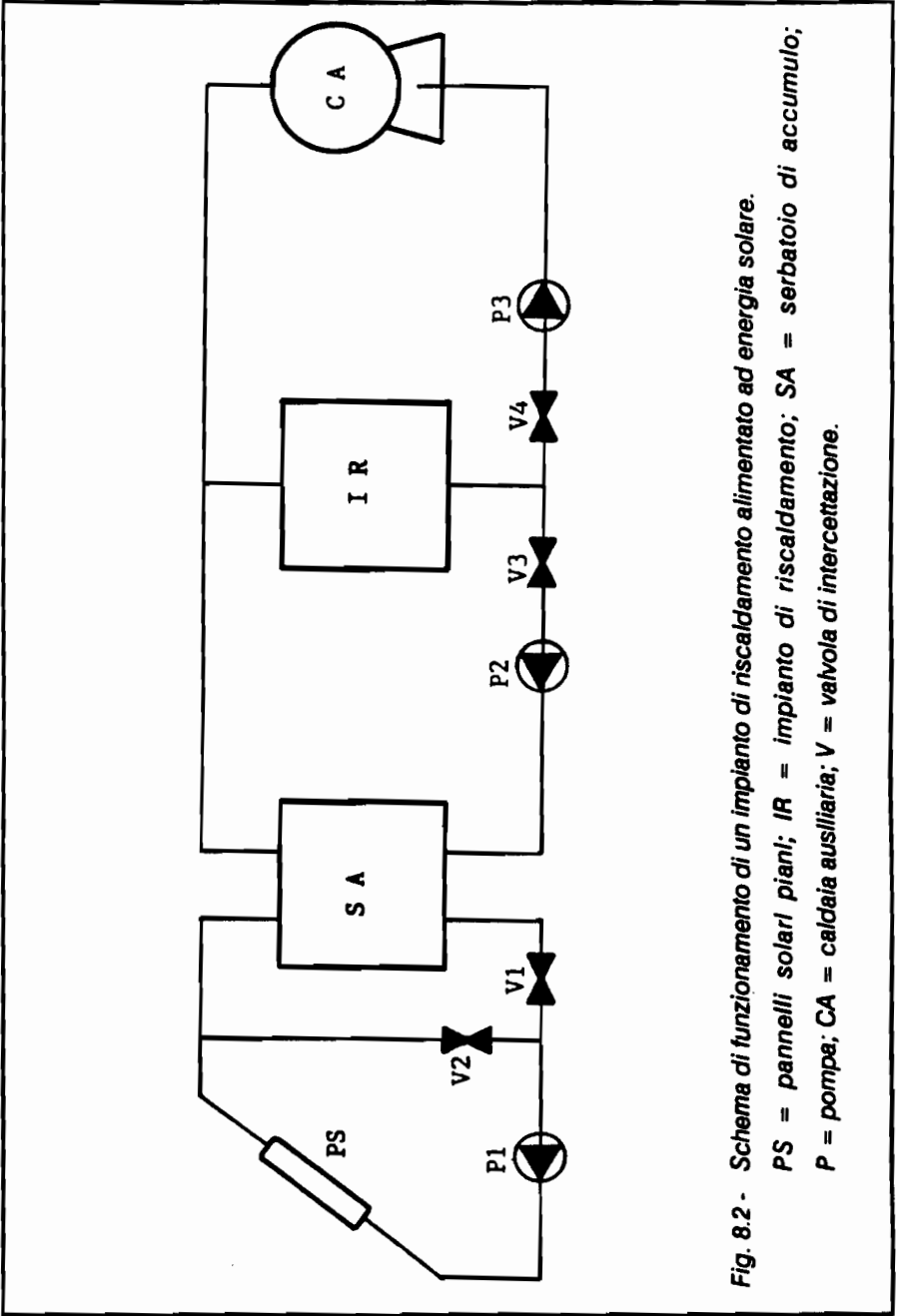


Fig. 8.2 - Schema di funzionamento di un impianto di riscaldamento alimentato ad energia solare.

PS = pannelli solar piani; IR = impianto di riscaldamento; SA = serbatoio di accumulo;

P = pompe; CA = caldaia ausiliaria; V = valvola di intercettazione.

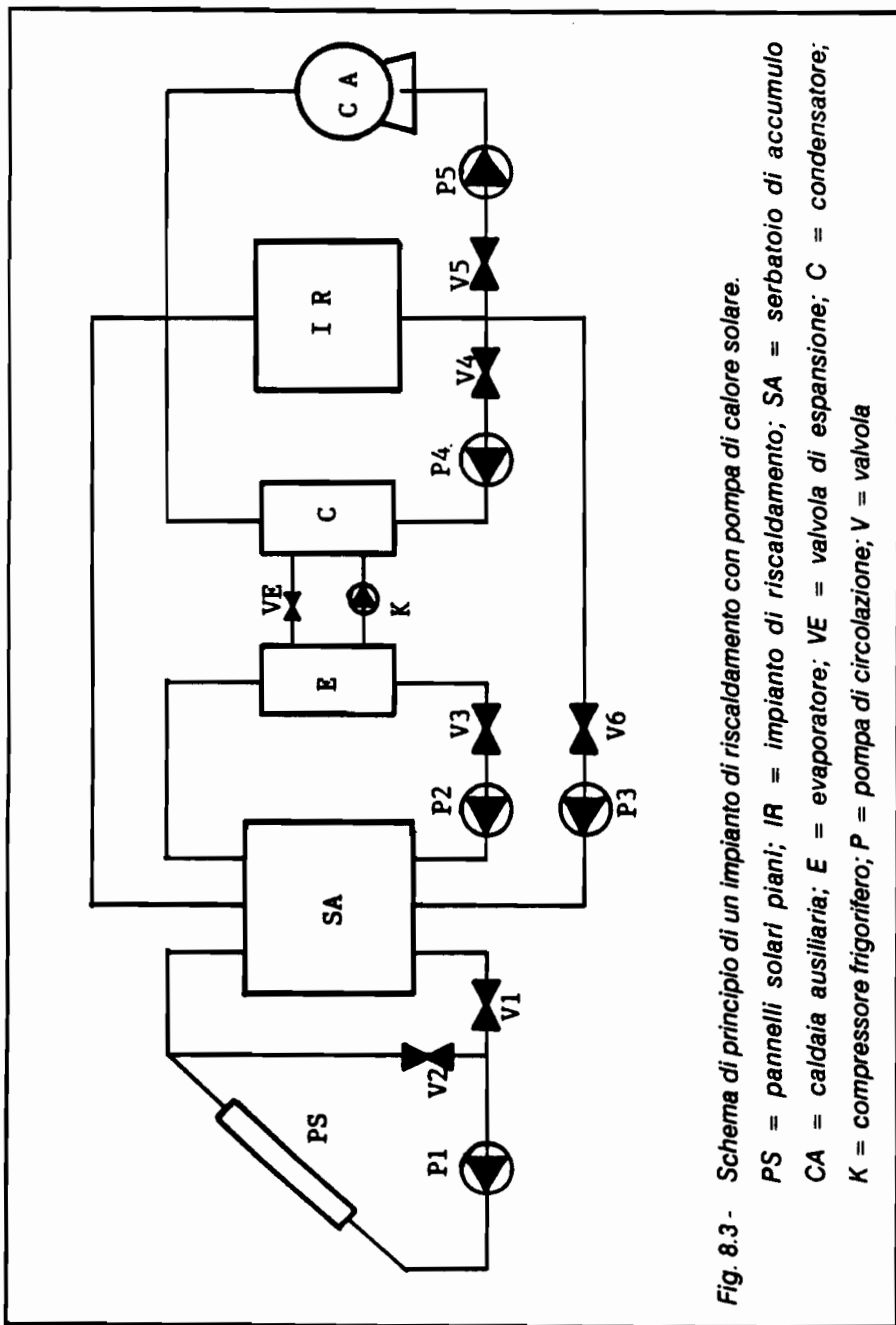


Fig. 8.3 - Schema di principio di un impianto di riscaldamento con pompa di calore solare.  
 PS = pannelli solari piani; IR = impianto di riscaldamento; SA = serbatoio di accumulo  
 CA = caldaia ausiliaria; E = evaporatore; VE = valvola di espansione; C = condensatore;  
 K = compressore frigorifero; P = pompa di circolazione; V = valvola

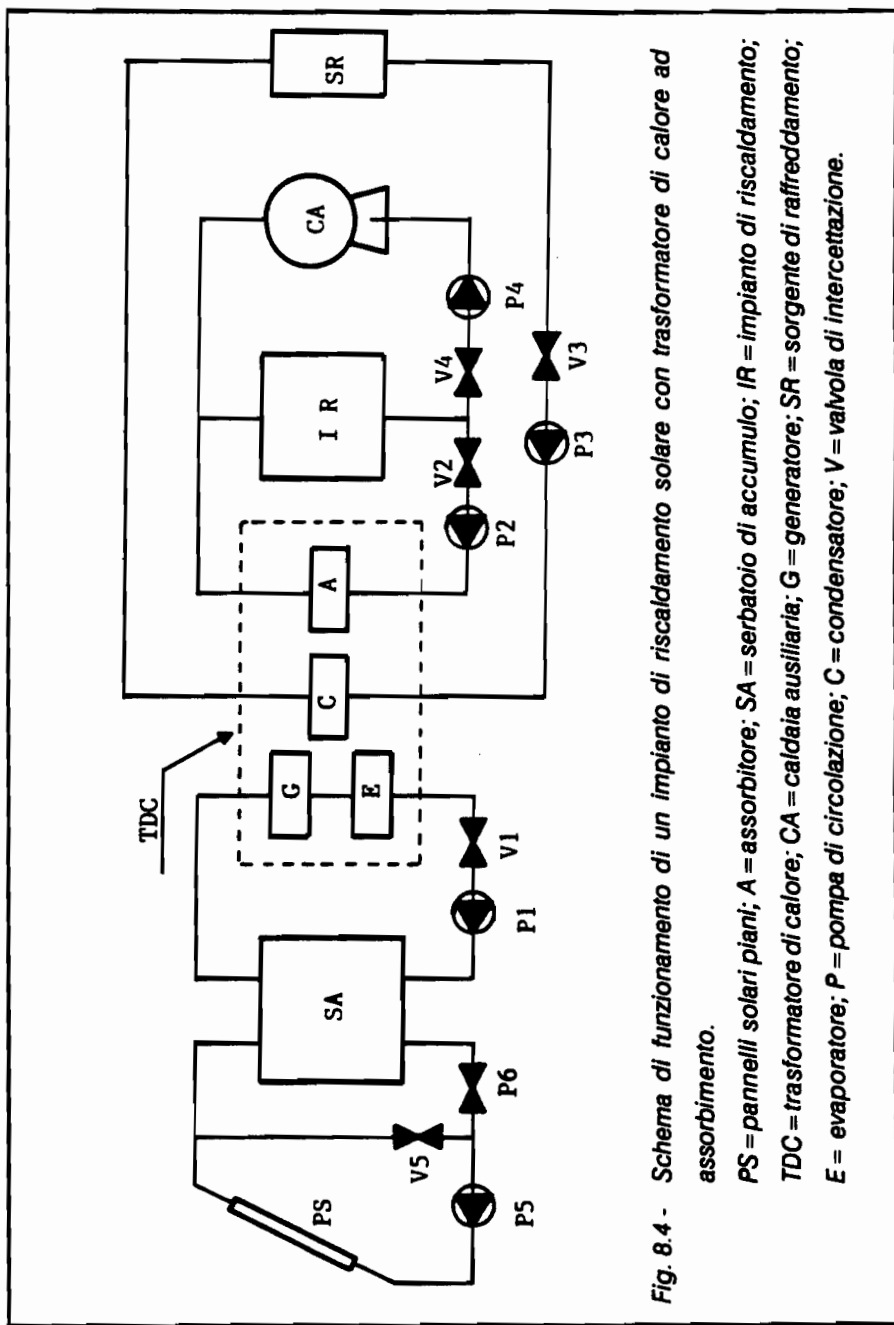


Fig. 8.4 - Schema di funzionamento di un impianto di riscaldamento solare con trasformatore di calore ad assorbimento.

PS = pannelli solari piani; A = assorbitore; SA = serbatoio di accumulo; IR = impianto di riscaldamento; TDC = trasformatore di calore; CA = caldaia ausiliaria; G = generatore; SR = sorgente di raffreddamento; E = evaporatore; P = pompa di circolazione; C = condensatore; V = valvola di intercettazione.

**Capitolo Nono**  
**PROGETTO DI RECUPERO DELLA SEDE DELLA FACOLTA' DI**  
**MEDICINA VETERINARIA DELL'UNIVERSITA' DI PERUGIA:**  
**IMPIANTI TERMICI.**

**9.1 - Descrizione dell'Edificio.**

Il complesso edilizio che ospita la Facoltà di Medicina Veterinaria dell'Università degli Studi di Perugia, funzionante dal 1929, è costituito da un corpo centrale e da due ali laterali simmetriche (v. fig. 9.1, 9.2). Il corpo centrale è composto di cinque piani, dei quali il primo è interrato e l'ultimo è ricavato nel sottotetto; le due ali laterali, invece, si sviluppano solamente su due piani. La copertura di tutto il complesso è a padiglione; la superficie totale coperta è di circa 8.600 m<sup>2</sup>, per un volume di circa 30.000 m<sup>3</sup>. La struttura è realizzata in muratura portante di mattoni pieni, la copertura in tegole e coppi.

Nell'edificio hanno sede i diversi Istituti della Facoltà di Medicina Veterinaria. Gli spazi interni sono prevalentemente destinati a studi e laboratori; ci sono anche alcuni locali destinati alla didattica, ma di ridotte dimensioni (aule al massimo da 50 posti). La tipologia edilizia del complesso rende contenuti i consumi energetici; le pareti perimetrali sono infatti di spessori molto elevati elevati, che vanno dai 60 cm dei piani superiori fino al metro alla base; per di più esse sono costruite in muratura di mattoni pieni ed hanno perciò una elevata capacità termica. Le superfici vetrate, infine, costituiscono appena il 10% delle superfici disperdenti.

L'attuale impianto di riscaldamento a radiatori è servito da due caldaie ad olio combustibile emulsionato, per una potenza totale installata di 1.051.000 Cal/h.

La potenza specifica è pertanto eguale a 33 Cal/hm<sup>3</sup>, contro le 35 - 40 Cal/hm<sup>3</sup> riscontrate, mediamente, negli impianti di riscaldamento nella zona di Perugia, per edifici antecedenti all'emanazione della Legge 373/76.

## **9.2 - Criteri di Progetto.**

Il rinnovato interesse per i problemi energetici e l'impiego razionale delle fonti di energia non convenzionali, testimoniato anche da recenti disposizioni legislative, come la Legge 10/91 (Legge 10/91), rende di nuovo attuali le proposte per l'impiego dell'energia solare nell'edilizia. E' noto come, in questo particolare settore, sia molto difficile individuare situazioni favorevoli per interventi di tipo retroattivo: il menzionato complesso Edilizio che ospita la Facoltà di Medicina Veterinaria dell'Università degli Studi di Perugia, in virtù delle sue caratteristiche costruttive e posizione, costituisce uno dei non frequenti esempi per i quali si può pensare ad una positiva applicazione dell'energia solare anche nel recupero edilizio.

E' stata pertanto sviluppata un'indicazione di massima per un progetto di intervento sugli impianti di riscaldamento ed acqua calda sanitaria del complesso edilizio di Veterinaria, al fine di coprire una parte significativa dei consumi termici per mezzo di calore ricavato da un impianto solare.

Si prevede di realizzare un sistema di captazione dell'energia solare a pannelli piani e serbatoio di accumulo a calore sensibile, il quale funge, in tutte le applicazioni proposte, da volano termico per il calore raccolto dall'impianto solare.

Vengono presentate tre diverse opzioni:

- alimentazione diretta dell'impianto di riscaldamento;
- alimentazione indiretta, attraverso una pompa di calore a compressione. La pompa di calore preleva il proprio calore di evaporazione dal serbatoio di accumulo e restituisce, ad una temperatura più elevata, il calore di condensazione all'impianto di riscaldamento dell'edificio;
- alimentazione indiretta, con interposizione di un trasformatore di calore ad assorbimento. Il trasformatore di calore, alimentato dal serbatoio di accumulo, innalza la temperatura di parte del calore ricevuto fino alla temperatura di alimentazione dell'impianto di riscaldamento, mentre la

quantità di calore rimanente viene restituita alla temperatura ambiente.

Per ciascuna opzione si sono considerate due tipologie di elementi terminali: ventilconvettori e radiatori; i primi, di costo più elevato, ammettono temperatura di alimentazione più bassa, nel campo 50-60°C, e consentono quindi un migliore sfruttamento dell'energia solare ed anche la possibilità di alimentazione diretta. I radiatori, invece, richiedono temperature di alimentazione dell'ordine dei 70-80°C; i costi di installazione sono notevolmente inferiori, la manutenzione più semplice e meno onerosa. Con i radiatori, però, l'alimentazione diretta non è possibile; c'è però il grande vantaggio che, fatte le opportune verifiche, è possibile l'impiego dell'impianto di distribuzione esistente.

### **9.3 - Dati Meteorologici.**

Per lo studio dell'andamento dei carichi termici si sono utilizzati i dati forniti dall'ISTAT-Statistiche Meteorologiche e dall'Osservatorio Meteorologico della Facoltà di Agraria dell'Università di Perugia [1],[2],[3].

Si è assunta una durata del periodo di riscaldamento di sei mesi, dal 1 novembre al 30 aprile.

Per i dati meteorologici e per il calcolo dei carichi termici si è fatto riferimento al cosiddetto "giorno medio mensile"; ciascun mese del periodo di riscaldamento risulta cioè caratterizzato da un andamento della temperatura esterna, della radiazione solare e, conseguentemente, dei carichi termici che risulta dai valori mediati di tali grandezze su tutto il mese considerato.

#### **9.3.1 - Temperatura dell'Aria Esterna.**

Per ciascun mese del periodo di riscaldamento si è considerato andamento della temperatura, nell'arco della giornata, di tipo sinusoidale; l'andamento è stato costruito a partire dai dati disponibili: sono stati impiegati i valori massimi e minimi della temperatura mediati su un arco di tempo di

trenta anni. Individuati per ciascun mese tali valori, la funzione sinusoidale corrispondente è caratterizzata da un'ampiezza pari all'escursione termica diurna e da un periodo pari a 24 ore; la fase viene fissata in modo tale che il massimo si abbia in corrispondenza delle ore 14. Gli andamenti ottenuti, nei diversi mesi del periodo di riscaldamento, sono riportati in fig. 9.3.

### 9.3.2 - Radiazione Solare.

E' stato elaborato un programma di calcolo che consente di valutare il valore medio della radiazione totale teorica su superficie orizzontale  $H_0$  al di fuori dell'atmosfera, a partire dai dati astronomici del sito; il valore teorico  $H_0$  è legato alla radiazione effettiva  $H$  sulla superficie terrestre dalla nota formula di Sabbagh [2]:

$$H = H_0 \left( a + b \frac{n}{N} \right) \quad (9.1)$$

in cui:

$n$  = eliofania assoluta osservata: è il tempo, in minuti primi, di soleggiamento effettivo, tenendo conto della nuvolosità e di eventuali ostacoli dovuti all'orografia;

$N$  = eliofania assoluta teorica: è il tempo, in minuti primi, di soleggiamento teorico valutato a partire dai dati astronomici;

$n/N$  = eliofania relativa;

$a, b$  = costanti relative al sito considerato e variabili nel corso delle stagioni; poichè le differenze non sono significative, si utilizzano per tutto l'anno i valori medi, che per Perugia sono:  $a = 0.240$ ,  $b = 0.457$  [3].

Utilizzando i valori di  $n$  rilevati e di  $a$  e  $b$  ricavati per Perugia dall'Osservatorio Meteorologico della Facoltà di Agraria e calcolando, mediante il programma,  $H_0$  ed  $N$ , si è determinato il valore medio giornaliero di  $H$  per ogni mese dell'anno. Esso è stato confrontato con il valore medio della stessa grandezza rilevato dai piranometri dell'Osservatorio e si è riscontrato un buon accordo. Pertanto il programma consente di estendere il calcolo di  $H$  a tutte

le località di cui siano noti i valori sperimentali di  $n$  potendo ricorrere per  $a$  e  $b$ , in mancanza di altri dati, ai valori suggeriti in Letteratura [2].

A partire dal valore medio di  $H$ , il programma ricostruisce poi l'andamento orario della radiazione totale nel giorno medio mensile [4]; inoltre, dalla conoscenza dei dati su superficie orizzontale, è possibile valutare la componente della radiazione solare su superficie comunque orientata.

L'andamento orario, riferito al giorno medio mensile, della radiazione solare totale su superficie orizzontale a Perugia, nei diversi mesi del periodo di riscaldamento, è riportato in fig. 9.4.

I dati sulla velocità del vento sono stati desunti da [5]. Essi sono relativi alla frequenza con cui si verificano certe velocità del vento secondo le diverse direzioni.

#### **9.4 - Carichi Termici**

Nel progetto di un impianto di riscaldamento ci si riferisce al "carico termico", inteso come la massima quantità di calore oraria, prevedibile ragionevolmente, necessaria per compensare le dispersioni termiche dell'edificio verso l'ambiente esterno. Si considera pertanto la situazione più sfavorevole: nel caso di Perugia, la Legge 373/76 prevede che si debba assumere una temperatura esterna eguale a  $-2^{\circ}\text{C}$ . In queste condizioni, supponendo altresì, a favore della sicurezza, che siano eguali a zero tutti gli apporti di calore gratuiti dovuti a varie cause (presenza delle persone, illuminazione, radiazione solare, ecc.), si dimensiona l'impianto di riscaldamento e si scelgono i componenti della centrale termica.

Nel progetto di un impianto solare l'approccio è necessariamente diverso. In questo caso, infatti, si rinuncia esplicitamente alla possibilità di coprire la totalità dei consumi termici per mezzo dell'impianto solare. Però, ai fini di valutare correttamente l'entità dei consumi coperti, di dimensionare

i diversi componenti dell'impianto e di determinare le condizioni di funzionamento più idonee, diventa necessario conoscere l'andamento reale dei consumi, tenendo conto della variabilità delle condizioni climatiche e degli apporti gratuiti di calore.

Nel caso in esame, si è fatto riferimento al "giorno medio mensile" definito precedentemente e si è considerato un periodo di funzionamento dell'impianto, data la destinazione degli edifici a sede di una Facoltà Universitaria, di 12 ore al giorno, dalle 8,00 alle 20,00; si è prevista, inoltre, la disattivazione dell'impianto dalle ore 13,00 del sabato ed in tutti i giorni festivi. La temperatura interna dell'aria è stata mantenuta eguale a  $20^{\circ}\text{C}$  (+/-1), secondo la Legge 373/76.

All'inizio del periodo di utilizzazione, per le prime due ore di funzionamento, si è considerato un incremento del 15% (Norma UNI - CTI 7357 - 74) rispetto al carico termico delle ore 8,00 [6].

Gli andamenti tipici per i diversi mesi di funzionamento sono riportati in fig. 9.5.

## **9.5 - Dimensionamento degli Elementi Principali.**

### **9.5.1 - Metodo di Calcolo.**

In un impianto termico alimentato da energia solare si devono dimensionare i seguenti elementi principali:

- area della superficie di captazione,  $A_c$ ;
- volume dell'accumulo,  $V$ .

In un progetto di recupero la scelta di  $A_c$  e  $V$ , soprattutto di  $A_c$ , non è libera, ma vincolata alla presenza di aree disponibili per l'installazione dei collettori. Nel caso in esame, si è individuata un'area globale di  $600 \text{ m}^2$ , orientata verso sud ed est e distribuita come indicato in fig. 9.6.

Come si è accennato al punto 9.4, per verificare le prestazioni ottenibili dall'impianto e quindi giudicare sulla convenienza della sua eventuale

adozione, è necessario effettuare bilanci termici istante per istante, tenendo conto delle reali condizioni di esercizio, sia per le condizioni meteorologiche che per gli apporti gratuiti di calore.

A tale scopo, è stato elaborato un programma di calcolo originale, per mezzo del quale è possibile valutare la percentuale dei carichi termici dell'edificio coperti dall'impianto solare, nelle tre situazioni descritte in 9.2, cioè alimentazione diretta, pompa di calore a compressione, trasformatore di calore. Lo schema a blocchi del programma di calcolo è disegnato in fig. 9.7.

Nella prima parte del programma [7], come già descritto in 9.3.2, viene effettuato il calcolo dell'andamento orario della radiazione totale giornaliera media mensile incidente su una superficie rivolta a sud, comunque inclinata. Si introducono i dati relativi al mese e alla latitudine del luogo, attraverso i quali si calcolano:

- la declinazione solare;
- l'angolo orario corrispondente all'alba e al tramonto;
- la radiazione globale giornaliera media mensile  $H_0$  su superficie orizzontale posta al di fuori dell'atmosfera.

Si calcola quindi la radiazione solare totale giornaliera media mensile  $H$  sulla superficie terrestre, su un piano orizzontale, mediante la formula di Sabbagh (si veda il paragrafo 9.3.2); si determina quindi l'indice di nuvolosità  $K_t = H/H_0$ , necessario alla scomposizione di  $H$  nelle due componenti diretta e diffusa. Ai valori della radiazione media giornaliera diretta e diffusa vengono applicati dei coefficienti, variabili con l'ora del giorno e l'eliofania assoluta  $N$ , i quali consentono di ottenere l'andamento orario delle due componenti; dalla loro somma, per ciascuna ora, si ottiene l'andamento orario medio mensile della radiazione totale sulla superficie orizzontale.

Tenendo infine conto dell'inclinazione della superficie captante rispetto all'orizzontale e della riflessione delle superfici circostanti, si calcola la

componente oraria della radiazione totale su di una superficie comunque orientata.

Si è previsto l'impiego di collettori solari a doppio vetro e lastra assorbente con superficie selettiva; sulla base delle espressioni analitiche delle curve di rendimento, viene calcolato l'andamento orario dell'energia solare captata dall'impianto; Si seleziona lo schema d'impianto ed il tipo di elemento terminale (radiatori o ventilconvettori) e si calcolano le prestazioni dell'impianto, come descritto nel seguito [8], [9], [10].

### 9.5.2 - Alimentazione Diretta.

L'andamento orario della temperatura  $T_{su}$  del serbatoio di accumulo è fornito dalla:

$$T_{su} = T_{sv} + \frac{\Delta \theta}{(M \gamma_p)_s} [q_u - L - (UA)_s (T_{sv} - T_o)] \quad (9.2)$$

dove:

$T_{su}$  = temperatura del serbatoio di accumulo al tempo  $t + \Delta \theta$ ;

$T_{sv}$  = temperatura del serbatoio di accumulo al tempo  $t$ ;

$\Delta \theta$  = intervallo di tempo considerato;

$(M \gamma_p)_s$  = capacità termica del serbatoio di accumulo;

$q_u$  = energia captata mediante l'impianto solare nell'intervallo  $\Delta \theta$ ;

$L$  = calore assorbito dall'edificio nell'intervallo di tempo considerato;

$(UA)_s$  = fattore di dispersione termica del serbatoio di accumulo;

$T_o$  = temperatura dell'ambiente in cui è posto il serbatoio.

Il valore iniziale della temperatura del serbatoio di accumulo è quello della sera precedente, tenute in conto le dispersioni notturne.

La temperatura del serbatoio di accumulo così calcolata viene confrontata, ora per ora, con il valore minimo compatibile con il tipo di elemento terminale dell'impianto prescelto; tali valori sono stati posti, rispettivamente, pari a  $50^\circ\text{C}$  per i ventilconvettori e  $70^\circ\text{C}$  per i radiatori: se la temperatura del serbatoio di accumulo scende al di sotto di detti valori, viene interrotto il

prelievo di energia termica dal serbatoio ed inserita una caldaia di integrazione, fin quando il serbatoio non raggiunge di nuovo temperatura sufficiente per alimentare direttamente l'impianto di riscaldamento. E' possibile così valutare, nell'arco di tutto il periodo di riscaldamento, la quantità di calore ceduto all'edificio mediante l'impianto solare e la quantità di calore di integrazione.

### 9.5.3 - Pompa di Calore Solare.

La pompa di calore a compressione sottrae il calore di evaporazione dal serbatoio di accumulo e restituisce il calore di condensazione all'impianto di riscaldamento alla temperatura di alimentazione tipica dell'elemento terminale prescelto (50°C per i ventilconvettori e 70°C per i radiatori).

Il fluido di lavoro prescelto per la pompa di calore è l'R-142b; tale refrigerante è indicato per l'applicazione in esame per la sua elevata temperatura critica (ca. 130°C); inoltre il suo impiego è suggerito nel Protocollo di Montreal [11] in sostituzione dei refrigeranti R11 e R12, in virtù del suo ridottissimo potenziale di distruzione dell'Ozono. L'andamento orario della temperatura del serbatoio di accumulo è fornito dalla:

$$T_{su} = T_{sv} + \frac{\Delta \theta}{(M \gamma_p)_s} \left[ q_u - \frac{L (COP - 1)}{COP} - (UA)_s (T_{sv} - T_o) \right] \quad (9.3)$$

Nella (9.3) il COP è il coefficiente di prestazione della pompa di calore, l'andamento del quale è stato determinato per le due temperature di condensazione considerate, rispettivamente 60°C e 80°C per i ventilconvettori ed i radiatori, in funzione della temperatura di evaporazione. Le temperature di condensazione sono uguali a quelle dell'utilizzatore, più 10°C per assicurare lo scambio termico. La temperatura di evaporazione è uguale alla temperatura dell'accumulo, meno 10°C per garantire lo scambio termico.

Anche in questo caso vi è un controllo automatico sulla temperatura minima del serbatoio di accumulo, la quale è opportuno che non scenda al di sotto di +3°C, per scongiurare il pericolo di gelo; raggiunta tale

temperatura, si arresta la pompa di calore e si inserisce la caldaia di integrazione. L'impianto solare, da questo momento in poi, contribuisce con tutta la sua potenzialità all'incremento della temperatura dell'accumulo. Quando questa temperatura raggiunge il valore di 15°C, si mette di nuovo in marcia la pompa di calore. Adottando queste condizioni operative, l'acqua inviata ai pannelli è sempre compresa nell'intervallo 3-15°C, dunque i pannelli solari sono messi in condizione di funzionare con valori elevati del rendimento di captazione.

#### 9.5.4 - Trasformatore di Calore.

Un trasformatore di calore, ad Acqua-Bromuro di Litio è interposto tra il serbatoio d'accumulo e l'impianto di riscaldamento dell'edificio; si sono determinati i punti di funzionamento della macchina sul diagramma P-T-X della soluzione H<sub>2</sub>O-LiBr, con riferimento alle seguenti condizioni operative:

- temperatura dell'assorbitore pari a 55°C per impianto a ventilconvettori e pari a 75°C per impianto a radiatori;
- temperatura del condensatore variabile tra 0 e 25°C.

Si sono così determinate le corrispondenti temperature del generatore e dell'evaporatore, le quali devono mantenersi di almeno 5°C inferiori alla temperatura del serbatoio di accumulo, affinché questo possa alimentarli.

Si calcola quindi il coefficiente di prestazione del trasformatore di calore, in funzione della temperatura del serbatoio di accumulo e della temperatura esterna e si valutano le quantità di calore cedute all'edificio, ora per ora. La temperatura del serbatoio di accumulo, ora per ora, è fornita dalla:

$$T_{su} = T_{sv} + \frac{\Delta \theta}{(M \gamma_p)_s} \left[ q_u - \frac{L}{\xi} - (UA)_s (T_{sv} - T_o) \right] \quad (9.4)$$

Nella 9.4  $\xi$  è l'effetto utile del trasformatore di calore. Anche in questo caso, quando  $T_g$  diventa inferiore a  $T_{su}$ , si attiva la caldaia di integrazione.

## 9.6 - Valutazioni Energetiche.

Sono state calcolate, con riferimento agli schemi di impianto proposti, le seguenti grandezze:

- percentuale dei consumi termici stagionali coperti dall'impianto solare;
- calore estratto dall'impianto solare;
- quantità di calore di integrazione da fornire mediante caldaia ausiliaria;
- energia elettrica spesa nel funzionamento con pompa di calore;
- risparmio energetico globale e all'utilizzatore.
- rendimento exergetico globale del processo;
- coefficiente di prestazione medio stagionale della pompa di calore e del trasformatore di calore;
- rendimento medio di captazione del sistema solare;
- temperatura media del serbatoio di accumulo;
- numero delle interruzioni del funzionamento dell'impianto solare;

La quantità di calore di integrazione è l'energia termica fornita all'impianto di riscaldamento quando l'impianto solare non è in grado di funzionare.

Il rendimento exergetico globale è stato calcolato assumendo:

### a) exergia in ingresso:

- exergia associata alla quantità di calore accumulata dall'impianto solare alla temperatura pari alla temperatura media stagionale del serbatoio di accumulo;
- exergia associata alla quantità di calore di integrazione fornita mediante caldaia a Metano (temperatura di combustione convenzionale di 2000°C);
- exergia dell'energia elettrica spesa (exergia = energia);

### b) exergia in uscita:

- exergia associata alla quantità di calore fornita all'impianto di riscaldamento nelle seguenti condizioni:

1 - temperatura pari a 70°C per impianto a radiatori;

2 - temperatura pari a 50°C per impianto a ventilconvettori;

c) temperatura dell'ambiente pari alla media ponderata delle temperature medie esterne nei diversi mesi del periodo di riscaldamento, assumendo quali pesi i rispettivi carichi termici.

Il risparmio energetico globale, è stato calcolato assumendo:

- il rendimento di produzione e distribuzione dell'energia elettrica pari a 0.4;
- il rendimento di produzione e distribuzione dell'energia termica pari a 0.8.

Il risparmio di energia termica all'utilizzatore rappresenta la quantità di calore ottenuta mediante l'impianto solare; nel caso delle opzioni alimentazione diretta e trasformatore di calore essa rappresenta un guadagno netto per l'utente; nel caso delle opzioni con pompa di calore essa è ottenuta a fronte dell'energia elettrica spesa.

### **9.7 - Risultati.**

Gli istogrammi della fig. 9.8 mostrano le percentuali dei consumi termici coperti dall'impianto solare per le diverse soluzioni impiantistiche proposte. Con l'alimentazione diretta si riesce a coprire la totalità di consumi termici soltanto nel mese di aprile; l'impianto non è in grado di funzionare in gennaio, mentre negli altri mesi i consumi coperti sono dell'ordine del 50% a novembre e marzo, del 10% a dicembre, del 20% a febbraio. Nel corso dell'intera stagione, i consumi coperti sono circa il 20% del totale.

L'alimentazione diretta non è possibile se gli elementi terminali sono radiatori, poichè questi richiedono temperature di alimentazione maggiori di 70°C, alle quali il rendimento di captazione si riduce praticamente a zero.

Con la pompa di calore si ottengono prestazioni decisamente migliori, poichè si sfrutta il calore solare accumulato a temperature comprese tra 3 e 15°C ed il rendimento dei pannelli solari è sempre superiore a 0.7. Si coprono tutti i consumi dei mesi di novembre, marzo e aprile; negli altri mesi, in pratica, la percentuale non scende mai al di sotto del 50%. Non vi è una significativa

differenza fra l'impiego dei radiatori e dei ventilconvettori: la percentuale soddisfatta dei consumi stagionali risulta pari al 67% per l'impianto a ventilconvettori e all'72% per l'impianto a radiatori. Nel sistema pompa di calore + ventilconvettori è preferibile far funzionare l'impianto con alimentazione diretta nei mesi di novembre, marzo e aprile; diminuiscono i consumi termici stagionali coperti (che passa dal 67 a 56%, v. tab. 9.1), ma si realizza un maggior risparmio energetico globale (che passa da  $1.5 \times 10^5$  a  $4.0 \times 10^5$  MJ).

Con il trasformatore si coprono tutti i consumi del mese di aprile; negli altri mesi la percentuale si mantiene nel campo 10-55% utilizzando come elementi terminali sia ventilconvettori sia radiatori. Nel corso dell'intera stagione i consumi coperti sono pari al 28% con i ventilconvettori e al 22% con i radiatori. Anche in questo caso, nel sistema trasformatore di calore + ventilconvettori è preferibile far funzionare l'impianto con alimentazione diretta nei mesi di novembre, marzo e aprile, dato che, in questi mesi le prestazioni dell'alimentazione diretta sono migliori di quelle del sistema con trasformatore di calore.

Tutti i dati sintetici sono comunque riportati nella tabella 9.1, alla quale si rimanda per ulteriori eventuali considerazioni sui modi di funzionamento e le prestazioni degli impianti di recupero studiati nella presente relazione.

### **9.8 - Riferimenti.**

- [1] ISTAT - "*Annuario di Statistiche Meteorologiche*", Edizioni dal 1966 al 1990.
- [2] A.A.M. Sayigh: "*Solar Energy Engineering*", Academic Press, New York 1977.
- [3] A. Baltadori, M. Pitzalis: "*La radiazione globale a Perugia dal 1931 al 1977*", *Ecologia Agraria*, vol. 14, n. 3, 1978.
- [4] B. Y. H. Liu, R. C. Jordan: "*The interrelationship and characteristic*

*distribution of direct, diffuse and total solar radiation*", Solar Energy, vol. 4/1960.

[5] S. Pandolfi, M. Nardi, M. Pitzalis: *"Il vento a Perugia"*, Ecologia Agraria, vol. 21, n.1, 1985.

[6] Normativa UNI-CTI 7357-74: *"Calcolo del fabbisogno termico per il riscaldamento di edifici"*, Milano 1974.

[7] L. Rocco, G. Cellai: *"Fondamenti degli impianti di climatizzazione"*, Ed. PEG, Milano 1991.

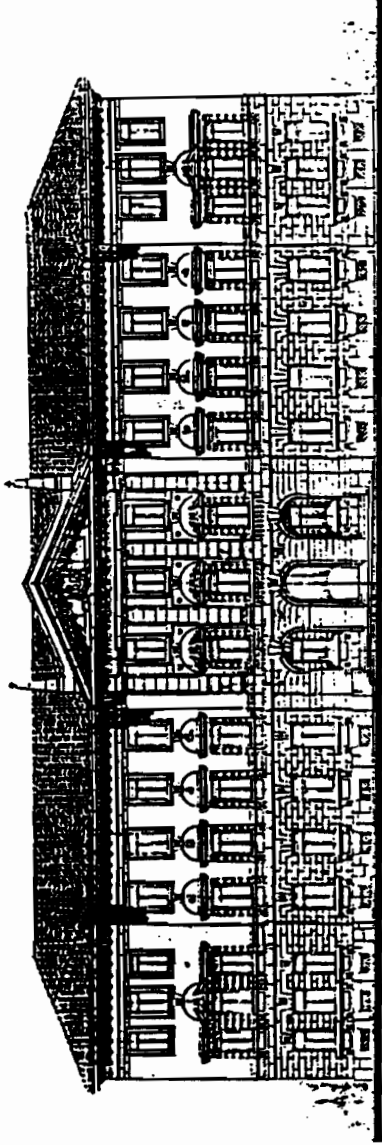
[8] F. Gugliermetti, A. Porru: *"Impianti solari per riscaldamento e produzione di acqua calda: valutazione dei risparmi energetici e considerazioni economiche per alcune città Italiane"*, Condizionamento dell'Aria Riscaldamento Refrigerazione, n. 8, agosto 1979.

[9] J. A. Duffie, W. A. Beckman: *"L'energia solare nelle applicazioni termiche"*, Liguori Editori, 1978.

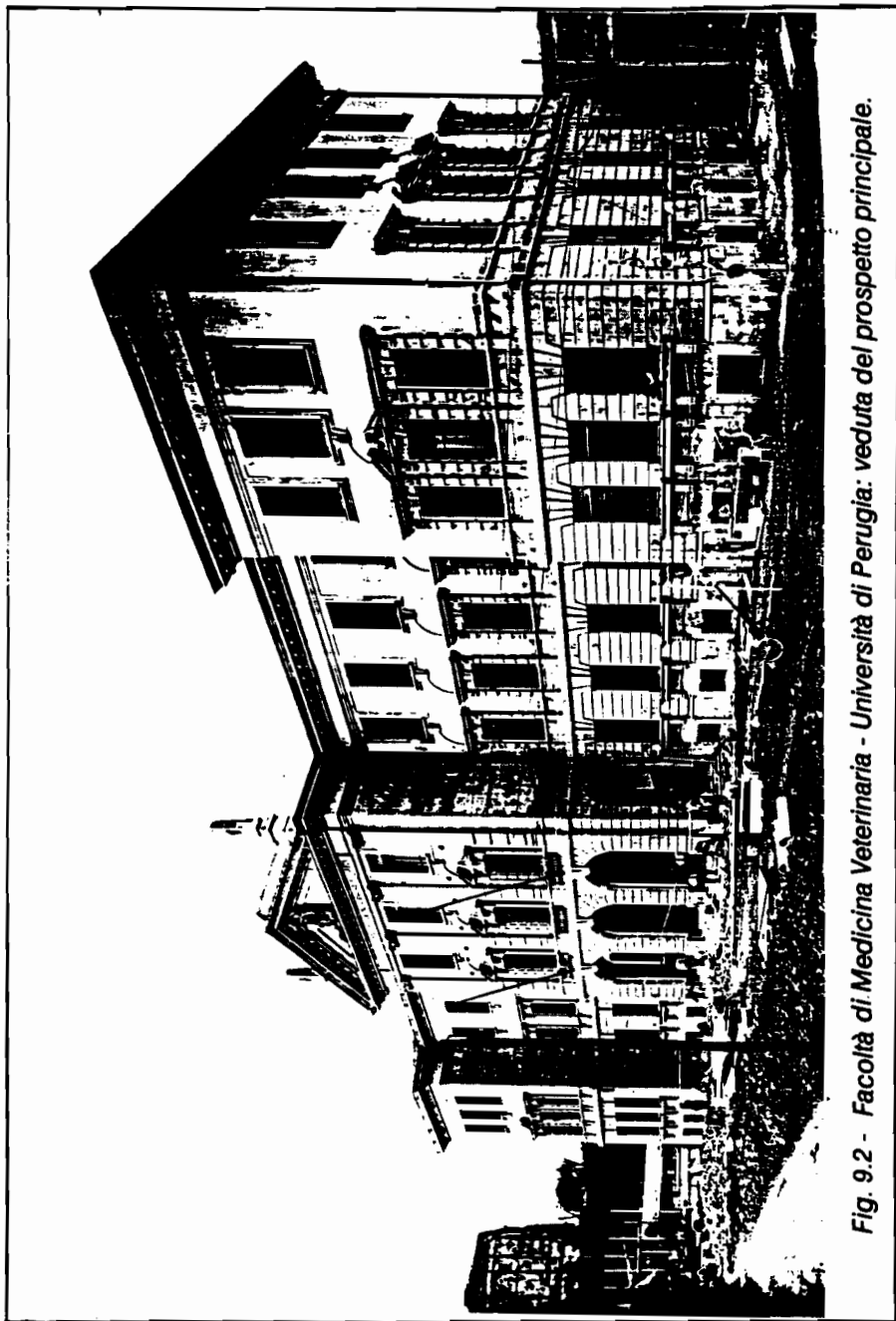
[10] ASHRAE Handbook - *Equipment Volume*, Atlanta 1988.

[11] *"Status of CFCs - Refrigeration systems and refrigerants properties"*, International Institute of Refrigeration, 1988.

[12] Legge 9 gennaio 1991, N 10: *"Norme per l'attuazione del Piano Energetico Nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia"*, Gazzetta Ufficiale n.13 del 16/01/'91.



*Fig. 9.1 - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: prospetto principale.*



*Fig. 9.2 - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: veduta del prospetto principale.*

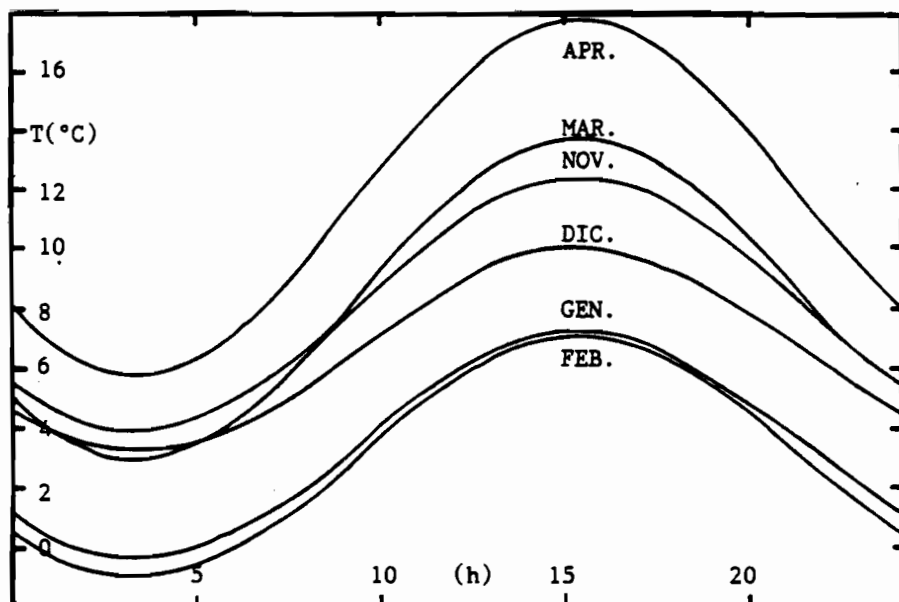


Fig. 9.3 - Andamento orario della temperatura esterna a Perugia nei vari mesi del periodo di riscaldamento.

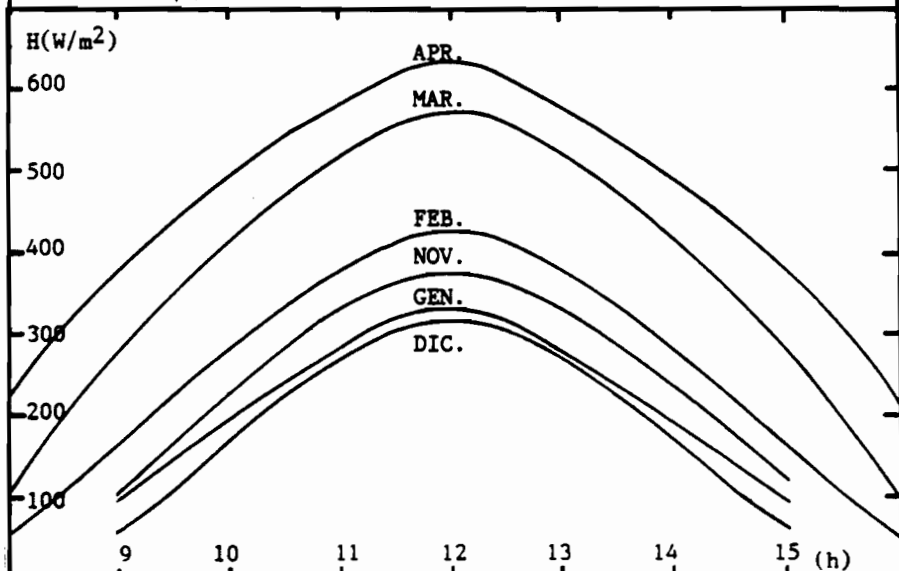


Fig. 9.4 - Andamento orario della radiazione solare totale su superficie orizzontale a Perugia nei vari mesi del periodo di riscaldamento [3].

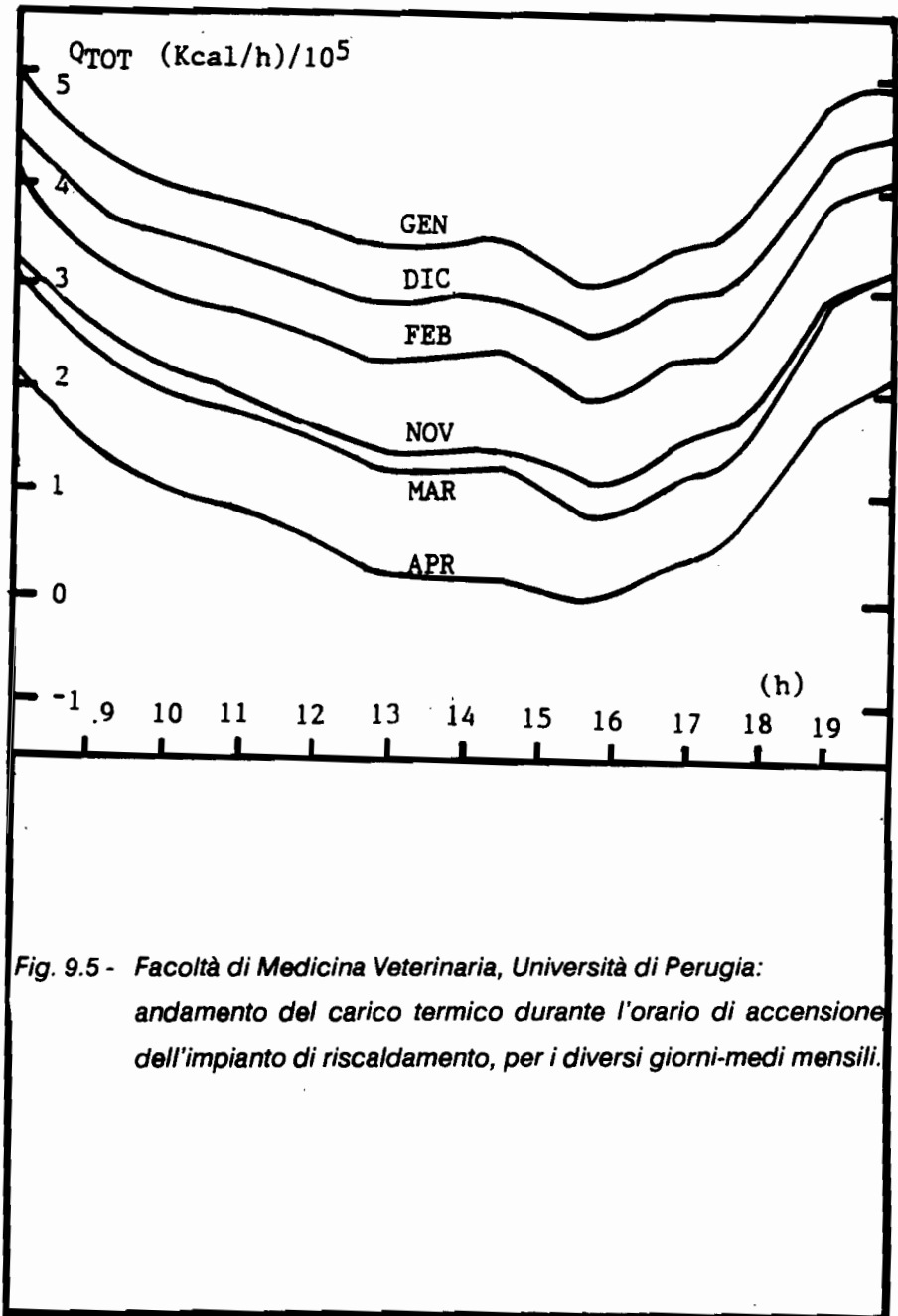
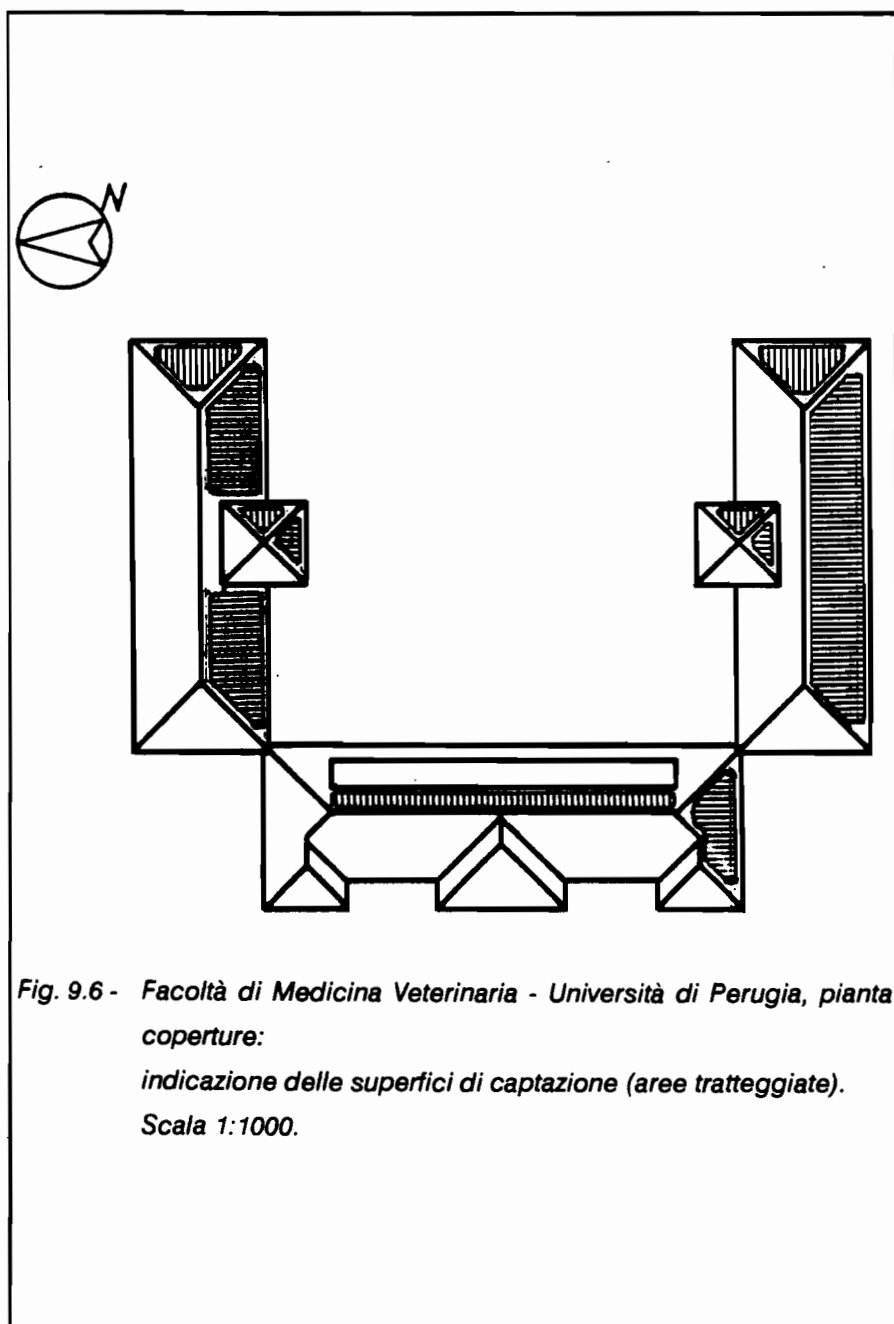


Fig. 9.5 - Facoltà di Medicina Veterinaria, Università di Perugia: andamento del carico termico durante l'orario di accensione dell'impianto di riscaldamento, per i diversi giorni-medi mensili.



*Fig. 9.6 - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia, pianta coperture:  
indicazione delle superfici di captazione (aree tratteggiate).  
Scala 1:1000.*

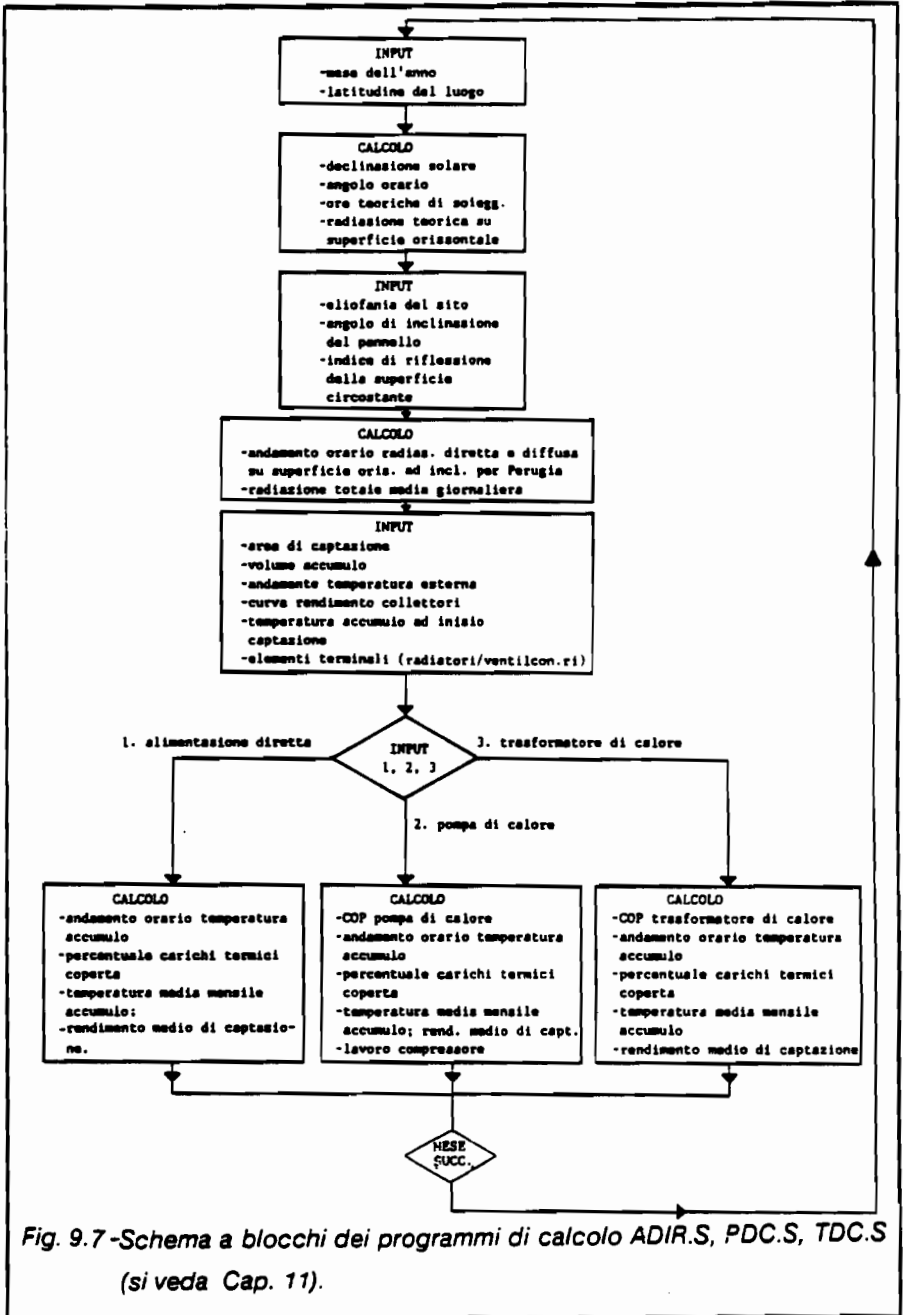
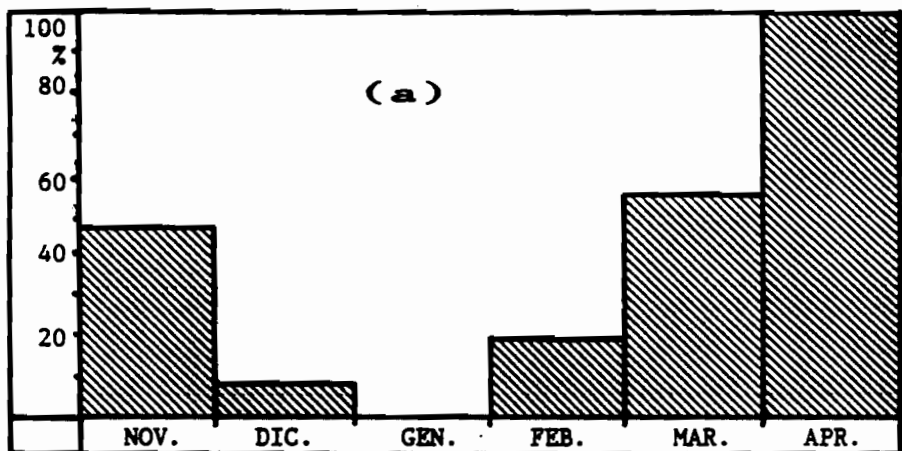


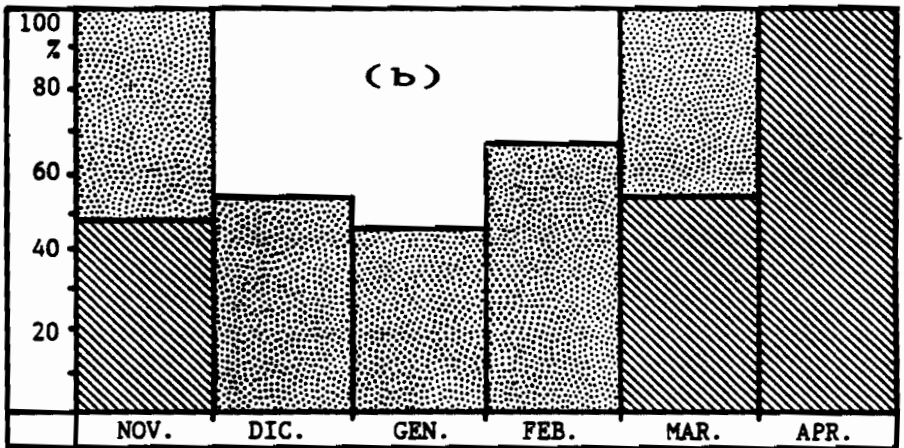
Fig. 9.7-Schema a blocchi dei programmi di calcolo ADIR.S, PDC.S, TDC.S (si veda Cap. 11).



*Fig. 9.8 a - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: percentuale del carico termico coperto dall'impianto solare nei vari mesi del periodo di riscaldamento: opzione alimentazione diretta + ventilconvettori.*



*funzionamento con alimentazione diretta + ventilconvettori.*



**Fig. 9.8 b -** *Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: percentuale del carico termico coperto dall'impianto solare nei vari mesi del periodo di riscaldamento: opzione pompa di calore + ventilconvettori.*



*funzionamento con alimentazione diretta + venticonvettori.*



*funzionamento con pompa di calore + venticonvettori.*

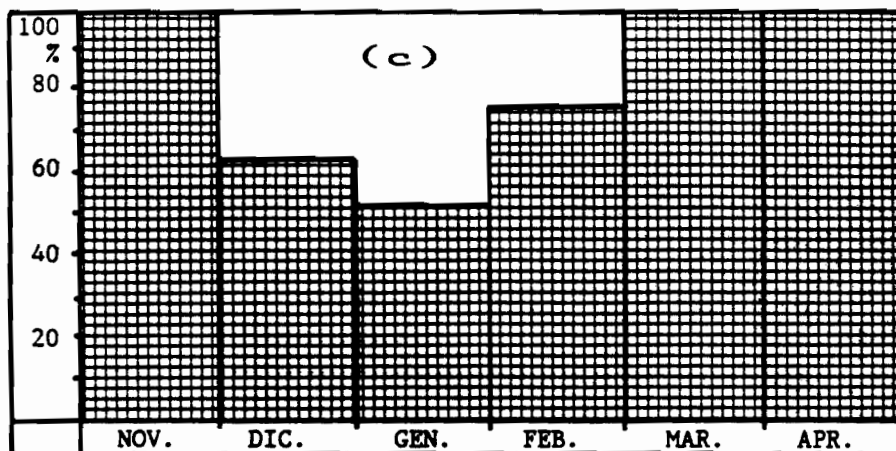


Fig. 9.8 c - *Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: percentuale del carico termico coperto dall'impianto solare nei vari mesi del periodo di riscaldamento: opzione pompa di calore + radiatori.*



*funzionamento con pompa di calore + radiatori.*

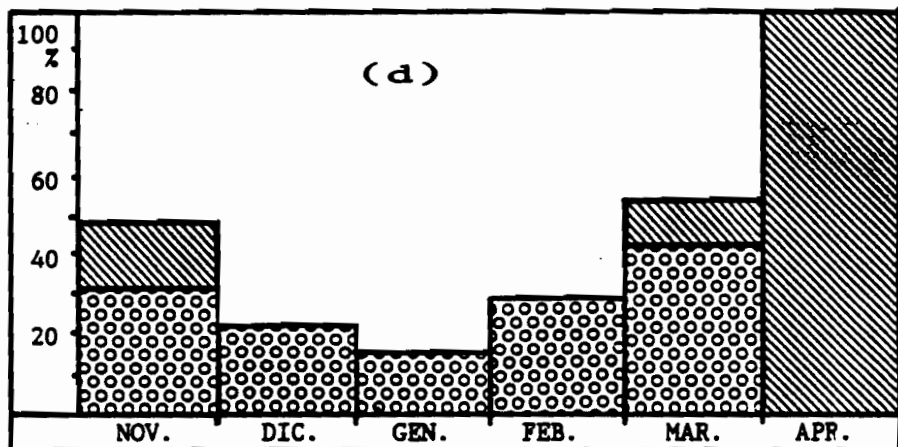


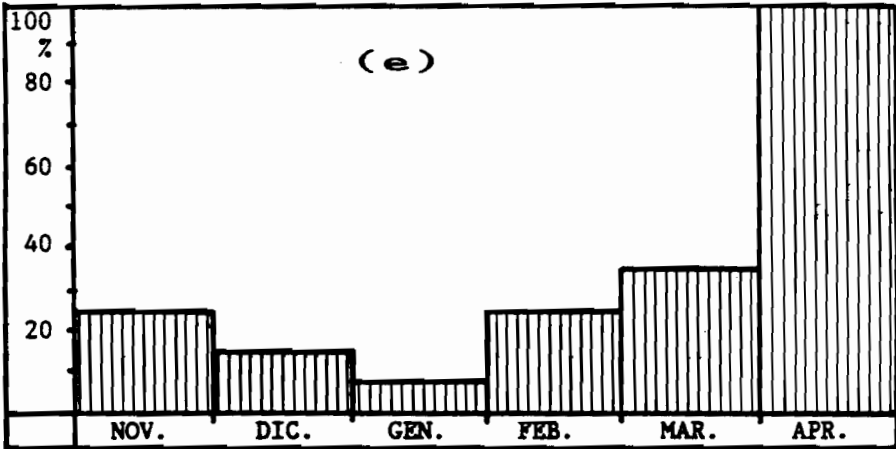
Fig. 9.8 d - *Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: percentuale del carico termico coperto dall'impianto solare nei vari mesi del periodo di riscaldamento: opzione trasformatore di calore + ventilconvettori.*



*funzionamento con alimentazione diretta + ventilconvettori.*



*funzionamento con trasformatore di calore + ventilconvettori.*



*Fig. 9.8 e - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia: percentuale del carico termico coperto dall'impianto solare nei vari mesi del periodo di riscaldamento: opzione trasformatore di calore + radiatori*



*funzionamento con trasformatore di calore + radiatori*

**Tab. 9.1 - Facoltà di Medicina Veterinaria - Università di Perugia:  
dati riassuntivi delle prestazioni di diversi tipi di im-  
pianti di riscaldamento alimentati da energia solare.**

		Alimen- tazione diretta ventil- convet- tori	Alimen- tazione diretta radiatori	Pompa di calore e ventil- convet- tori *	Pompa di calore e radiatori	Trasfor. di calore e ventil- convet- tori *	Trasfor. di calore e radiatori
% carichi termici stagiona- li coperti	Netti	21	0	43	47	31	22
	Com- presa energia elettrica	21	0	56	72	31	22
Calore estratto dall'impianto solare (MJ/10 <sup>3</sup> )		2.3	--	4.7	5.2	7.7	5.2
Calore di integrazione (MJ/10 <sup>3</sup> )		8.7	11.0	4.8	3.1	7.6	8.6
Energia elettrica spesa (MJ/10 <sup>3</sup> )		--	--	1.5	2.7	--	--
Risparmio energia termica all'utilizzatore (MJ/10 <sup>3</sup> )		2.3	--	6.2	7.9	3.4	2.4
Risparmio ener- getico globale (MJ/10 <sup>3</sup> )		2.9	--	4.0	3.1	4.3	3.0
Rendimento exer- getico globale del processo		0.185	0.210	0.257	0.371	0.197	0.246
COP medio stagionale della macchina utilizzata		--	--	4.1	2.9	0.44	0.46
Rendimento di captazione medio stagionale		0.22	--	0.55	0.86	0.32	0.24
Temperatura media stagionale serbatoio di accumulo (°C)		54.2	--	32.7	9.1	47.4	52.1
Numero di intermittenze		56	--	67	46	116	138

\* L'impianto funziona con alimentazione diretta nei mesi di novembre, marzo e aprile.

#### 10.1 - Soluzioni Tecnologiche a Confronto nel Recupero di Impianti Termici.

Le nostre antiche città rischiano di morire soffocate dall'inquinamento. Stiamo oggi vivendo, dal punto di vista energetico, un periodo di transizione dall'energia dei combustibili fossili all'energia nucleare. E' assai probabile che, fra un centinaio d'anni, l'energia nucleare da fusione ed i motori ad Idrogeno possano regalare all'umanità un'atmosfera finalmente pulita in tutto il pianeta o comunque assai migliore di quella di oggi. Intanto però, nell'attesa che il progetto scientifico e tecnologico compiano il loro cammino, siamo chiamati a limitare i danni già prodotti e ad evitarne ulteriori.

Sono due le principali cause di inquinamento delle aree urbane: i sistemi di trasporto e gli impianti di riscaldamento. Un intervento significativo sugli impianti implica l'impiego di soluzioni innovative, le quali, ad esempio, prevedano l'impiego dell'energia solare quale fonte di alimentazione. Detto impiego può essere proposto anche nel recupero edilizio ed è realizzabile attraverso tre alternative:

- a) connessione diretta dell'impianto solare con l'impianto di riscaldamento;
  - b) connessione intermediata da una pompa di calore a compressione di vapore saturo;
  - c) connessione intermediata da un trasformatore di calore ad assorbimento.
- Delle soluzioni a) e b) esiste già un numero, se pur limitato, di esempi di applicazione. La soluzione c) si trova invece in una fase di ricerca avanzata, dato che il trasformatore di calore, per il campo di temperature d'interesse per il riscaldamento ambientale, non è ancora disponibile sul mercato.

Nella presente ricerca le tre soluzioni sono state tutte considerate, con riferimento ad un caso concreto, ottenendosi le seguenti conclusioni, che

possono ritenersi di carattere generale:

a) L'alimentazione diretta implica l'adozione di ventilconvettori come elementi terminali. Negli interventi di recupero, pertanto, dato che i vecchi edifici sono quasi sempre dotati di impianto di distribuzione a radiatori, è necessario sostituire la rete di distribuzione e gli elementi terminali, anche quando non ve ne sia una specifica motivazione. Inoltre, anche impiegando i ventilconvettori, la percentuale di consumi termici coperta nell'arco della stagione dall'impianto solare è assai modesta, a meno di non sovradimensionare clamorosamente l'estensione della superficie captante, con un inaccettabile incremento dei costi di primo impianto. Quanto detto porta ad escludere l'adozione dell'alimentazione diretta negli impianti oggetto di recupero edilizio.

b) L'impiego della pompa di calore introduce notevoli vantaggi: la temperatura media del serbatoio di accumulo è notevolmente più bassa, così che si ha un rendimento di captazione dei pannelli solari assai più elevato e più elevata diventa anche la percentuale dei consumi termici coperti, la quale risulta sempre abbondantemente superiore al 50%. Inoltre è anche possibile l'impiego di radiatori come elementi terminali: pertanto, negli interventi di recupero, la rete di distribuzione, se è in buono stato di conservazione, può essere mantenuta in esercizio.

c) In tutte le opzioni proposte si ottiene un risparmio energetico globale dell'ordine del 30% dei consumi annuali dell'impianto. Ciò significa che si è fornito comunque un contributo sia al bilancio energetico del Paese, sia alla riduzione del grado di inquinamento generale.

## **10.2 - Proposta per la Sede della Facoltà di Medicina Veterinaria.**

La sede della Facoltà di Medicina Veterinaria dell'Università di Perugia è attualmente dotata di una centrale termica della potenzialità di circa 1 milione di Calorie/ora, alimentata con olio combustibile emulsionato. Per la

sua posizione, per la disponibilità di spazi ed anche tenendo conto della destinazione d'uso, il complesso edilizio presenta favorevoli caratteristiche per un intervento tecnologico innovativo e razionalmente mirato anche ad ottenere una significativa riduzione delle emissioni inquinanti sul territorio.

Si consideri, a titolo di esempio, la soluzione "Pompa di calore solare + radiatori", della quale i dati globali sono rappresentati nella quarta colonna della tabella 9.1. L'adozione di questo impianto sembra la più facilmente ottenibile, poichè non richiede importanti modifiche degli impianti di distribuzione, ma soltanto i seguenti interventi principali:

- installazione di un impianto di pannelli solari della superficie di 600 m<sup>2</sup>;
- installazione di una pompa di calore acqua-acqua della potenzialità di circa 500.000 Cal/h, con potenza del motore elettrico pari a 200 KW;
- sostituzione eventuale della caldaia ad olio combustibile di 1.050.000 Cal/h con una caldaia a Metano della potenzialità di 500.000 Cal/h.

L'effetto globale dell'intervento di recupero è la riduzione di oltre il 70% delle emissioni inquinanti nell'arco della stagione; la riduzione diventa superiore al 90% se si sostituisce anche la caldaia esistente con una caldaia a Metano.

Dal punto di vista finanziario, l'intervento proposto non è un'operazione conveniente. A fronte di una spesa di primo impianto dell'ordine di 1000 milioni, si realizza un risparmio economico annuale dell'ordine di 50 milioni; pertanto l'intervento può essere ragionevolmente proposto soltanto in presenza di una consistente sovvenzione: questa è purtroppo, allo stato attuale, la ragione che frena molte delle iniziative che potrebbero contribuire al risanamento ambientale.

### **10.3 - Progressi delle Ricerche sul Trasformatore di Calore.**

Soprattutto all'inizio della ricerca, tre anni fa, si era fissata l'attenzione sulle possibilità di applicazione del trasformatore di calore nell'edilizia. Oggi

in verità, c'è un momento di pausa di questo interessamento, dovuto agli scarsi progressi compiuti dalla ricerca industriale, alla quale compete di proporre nuove macchine per la specifica applicazione. L'Università ha proseguito nella sua tradizionale ricerca riguardante la termodinamica di base dei fluidi utilizzabili nel trasformatore di calore: i risultati, ampiamente illustrati nei Capitoli 6 e 7, hanno condotto a preferire il fluido ternario  $\text{CH}_3\text{OH-LiBr-ZnBr}_2$  con rapporto molare fra i sali 2:1. Questa ricerca è tuttavia destinata a restare fine a sé stessa, se negli ambienti industriali non si recepisce la necessità di avviare anche lì una ricerca, di tipo diverso, la quale include fra i suoi obiettivi sperimentazioni tecnologiche e prestazionali, eventualmente condotte sopra un prototipo.

**Capitolo Undicesimo**  
**APPENDICE:**  
**PROGRAMMI DI CALCOLO ORIGINALI ELABORATI NELLA**  
**PRESENTE RICERCA**

**11.1 - Macchina Frigorifera ad Assorbimento.**

11.1.1 - Descrizione generale.

Il programma, denominato MFA e scritto in linguaggio BASIC, consente di valutare le prestazioni teoriche di una Macchina Frigorifera ad Assorbimento, al variare delle condizioni operative e del fluido di lavoro.

Si introducono i dati relativi alle proprietà termofisiche del fluido prescelto; fissate le condizioni operative (ad esempio: temperatura dell'utilizzatore frigorifero  $T_u$  e dell'ambiente esterno  $T_o$ ), il programma determina i punti di funzionamento della macchina frigorifera sul diagramma P-T-X della miscela utilizzata e calcola quindi la terza temperatura di funzionamento della macchina, ossia la temperatura di alimentazione  $T_h$ .

Vengono quindi calcolate le prestazioni della macchina, ed in particolare:

- resa frigorifera;
- effetto utile;
- rendimento exergetico.

E' possibile ripetere i calcoli per differenti valori delle condizioni operative .

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento della macchina frigorifera ad assorbimento operante con la miscela  $H_2O-LiBr$  e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

## 11.1.2 - Listato del Programma.

```
10 REM -----
20 REM MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO
30 REM OPERANTE CON DIVERSI FLUIDI
40 REM -----
50 REM ++++++
60 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
70 REM ++++++
80 CLS : KEY OFF
90 COPPIAS = "H2O-LiBr"
100 PRINT "VUOI STAMPARE I RISULTATI? (S/N)" : INPUT AS
110 IF AS = "S" THEN 130 ELSE 120
120 IF AS = "N" THEN 150 ELSE 100
130 LPRINT : LPRINT "MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO OPERANTE CON LA COP
";COPPIAS; "." : LPRINT
140 LPRINT "VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC" : LPRINT : LPRINT
150 CLS : PRINT " MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO OPERANTE CON LA COPPIA
"; COPPIAS; "." : PRINT
160 PRINT "VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC" : PRINT : PRINT
170 REM -----
180 REM DATI
190 REM -----
200 READ A,B,C
210 READ D,E,F,G,H
220 READ I,L,J,N
230 READ O,P,Q,R,S,T
240 READ U,V,W,X,Y,Z
250 READ A1,B1,C1,D1
260 ES = .8
270 M = 10
280 ETA = .7
290 TCMIN =15 : TCMAX = 40 : INC = 5
300 TE = +3
310 REM ++++++
320 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
330 REM ++++++
340 CON = 1
350 NUM = 1
360 IF AS = "S" THEN 370 ELSE 410
370 IF CON = 1 THEN 380 ELSE 410
380 LPRINT TAB(4); "TE";TAB(12); "TC";TAB(22); "TG";TAB(31); "PE";TAB(40); "PC";TA
9); "XA";TAB(58); "XG";TAB(67); "CPS";TAB(76); "VS"
390 LPRINT TAB(4); "°C";TAB(12); "°C";TAB(31); "KPa";TAB(40); "KPa";
(49); "%R";TAB(58); "%R";TAB(64); "KJ/Kg°C";TAB(74); "dmc/Kg" : LPRINT : GOTO 41
410 PRINT TAB(4); "TE";TAB(12); "TC";TAB(22); "TG";TAB(31); "PE";TAB(40); "PC";TAB
); "XA";TAB(58); "XG";TAB(67); "CPS";TAB(76); "VS"
420 PRINT TAB(4); "°C";TAB(12); "°C";TAB(22); "°C";TAB(31); "KPa";TAB(40); "KPa";
49); "%R";TAB(58); "%R";TAB(64); "KJ/Kg°C";TAB(74); "dmc/Kg" : PRINT : GOTO 450
430 REM -----
440 REM VARIABILI DI CALCOLO
450 REM -----
460 REM
470 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
475 TA = TC
480 TG = A + B*TC + C*TC^2
490 XA = I + L*TC + J*TC^2 + N*TC^3
500 XG = (M/(M - 1))*(XA - (1/M))
510 XAS = 1 - XA
520 XGS = 1 - XG
524 GOSUB 530
526 NEXT TC
528 GOTO 1520
530 REM -----
540 REM CALCOLO DELLE PRESSIONI
550 REM -----
560 PE = (D + E*TE + F*TE^2 + G*TE^3 + H*TE^4)*100 : PA = PE
```

```

570 PC = (D + E*TC + F*TC^2 + G*TC^3 + H*TC^4)*100 : PG = PC
580 REM -----
590 REM CALCOLO DEI CALORI DI TRASFORMAZIONE
600 REM -----
610 RTE = O + P*TE + Q*TE^2 + R*TE^3 + S*TE^4 + T*TE^5
620 RTC = O + P*TC + Q*TC^2 + R*TC^3 + S*TC^4 + T*TC^5
630 RTA = RTC
640 RTG = O + P*TG + Q*TG^2 + R*TG^3 + S*TG^4 + T*TG^5
650 REM -----
660 REM CALCOLO DEI CALORI DIFFERENZIALI DI SOLUZIONE
670 REM -----
680 SXA = U + V*XAS + W*XAS^2 + X*XAS^3 + Y*XAS^4 + Z*XAS^5
690 SXG = U + V*XGS + W*XGS^2 + X*XGS^3 + Y*XGS^4 + Z*XGS^5
700 REM -----
710 REM CALCOLO DEL CALORE SPECIFICO
720 REM -----
730 CPS = -3.09*XAS + 4.19
740 REM -----
750 REM CALCOLO DEL VOLUME SPECIFICO
760 REM -----
770 VS = A1 + B1*TA + C1*TA^2 + D1*TA^3
780 REM -----
790 REM CALCOLO DEL CALORE SCAMBIATO DA CIASCUN COMPONENTE DELLA MACCHINA
800 REM -----
810 QE = RTE
820 QC = RTC
830 QA = RTA + SXA + (1 - ES) * M * CPS * (TG - TA)
840 QG = RTG + SXG + (M * (1 - ES) + ES) * CPS * (TG - TA)
850 REM -----
860 REM CALCOLO DEL LAVORO DELLA POMPA
870 REM -----
880 LPS = M * VS * (PG - PA)/ETA
890 REM -----
900 REM CALCOLO DELL'EFFETTO UTILE
910 REM -----
920 E.U. = QE/(QG + LPS)
930 REM -----
940 REM CALCOLI EXERGETICI
950 REM -----
960 T2 = TE + 5 + 273.16
970 T0 = TC - 5 + 273.16
980 T1 = TG + 5 + 273.16
990 WE = QE*(T0/T2)-1)
1000 WG = QG*(1-(T0/T1))
1010 REX = WE/(WG + LPS)
1020 REM -----
1030 REM STAMPA RISULTATI
1040 REM -----
1050 IF NUM = 5 THEN 1060 ELSE 1100
1060 PRINT "PER CONTINUARE A STAMPARE PREMERE <*. : PRINT
1070 CS = INKEYS : IF CS = "" THEN 1070
1080 IF CS = "*" THEN 1090
1090 NUM = 1
1100 IF AS$ = "S" THEN 1110 ELSE 1330
1110 REM
1120 REM -----STAMPANTE-----
1130 REM
1140 IF CON = 1 THEN 1150 ELSE 1170
1150 PS = "###.## "
1160 LPRINT USING PS; TE; TC; TG; PE; PC; XA; XG; CPS; VS*1000 : LPRINT : GOT
360
1170 LPRINT : LPRINT COPPIAS; TAB(33);"E";TAB(47);"C" : LPRINT
1180 LPRINT "TEMPERATURE ",TE,TC
1190 LPRINT "PRESSIONI ",PE,PC
1210 LPRINT "CALORE TRASF. ",RTE,RTC

```

```

1230 LPRINT "CALORE SCAMB. ",QE,QC
1231 LPRINT : LPRINT TAB(33);"A";TAB(47);"G" : LPRINT
1232 LPRINT "TEMPERATURE ",TA,TG
1233 LPRINT "PRESSIONI ",PA,PG
1234 LPRINT "CONCENTRAZIONI ",XA,XG
1235 LPRINT "CALORE TRASF. ",RTA,RTG
1236 LPRINT "CALORE SOLUZ. ",SXA,SXG
1237 LPRINT "CALORE SCAMB. ",QA,QG
1240 LPRINT "-----"
1250 LPRINT "E.U. ",E.U. : LPRINT "REX ",REX
1260 LPRINT
1270 LPRINT "QE ",QE : LPRINT "WE ",WE
1280 LPRINT : LPRINT
1290 LPRINT
1300 REM
1310 REM -----VIDEO-----
1320 REM
1330 REM
1340 IF CON = 1 THEN 1350 ELSE 1370
1350 PS = "###.## "
1360 PRINT USING PS;TE,TC,TG,PE,PC,XA,XG,CPS,VS*1000 : PRINT : GOTO 1510
1370 PRINT COPPIAS; TAB(33);"E";TAB(47);"C" : PRINT
1380 PRINT "TEMPERATURE ",TE,TC
1390 PRINT "PRESSIONI ",PE,PC
1410 PRINT "CALORE TRASF. ",RTE,RTC
1430 PRINT "CALORE SCAMB. ",QE,QC : PRINT : PRINT
1431 PRINT : PRINT TAB(33);"A";TAB(47);"G" : PRINT
1432 PRINT "TEMPERATURE ",TA,TG
1433 PRINT "PRESSIONI ",PA,PG
1434 PRINT "CONCENTRAZIONI ",XA,XG
1435 PRINT "CALORE TRASF. ",RTA,RTG
1436 PRINT "CALORE SOLUZ. ",SXA,SXG
1437 PRINT "CALORE SCAMB. ",QA,QG
1440 PRINT "-----"
1450 PRINT "E.U. ",E.U. : PRINT "REX ",REX
1460 PRINT
1470 PRINT "QE ",QE : PRINT "WE ",WE
1480 PRINT : PRINT
1490 PRINT
1500 NUM = NUM + 1
1510 RETURN
1520 CON = CON + 1
1530 PRINT : PRINT
1540 PRINT "PREMERE UN TASTO PER CONTINUARE." : PRINT
1550 TASTS = INKEYS : IF TASTS = "" THEN 1550 ELSE 1560
1560 IF TASTS = " " THEN 1570
1570 IF CON <=2 THEN 350 ELSE END
1580 DATA -1.99749E+1,3.90603,-2.76382E-2
1590 DATA 6.390380730380445D-3,2.253781403782872D-4,3.213791763790868D-5,-3.5
26081324343D-7,1.02587412587402D-8
1600 DATA 9.82500E-1,-3.63833E-2,9.00000E-4,-8.66667E-6
1610 DATA 2500.346238012277,-2.277278254382743,-3.114843423246617E-3,4.432825
927E-5,-3.7845189552E-7,8.7705502698E-10
1620 DATA 5.653325289200417E-2,-41.34773039568309,623.31318077919641,-1531.73
9811674,-1246.1856017614,8525.86547874944
1630 DATA 5.9183761904775E-4,-1.381634920641035E-6,3.10761904762805E-9,-1.488
8E-10

```

### 11.1.3 - Risultati Principali.

MACCHINA FRIGORIFERA AD ASSORBIMENTO OPERANTE CON LA COPPIA H2O-LiBr.

VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC

TE °C	TC °C	TG °C	PE KPa	PC KPa	XA %R	XG %R	CPS KJ/Kg*°C	VS dmc/
3.00	15.00	32.40	0.73	1.63	0.61	0.57	2.98	0.5
3.00	20.00	47.09	0.73	2.25	0.55	0.50	2.79	0.5
3.00	25.00	60.40	0.73	3.05	0.50	0.44	2.65	0.5
3.00	30.00	72.33	0.73	4.07	0.47	0.41	2.54	0.5
3.00	35.00	82.88	0.73	5.37	0.44	0.38	2.46	0.5
3.00	40.00	92.05	0.73	7.02	0.41	0.35	2.37	0.5

H2O-LiBr

E

C

TEMPERATURE	3	15
PRESSIONI	.7346918	1.631274
CALORE TRASF.	2493.488	2465.618
CALORE SCAMB.	2493.488	2465.618

A

G

TEMPERATURE	15	32.39696
PRESSIONI	.7346918	1.631274
CONCENTRAZIONI	.6100005	.5666671
CALORE TRASF.	2465.618	2424.422
CALORE SOLUZ.	35.96985	60.87561
CALORE SCAMB.	2605.444	2630.696

E.U. .9478406  
 REX 7.642495E-02

QE 2493.488  
 WE 17.73702

H2O-LiBr

E

C

TEMPERATURE	3	20
PRESSIONI	.7346918	2.252945
CALORE TRASF.	2493.488	2453.852
CALORE SCAMB.	2493.488	2453.852

A

G

TEMPERATURE	20	47.09042
PRESSIONI	.7346918	2.252945
CONCENTRAZIONI	.5455006	.4950007

CALORE TRASF.	2453.852	2389.172
CALORE SOLUZ.	78.38777	139.8418
CALORE SCAMB.	2683.165	2740.31

---

E. U.	.9099249
REX	.1986511

QE	2493.488
WE	62.08001

H2O-LiBr	E	C
TEMPERATURE	3	25
PRESSIONI	.7346918	3.052253
CALORE TRASF.	2493.488	2442.021
CALORE SCAMB.	2493.488	2442.021

	A	G
TEMPERATURE	25	60.40198
PRESSIONI	.7346918	3.052253
CONCENTRAZIONI	.5000009	.4444454
CALORE TRASF.	2442.021	2356.866
CALORE SOLUZ.	132.2896	239.3164
CALORE SCAMB.	2761.587	2858.37

---

E. U.	.8723402
REX	.2776253

QE	2493.488
WE	106.423

H2O-LiBr	E	C
TEMPERATURE	3	30
PRESSIONI	.7346918	4.071586
CALORE TRASF.	2493.488	2430.136
CALORE SCAMB.	2493.488	2430.136

	A	G
TEMPERATURE	30	72.33162
PRESSIONI	.7346918	4.071586
CONCENTRAZIONI	.4670009	.4077788
CALORE TRASF.	2430.136	2327.483
CALORE SOLUZ.	189.3369	343.8328
CALORE SCAMB.	2834.774	2972.738

---

E. U.	.8387772
REX	.3396507

QE	2493.488
WE	150.7657

H2O-LiBr	E	C
----------	---	---

TEMPERATURE	3	35
PRESSIONI	.7346918	5.368716
CALORE TRASF.	2493.488	2418.205
CALORE SCAMB.	2493.488	2418.205

	A	G
TEMPERATURE	35	82.87935
PRESSIONI	.7346918	5.368716
CONCENTRAZIONI	.440001	.3777789
CALORE TRASF.	2418.205	2301.02
CALORE SOLUZ.	250.3637	455.0383
CALORE SCAMB.	2904.097	3085.798

---

E.U.	.8080428
REX	.3943723

QE	2493.488
WE	195.1087

H2O-LiBr

	E	C
TEMPERATURE	3	40
PRESSIONI	.7346918	7.016807
CALORE TRASF.	2493.488	2406.23
CALORE SCAMB.	2493.488	2406.23

	A	G
TEMPERATURE	40	92.04518
PRESSIONI	.7346918	7.016807
CONCENTRAZIONI	.412501	.3472234
CALORE TRASF.	2406.23	2277.542
CALORE SOLUZ.	328.5661	596.8847
CALORE SCAMB.	2981.972	3220.473

---

E.U.	.7742488
REX	.4435991

QE	2493.488
WE	239.4514

## 11.2 - Trasformatore di Calore ad Assorbimento.

### 11.2.1 - Descrizione generale.

Il programma, denominato TSS e scritto in linguaggio BASIC, consente di calcolare le prestazioni teoriche del Trasformatore di Calore ad Assorbimento, descritto nel Capitolo 3, al variare delle condizioni operative e del fluido di lavoro.

Si introducono i dati relativi alle proprietà termofisiche del fluido prescelto; fissate le condizioni operative (ad esempio: temperatura di alimentazione  $T_h$  e dell'ambiente esterno  $T_o$ ), il programma determina i punti di funzionamento del Trasformatore di Calore sul diagramma P-T-X della miscela prescelta e calcola quindi la terza temperatura di funzionamento della macchina, ossia la temperatura dell'utilizzatore  $T_h$ .

Vengono quindi calcolate le prestazioni della macchina, ed in particolare:

- resa termica;
- effetto utile;
- rendimento exergetico.

E' possibile ripetere i calcoli per differenti valori delle condizioni operative .

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento del trasformatore di calore operante con la miscela  $H_2O-LiBr$  e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

## 11.2.2 - Listato del Programma.

```
10 REM =====
20 REM TRASFORMATORE DI CALORE A SINGOLO STADIO
30 REM OPERANTE CON LA COPPIA H20-LiBr
40 REM =====
50 REM ++++++
60 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
70 REM ++++++
80 CLS : KEY OFF
90 COPPIAS = "H20-LiBr"
100 PRINT " VUOI STAMPARE I RISULTATI ? (S/N)" : INPUT AS
110 IF AS = "S" THEN 130 ELSE 120
120 IF AS = "N" THEN 150 ELSE 100
130 LPRINT: LPRINT "TRASFORMATORE DI CALORE A SINGOLO STADIO CHE IMPIEGA LA C
IA ";COPPIAS;"." : LPRINT
140 LPRINT "VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC E TG" : LPRINT : LPRINT
150 CLS : PRINT " TRASFORMATORE DI CALORE A SINGOLO STADIO CHE IMPIEGA LA COP
";COPPIAS;"." : PRINT
160 PRINT " VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC E TG" : PRINT : PRINT
170 REM -----
180 REM DATI
190 REM -----
200 READ A,B,C,D,E
210 READ F,G,H,I
220 READ J,K,L,Z
230 READ N,O,P,Q,R,S,T,U,V,W,X,Y
240 READ A0,B0,C0,D0
250 READ A1,B1,C1,D1,E1,F1,G1,H1,I1,J1
260 READ K1,L1,M1,N1,O1,P1,Q1,R1,S1,T1
270 READ A2,B2,C2,F2,G2,H2,K2,L2,M2
280 READ P2,Q2,R2,U2,V2,W2
310 ES = .8
370 REM ++++++
380 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
390 REM ++++++
400 CON = 1
405 INPUT "TG ? (20/30/40/50/60) " ;TG
410 NUM = 1
420 IF AS = "S" THEN 430 ELSE 540
430 IF CON = 1 THEN 440 ELSE 470
440 LPRINT TAB(4);"TG";TAB(12);"TC";TAB(20);"TA";TAB(28);"PC";TAB(36);"PE";TA
4);"XG";TAB(52);"XA"
450 LPRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(20);"C";TAB(27);"ATM";TAB(35);"ATM";
(43);"H20";TAB(51);"H20"
460 LPRINT TAB(26);"x10^-2";TAB(34);"x10^-2" : LPRINT:GOTO 550
470 IF CON = 2 THEN 480 ELSE 500
480 LPRINT TAB(4);"TG";TAB(12);"TC";TAB(21);"CPSC";TAB(29);"CPSD";TAB(38);"CP
";TAB(47);"CPVTG"
490 LPRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(47);"KJ/Kg°C" : LPRINT : GOTO 590
500 IF CON = 3 THEN 510 ELSE 670
510 LPRINT TAB(4);"TG";TAB(12);"TC";TAB(20);"CPVTE";TAB(31);"VS";TAB(40);"VR"
520 LPRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(19);"KJ/Kg°C";TAB(29);"dmc/Kg" :LPR
: GOTO 610
530 REM
540 IF CON = 1 THEN 550 ELSE 580
550 PRINT :PRINT TAB(4);"TG";TAB(12);"TC";TAB(20);"TA";TAB(28);"PC";TAB(36);"
;TAB(44);"XG";TAB(52);"XA"
560 PRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(20);"C";TAB(27);"ATM";TAB(35);"ATM";T
43);"H20";TAB(51);"H20"
570 PRINT TAB(26);"x10^-2";TAB(34);"x10^-2" :PRINT: PRINT:GOTO 670
580 IF CON = 2 THEN 590 ELSE 610
590 PRINT TAB(4);"TC";TAB(12);"TC";TAB(21);"CPSC";TAB(29);"CPSD";TAB(38);"CPL
;TAB(47);"CPVTG"
600 PRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(47);"KJ/Kg°C" : PRINT:PRINT : GOTO 670
610 IF CON = 3 THEN 620 ELSE 670
620 PRINT TAB(4);"TG";TAB(12);"TC";TAB(20);"CPVTE";TAB(31);"VS";TAB(40);"VR"
```

```

630 PRINT TAB(4);" °C";TAB(12);" °C";TAB(19);"KJ/Kg °C";TAB(38);"dmc/Kg" : PRIN
PRINT
640 REM
650 REM -----
660 REM          VARIABILI DI CALCOLO
670 REM -----
685 TE = TG
690 IF TG = 20 THEN 740
700 IF TG = 30 THEN 800
710 IF TG = 40 THEN 860
720 IF TG = 50 THEN 920
730 IF TG = 60 THEN 980 ELSE 680
740 TCMIN = 0 : TCMAX = 15 : INC = 5
750 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
760 TA = A2 + B2*TC + C2*TC^2
780 XG = A1 + B1*TC + C1*TC^2 + D1*TC^3
790 GOSUB 1030
795 NEXT TC
797 GOTO 2130
800 TCMIN = 0 : TCMAX = 25 : INC = 5
810 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
820 TA = F2 + G2*TC + H2*TC^2
840 XG = E1 + F1*TC + G1*TC^2 + H1*TC^3
850 GOSUB 1030
855 NEXT TC
857 GOTO 2130
860 TCMIN = 0 : TCMAX = 35 : INC = 5
870 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
880 TA = K2 + L2*TC + M2*TC^2
900 XG = I1 + J1*TC + K1*TC^2 + L1*TC^3
910 GOSUB 1030
915 NEXT TC
917 GOTO 2130
920 TCMIN = 0 : TCMAX = 35 : INC = 5
930 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
940 TA = P2 + Q2*TC + R2*TC^2
960 XG = M1 + N1*TC + O1*TC^2 + P1*TC^3
970 GOSUB 1030
975 NEXT TC
977 GOTO 2130
980 TCMIN = 0 : TCMAX = 35 : INC = 5
990 FOR TC = TCMIN TO TCMAX STEP INC
1000 TA = U2 + V2*TC + W2*TC^2
1020 XG = Q1 + R1*TC + S1*TC^2 + T1*TC^3
1025 GOSUB 1030
1028 NEXT TC
1029 GOTO 2130
1030 REM
1031 REM -----
1032 REM CALCOLO PRESSIONI
1033 REM -----
1040 PC = A + B*TC + C*TC^2 + D*TC^3 + E*TC^4
1050 PG = PC
1060 PE = A + B*TE + C*TE^2 + D*TE^3 + E*TE^4
1070 PA = PE
1092 REM -----
1094 REM CALCOLO CONCENTRAZ.
1096 REM -----
1100 XA = XG + .025
1115 M = (1-XA)/(XA - XG)
1120 XGS = 1 - XG
1130 XAS = 1 - XA
1142 REM -----
1144 REM CALCOLO CALORI TRASFORMAZ.
1146 REM -----

```

```

1150 RTC = T + U*TC + V*TC^2 + W*TC^3 + X*TC^4 + Y*TC^5
1160 RTG = T + U*TG + V*TG^2 + W*TG^3 + X*TG^4 + Y*TG^5
1170 RTE = T + U*TE + V*TE^2 + W*TE^3 + X*TE^4 + Y*TE^5
1190 RTA = T + U*TA + V*TA^2 + W*TA^3 + X*TA^4 + Y*TA^5
1202 REM -----
1204 REM CALCOLO DEI CALORI DIFF. DI SOLUZ.
1206 REM -----
1210 SXG = N + O*XGS + P*XGS^2 + Q*XGS^3 + R*XGS^4 + S*XGS^5
1220 SXA = N + O*XAS + P*XAS^2 + Q*XAS^3 + R*XAS^4 + S*XAS^5
1232 REM -----
1234 REM CALCOLO CALORI SPECIFICI
1236 REM -----
1240 CPSC = -3.09*XGS + 4.18
1250 CPSD = -3.09*XAS + 4.18
1260 CPLTC = J + K*TC + L*TC^2 + Z*TC^3
1290 CPVTG = F + G*TG + H*TG^2 + I*TG^3
1294 CPVTE = F + G*TE + H*TE^2 + I*TE^3
1297 REM -----
1298 REM CALCOLO VOLUMI SPECIFICI
1299 REM -----
1300 VS = A0 + B0*TA + C0*TA^2 + D0*TA^3
1320 VR = 1/(1000-.179*((TC-4)^2)^.85)
1330 REM -----
1340 REM CALCOLO DEL CALORE SCAMBIATO DA CIASCUN COMPONENTE DELLA MACCHINA
1350 REM -----
1360 QC = RTC + (1-ES)*CPVTG*(TG-TC)
1370 QE = RTE + CPLTC*(TE-TC) - ES*CPVTG*(TG-TC)
1390 QA = RTA+SXA - CPSC*(TA-TG)*(M-ES*(M+1)) - CPVTE*(TA-TE)
1410 QG = RTG+SXG -(1-ES)*(M+1)*CPSD*(TA-TG)
1420 REM -----
1430 REM CALCOLO DELLE QUANTITA' DI CALORE SCAMBIATE CON L'ESTERNO
1440 REM -----
1450 REM
1460 REM
1470 REM
1480 REM -----
1490 REM CALCOLO DEL LAVORO DELLE POMPE
1500 REM -----
1520 LPS = VS*(PA-PG)*M/.7
1530 LPR = VR*(PE-PC)/.7
1540 REM -----
1550 REM CALCOLO DEL COP
1560 REM -----
1570 COP = QA/(QG + QE+ LPR + LPS )
1580 REM -----
1590 REM STAMPA RISULTATI
1600 REM -----
1610 IF NUM = 5 THEN 1620 ELSE 1660
1620 PRINT "PER CONTINUARE A STAMPARE, PREMERE <*>." : PRINT
1630 CS = INKEYS : IF CS = "" THEN 1630
1640 IF CS = "*" THEN 1650
1650 NUM = 1
1660 IF AS = "S" THEN 1670 ELSE 1900
1670 REM
1680 REM -----STAMPANTE-----
1690 REM
1700 IF CON = 1 THEN 1710 ELSE 1730
1710 PS = "###.## "
1720 LPRINT USING PS;TG,TC,TA,PC*100,PE*100,XG,XA : LPRINT: GOTO 1940
1730 IF CON = 2 THEN 1740 ELSE 1760
1740 PS = "###.## "
1750 LPRINT USING PS;TG,TC,CPSC,CPSD,CPLTC,CPVTG : LPRINT : GOTO 1970
1760 IF CON = 3 THEN 1770 ELSE 1790
1770 PS = "###.## "
1780 LPRINT USING PS;TG,TC,CPVTE,VS*1000,VR*1000 : LPRINT : GOTO 2000

```

```

1790 LPRINT : LPRINT COPPIAS;TAB(15);"G";TAB(32);"A";TAB(50);"E";TAB(68);"C":
RINT
1791 FS = "      ####.## "
1792 LPRINT "TEMPER.      ": LPRINT USING FS;TG,TA,TE,TC : LPRINT
1794 LPRINT "PRESS.      ": LPRINT USING FS;PG*100,PA*100,PE*100,PC*100 : LPR
1796 LPRINT "CONCENTR.    ": LPRINT USING FS;XG,XA : LPRINT
1798 LPRINT "CAL.TRASF.    ": LPRINT USING FS;RTG,RTA,RTE,RTC : LPRINT
1800 LPRINT "CAL.SOLUZ.    ": LPRINT USING FS;SXG,SKA : LPRINT
1802 LPRINT "CAL.SCAMB.    ": LPRINT USING FS;QG,QA,QE,QC : LPRINT : LPRINT
1840 LPRINT "-----"
1845 ES = "      .####"
1850 LPRINT "COP ": LPRINT USING ES;COP
1860 LPRINT : LPRINT
1865 LPRINT
1870 REM
1880 REM -----VIDEO-----
1890 REM
1900 REM
1920 IF CON = 1 THEN 1930 ELSE 1950
1930 PS = "###.## "
1940 PRINT USING PS;TG,TC,TA,PC*100,PE*100,XG,XA : PRINT : GOTO 2120
1950 IF CON = 2 THEN 1960 ELSE 1980
1960 PS = "###.## "
1970 PRINT USING PS;TG,TC,CPSC,CPSD,CPLTC,CPVTG : PRINT : GOTO 2120
1980 IF CON = 3 THEN 1990 ELSE 2010
1990 PS = "###.## "
2000 PRINT USING PS;TG,TC,CPVTE,VS*1000,VR*1000 : PRINT : GOTO 2120
2010 PRINT COPPIAS;TAB(15);"G";TAB(32);"A";TAB(50);"E";TAB(68);"C" : PRINT
2012 FS = "      ####.## "
2015 PRINT "TEMPER.      ":PRINT USING FS;TG,TA,TE,TC : PRINT
2020 PRINT "PRESS.      ":PRINT USING FS ;PG*100,PA*100,PE*100,PC*100 : PRIN
2025 PRINT "CONCENTR.    ":PRINT USING FS ;XG,XA :PRINT
2030 PRINT "CAL.TRASF.    ":PRINT USING FS ;RTG,RTA,RTE,RTC : PRINT
2035 PRINT "CAL.SOLUZ.    ":PRINT USING FS ;SXG,SKA : PRINT
2045 PRINT "CAL.SCAMB.    ":PRINT USING FS ;QG,QA,QE,QC : PRINT : PRINT
2075 PRINT "-----"
2077 ES = "      .####"
2080 PRINT "COP ":PRINT USING ES;COP
2090 PRINT : PRINT
2100 PRINT
2110 NUM = NUM +1
2120 RETURN
2130 CON = CON +1
2140 PRINT : PRINT
2150 PRINT "PREMERE UN TASTO PER CONTINUARE." : PRINT
2160 TASTS = INKEYS : IF TASTS = "" THEN 2160 ELSE 2170
2170 IF TASTS = " " THEN 2180
2180 IF CON<=4 THEN 410 ELSE END
2190 DATA 6.390380730380445D-3,2.253781403782872D-4,3.213791763790868D-5,-3.5
26081324343D-7,1.02587412587402D-8
2200 DATA 1.937451561771524,5.657692307707231E-4,-2.267832167833973E-5,1.5675
6759975E-7
2210 DATA 4.2114363636366,-1.2760101010101E-3,1.29545454545E-5,6.31313131301
10
2220 DATA 5.653325289200417E-2,-41.34773039568309,623.31318077919641,-1531.73
9811674,-1246.1856017614,8525.86547874944
2230 DATA 2500.346238012277,-2.277278254382743,-3.114843423246617E-3,4.432825
927E-5,-3.7845189552E-7,8.7705502698E-10
2240 DATA 5.9183761904775E-4,-1.381634920641035E-6,3.10761904762805E-8,-1.488
8E-10
2250 DATA 4.95000E-1,2.77024E-2,-4.10071E-3,2.44048E-4
2260 DATA 4.00000E-1,1.66667E-2,-6.00000E-4,1.33333E-5
2270 DATA 3.90432E-1,6.03822E-3,-7.27444E-5,4.29825E-6
2280 DATA 3.45882E-1,7.96078E-3,-3.23528E-4,9.80392E-6
2290 DATA 2.78000E-1,1.25238E-2,-5.71429E-4,1.33333E-5

```

2300 DATA 4.13622E+1,-2.05138E+0,5.92502E-2  
2310 DATA 6.49000E+1,-2.20400E+0,4.40000E-2  
2320 DATA 8.40472E+1,-9.76823E-1,-8.79318E-3  
2330 DATA 9.78909E+1,-8.21429E-2,-3.54935E-2  
2340 DATA 1.24160E+2,-6.86286E-1,-2.11429E-2

### 11.2.3 - Risultati Principali.

TRASFORMATORE DI CALORE A SINGOLO STADIO CHE IMPIEGA LA COPPIA H<sub>2</sub>O-LiBr.

VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC E TG

TG °C	TC °C	TA °C	PC ATM x10 <sup>-2</sup>	PE ATM x10 <sup>-2</sup>	XG H <sub>2</sub> O	XA H <sub>2</sub> O
50.00	0.00	97.89	0.64	11.74	0.35	0.37
50.00	5.00	96.59	0.83	11.74	0.38	0.40
50.00	10.00	93.52	1.16	11.74	0.40	0.43
50.00	15.00	88.67	1.63	11.74	0.43	0.45
50.00	20.00	82.05	2.25	11.74	0.45	0.48
50.00	25.00	73.65	3.05	11.74	0.50	0.52
50.00	30.00	63.48	4.07	11.74	0.56	0.58
50.00	35.00	51.54	5.37	11.74	0.65	0.67

TG °C	TC °C	CPSC	CPSD	CPLTC	CPVTG KJ/Kg* °C
50.00	0.00	2.16	2.24	4.21	1.93
50.00	5.00	2.26	2.34	4.21	1.93
50.00	10.00	2.34	2.41	4.20	1.93
50.00	15.00	2.41	2.48	4.20	1.93
50.00	20.00	2.49	2.57	4.19	1.93
50.00	25.00	2.62	2.70	4.19	1.93
50.00	30.00	2.81	2.89	4.18	1.93
50.00	35.00	3.09	3.17	4.18	1.93

TG °C	TC °C	CPVTE KJ/Kg* °C	VS dmc/Kg	VR
50.00	0.00	1.93	0.61	1.00
50.00	5.00	1.93	0.61	1.00
50.00	10.00	1.93	0.61	1.00
50.00	15.00	1.93	0.61	1.01
50.00	20.00	1.93	0.61	1.02
50.00	25.00	1.93	0.60	1.03
50.00	30.00	1.93	0.59	1.05
50.00	35.00	1.93	0.58	1.07

H2O-LiBr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	97.89	50.00	0.00
PRESS.	0.64	11.74	11.74	0.64
CONCENTR.	0.35	0.37		
CAL. TRASF.	2382.14	2262.29	2382.14	2500.35
CAL. SOLUZ.	603.85	484.36		
CAL. SCAMB.	2425.62	2216.66	2515.57	2519.63

---

COP  
0.4486

H2O-LiBr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	96.59	50.00	5.00
PRESS.	0.83	11.74	11.74	0.83
CONCENTR.	0.38	0.40		
CAL. TRASF.	2382.14	2265.70	2382.14	2488.89
CAL. SOLUZ.	450.73	357.07		
CAL. SCAMB.	2291.58	2114.82	2501.96	2506.24

---

COP  
0.4412

H2O-LiBr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	93.52	50.00	10.00
PRESS.	1.16	11.74	11.74	1.16
CONCENTR.				

	0.40	0.43		
CAL. TRASF.	2382.14	2273.72	2382.14	2477.30
CAL. SOLUZ.	360.07	282.50		
CAL. SCAMB.	2240.76	2088.50	2488.43	2492.73

-----  
COP 0.4416

H2O-Libr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	88.67	50.00	15.00
PRESS.	1.63	11.74	11.74	1.63
CONCENTR.	0.43	0.45		
CAL. TRASF.	2382.14	2286.24	2382.14	2465.62
CAL. SOLUZ.	289.15	224.72		
CAL. SCAMB.	2230.16	2101.97	2474.98	2479.12

-----  
COP 0.4467

H2O-Libr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	82.05	50.00	20.00
PRESS.	2.25	11.74	11.74	2.25
CONCENTR.	0.45	0.48		
CAL. TRASF.	2382.14	2303.12	2382.14	2453.85
CAL. SOLUZ.	216.68	166.34		
CAL. SCAMB.				

2239.04	2138.59	2461.59	2465.42
---------	---------	---------	---------

-----  
COP

0.4550

H2O-LiBr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	73.65	50.00	25.00
PRESS.	3.05	11.74	11.74	3.05
CONCENTR.	0.50	0.52		
CAL. TRASF.	2382.14	2324.19	2382.14	2442.02
CAL. SOLUZ.	138.48	104.45		
CAL. SCAMB.	2263.11	2194.90	2448.26	2451.66

-----  
COP

0.4659

H2O-LiBr	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	63.48	50.00	30.00
PRESS.	4.07	11.74	11.74	4.07
CONCENTR.	0.56	0.58		
CAL. TRASF.	2382.14	2349.32	2382.14	2430.14
CAL. SOLUZ.	67.36	49.81		
CAL. SCAMB.	2311.70	2276.96	2434.98	2437.85

-----  
COP

0.4797

H2O-LibE	G	A	E	C
TEMPER.	50.00	51.54	50.00	35.00
PRESS.	5.37	11.74	11.74	5.37
CONCENTR.	0.65	0.67		
CAL. TRASF.	2382.14	2378.43	2382.14	2418.20
CAL. SOLUZ.	22.73	17.16		
CAL. SCAMB.	2391.18	2384.01	2421.74	2423.99
-----				
COP	0.4953			

### **11.3 - Trasformatore di Calore ad Assorbimento a Doppio Stadio.**

#### 11.3.1 - Descrizione generale.

Il programma, denominato TDS e scritto in linguaggio BASIC, consente di valutare le prestazioni teoriche del Trasformatore di Calore a Doppio Stadio descritto in 7.4, al variare delle condizioni operative e del fluido di lavoro.

Si introducono i dati relativi alle proprietà termofisiche del fluido prescelto; fissate le condizioni operative (ad esempio: temperatura di alimentazione  $T_h$  e dell'ambiente esterno  $T_o$ ), il programma determina gli altri punti di funzionamento della macchina sul diagramma P-T-X della miscela prescelta.

Vengono quindi calcolate le prestazioni della macchina, ed in particolare:

- resa termica;
- effetto utile;
- rendimento exergetico.

E' possibile ripetere i calcoli per differenti valori delle condizioni operative .

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento del Trasformatore di Calore a Doppio Stadio operante con la miscela H<sub>2</sub>O-LiBr, e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

### 11.3.2 - Listato del Programma.

```

10 REM =====
20 REM TRASFORMATORE DI CALORE A DOPPIO STADIO
30 REM OPERANTE CON LA COPPIA H20-LiBr
40 REM =====
50 REM ++++++
60 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
70 REM ++++++
80 CLS : KEY OFF
90 COPPIAS = "H20-LiBr"
100 PRINT " VUOI STAMPARE I RISULTATI ? (S/N)" : INPUT AS
110 IF AS = "S" THEN 130 ELSE 120
120 IF AS = "N" THEN 150 ELSE 100
130 LPRINT: LPRINT "TRASFORMATORE DI CALORE A DOPPIO STADIO CHE IMPIEGA LA CO
A ";COPPIAS;" " : LPRINT
140 LPRINT "VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC1 E TG1" : LPRINT : LPRINT
150 CLS : PRINT " TRASFORMATORE DI CALORE A DOPPIO STADIO CHE IMPIEGA LA COPP
";COPPIAS;" " : PRINT
160 PRINT " VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC1 E TG1" : PRINT : PRINT
170 REM -----
180 REM DATI
190 REM -----
200 READ A,B,C,D,E
210 READ F,G,H,I
220 READ J,K,L,M
230 READ N,O,P,Q,R,S,T,U,V,W,X,Y
240 READ A0,B0,C0,D0
250 READ A1,B1,C1,D1,E1,F1,G1,H1,I1,J1
260 READ K1,L1,M1,N1,O1,P1,Q1,R1,S1,T1
270 READ A2,B2,C2,F2,G2,H2,K2,L2,M2
280 READ P2,Q2,R2,U2,V2,W2
290 READ A3,B3,C3,F3,G3,H3,K3,L3,M3
300 READ P3,Q3,R3,U3,V3,W3
310 ES = .8
320 GR = 1 : GR1 = .5 : GR2 = .5
330 GSC = 9 : GSD1 = 5 : GSD2 = 5
370 REM ++++++
380 REM ISTRUZIONI GRAFICHE
390 REM ++++++
400 CON = 1
405 INPUT "TG1 ? (20/30/40/50/60) " ;TG1
410 NUM = 1
420 IF AS = "S" THEN 430 ELSE 540
430 IF CON = 1 THEN 440 ELSE 470
440 LPRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(20);"TA1";TAB(28);"TA2";TAB(36);"PC
TAB(44);"PE1";TAB(52);"PE2";TAB(60);"XG1";TAB(68);"XA1";TAB(76);"XA2"
450 LPRINT TAB(4);"°C";TAB(12);"°C";TAB(20);"°C";TAB(28);"°C";TAB(36);"ATM";T
44);"ATM";TAB(52);"ATM";TAB(60);"H2O";TAB(68);"H2O";TAB(76);"H2O"
460 LPRINT TAB(34);"x10^-2";TAB(42);"x10^-2";TAB(50);"x10^-1" : LPRINT:GOTO 5
470 IF CON = 2 THEN 480 ELSE 500
480 LPRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(21);"CPSC";TAB(29);"CPSD1";TAB(38);
SD2";TAB(47);"CPLT1";TAB(56);"CPLT2";TAB(66);"CPVTG1"
490 LPRINT TAB(4);"°C";TAB(12);"°C";TAB(65);"KJ/Kg°C": LPRINT : GOTO 590
500 IF CON = 3 THEN 510 ELSE 670
510 LPRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(20);"CPVTE1";TAB(29);"CPVTE2";TAB(4
"CPLTC1";TAB(49);"VS";TAB(58);"VR"
520 LPRINT TAB(4);"°C";TAB(12);"°C";TAB(19);"KJ/Kg°C";TAB(47);"dmc/Kg" :LPRi
: GOTO 610
530 REM
540 IF CON = 1 THEN 550 ELSE 580
550 PRINT :PRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(20);"TA1";TAB(28);"TA2";TAB(3
"PC1";TAB(44);"PE1";TAB(52);"PE2";TAB(60);"XG1";TAB(68);"XA1";TAB(76);"XA2"
560 PRINT TAB(4);"°C";TAB(12);"°C";TAB(20);"°C";TAB(28);"°C";TAB(36);"ATM";TA
4);"ATM";TAB(52);"ATM";TAB(60);"H2O";TAB(68);"H2O";TAB(76);"H2O"

```

```

570 PRINT TAB(34);"x10^-2";TAB(42);"x10^-2";TAB(50);"x10^-1" :PRINT: PRINT:GO
670
580 IF CON = 2 THEN 590 ELSE 610
590 PRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(21);"CPSC";TAB(29);"CPSD1";TAB(38);"
D2";TAB(47);"CPLTE1";TAB(56);"CPLTE2";TAB(66);"CPVTG1"
600 PRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(65);"KJ/Kg°C": PRINT:PRINT : GOTO 670
610 IF CON = 3 THEN 620 ELSE 670
620 PRINT TAB(4);"TG1";TAB(12);"TC1";TAB(20);"CPVTE1";TAB(29);"CPVTE2";TAB(40)
CPLTC1";TAB(49);"VS";TAB(58);"VR"
630 PRINT TAB(4);"C";TAB(12);"C";TAB(19);"KJ/Kg°C";TAB(47);"dmc/Kg" : PRIN
PRINT
640 REM
650 REM -----
660 REM          VARIABILI DI CALCOLO
670 REM -----
685 TE1 = TG1
690 IF TG1 = 20 THEN 740
700 IF TG1 = 30 THEN 800
710 IF TG1 = 40 THEN 860
720 IF TG1 = 50 THEN 920
730 IF TG1 = 60 THEN 980 ELSE 680
740 TC1MIN = 0 : TC1MAX = 15 : INC = 5
750 FOR TC1 = TC1MIN TO TC1MAX STEP INC
760 TA1 = A2 + B2*TC1 + C2*TC1^2
770 TA2 = A3 + B3*TC1 + C3*TC1^2
780 XG1 = A1 + B1*TC1 + C1*TC1^2 + D1*TC1^3
790 GOSUB 1030
795 NEXT TC1
797 GOTO 2130
800 TC1MIN = 0 : TC1MAX = 25 : INC = 5
810 FOR TC1 = TC1MIN TO TC1MAX STEP INC
820 TA1 = F2 + G2*TC1 + H2*TC1^2
830 TA2 = F3 + G3*TC1 + H3*TC1^2
840 XG1 = E1 + F1*TC1 + G1*TC1^2 + H1*TC1^3
850 GOSUB 1030
855 NEXT TC1
857 GOTO 2130
860 TC1MIN = 0 : TC1MAX = 35 : INC = 5
870 FOR TC1 = TC1MIN TO TC1MAX STEP INC
880 TA1 = K2 + L2*TC1 + M2*TC1^2
890 TA2 = K3 + L3*TC1 + M3*TC1^2
900 XG1 = I1 + J1*TC1 + K1*TC1^2 + L1*TC1^3
910 GOSUB 1030
915 NEXT TC1
917 GOTO 2130
920 TC1MIN = 0 : TC1MAX = 35 : INC = 5
930 FOR TC1 = TC1MIN TO TC1MAX STEP INC
940 TA1 = P2 + Q2*TC1 + R2*TC1^2
950 TA2 = P3 + Q3*TC1 + R3*TC1^2
960 XG1 = M1 + N1*TC1 + O1*TC1^2 + P1*TC1^3
970 GOSUB 1030
975 NEXT TC1
977 GOTO 2130
980 TC1MIN = 0 : TC1MAX = 35 : INC = 5
990 FOR TC1 = TC1MIN TO TC1MAX STEP INC
1000 TA1 = U2 + V2*TC1 + W2*TC1^2
1010 TA2 = U3 + V3*TC1 + W3*TC1^2
1020 XG1 = Q1 + R1*TC1 + S1*TC1^2 + T1*TC1^3
1025 GOSUB 1030
1028 NEXT TC1
1029 GOTO 2130
1030 TE2 = TA1 - 5
1031 REM -----

```

```

1032 REM CALCOLO PRESSIONI
1033 REM -----
1040 PC1 = A + B*TC1 + C*TC1^2 + D*TC1^3 + E*TC1^4
1050 PG1 = PC1
1060 PE1 = A + B*TE1 + C*TE1^2 + D*TE1^3 + E*TE1^4
1070 PA1 = PE1
1080 PE2 = A + B*TE2 + C*TE2^2 + D*TE2^3 + E*TE2^4
1090 PA2 = PE2
1092 REM -----
1094 REM CALCOLO CONCENTRAZ.
1096 REM -----
1100 XA1 = XG1 + .025
1110 XA2 = XG1 + .05
1120 XGS1 = 1 - XG1
1130 XAS1 = 1 - XA1
1140 XAS2 = 1 - XA2
1142 REM -----
1144 REM CALCOLO CALORI TRASFORMAZ.
1146 REM -----
1150 RTC1 = T + U*TC1 + V*TC1^2 + W*TC1^3 + X*TC1^4 + Y*TC1^5
1160 RTG1 = T + U*TG1 + V*TG1^2 + W*TG1^3 + X*TG1^4 + Y*TG1^5
1170 RTE1 = T + U*TE1 + V*TE1^2 + W*TE1^3 + X*TE1^4 + Y*TE1^5
1180 RTE2 = T + U*TE2 + V*TE2^2 + W*TE2^3 + X*TE2^4 + Y*TE2^5
1190 RTA1 = T + U*TA1 + V*TA1^2 + W*TA1^3 + X*TA1^4 + Y*TA1^5
1200 RTA2 = T + U*TA2 + V*TA2^2 + W*TA2^3 + X*TA2^4 + Y*TA2^5
1202 REM -----
1204 REM CALCOLO DEI CALORI DIFF. DI SOLUZ.
1206 REM -----
1210 SXG1 = N + O*XGS1 + P*XGS1^2 + Q*XGS1^3 + R*XGS1^4 + S*XGS1^5
1220 SXA1 = N + O*XAS1 + P*XAS1^2 + Q*XAS1^3 + R*XAS1^4 + S*XAS1^5
1230 SXA2 = N + O*XAS2 + P*XAS2^2 + Q*XAS2^3 + R*XAS2^4 + S*XAS2^5
1232 REM -----
1234 REM CALCOLO CALORI SPECIFICI
1236 REM -----
1240 CPSC = -3.09*XGS1 + 4.18
1250 CPSD1 = -3.09*XAS1 + 4.18
1255 CPSD2 = -3.09*XAS2 + 4.18
1260 CPLTC1 = J + K*TC1 + L*TC1^2 + M*TC1^3
1270 CPLTE1 = J + K*TE1 + L*TE1^2 + M*TE1^3
1280 CPLTE2 = J + K*TE2 + L*TE2^2 + M*TE2^3
1290 CPVTG1 = F + G*TG1 + H*TG1^2 + I*TG1^3
1294 CPVTE1 = F + G*TE1 + H*TE1^2 + I*TE1^3
1296 CPVTE2 = F + G*TE2 + H*TE2^2 + I*TE2^3
1297 REM -----
1298 REM CALCOLO VOLUMI SPECIFICI
1299 REM -----
1310 VS = A0 + B0*TG1 + C0*TG1^2 + D0*TG1^3
1320 VR = 1/(1000-.179*((TC1-4)^2)^.85)
1330 REM -----
1340 REM CALCOLO DEL CALORE SCAMBIATO DA CIASCUN COMPONENTE DELLA MACCHINA
1350 REM -----
1360 QC1 = GR*RTC1 + GR*CPVTG1*(TG1-TC1)
1370 QE1 = GR1*RTE1 - GR1*CPLTE2*(TE2-TE1)
1380 QE2 = GR2*RTE2 + GR*CPLTC1*(TE2-TC1) - ES*GSD1*CPSD1*(TA1-TG1)
1390 QA1 = GR1*(RTA1 + SXA1) + (GSD1-GR1)*CPSD2*(TA2-TA1) - GR1*CPVTE1*(TA1-T
1400 QA2 = GR2*(RTA2+SXA2) - GSC*CPSC*(TA2-TG1) + ES*GSD2*CPSD2*(TA2-TG1)-GR2
VTE2*(TA2-TE2)
1410 QG1 = GR*(RTG1+XG1) - (1-ES)*GSD1*CPSD1*(TA1-TG1)- (1-ES)*GSD2*CPSD2*(T
TG1)
1420 REM -----
1430 REM CALCOLO DELLE QUANTITA' DI CALORE SCAMBIATE CON L'ESTERNO
1440 REM -----
1450 QA2E = GR2*(RTA2+SXA2) - GSC*CPSC*(TA2-TG1) + ES*GSD2*CPSD2*(TA2-TG1) -

```

```

*CPVTE2*(TA2-TE2) - GR1*CPVTE1*(TA1-TE1)
1460 QE1E = GR1*RTE1 -GR1*CPLTE2*(TE2-TE1) + GR*CPLTC1*(TE2-TC1) -ES*GSD1*CPS
(TA1-TG1)
1470 QG1E = QG1
1480 REM -----
1490 REM CALCOLO DEL LAVORO DELLE POMPE
1500 REM -----
1510 LPR = VR*GR*(PE2-PC1)/.7
1520 LPS = VS*GSC*(PA2-PG1)/.7
1540 REM -----
1550 REM CALCOLO DEL COP
1560 REM -----
1570 COP = QA2E/(QG1E + QE1E + LPR + LPS )
1580 REM -----
1581 REM CALCOLI EXERGETICI
1582 REM -----
1583 WA2 = QA2E*(1-(TC1+268.16)/(TA2+268.16))
1584 WG1 = QG1E*(1-(TC1+268.16)/(TG1+278.16))
1585 WE1 = QE1E*(1-(TC1+268.16)/(TE1+278.16))
1586 WC1 = QC1*(1-(TC1+268.16)/(TC1+273.16))
1587 REX = WA2/(WG1+WE1+LPR+LPS)
1588 REM -----
1590 REM STAMPA RISULTATI
1600 REM -----
1610 IF NUM = 5 THEN 1620 ELSE 1660
1620 PRINT "PER CONTINUARE A STAMPARE, PREMERE <*>." : PRINT
1630 CS = INKEYS : IF CS = "" THEN 1630
1640 IF CS = "*" THEN 1650
1650 NUM = 1
1660 IF AS = "S" THEN 1670 ELSE 1900
1670 REM
1680 REM -----STAMPANTE-----
1690 REM
1700 IF CON = 1 THEN 1710 ELSE 1730
1710 PS = "###.## "
1720 LPRINT USING PS;TG1,TC1,TA1,TA2,PC1*100,PE1*100,PE2*10,XG1,XA1,XA2 : LPP
: GOTO 1940
1730 IF CON = 2 THEN 1740 ELSE 1760
1740 PS = "###.## "
1750 LPRINT USING PS;TG1,TC1,CPSD1,CPSD2,CPLTE1,CPLTE2,CPVTG1 : LPRINT :
TO 1970
1760 IF CON = 3 THEN 1770 ELSE 1790
1770 PS = "###.## "
1780 LPRINT USING PS;TG1,TC1,CPVTE1,CPVTE2,CPLTC1,VS*1000,VR*1000 : LPRINT :
O 2000
1790 LPRINT : LPRINT COPPIAS;TAB(33);"G1";TAB(46);"A1";TAB(60);"A2" : LPRINT
1792 LPRINT "TEMPERATURE ",TG1,TA1,TA2
1794 LPRINT "PRESSIONI ",PG1*100,PA1*100,PA2*100
1796 LPRINT "CONCENTRAZ. ",XG1,XA1,XA2
1798 LPRINT "CALORE TRASF. ",RTG1,RTA1,RTA2
1800 LPRINT "CALORE SOLUZ. ",SXG1, SXA1, SXA2
1802 LPRINT "CALORE SCAMBIATO ",QG1,QA1,QA2 : LPRINT : LPRINT
1804 LPRINT TAB(33);"E1";TAB(46);"E2";TAB(60);"C1" :LPRINT
1806 LPRINT "TEMPERATURE ",TE1,TE2,TC1
1810 LPRINT "PRESSIONI ",PE1*100,PE2*10,PC1*100
1820 LPRINT "CALORE TRASF. ",RTE1,RTE2,RTC1
1830 LPRINT "CALORE SCAMBIATO ",QE1,QE2,QC1 : LPRINT
1840 LPRINT "-----"
1850 LPRINT "COP ",COP : LPRINT "REX",REX
1852 LPRINT
1854 LPRINT "QA2E",QA2E : LPRINT "WA2",WA2
1860 LPRINT : LPRINT
1865 LPRINT

```

```

1870 REM
1880 REM -----VIDEO-----
1890 REM
1900 REM
1920 IF CON = 1 THEN 1930 ELSE 1950
1930 PS = "###.##"
1940 PRINT USING PS;TG1,TC1,TA1,TA2,PC1*100,PE1*100,PE2*10,XG1,XA1,XA2 : PRIN
GOTO 2120
1950 IF CON = 2 THEN 1960 ELSE 1980
1960 PS = "###.##"
1970 PRINT USING PS;TG1,TC1,CPSC,CPSD1,CPSD2,CPLTE1,CPLTE2,CPVTG1 : PRINT : G
2120
1980 IF CON = 3 THEN 1990 ELSE 2010
1990 PS = "###.##"
2000 PRINT USING PS;TG1,TC1,CPVTE1,CPVTE2,CPLTCL,VS*1000,VR*1000 : PRINT : GO
2120
2010 PRINT COPPIAS;TAB(33);"G1";TAB(46);"A1";TAB(60);"A2" : PRINT
2015 PRINT "TEMPERATURE",TG1,TA1,TA2
2020 PRINT "PRESSIONI",PG1*100,PA1*100,PA2*100
2025 PRINT "CONCENTRAZ.",XG1,XA1,XA2
2030 PRINT "CALORE TRASF.",RTG1,RTA1,RTA2
2035 PRINT "CALORE SOLUZ.",SXG1,SKA1,SKA2
2040 PRINT "CALORE SOLUZ.",SXG1,SKA1,SKA2
2045 PRINT "CALORE SCAMBIATO",QG1,QA1,QA2 : PRINT : PRINT
2050 PRINT TAB(33);"E1";TAB(46);"E2";TAB(60);"C1" : PRINT
2055 PRINT "TEMPERATURE",TE1,TE2,TC1
2060 PRINT "PRESSIONI",PE1*100,PE2*100,PC1*100
2065 PRINT "CALORE TRASF.",RTE1,RTE2,RTC1
2070 PRINT "CALORE SCAMBIATO",QE1,QE2,QC1 : PRINT
2075 PRINT -----
2080 PRINT "COP",COP : PRINT "REX",REX
2082 PRINT
2084 PRINT "QA2E",QA2E : PRINT "WA2",WA2
2090 PRINT : PRINT
2100 PRINT
2110 NUM = NUM + 1
2120 RETURN
2130 CON = CON + 1
2140 PRINT : PRINT
2150 PRINT "PREMERE UN TASTO PER CONTINUARE." : PRINT
2160 TASTS = INKEYS : IF TASTS = "" THEN 2160 ELSE 2170
2170 IF TASTS = "" THEN 2180
2180 IF CON<=4 THEN 410 ELSE END
2190 DATA 6.390380730380445D-3,2.253781403782872D-4,3.213791763790868D-5,-3.5
26081324343D-7,1.02587412587402D-8
2200 DATA 1.937451561771524,5.657692307707231E-4,-2.267832167833973E-5,1.5675
6759975E-7
2210 DATA 4.21143636363366,-1.2760101010101E-3,1.29545454545E-5,6.31313131301
10
2220 DATA 5.653325289200417E-2,-41.34773039568309,623.31318077919641,-1531.73
9811674,-1246.1856017614,8525.86547874944
2230 DATA 2500.346238012277,-2.277278254382743,-3.114843423246617E-3,4.432825
927E-5,-3.7845189552E-7,8.7705502698E-10
2240 DATA 5.9183761904775E-4,-1.381634920641035E-6,3.10761904762805E-8,-1.488
8E-10
2250 DATA 4.95000E-1,2.77024E-2,-4.10071E-3,2.44048E-4
2260 DATA 4.00000E-1,1.66667E-2,-6.00000E-4,1.33333E-5
2270 DATA 3.90432E-1,6.03822E-3,-7.27444E-5,4.29825E-6
2280 DATA 3.45882E-1,7.96078E-3,-3.23528E-4,9.80392E-6
2290 DATA 2.78000E-1,1.25238E-2,-5.71429E-4,1.33333E-5
2300 DATA 4.13622E+1,-2.05138E+0,5.92502E-2
2310 DATA 6.49000E+1,-2.20400E+0,4.40000E-2
2320 DATA 8.40472E+1,-9.76823E-1,-8.79318E-3

```

2330 DATA 9.78909E+1,-8.21429E-2,-3.54935E-2  
2340 DATA 1.24160E+2,-6.86286E-1,-2.11429E-2  
2350 DATA 5.47271E+1,-3.94435E+0,1.33789E-1  
2360 DATA 8.59000E+1,-3.69800E+0,7.40000E-2  
2370 DATA 1.24171E+2,-2.87009E+0,1.28401E-2  
2380 DATA 1.46632E+2,-1.16821E+0,-4.40584E-2  
2390 DATA 1.73260E+2,-4.70571E-1,-6.42857E-2

### 11.3.3 - Risultati Principali.

TRASFORMATORE DI CALORE A DOPPIO STADIO CHE IMPIEGA LA COPPIA H2O-LiBr.

VALORI DEI PARAMETRI IN FUNZIONE DI TC1 E TG1

TG1 °C	TC1 °C	TA1 °C	TA2 °C	PC1 ATM $\times 10^{-2}$	PE1 ATM $\times 10^{-2}$	PE2 ATM $\times 10^{-1}$	XG1 H2O	XA1 H2O	XA E2
50.00	0.00	97.89	146.63	0.64	11.74	7.81	0.35	0.37	0.4
50.00	5.00	96.59	139.69	0.83	11.74	7.43	0.38	0.40	0.4
50.00	10.00	93.52	130.54	1.16	11.74	6.60	0.40	0.43	0.4
50.00	15.00	88.67	119.20	1.63	11.74	5.43	0.43	0.45	0.4
50.00	20.00	82.05	105.64	2.25	11.74	4.12	0.45	0.48	0.5
50.00	25.00	73.65	89.89	3.05	11.74	2.85	0.50	0.52	0.5
50.00	30.00	63.48	71.93	4.07	11.74	1.78	0.56	0.58	0.6
50.00	35.00	51.54	51.77	5.37	11.74	0.98	0.65	0.67	0.7
TG1 °C	TC1 °C	CPSC	CPSD1	CPSD2	CPLTE1	CPLTE2	CPVTG1 KJ/Kg*°C		
50.00	0.00	2.16	2.24	2.31	4.18	4.21	1.93		
50.00	5.00	2.26	2.34	2.42	4.18	4.20	1.93		
50.00	10.00	2.34	2.41	2.49	4.18	4.20	1.93		
50.00	15.00	2.41	2.48	2.56	4.18	4.20	1.93		
50.00	20.00	2.49	2.57	2.65	4.18	4.19	1.93		
50.00	25.00	2.62	2.70	2.78	4.18	4.19	1.93		
50.00	30.00	2.81	2.89	2.97	4.18	4.18	1.93		
50.00	35.00	3.09	3.17	3.25	4.18	4.18	1.93		
TG1 °C	TC1 °C	CPVTE1 KJ/Kg*°C	CPVTE2	CPLTC1	VS dmc/Kg	VR			
50.00	0.00	1.93	1.92	4.21	0.58	1.00			
50.00	5.00	1.93	1.92	4.21	0.58	1.00			
50.00	10.00	1.93	1.92	4.20	0.58	1.00			
50.00	15.00	1.93	1.92	4.20	0.58	1.01			
50.00	20.00	1.93	1.92	4.19	0.58	1.02			
50.00	25.00	1.93	1.92	4.19	0.58	1.03			
50.00	30.00	1.93	1.92	4.18	0.58	1.05			
50.00	35.00	1.93	1.93	4.18	0.58	1.07			

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	97.8909	146.632
PRESSIONI	.6390381	11.73546	78.13935
CONCENTRAZ.	.345882	.370882	.395882
CALORE TRASF.	2382.145	2262.287	2123.705
CALORE SOLUZ.	603.8501	484.3628	384.8985
CALORE SCAMBIATO	2655.373	1834.525	219.3957

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	92.8909	0
PRESSIONI	11.73546	7.813936	.6390381
CALORE TRASF.	2382.145	2275.35	2500.346
CALORE SCAMBIATO	1100.89	1100.538	2596.778

---

COP	4.657363E-02
REX	9.004699E-02

QA2E	173.2136
WA2	61.23226

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	96.59285	139.6895
PRESSIONI	.8282365	11.73546	74.34642
CONCENTRAZ.	.3788232	.4038232	.4288232
CALORE TRASF.	2382.145	2265.695	2144.832
CALORE SOLUZ.	450.7273	357.066	280.0388
CALORE SCAMBIATO	2507.341	1734.815	207.9597

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	91.59285	5
PRESSIONI	11.73546	7.434643	.8282365
CALORE TRASF.	2382.145	2278.713	2488.887
CALORE SCAMBIATO	1103.65	1067.81	2575.676

---

COP	4.606061E-02
REX	9.075748E-02

QA2E	163.0293
WA2	53.8393

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	93.52012	130.5441
PRESSIONI	1.160241	11.73546	65.96433
CONCENTRAZ.	.4029409	.4279409	.4529409
CALORE TRASF.	2382.145	2273.715	2171.937
CALORE SOLUZ.	360.0741	282.5006	219.331
CALORE SCAMBIATO	2436.712	1650.925	264.7103

	E1	E2	C1
--	----	----	----

TEMPERATURE	50	88.52012	10
PRESSIONI	11.73546	6.596434	1.160241
CALORE TRASF.	2382.145	2286.631	2477.302
CALORE SCAMBIATO	1110.172	1053.157	2554.448

---

COP	6.443746E-02
REX	.1278631

QA2E	222.743
WA2	67.34403

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	88.67271	119.1957
PRESSIONI	1.631274	11.73546	54.32945
CONCENTRAZ.	.4255882	.4505882	.4755882
CALORE TRASF.	2382.145	2286.239	2204.429
CALORE SOLUZ.	289.1527	224.7203	172.7817
CALORE SCAMBIATO	2398.188	1569.753	365.2025

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	83.67271	15
PRESSIONI	11.73546	5.432945	1.631274
CALORE TRASF.	2382.145	2299.007	2465.618
CALORE SCAMBIATO	1120.432	1053.609	2533.12

---

COP	9.580355E-02
REX	.1879277

QA2E	327.9096
WA2	88.20516

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	82.05064	105.6445
PRESSIONI	2.252945	11.73546	41.23058
CONCENTRAZ.	.4541178	.4791178	.5041178
CALORE TRASF.	2382.145	2303.119	2241.667
CALORE SOLUZ.	216.6763	166.3429	126.3389
CALORE SCAMBIATO	2369.105	1484.939	497.298

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	77.05064	20
PRESSIONI	11.73546	4.123057	2.252945
CALORE TRASF.	2382.145	2315.709	2453.852
CALORE SCAMBIATO	1134.397	1067.418	2511.711

---

COP	.1366485
REX	.2568515

QA2E	466.3909
------	----------

WA2

106.8574

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	73.65389	89.89026
PRESSIONI	3.052253	11.73546	28.53581
CONCENTRAZ.	.4958828	.5208827	.5458828
CALORE TRASF.	2382.145	2324.193	2283.108
CALORE SOLUZ.	138.4831	104.4497	78.03418
CALORE SCAMBIATO	2346.007	1394.393	661.8183

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	68.65389	25
PRESSIONI	11.73546	2.853581	3.052253
CALORE TRASF.	2382.145	2336.595	2442.021
CALORE SCAMBIATO	1152.038	1095.687	2490.237

---

COP	.1865479
REX	.3169868

QA2E	639.0083
WA2	115.8089

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	63.48246	71.93314
PRESSIONI	4.071586	11.73546	17.78591
CONCENTRAZ.	.558236	.583236	.608236
CALORE TRASF.	2382.145	2349.325	2328.473
CALORE SOLUZ.	67.36338	49.81124	36.74851
CALORE SCAMBIATO	2345.385	1299.489	874.5201

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	58.48246	30
PRESSIONI	11.73546	1.778591	4.071586
CALORE TRASF.	2382.145	2361.552	2430.136
CALORE SCAMBIATO	1173.339	1143.994	2468.709

---

COP	.2474247
REX	.3337072

QA2E	861.5188
WA2	106.2244

H2O-LiBr	G1	A1	A2
TEMPERATURE	50	51.53636	51.77311
PRESSIONI	5.368716	11.73546	9.849789
CONCENTRAZ.	.6485306	.6735306	.6985306
CALORE TRASF.	2382.145	2378.427	2377.854

CALORE SOLUZ.	22.7294	17.15668	13.20991
CALORE SCAMBIATO	2394.242	1199.771	1164.143

	E1	E2	C1
TEMPERATURE	50	46.53636	35
PRESSIONI	11.73546	.984979	5.368716
CALORE TRASF.	2382.145	2390.508	2418.205
CALORE SCAMBIATO	1198.312	1224.018	2447.134

---

COP	.3210604
REX	.2209458

QA2E	1162.662
WA2	60.95473

## **11.4 - Impianto di Riscaldamento Solare.**

### **11.4.1 - Descrizione generale.**

Si tratta del programma denominato ADIR.S e già descritto nel Capitolo 9, ed in particolare in 9.5.2, il cui schema a blocchi è disegnato in figura 9.6; esso consente di simulare il funzionamento di un impianto di riscaldamento alimentato da energia solare. A partire dai dati astronomici e meteorologici del sito in esame, il programma calcola la radiazione solare totale incidente sui pannelli solari e, tramite le curve di rendimento di questi, la quantità di calore accumulata.

Introdotti i carichi termici dell'edificio in esame e scelto il tipo di elemento terminale dell'impianto (ventilconvettori o radiatori) il programma consente di valutare la percentuale del carico termico dell'edificio ricopribile mediante energia solare, nel corso di tutto il periodo di riscaldamento.

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento con ventilconvettori quali elementi terminali e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

## 11.4.2 - Listato del Programma.

```

CLS
COLOR 14
CONST I = 1353      'costante di incidenza solare fuori atmosfera W/m^2
CONST pi = 3.1416
fif = 0
LET X = pi / 180    'fattore di conversione gradi-radiani
3010 INPUT "mese ", m$
LET m = 0
IF m$ = "gennaio" THEN LET m = 1
IF m$ = "febbraio" THEN LET m = 2
IF m$ = "marzo" THEN LET m = 3
IF m$ = "aprile" THEN LET m = 4
IF m$ = "maggio" THEN LET m = 5
IF m$ = "giugno" THEN LET m = 6
IF m$ = "luglio" THEN LET m = 7
IF m$ = "agosto" THEN LET m = 8
IF m$ = "settembre" THEN LET m = 9
IF m$ = "ottobre" THEN LET m = 10
IF m$ = "novembre" THEN LET m = 11
IF m$ = "dicembre" THEN LET m = 12
numm = m
IF m = 0 THEN PRINT "-!! ribatti il nome corretto del mese !!-"
IF m = 0 THEN 3010
PRINT "il mese selezionato "; m$; " vuoi cambiare ? "
INPUT "(S/N) (N) ", CS
IF CS = "s" THEN 3010
IF CS = "S" THEN 3010
3020 PRINT "immetti il giorno del mese di "; m$;
INPUT " ", g
g = 16
IF g > 31 THEN 3020
'calcolo dei giorni a partire dall' inizio dell' anno
LET Ga = 30 * (m - 1) + g
LPRINT "E' stato selezionato il giorno "; g; " del mese di "; m$
3030 INPUT "immetti la latitudine del luogo ", lat
LPRINT "La latitudine del luogo "; lat; "gradi"
IF lat > 90 THEN PRINT "!! valore della latitudine non possibile !!"
IF lat > 90 THEN 3030
'lat = 43

'calcolo della declinazione solare media in gradi
IF m = 2 THEN zz = 15 ELSE zz = 16
LET dec = 23.45 * (SIN(X * 360 * (284 + ((m - 1) * 30 + zz)) / 365))
'calcolo dell' angolo orario
LET ang = -(TAN(X * lat)) * (TAN(X * dec))
IF ang < 0 THEN 3031 ELSE 3032
3031 LET wa = (pi + (ATN((SQR(1 - (ang ^ 2)) / ang)))) / X
GOTO 3033

3032 LET wa = ABS(ATN((SQR(1 - (ang ^ 2)) / ang)) / X
3033 LET R = 1 + (.033 * COS(2 * pi * Ga / 365))
'calcolo della radiazione giornaliera extraterrestre; W/m2
LET ho = ABS((24 / pi) * I * R * ((COS(lat * X) * COS(dec * X) * SIN(wa * X))
'calcolo delle ore teoriche di soleggiamento;
LET N = ABS(FIX(2 * wa / 15))
LET nn = ABS(2 * wa / 15)
COLOR 1
PRINT "La radiazione extraterrestre per "; m$; " pari a"; I * R; "W/m^2"
PRINT "La radiazione giornaliera fatta su media "
mensile su superficie orizzontale fuori dell'atmosfera "; ho; "W/m^2"
COLOR 2
LET Nvero = ABS(2 * wa / 15)
LET A = .24
LET B = .457

```

```

IF m = 1 THEN LET N1 = 3.349
IF m = 2 THEN LET N1 = 4.052
IF m = 3 THEN LET N1 = 4.748
IF m = 4 THEN LET N1 = 5.296
IF m = 5 THEN LET N1 = 6.973
IF m = 6 THEN LET N1 = 8.333
IF m = 7 THEN LET N1 = 9.838
IF m = 8 THEN LET N1 = 8.563
IF m = 9 THEN LET N1 = 7.133
IF m = 10 THEN LET N1 = 5.554
IF m = 11 THEN LET N1 = 3.678
IF m = 12 THEN LET N1 = 3.127

```

'TEMPERATURE MINIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tmi = -.3
IF m = 2 THEN LET Tmi = -1
IF m = 3 THEN LET Tmi = 3
IF m = 4 THEN LET Tmi = 5.8
IF m = 5 THEN LET Tmi = 9.4
IF m = 6 THEN LET Tmi = 13.4
IF m = 7 THEN LET Tmi = 15.4
IF m = 8 THEN LET Tmi = 15.35
IF m = 9 THEN LET Tmi = 13
IF m = 10 THEN LET Tmi = 8
IF m = 11 THEN LET Tmi = 3.9
IF m = 12 THEN LET Tmi = 3.3

```

'TEMPERATURE MASSIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tma = 7.4
IF m = 2 THEN LET Tma = 7.2
IF m = 3 THEN LET Tma = 13.9
IF m = 4 THEN LET Tma = 17.9
IF m = 5 THEN LET Tma = 21.9
IF m = 6 THEN LET Tma = 26.2
IF m = 7 THEN LET Tma = 29.4
IF m = 8 THEN LET Tma = 29.1
IF m = 9 THEN LET Tma = 25.4
IF m = 10 THEN LET Tma = 19.4
IF m = 11 THEN LET Tma = 12.5
IF m = 12 THEN LET Tma = 10.1

```

'Coefficienti dell' andamento del rendimento dei collettori eta=a0+a1\*t

```

IF m = 10 THEN a1 = -.0154304
IF m = 11 THEN a1 = -.0154304
IF m = 12 THEN a1 = -.0154304
IF m = 1 THEN a1 = -.0174431
IF m = 2 THEN a1 = -.0143282
IF m = 3 THEN a1 = -.0131991
IF m = 4 THEN a1 = -.013373
a0 = .890417

```

'CALCOLO DELLA TEMPERATURA MEDIA NOTTURNA DALLE 20 ALLE 7

```

Tme = (Tmi + Tma) / 2
VT = (Tma - Tmi) / 2
FOR o = 1 TO 7 STEP 1
Tna1 = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme
NEXT o
FOR o = 20 TO 24 STEP 1
Tna2 = ((VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme) / 12
NEXT o
tna = Tna1 + Tna2
'PRINT tna

```

```

'calcolo della radiazione solare a Perugia su superficie orizzontale; W/m2
  LET Ht = ABS(ho * (A + (B * N1 / N)))
      'calcolo angolo orario la funx. gradi=-15*(ora-12)
INPUT "immetti l' angolo di inclinazione del pannello dal terreno ", e
'e = 55
INPUT "immettere l'indice di riflessione del terreno ", j
'j = .25
LPRINT "Angolo di inclinazione del pannello "; e; "gradi"
LPRINT "Indice di riflessione del terreno "; j
flag = 0
FOR o = 6 TO 20 STEP 1
  LET W = 15 * (o - 12)
  LET O1 = ABS(FIX(o - 12))
  LET Kt = Ht / ho
      'calcolo radiazione solare diffusa su superficie orizzontale; W/m2
LET D = Ht * (1.3903 - (4.0273 * (Kt))
      + (5.5315 * (Kt ^ 2)) - (3.108 * (Kt ^ 3)))
      'definizione dei parametri K1 e K2
  IF N = 8 THEN 3100
  IF N = 9 THEN 3200
  IF N = 10 THEN 3300
  IF N = 11 THEN 3400
  IF N = 12 THEN 3500
  IF N = 13 THEN 3600
  IF N = 14 THEN 3700
  IF N = 15 THEN 3800
  IF N = 16 THEN 3900
IF N < 8 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo delle ore di "
      soleggiamento risultato inferiore alle 8 ore "
  IF N < 8 THEN 3100
IF N > 16 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo delle ore di "
      soleggiamento risultato superiore alle 16 ore "
  IF N > 16 THEN 3900

3100 ' calcolo coefficienti andamento orario radiazione diretta e diffusa
  IF O1 = 0 THEN K1 = .195
  IF O1 = 0 THEN K2 = .188
  IF O1 = 1 THEN K1 = .165
  IF O1 = 1 THEN K2 = .16
  IF O1 = 2 THEN K1 = .102
  IF O1 = 2 THEN K2 = .113
  IF O1 = 3 THEN K1 = .032
  IF O1 = 3 THEN K2 = .04
  IF O1 > 3 THEN 3050
  GOTO 4000

3200 IF O1 = 0 THEN K1 = .18
  IF O1 = 0 THEN K2 = .167
  IF O1 = 1 THEN K1 = .158
  IF O1 = 1 THEN K2 = .15
  IF O1 = 2 THEN K1 = .107
  IF O1 = 2 THEN K2 = .113
  IF O1 = 3 THEN K1 = .049
  IF O1 = 3 THEN K2 = .061
  IF O1 > 3 THEN 3050
  GOTO 4000

3300 IF O1 = 0 THEN K1 = .166
  IF O1 = 0 THEN K2 = .157
  IF O1 = 1 THEN K1 = .148
  IF O1 = 1 THEN K2 = .14
  IF O1 = 2 THEN K1 = .108
  IF O1 = 2 THEN K2 = .112
  IF O1 = 3 THEN K1 = .063
  IF O1 = 3 THEN K2 = .072

```

```

IF O1 = 4 THEN K1 = .02
IF O1 = 4 THEN K2 = .027
IF O1 > 4 THEN 3050
GOTO 4000
3400 IF O1 = 0 THEN K1 = .153
IF O1 = 0 THEN K2 = .14
IF O1 = 1 THEN K1 = .138
IF O1 = 1 THEN K2 = .13
IF O1 = 2 THEN K1 = .109
IF O1 = 2 THEN K2 = .109
IF O1 = 3 THEN K1 = .072
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .032
IF O1 = 4 THEN K2 = .004
IF O1 = 5 THEN K1 = .007
IF O1 = 5 THEN K2 = 0
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3500 IF O1 = 0 THEN K1 = .141
IF O1 = 0 THEN K2 = .13
IF O1 = 1 THEN K1 = .129
IF O1 = 1 THEN K2 = .12
IF O1 = 2 THEN K1 = .105
IF O1 = 2 THEN K2 = .105
IF O1 = 3 THEN K1 = .077
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .04
IF O1 = 4 THEN K2 = .03
IF O1 = 5 THEN K1 = .012
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3600 IF O1 = 0 THEN K1 = .134
IF O1 = 0 THEN K2 = .121
IF O1 = 1 THEN K1 = .121
IF O1 = 1 THEN K2 = .114
IF O1 = 2 THEN K1 = .102
IF O1 = 2 THEN K2 = .1
IF O1 = 3 THEN K1 = .078
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .044
IF O1 = 4 THEN K2 = .056
IF O1 = 5 THEN K1 = .02
IF O1 = 5 THEN K2 = .027
IF O1 = 6 THEN K1 = .002
IF O1 = 6 THEN K2 = .0021
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3700 IF O1 = 0 THEN K1 = .123
IF O1 = 0 THEN K2 = .116
IF O1 = 1 THEN K1 = .116
IF O1 = 1 THEN K2 = .108
IF O1 = 2 THEN K1 = .1
IF O1 = 2 THEN K2 = .097
IF O1 = 3 THEN K1 = .079
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .051
IF O1 = 4 THEN K2 = .06
IF O1 = 5 THEN K1 = .027
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 = 6 THEN K1 = .038
IF O1 = 6 THEN K2 = .013
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3800 IF O1 = 0 THEN K1 = .118

```

```

IF O1 = 0 THEN K2 = .11
IF O1 = 1 THEN K1 = .11
IF O1 = 1 THEN K2 = .103
IF O1 = 2 THEN K1 = .095
IF O1 = 2 THEN K2 = .093
IF O1 = 3 THEN K1 = .08
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .057
IF O1 = 4 THEN K2 = .061
IF O1 = 5 THEN K1 = .033
IF O1 = 5 THEN K2 = .041
IF O1 = 6 THEN K1 = .015
IF O1 = 6 THEN K2 = .02
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3900 IF O1 = 0 THEN K1 = .11
IF O1 = 0 THEN K2 = .104
IF O1 = 1 THEN K1 = .105
IF O1 = 1 THEN K2 = .098
IF O1 = 2 THEN K1 = .095
IF O1 = 2 THEN K2 = .009
IF O1 = 3 THEN K1 = .079
IF O1 = 3 THEN K2 = .078
IF O1 = 4 THEN K1 = .058
IF O1 = 4 THEN K2 = .06
IF O1 = 5 THEN K1 = .04
IF O1 = 5 THEN K2 = .043
IF O1 = 6 THEN K1 = .02
IF O1 = 6 THEN K2 = .027
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
4000 'calcolo andamento orario radiazione diretta e diffusa; W/m2
LET Idir = D * K2
LET Rd = (K1 * Ht) - (K2 * D)
LET Rd = (((COS((lat - e) * X)) * (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) +
+ ((SIN((lat - e) * X)) * (SIN(X * dec)))) / (((COS(X * lat)) *
+ (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) +
- ((SIN(X * lat)) * (SIN(dec * X))))
' calcolo andamento orario radiazione totale; W/m2
htot = (Idir * Rd) + (Idif * ((1 + COS(e * X) / 2)) +
+ (j * (Idir + Idif) * ((1 - COS(X * e)) / 2)))
tt = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme
sum1 = (sum1 + tt)
IF flag = 0 THEN 3045 ELSE 3048
3045 COLOR 3
PRINT "La lunghezza del giorno pari a"; 3600 * N; "sec."
COLOR 4

flag = 1
3048 COLOR 5
'CALCOLO RADIAZIONE MEDIA GIORNALIERA
sum = (sum + htot

IF o = 8 THEN q78 = htot
IF o = 9 THEN q89 = htot
IF o = 10 THEN q910 = htot
IF o = 11 THEN q1011 = htot
IF o = 12 THEN q1112 = htot
IF o = 13 THEN q1213 = htot
IF o = 14 THEN q1314 = htot
IF o = 15 THEN q1415 = htot
IF o = 16 THEN q1516 = htot
IF o = 17 THEN q1617 = htot
IF o = 18 THEN q1718 = htot

```

```

        IF o = 19 THEN ql819 = htot
        IF o = 20 THEN ql920 = htot

cont = cont + 1
IF fif = 0 THEN PRINT "ora", "Radiazione totale", "Temperatura esterna"
IF fif = 0 THEN LPRINT "ora", "Radiazione totale", "Temperatura esterna"
fif = 1
IF fif = 1 THEN PRINT o, htot, tt
IF fif = 1 THEN LPRINT o, htot, tt
IF o = 12 THEN LET Hmg = htot

3050 NEXT o
3051 Hrg = sum / (N + 1)
    tga = sum1 / (cont + 1)
    COLOR 6
    PRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
    PRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
    PRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
    LPRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
    LPRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
    LPRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
    COLOR 8
    INPUT "Area di captazione [m^2] ", ac
    LPRINT "Area di captazione [m^2] ", ac; ""
    'ac = 600
    PRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;[DEFAULT] vuoi il c
    LPRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;[DEFAULT] vuoi il
    INPUT " ", Ts
    IF Ts = "T" THEN 3053 ELSE 3052
3052 IF Ts = "t" THEN 3053 ELSE 3055
3053 INPUT "Temperatura media mensile ", TE
    GOTO 3056
3055 TE = tga
3056

        CALCOLO TEMPERATURA INIZIO CAPTAZIONE
    INPUT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
    LPRINT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
    'uass = .39
    cp = 4186
    INPUT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
    LPRINT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
    'vol = 50
    INPUT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
    LPRINT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
    sac = 6 * vol ^ (2 / 3)
    uas = uass * sac

    tic = -(43200 / (vol * 1000 * cp)) * (tis - tna) * uas + tis
    PRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"
    LPRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"

'LA VARIABILE "numm" STA PER NUMERO MESE
INPUT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per
LPRINT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per

    itz = 8
    flag1 = 0

9000                                FOR hr = itz TO 20
    IF numm = 10 THEN 10000 ELSE 20000
'ottobre
10000    IF hr = 8 THEN lo = 28928
    IF hr = 9 THEN lo = 29130
    IF hr = 10 THEN lo = -70084

```

```

IF hr = 11 THEN lo = -80710
IF hr = 12 THEN lo = -103167
IF hr = 13 THEN lo = -112543
IF hr = 14 THEN lo = -181153
IF hr = 15 THEN lo = -122791
IF hr = 16 THEN lo = -92719
IF hr = 17 THEN lo = -35754
IF hr = 18 THEN lo = -14328
IF hr = 19 THEN lo = 10967
IF hr = 20 THEN lo = 40602
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
20000 IF numm = 11 THEN 30000 ELSE 40000
'novembre
30000 IF hr = 8 THEN lo = 189425
IF hr = 9 THEN lo = 110469
IF hr = 10 THEN lo = 80549
IF hr = 11 THEN lo = 70265
IF hr = 12 THEN lo = 20042
IF hr = 13 THEN lo = 19553
IF hr = 14 THEN lo = 33007
IF hr = 15 THEN lo = 71303
IF hr = 16 THEN lo = 93001
IF hr = 17 THEN lo = 126293
IF hr = 18 THEN lo = 142391
IF hr = 19 THEN lo = 164943
IF hr = 20 THEN lo = 189791
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
40000 IF numm = 12 THEN 50000 ELSE 60000
'dicembre
50000 IF hr = 8 THEN lo = 326862
IF hr = 9 THEN lo = 224608
IF hr = 10 THEN lo = 190217
IF hr = 11 THEN lo = 178348
IF hr = 12 THEN lo = 172870
IF hr = 13 THEN lo = 158759
IF hr = 14 THEN lo = 151686
IF hr = 15 THEN lo = 168707
IF hr = 16 THEN lo = 208650
IF hr = 17 THEN lo = 239835
IF hr = 18 THEN lo = 253633
IF hr = 19 THEN lo = 269285
IF hr = 20 THEN lo = 295536
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
60000 IF numm = 1 THEN GOTO 70000 ELSE GOTO 80000
'gennaio
70000 IF hr = 8 THEN lo = 375343
IF hr = 9 THEN lo = 270804
IF hr = 10 THEN lo = 233334
IF hr = 11 THEN lo = 219430
IF hr = 12 THEN lo = 209647
IF hr = 13 THEN lo = 182422
IF hr = 14 THEN lo = 189472
IF hr = 15 THEN lo = 221073
IF hr = 16 THEN lo = 251737
IF hr = 17 THEN lo = 285449
IF hr = 18 THEN lo = 298801
IF hr = 19 THEN lo = 314698
IF hr = 20 THEN lo = 334969
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
80000 IF numm = 2 THEN GOTO 90000 ELSE GOTO 91000

```

```

'febraio
90000  IF hr = 8 THEN lo = 236331
      IF hr = 9 THEN lo = 173366
      IF hr = 10 THEN lo = 153167
      IF hr = 11 THEN lo = 149519
      IF hr = 12 THEN lo = 122225
      IF hr = 13 THEN lo = 122646
      IF hr = 14 THEN lo = 113272
      IF hr = 15 THEN lo = 120880
      IF hr = 16 THEN lo = 129807
      IF hr = 17 THEN lo = 206164
      IF hr = 18 THEN lo = 221813
      IF hr = 19 THEN lo = 242065
      IF hr = 20 THEN lo = 246616
      ctm = (ctm + lo)
      GOTO 100000

91000  IF numm = 3 THEN GOTO 92000 ELSE GOTO 93000
'marzo
92000  IF hr = 8 THEN lo = 192239
      IF hr = 9 THEN lo = 125015
      IF hr = 10 THEN lo = 94769
      IF hr = 11 THEN lo = 82734
      IF hr = 12 THEN lo = 80320
      IF hr = 13 THEN lo = 19828
      IF hr = 14 THEN lo = 20681
      IF hr = 15 THEN lo = 47784
      IF hr = 16 THEN lo = 90737
      IF hr = 17 THEN lo = 98487
      IF hr = 18 THEN lo = 142391
      IF hr = 19 THEN lo = 166797
      IF hr = 20 THEN lo = 194391
      ctm = (ctm + lo)
      GOTO 100000

'aprile
93000  IF hr = 8 THEN lo = 92474
      IF hr = 9 THEN lo = 51410
      IF hr = 10 THEN lo = 22631
      IF hr = 11 THEN lo = 7904
      IF hr = 12 THEN lo = -5199
      IF hr = 13 THEN lo = -62872
      IF hr = 14 THEN lo = -60830
      IF hr = 15 THEN lo = -36210
      IF hr = 16 THEN lo = 4393
      IF hr = 17 THEN lo = 24820
      IF hr = 18 THEN lo = 45072
      IF hr = 19 THEN lo = 101134
      IF hr = 20 THEN lo = 132883
      ctm = (ctm + lo)
      ' Da Kcal/h a Watt
100000 IF lo < 0 THEN l = 0
      IF lo > 0 THEN l = lo * 1.163 * 1.15 * per

```

CALCOLO            TEMPERATURE SERBATOIO

```

IF hr = 8 THEN tsv = tic
IF hr = 8 THEN qq = q89
  IF hr = 9 THEN qq = q910
IF hr = 10 THEN qq = q1011
IF hr = 11 THEN qq = q1112
IF hr = 12 THEN qq = q1213
IF hr = 13 THEN qq = q1314

```

```

IF hr = 14 THEN qq = q1415
IF hr = 15 THEN qq = q1516
IF hr = 16 THEN qq = q1617
IF hr = 17 THEN qq = q1718
IF hr = 18 THEN qq = q1819
IF hr = 19 THEN qq = q1920
tt = (VT * SIN(3.14 * ((hr / 12) + 1.25))) + Tme
dt = tsv - tt
eta = a0 + (a1 * dt)
IF eta < 0 THEN eta = 0
IF dt < 0 THEN eta = .89
tsu = tsv + (3600 / (vol * 1000 * cp)) * ((eta * ac * qq) -
- 1 - (uas * (tsv - 10)))

IF per = 0 THEN GOTO 102000 ELSE
101000 IF tsu < 45 THEN GOTO 110000
102000 tsv = tsu

IF hr = 8 THEN t8 = tsu
IF hr = 9 THEN t9 = tsu
IF hr = 10 THEN t10 = tsu
IF hr = 11 THEN t11 = tsu
IF hr = 12 THEN t12 = tsu
IF hr = 13 THEN t13 = tsu
IF hr = 14 THEN t14 = tsu
IF hr = 15 THEN t15 = tsu
IF hr = 16 THEN t16 = tsu
IF hr = 17 THEN t17 = tsu
IF hr = 18 THEN t18 = tsu
IF hr = 19 THEN t19 = tsu
IF hr = 20 THEN t20 = tsu

COLOR 3
IF hr = 8 THEN PRINT "ora", "T. serbatoio", " eta", " dt"
IF hr = 8 THEN LPRINT "ora", "T. serbatoio", " eta", " dt"
COLOR 5
PRINT hr, tsu, eta, dt
LPRINT hr, tsu, eta, dt
NEXT hr

PRINT "Temperatura media del serbatoio = "; (t8 + t9 + t10 + t11 +
+ t12 + t13 + t14 + t15 + t16 + t17 + t18 + t19 + t20) / 13
LPRINT "Temperatura media del serbatoio = "; (t8 + t9 + t10 +
+ t11 + t12 + t13 + t14 + t15 + t16 + t17 + t18 + t19 + t20) / 13

END
110000 PRINT "L' interruzione del funzionamento avvenuta alle ore "; hr
LPRINT "L' interruzione del funzionamento avvenuta alle ore "; hr
itz = hr
per = 0
tsv = 50
GOTO 9000

END

```

### 11.4.3 - Risultati Principali.

E' stato selezionato il giorno 16 del mese di novembre

La latitudine del luogo 43 gradi

Angolo di inclinazione del pannello 55 gradi

Indice di riflessione del terreno .25

ora	Radiazione totale	Temperatura esterna
9	167.5008	8.186304
10	349.3254	9.299135
11	505.675	10.33714
12	571.3401	11.22964
13	505.675	11.91589
14	349.3254	12.34917
15	167.5008	12.49997

Temp. media durante le ore di soleggiamento 9.477156

Temp. media durante le ore notturne 6.470405

La radiazione media giornaliera di 261.6342 W/m<sup>2</sup>

Area di captazione [m<sup>2</sup>] 600

[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;[DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?

Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie .39

Volume serbatoio di accumulo 50

Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne

55

La temperatura di inizio captazione pari a 54.68188 °C

Percentuale del carico termico da prelevare 1

ora	T. serbatoio	eta	dt
8	50.56921	.1558145	47.60748
9	48.85814	.2364317	42.38291
10	48.44517	.2800058	39.559
11	48.59077	.3023948	38.10803
12	49.74687	.3139198	37.36113
13	50.38092	.3066699	37.83097
14	50.12432	.3035718	38.03175
15	48.46212	.3098582	37.62435
16	46.30167	.3333164	36.10409

L' interruzione del funzionamento avvenuta alle ore 17

17	49.97815	.303028	38.06699
18	49.95631	.2928855	38.7243
19	49.93448	.2795347	39.58953
20	49.91267	.2639076	40.60228

Temperatura media del serbatoio = 49.32775

## **11.5 - Impianto di Riscaldamento Solare Assistito da Pompa di Calore a Compressione.**

### **11.5.1 - Descrizione generale.**

Si tratta del programma denominato PDC.S e già descritto nel capitolo 9, ed in particolare in 9.5.3, il cui schema a blocchi è disegnato in figura 9.6; esso consente di simulare il funzionamento di un impianto di riscaldamento solare assistito da una pompa di calore a compressione, operante con diversi refrigeranti.

A partire dai dati astronomici e meteorologici del sito in esame, il programma calcola la radiazione solare totale incidente sui pannelli solari e, tramite le curve di rendimento di questi, la quantità di calore accumulata.

Si introducono i carichi termici dell'edificio in esame e, scelto il tipo di elemento terminale dell'impianto (ventilconvettori o radiatori), il programma consente di valutare le prestazioni di una pompa di calore a compressione alimentata dal serbatoio di accumulo dell'impianto solare. Viene quindi calcolata la percentuale del carico termico dell'edificio ricopribile mediante il sistema pannelli solari - pompa di calore nel corso di tutto il periodo di riscaldamento.

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento con ventilconvettori quali elementi terminali e con R134a quale refrigerante e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

## 11.5.2 - Listato del Programma.

```

CLS
COLOR 14
CONST I = 1353      'costante di incidenza solare fuori atmosfera W/m^2
CONST pi = 3.1416
fif = 0
LET X = pi / 180    'fattore di conversione gradi-radianti
3010 INPUT "mese ", m$
  LET m = 0
  IF m$ = "gennaio" THEN LET m = 1
  IF m$ = "febbraio" THEN LET m = 2
  IF m$ = "marzo" THEN LET m = 3
  IF m$ = "aprile" THEN LET m = 4
  IF m$ = "maggio" THEN LET m = 5
  IF m$ = "giugno" THEN LET m = 6
  IF m$ = "luglio" THEN LET m = 7
  IF m$ = "agosto" THEN LET m = 8
  IF m$ = "settembre" THEN LET m = 9
  IF m$ = "ottobre" THEN LET m = 10
  IF m$ = "novembre" THEN LET m = 11
  IF m$ = "dicembre" THEN LET m = 12
  numm = m
  IF m = 0 THEN PRINT "-!! ribatti il nome corretto del mese !!-"
  IF m = 0 THEN 3010
  PRINT "il mese selezionato "; m$; " vuoi cambiare ? "
  INPUT "(S/N) (N) ", CS
  IF CS = "s" THEN 3010
  IF CS = "S" THEN 3010
3020 PRINT "immetti il giorno del mese di "; m$;
  INPUT " ", g
  g = 16
  IF g > 31 THEN 3020
    'calcolo dei giorni a partire dall' inizio dell' anno
    LET Ga = 30 * (m - 1) + g
    LPRINT "E' stato selezionato il giorno "; g; " del mese di "; m$
3030 INPUT "immetti la latitudine del luogo ", lat
    LPRINT "La latitudine del luogo "; lat; "gradi"
    'IF lat > 90 THEN PRINT "!! valore della latitudine non possibile !!"
    'IF lat > 90 THEN 3030
    'lat = 43
    'calcolo della declinazione solare media in gradi
    IF m = 2 THEN zz = 15 ELSE zz = 16
    LET dec = 23.45 * (SIN(X * 360 * ((m - 1) * 30 + zz)) / 365))
    'calcolo dell' angolo orario
    LET ang = -(TAN(X * lat)) * (TAN(X * dec))
    IF ang < 0 THEN 3031 ELSE 3032
3031 LET wa = (pi + (ATN((SQR(1 - (ang ^ 2)) / ang)))) / X
    GOTO 3033

3032 LET wa = ABS(ATN((SQR(1 - (ang ^ 2))) / ang)) / X
3033 LET R = 1 + (.033 * COS(2 * pi * Ga / 365))
    'calcolo della radiazione giornaliera extraterrestre; W/m2
    LET ho = ABS((24 / pi) * I * R * ((COS(lat * X) * COS(dec * X)) *
    * SIN(wa * X)) + ((2 * pi * wa / 360) * SIN(lat * X) *
    * SIN(dec * X))))
    'calcolo delle ore teoriche di soleggiamento;
    LET N = ABS(FIX(2 * wa / 15))
    LET nn = ABS(2 * wa / 15)
    COLOR 1
    PRINT "La radiazione extraterrestre per "; m$; " pari a"; I * R; "W/m^2"
    PRINT "La radiazione giornaliera fatta su media mensile su superficie "
    "orizzontale fuori dell'atmosfera "; ho; "W/m^2"
    COLOR 2
    LET Nvero = ABS(2 * wa / 15)
    LET A = .24

```

```

LET B = .457
IF m = 1 THEN LET N1 = 3.349
IF m = 2 THEN LET N1 = 4.052
IF m = 3 THEN LET N1 = 4.748
IF m = 4 THEN LET N1 = 5.296
IF m = 5 THEN LET N1 = 6.973
IF m = 6 THEN LET N1 = 8.333
IF m = 7 THEN LET N1 = 9.838
IF m = 8 THEN LET N1 = 8.563
IF m = 9 THEN LET N1 = 7.133
IF m = 10 THEN LET N1 = 5.554
IF m = 11 THEN LET N1 = 3.678
IF m = 12 THEN LET N1 = 3.127

```

'TEMPERATURE MINIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tmi = -.3
IF m = 2 THEN LET Tmi = -1
IF m = 3 THEN LET Tmi = 3
IF m = 4 THEN LET Tmi = 5.8
IF m = 5 THEN LET Tmi = 9.4
IF m = 6 THEN LET Tmi = 13.4
IF m = 7 THEN LET Tmi = 15.4
IF m = 8 THEN LET Tmi = 15.35
IF m = 9 THEN LET Tmi = 13
IF m = 10 THEN LET Tmi = 8
IF m = 11 THEN LET Tmi = 3.9
IF m = 12 THEN LET Tmi = 3.3

```

'TEMPERATURE MASSIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tma = 7.4
IF m = 2 THEN LET Tma = 7.2
IF m = 3 THEN LET Tma = 13.9
IF m = 4 THEN LET Tma = 17.9
IF m = 5 THEN LET Tma = 21.9
IF m = 6 THEN LET Tma = 26.2
IF m = 7 THEN LET Tma = 29.4
IF m = 8 THEN LET Tma = 29.1
IF m = 9 THEN LET Tma = 25.4
IF m = 10 THEN LET Tma = 19.4
IF m = 11 THEN LET Tma = 12.5
IF m = 12 THEN LET Tma = 10.1

```

'Coefficienti del rendimento dei collettori  $\eta = a_0 + a_1 t$

```

IF m = 10 THEN a1 = -.0154304
IF m = 11 THEN a1 = -.0154304
IF m = 12 THEN a1 = -.0154304
IF m = 1 THEN a1 = -.0174431
IF m = 2 THEN a1 = -.0143282
IF m = 3 THEN a1 = -.0131991
IF m = 4 THEN a1 = -.013373
a0 = .890417

```

'CALCOLO DELLA TEMPERATURA MEDIA NOTTURNA DALLE 20 ALLE 7

```

Tme = (Tmi + Tma) / 2
VT = (Tma - Tmi) / 2
FOR o = 1 TO 7 STEP 1
Tna1 = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme
NEXT o
FOR o = 20 TO 24 STEP 1
Tna2 = ((VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme) / 12
NEXT o
tna = Tna1 + Tna2
PRINT tna

```

```

'calcolo della radiazione solare a Perugia su superficie orizzontale; W/m2
LET Ht = ABS(ho * (A + (B * N1 / N)))
      'calcolo angolo orario la funx. gradi=-15*(ora-12)
INPUT 'immetti l' angolo di inclinazione del pannello dal terreno ", e
'e = 55
INPUT 'immettere l'indice di riflessione del terreno ", j
'j = .25
LPRINT "Angolo di inclinazione del pannello "; e; "gradi"
LPRINT "Indice di riflessione del terreno "; j
flag = 0
FOR o = 6 TO 20 STEP 1
LET w = 15 * (o - 12)
LET O1 = ABS(FIX(o - 12))
LET Kt = Ht / ho
      'calcolo radiazione solare diffusa su superficie orizzontale; W/m2
LET D = Ht * (1.3903 - (4.0273 * (Kt)) + (5.5315 * (Kt ^ 2)) -
      - (3.108 * (Kt ^ 3)))
      'definizione dei parametri K1 e K2

IF N = 8 THEN 3100
IF N = 9 THEN 3200
IF N = 10 THEN 3300
IF N = 11 THEN 3400
IF N = 12 THEN 3500
IF N = 13 THEN 3600
IF N = 14 THEN 3700
IF N = 15 THEN 3800
IF N = 16 THEN 3900
IF N < 8 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo delle ore di "
      soleggiamento risultato inferiore alle 8 ore "
IF N < 8 THEN 3100
IF N > 16 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo delle ore di "
      soleggiamento risultato superiore alle 16 ore "
IF N > 16 THEN 3900

3100 'calcolo coefficienti andamento orario radiazione diretta e diffusa
IF O1 = 0 THEN K1 = .195
IF O1 = 0 THEN K2 = .188
IF O1 = 1 THEN K1 = .165
IF O1 = 1 THEN K2 = .16
IF O1 = 2 THEN K1 = .102
IF O1 = 2 THEN K2 = .113
IF O1 = 3 THEN K1 = .032
IF O1 = 3 THEN K2 = .04
IF O1 > 3 THEN 3050
GOTO 4000

3200 IF O1 = 0 THEN K1 = .18
IF O1 = 0 THEN K2 = .167
IF O1 = 1 THEN K1 = .158
IF O1 = 1 THEN K2 = .15
IF O1 = 2 THEN K1 = .107
IF O1 = 2 THEN K2 = .113
IF O1 = 3 THEN K1 = .049
IF O1 = 3 THEN K2 = .061
IF O1 > 3 THEN 3050
GOTO 4000

3300 IF O1 = 0 THEN K1 = .166
IF O1 = 0 THEN K2 = .157
IF O1 = 1 THEN K1 = .148
IF O1 = 1 THEN K2 = .14
IF O1 = 2 THEN K1 = .108
IF O1 = 2 THEN K2 = .112
IF O1 = 3 THEN K1 = .063

```

```

IF O1 = 3 THEN K2 = .072
IF O1 = 4 THEN K1 = .02
IF O1 = 4 THEN K2 = .027
IF O1 > 4 THEN 3050
GOTO 4000
3400 IF O1 = 0 THEN K1 = .153
IF O1 = 0 THEN K2 = .14
IF O1 = 1 THEN K1 = .138
IF O1 = 1 THEN K2 = .13
IF O1 = 2 THEN K1 = .109
IF O1 = 2 THEN K2 = .109
IF O1 = 3 THEN K1 = .072
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .032
IF O1 = 4 THEN K2 = .004
IF O1 = 5 THEN K1 = .007
IF O1 = 5 THEN K2 = 0
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3500 IF O1 = 0 THEN K1 = .141
IF O1 = 0 THEN K2 = .13
IF O1 = 1 THEN K1 = .129
IF O1 = 1 THEN K2 = .12
IF O1 = 2 THEN K1 = .105
IF O1 = 2 THEN K2 = .105
IF O1 = 3 THEN K1 = .077
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .04
IF O1 = 4 THEN K2 = .03
IF O1 = 5 THEN K1 = .012
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3600 IF O1 = 0 THEN K1 = .134
IF O1 = 0 THEN K2 = .121
IF O1 = 1 THEN K1 = .121
IF O1 = 1 THEN K2 = .114
IF O1 = 2 THEN K1 = .102
IF O1 = 2 THEN K2 = .1
IF O1 = 3 THEN K1 = .078
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .044
IF O1 = 4 THEN K2 = .056
IF O1 = 5 THEN K1 = .02
IF O1 = 5 THEN K2 = .027
IF O1 = 6 THEN K1 = .002
IF O1 = 6 THEN K2 = .0021
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3700 IF O1 = 0 THEN K1 = .123
IF O1 = 0 THEN K2 = .116
IF O1 = 1 THEN K1 = .116
IF O1 = 1 THEN K2 = .108
IF O1 = 2 THEN K1 = .1
IF O1 = 2 THEN K2 = .097
IF O1 = 3 THEN K1 = .079
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .051
IF O1 = 4 THEN K2 = .06
IF O1 = 5 THEN K1 = .027
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 = 6 THEN K1 = .038
IF O1 = 6 THEN K2 = .013
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000

```

```

3800 IF O1 = 0 THEN K1 = .118
      IF O1 = 0 THEN K2 = .11
      IF O1 = 1 THEN K1 = .11
      IF O1 = 1 THEN K2 = .103
      IF O1 = 2 THEN K1 = .095
      IF O1 = 2 THEN K2 = .093
      IF O1 = 3 THEN K1 = .08
      IF O1 = 3 THEN K2 = .079
      IF O1 = 4 THEN K1 = .057
      IF O1 = 4 THEN K2 = .061
      IF O1 = 5 THEN K1 = .033
      IF O1 = 5 THEN K2 = .041
      IF O1 = 6 THEN K1 = .015
      IF O1 = 6 THEN K2 = .02
      IF O1 > 5 THEN 3050
      GOTO 4000
3900 IF O1 = 0 THEN K1 = .11
      IF O1 = 0 THEN K2 = .104
      IF O1 = 1 THEN K1 = .105
      IF O1 = 1 THEN K2 = .098
      IF O1 = 2 THEN K1 = .095
      IF O1 = 2 THEN K2 = .009
      IF O1 = 3 THEN K1 = .079
      IF O1 = 3 THEN K2 = .078
      IF O1 = 4 THEN K1 = .058
      IF O1 = 4 THEN K2 = .06
      IF O1 = 5 THEN K1 = .04
      IF O1 = 5 THEN K2 = .043
      IF O1 = 6 THEN K1 = .02
      IF O1 = 6 THEN K2 = .027
      IF O1 > 5 THEN 3050
      GOTO 4000
4000 'calcolo andamento orario radiazione diretta e diffusa; W/m2
      LET Idif = D * K2
      LET Idir = (K1 * Ht) - (K2 * D)
      LET Rd = (((COS((lat - e) * X)) * (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) +
                ((SIN((lat - e) * X)) * (SIN(X * dec)))) / (((COS(X * lat))) +
                (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) +
                ((SIN(X * lat)) * (SIN(dec * X))))
      'calcolo andamento orario radiazione totale; W/m2
      htot = (Idir * Rd) + (Idif * ((1 + COS(e * X) / 2)) + (j * (Idir + Idif
      tt = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + Tme
      suml = (suml + tt)
      IF flag = 0 THEN 3045 ELSE 3048
3045 COLOR 3
      PRINT "La lunghezza del giorno pari a"; 3600 * N; "sec."
      COLOR 4

      flag = 1
3048 COLOR 5
      'CALCOLO RADIAZIONE MEDIA GIORNALIERA
      sum = (sum + htot

      IF o = 8 THEN q78 = htot
      IF o = 9 THEN q89 = htot
      IF o = 10 THEN q910 = htot
      IF o = 11 THEN q1011 = htot
      IF o = 12 THEN q1112 = htot
      IF o = 13 THEN q1213 = htot
      IF o = 14 THEN q1314 = htot
      IF o = 15 THEN q1415 = htot
      IF o = 16 THEN q1516 = htot
      IF o = 17 THEN q1617 = htot
      IF o = 18 THEN q1718 = htot

```

```

        IF o = 19 THEN q1819 = htot
        IF o = 20 THEN q1920 = htot

cont = cont + 1
IF fif = 0 THEN PRINT "ora", "Radiazione totale", "Temperatura esterna"
IF fif = 0 THEN LPRINT "ora", "Radiazione totale", "Temperatura esterna"
fif = 1
IF fif = 1 THEN PRINT o, htot, tt
IF fif = 1 THEN LPRINT o, htot, tt
IF o = 12 THEN LET Hmg = htot

3050 NEXT o
3051 Hrg = sum / (N + 1)
      tga = sum1 / (cont + 1)
      COLOR 6
      PRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
      PRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
      PRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
      LPRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
      LPRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
      LPRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
      COLOR 8
      INPUT "Area di captazione [m^2] ", ac
      LPRINT "Area di captazione [m^2] ", ac; ""
      'ac = 600
      PRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;"
      [DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?"
      LPRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;"
      [DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?"
      INPUT " ", TS
      IF TS = "T" THEN 3053 ELSE 3052
3052 IF TS = "t" THEN 3053 ELSE 3055
3053 INPUT "Temperatura media mensile ", TE
      GOTO 3056
3055 TE = tga
3056

          CALCOLO TEMPERATURA INIZIO CAPTAZIONE
INPUT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
LPRINT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
      uass = .39
      CP = 4186
      INPUT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
      LPRINT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
      'vol = 50
INPUT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
LPRINT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
      sac = 6 * vol * (2 / 3)
      uas = uass * sac

      tic = -(43200 / (vol * 1000 * CP)) * (tis - tna) * uas + tis
      PRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"
      LPRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"

'LA VARIABILE "numm" STA PER NUMERO MESE
INPUT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per
LPRINT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per

      itz = 8
      flag1 = 0

9000          FOR hr = itz TO 20
              IF numm = 10 THEN 10000 ELSE 20000
'ottobre
10000      IF hr = 8 THEN lo = 28928

```

```

IF hr = 9 THEN lo = 29130
IF hr = 10 THEN lo = -70084
IF hr = 11 THEN lo = -80710
IF hr = 12 THEN lo = -103167
IF hr = 13 THEN lo = -112543
IF hr = 14 THEN lo = -181153
IF hr = 15 THEN lo = -122791
IF hr = 16 THEN lo = -92719
IF hr = 17 THEN lo = -35754
IF hr = 18 THEN lo = -14328
IF hr = 19 THEN lo = 10967
IF hr = 20 THEN lo = 40602
ctm = (ctm + lo)

GOTO 100000
20000 IF numm = 11 THEN 30000 ELSE 40000
  novembre
30000 IF hr = 8 THEN lo = 189425
IF hr = 9 THEN lo = 110469
IF hr = 10 THEN lo = 80549
IF hr = 11 THEN lo = 70265
IF hr = 12 THEN lo = 20042
IF hr = 13 THEN lo = 19553
IF hr = 14 THEN lo = 33007
IF hr = 15 THEN lo = 71303
IF hr = 16 THEN lo = 93001
IF hr = 17 THEN lo = 126293
IF hr = 18 THEN lo = 142391
IF hr = 19 THEN lo = 164943
IF hr = 20 THEN lo = 189791
ctm = (ctm + lo)

GOTO 100000
40000 IF numm = 12 THEN 50000 ELSE 60000
  dicembre
50000 IF hr = 8 THEN lo = 326862
IF hr = 9 THEN lo = 224608
IF hr = 10 THEN lo = 190217
IF hr = 11 THEN lo = 178348
IF hr = 12 THEN lo = 172870
IF hr = 13 THEN lo = 158759
IF hr = 14 THEN lo = 151686
IF hr = 15 THEN lo = 168707
IF hr = 16 THEN lo = 208650
IF hr = 17 THEN lo = 239835
IF hr = 18 THEN lo = 253633
IF hr = 19 THEN lo = 269285
IF hr = 20 THEN lo = 295536
ctm = (ctm + lo)

GOTO 100000
60000 IF numm = 1 THEN GOTO 70000 ELSE GOTO 80000
  gennaioio
70000 IF hr = 8 THEN lo = 375343
IF hr = 9 THEN lo = 270804
IF hr = 10 THEN lo = 233334
IF hr = 11 THEN lo = 219430
IF hr = 12 THEN lo = 209647
IF hr = 13 THEN lo = 182422
IF hr = 14 THEN lo = 189472
IF hr = 15 THEN lo = 221073
IF hr = 16 THEN lo = 251737
IF hr = 17 THEN lo = 285449
IF hr = 18 THEN lo = 298801
IF hr = 19 THEN lo = 314698
IF hr = 20 THEN lo = 334969

ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000

```

```

80000 IF numm = 2 THEN GOTO 90000 ELSE GOTO 91000
'febbraio
90000 IF hr = 8 THEN lo = 236331
      IF hr = 9 THEN lo = 173366
      IF hr = 10 THEN lo = 153167
      IF hr = 11 THEN lo = 149519
      IF hr = 12 THEN lo = 122225
      IF hr = 13 THEN lo = 122646
      IF hr = 14 THEN lo = 113272
      IF hr = 15 THEN lo = 120880
      IF hr = 16 THEN lo = 129807
      IF hr = 17 THEN lo = 206164
      IF hr = 18 THEN lo = 221813
      IF hr = 19 THEN lo = 242065
      IF hr = 20 THEN lo = 246616
      ctm = (ctm + lo)
      GOTO 100000

91000 IF numm = 3 THEN GOTO 92000 ELSE GOTO 93000
'marzo
92000 IF hr = 8 THEN lo = 192239
      IF hr = 9 THEN lo = 125015
      IF hr = 10 THEN lo = 94769
      IF hr = 11 THEN lo = 82734
      IF hr = 12 THEN lo = 80320
      IF hr = 13 THEN lo = 19828
      IF hr = 14 THEN lo = 20681
      IF hr = 15 THEN lo = 47784
      IF hr = 16 THEN lo = 90737
      IF hr = 17 THEN lo = 98487
      IF hr = 18 THEN lo = 142391
      IF hr = 19 THEN lo = 166797
      IF hr = 20 THEN lo = 194391
      ctm = (ctm + lo)
      GOTO 100000

'aprile
93000 IF hr = 8 THEN lo = 92474
      IF hr = 9 THEN lo = 51410
      IF hr = 10 THEN lo = 22631
      IF hr = 11 THEN lo = 7904
      IF hr = 12 THEN lo = -5199
      IF hr = 13 THEN lo = -62872
      IF hr = 14 THEN lo = -60830
      IF hr = 15 THEN lo = -36210
      IF hr = 16 THEN lo = 4393
      IF hr = 17 THEN lo = 24820
      IF hr = 18 THEN lo = 45072
      IF hr = 19 THEN lo = 101134
      IF hr = 20 THEN lo = 132883
      ctm = (ctm + lo)
100000 ' Da Kcal/h a Watt
IF lo < 0 THEN l = 0
IF lo > 0 THEN l = lo * 1.163 * 1.15 * per

```

CALCOLO TEMPERATURE SERBATOIO

```

IF hr = 8 THEN tsv = tic
IF hr = 8 THEN qq = q89
  IF hr = 9 THEN qq = q910
  IF hr = 10 THEN qq = q1011
  IF hr = 11 THEN qq = q1112

```

```

IF hr = 12 THEN qq = q1213
IF hr = 13 THEN qq = q1314
IF hr = 14 THEN qq = q1415
IF hr = 15 THEN qq = q1516
IF hr = 16 THEN qq = q1617
IF hr = 17 THEN qq = q1718
IF hr = 18 THEN qq = q1819
IF hr = 19 THEN qq = q1920
tt = (VT * SIN(3.14 * ((hr / 12) + 1.25))) + Tme
dt = tsv - tt
eta = a0 + (a1 * dt)
IF eta < 0 THEN eta = 0
IF dt < 0 THEN eta = .89
cop = 3.07643 + .0420783 * (tsv - 5) + 8.5096E-04 * (tsv - 5) ^ 2
tsu = tsv + ((3600 / (vol * 1000 * CP)) * ((eta * ac * qq) -
- (1 * (cop - 1) / cop) - (uas * (tsv - 10))))
lav = 1 / cop
IF flag1 = 0 THEN GOTO 101000 ELSE GOTO 102000

101000     IF tsu < 3 THEN GOTO 110000
101100     IF flag2 = 0 THEN GOTO 101100 ELSE GOTO 102000
           IF tsu > 10 THEN GOTO 120000

102000    tsv = tsu
           IF hr = 8 THEN t8 = tsu
           IF hr = 9 THEN t9 = tsu
           IF hr = 10 THEN t10 = tsu
           IF hr = 11 THEN t11 = tsu
           IF hr = 12 THEN t12 = tsu
           IF hr = 13 THEN t13 = tsu
           IF hr = 14 THEN t14 = tsu
           IF hr = 15 THEN t15 = tsu
           IF hr = 16 THEN t16 = tsu
           IF hr = 17 THEN t17 = tsu
           IF hr = 18 THEN t18 = tsu
           IF hr = 19 THEN t19 = tsu
           IF hr = 20 THEN t20 = tsu
           COLOR 5
           IF hr = 8 THEN PRINT "Ora", "Temp. Serb.", " Rend.", "Lavoro", "
           IF hr = 8 THEN LPRINT "Ora", "Temp. Serb.", " Rend.", "Lavoro", "
           COLOR 2
           PRINT hr, tsu, eta, lav, cop
           LPRINT hr, tsu, eta, lav, cop
           COLOR 2
           NEXT hr
           LPRINT "Temperatura media del serbatoio = "; (t8 + t9 + t10 + t11 +
           + t12 + t13 + t14 + t15) /

END
110000
PRINT "L' interruzione del funzionamento avvenuta alle ore "; hr
LPRINT "L' interruzione del funzionamento avvenuta alle ore "; hr
itz = hr
per = 0
tsv = 3
flag1 = 1
120000 PRINT "La pdc riprende il funzionamento alle ore "; hr
LPRINT "La pdc riprende il funzionamento alle ore "; hr
itz = hr
per = 1
tsv = 10
flag2 = 1
GOTO 9000
END

```

### 11.5.3 - Risultati Principali.

E' stato selezionato il giorno 16 del mese di novembre

La latitudine del luogo 43 gradi  
 Angolo di inclinazione del pannello 55 gradi  
 Indice di riflessione del terreno .25

ora	Radiazione totale	Temperatura esterna
9	167.5008	8.186304
10	349.3254	9.299135
11	505.675	10.33714
12	571.3401	11.22964
13	505.675	11.91589
14	349.3254	12.34917
15	167.5008	12.49997

Temp. media durante le ore di soleggiamento 9.477156

Temp. media durante le ore notturne 6.470405

La radiazione media giornaliera di 261.6342 W/m<sup>2</sup>

Area di captazione [m<sup>2</sup>] 600

[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile; [DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?

Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie .39

Volume serbatoio di accumulo 50

Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne 20

La temperatura di inizio captazione pari a 19.91131 °C

Percentuale del carico termico da prelevare 1

La pdc riprende il funzionamento alle ore 8

Ora	Temp. Serb.	Rend.	Lavoro	C.O.P.
8	17.86441	.6923383	65076.07	3.893081
9	18.66662	.74108	39309.3	3.75857
10	21.18762	.745873	28272.41	3.810437
11	24.23414	.7229897	23608.71	3.980562
12	27.47463	.6897524	6381.295	4.200585
13	29.46084	.6503395	5874.088	4.451952
14	29.93821	.626377	9565.888	4.614858
15	28.63941	.6213379	20486.35	4.655012
16	26.96034	.6391888	27357.2	4.546671
17	24.70445	.6585392	38294.2	4.410865
18	22.19409	.6828688	44958.15	4.235958
19	19.32956	.7079169	54449.67	4.051503
20	16.09125	.7361538	65860.83	3.854126

Temperatura media del serbatoio = 24.68324

## **11.6 - Impianto di Riscaldamento Solare Assistito da Trasformatore di Calore.**

### 11.6.1 - Descrizione generale.

Si tratta del programma denominato TDC.S e già descritto nel capitolo 9, ed in particolare in 9.5.4, il cui schema a blocchi è disegnato in figura 9.6; esso consente di simulare il funzionamento di un impianto di riscaldamento solare assistito da un Trasformatore di Calore ad Assorbimento, operante con diversi fluidi di lavoro.

A partire dai dati astronomici e meteorologici del sito in esame, il programma calcola la radiazione solare totale incidente sui pannelli solari e, tramite le curve di rendimento di questi, la quantità di calore accumulata.

Si introducono i carichi termici dell'edificio e, scelto il tipo di elemento terminale dell'impianto (ventilconvettori o radiatori), il programma valuta le prestazioni di un Trasformatore di Calore ad Assorbimento, operante con il fluido prescelto ed alimentato tramite il serbatoio di accumulo dell'impianto solare.

Viene quindi calcolata la percentuale dei carichi termici dell'edificio ricopribile mediante il sistema pannelli solari - trasformatore di calore nel corso di tutto il periodo di riscaldamento.

Si riportano di seguito il listato completo del programma, relativo al funzionamento con ventilconvettori quali elementi terminali e con H<sub>2</sub>O-LiBr quale refrigerante e, a titolo di esempio, alcuni risultati forniti dal programma stesso.

## 11.6.2 - Listato del Programma.

```

num = 1
COLOR 14
CONST I = 1353      'costante di incidenza solare fuori atmosfera W/m^2
CONST pi = 3.1416
LET X = pi / 180    'fattore di conversione gradi-radianti
3010 INPUT "mese ", m$
    LET m = 0
    IF m$ = "gennaio" THEN LET m = 1
    IF m$ = "febbraio" THEN LET m = 2
    IF m$ = "marzo" THEN LET m = 3
    IF m$ = "aprile" THEN LET m = 4
    IF m$ = "maggio" THEN LET m = 5
    IF m$ = "giugno" THEN LET m = 6
    IF m$ = "luglio" THEN LET m = 7
    IF m$ = "agosto" THEN LET m = 8
    IF m$ = "settembre" THEN LET m = 9
    IF m$ = "ottobre" THEN LET m = 10
    IF m$ = "novembre" THEN LET m = 11
    IF m$ = "dicembre" THEN LET m = 12
    numm = m
    IF m = 0 THEN PRINT "-!! ribatti il nome corretto del mese !!-"
    IF m = 0 THEN 3010
    PRINT "il mese selezionato "; m$; " vuoi cambiare ? "
    INPUT "(S/N) (N) ", CS
    IF CS = "s" THEN 3010
    IF CS = "S" THEN 3010
3020 PRINT "immetti il giorno del mese di "; m$;
    INPUT " ", g
    g = 16
    IF g > 31 THEN 3020
    'calcolo dei giorni a partire dall' inizio dell' anno
    LET Ga = 30 * (m - 1) + g
3030 INPUT "immetti la latitudine del luogo ", lat
    IF lat > 90 THEN PRINT "!! valore della latitudine non possibile !!"
    IF lat > 90 THEN 3030
    'lat = 43
    'calcolo della declinazione solare media in gradi
    IF m = 2 THEN zz = 15 ELSE zz = 16
    LET dec = 23.45 * (SIN(X * 360 * (284 + ((m - 1) * 30 + zz)) / 365))
    'calcolo dell' angolo orario
    LET ang = -(TAN(X * lat)) * (TAN(X * dec))
    IF ang < 0 THEN 3031 ELSE 3032
3031 LET wa = (pi + (ATN((SQR(1 - (ang ^ 2))) / ang))) / X
    LPRINT "E' stato selezionato il giorno "; g; " del mese di "; m$
    GOTO 3033

3032 LET wa = ABS(ATN((SQR(1 - (ang ^ 2))) / ang)) / X
3033 LET R = 1 + (.033 * COS(2 * pi * Ga / 365))
    'calcolo della radiazione giornaliera extraterrestre; W/m2
    LET ho = ABS((24 / pi) * I * R * ((COS(lat * X) * COS(dec * X) * SIN(wa * X))
    'calcolo delle ore teoriche di soleggiamento;
    LET N = ABS(FIX(2 * wa / 15))
    LET nn = ABS(2 * wa / 15)
    COLOR 1
    PRINT "La radiazione extraterrestre per "; m$; " pari a"; I * R; "W/m^2"
    PRINT "La radiazione giornaliera fatta su media "
    PRINT "mensile su superficie orizzontale fuori dell'atmosfera "; ho; "W/m^2"
    LPRINT "La radiazione extraterrestre per "; m$; " pari a"; I * R; "W/m^2"
    LPRINT "La radiazione giornaliera fatta su media "
    PRINT "mensile su superficie orizzontale fuori dell'atmosfera "; ho; "W/m^2"
    COLOR 2
    LET Nvero = ABS(2 * wa / 15)
    LET A = .24

```

```

LET B = .457
IF m = 1 THEN LET N1 = 3.349
IF m = 2 THEN LET N1 = 4.052
IF m = 3 THEN LET N1 = 4.748
IF m = 4 THEN LET N1 = 5.296
IF m = 5 THEN LET N1 = 6.973
IF m = 6 THEN LET N1 = 8.333
IF m = 7 THEN LET N1 = 9.838
IF m = 8 THEN LET N1 = 8.563
IF m = 9 THEN LET N1 = 7.133
IF m = 10 THEN LET N1 = 5.554
IF m = 11 THEN LET N1 = 3.678
IF m = 12 THEN LET N1 = 3.127

```

'TEMPERATURE MINIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tmi = -.3
IF m = 2 THEN LET Tmi = -.1
IF m = 3 THEN LET Tmi = 3
IF m = 4 THEN LET Tmi = 5.8
IF m = 5 THEN LET Tmi = 9.4
IF m = 6 THEN LET Tmi = 13.4
IF m = 7 THEN LET Tmi = 15.4
IF m = 8 THEN LET Tmi = 15.35
IF m = 9 THEN LET Tmi = 13
IF m = 10 THEN LET Tmi = 8
IF m = 11 THEN LET Tmi = 3.9
IF m = 12 THEN LET Tmi = 3.3

```

'TEMPERATURE MASSIME MEDIE MENSILI PER PERUGIA

```

IF m = 1 THEN LET Tma = 7.4
IF m = 2 THEN LET Tma = 7.2
IF m = 3 THEN LET Tma = 13.9
IF m = 4 THEN LET Tma = 17.9
IF m = 5 THEN LET Tma = 21.9
IF m = 6 THEN LET Tma = 26.2
IF m = 7 THEN LET Tma = 29.4
IF m = 8 THEN LET Tma = 29.1
IF m = 9 THEN LET Tma = 25.4
IF m = 10 THEN LET Tma = 19.4
IF m = 11 THEN LET Tma = 12.5
IF m = 12 THEN LET Tma = 10.1

```

'Coefficienti dell' andamento lineare del rendimento dei collettori eta=ao-a

```

IF m = 10 THEN a1 = -.0154304
IF m = 11 THEN a1 = -.0154304
IF m = 12 THEN a1 = -.0154304
IF m = 1 THEN a1 = -.0174431
IF m = 2 THEN a1 = -.0143282
IF m = 3 THEN a1 = -.0131991
IF m = 4 THEN a1 = -.013373
ao = .890417

```

'CALCOLO DELLA TEMPERATURA MEDIA NOTTURNA E DIURNA

```

tme = (Tmi + Tma) / 2
VT = (Tma - Tmi) / 2
FOR o = 1 TO 7 STEP 1
Tna1 = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + tme
NEXT o
FOR o = 20 TO 24 STEP 1
Tna2 = ((VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + tme) / 12
NEXT o
tna = Tna1 + Tna2
PRINT tna

```

```

' calcolo della radiazione a Perugia su superficie orizzontale; W/m2
LET Ht = ABS(ho * (A + (B * N1 / N)))
'calcolo angolo orario la funx. gradi=-15*(ora-12)
INPUT "immetti l' angolo di inclinazione del pannello dal terreno ", e
LPRINT "immetti l' angolo di inclinazione del pannello dal terreno ", e
e = 55
INPUT "immettere l'indice di riflessione del terreno ", j
LPRINT "immettere l'indice di riflessione del terreno ", j
'j = .25
flag = 0
FOR o = 6 TO 20 STEP 1
LET W = 15 * (o - 12)
LET O1 = ABS(FIX(o - 12))
LET Kt = Ht / ho
'calcolo radiazione solare diffusa su superficie orizzontale; W/m2
LET D = Ht * (1.3903 - (4.0273 * (Kt)) + (5.5315 * (Kt ^ 2)) -
- (3.108 * (Kt ^ 3)))
'definizione dei parametri K1 e K2
IF N = 8 THEN 3100
IF N = 9 THEN 3200
IF N = 10 THEN 3300
IF N = 11 THEN 3400
IF N = 12 THEN 3500
IF N = 13 THEN 3600
IF N = 14 THEN 3700
IF N = 15 THEN 3800
IF N = 16 THEN 3900
IF N < 8 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo "
delle ore di soleggiamento risultato inferiore alle 8 ore "
IF N < 8 THEN 3100
IF N > 16 THEN PRINT "Attenzione!! Il calcolo "
delle ore di soleggiamento risultato superiore alle 16 ore "
IF N > 16 THEN 3900

3100 ' calcolo coefficienti andamento orario radiazione diretta e diffusa
IF O1 = 0 THEN K1 = .195
IF O1 = 0 THEN K2 = .188
IF O1 = 1 THEN K1 = .165
IF O1 = 1 THEN K2 = .16
IF O1 = 2 THEN K1 = .102
IF O1 = 2 THEN K2 = .113
IF O1 = 3 THEN K1 = .032
IF O1 = 3 THEN K2 = .04
IF O1 > 3 THEN 3050
GOTO 4000

3200 IF O1 = 0 THEN K1 = .18
IF O1 = 0 THEN K2 = .167
IF O1 = 1 THEN K1 = .158
IF O1 = 1 THEN K2 = .15
IF O1 = 2 THEN K1 = .107
IF O1 = 2 THEN K2 = .113
IF O1 = 3 THEN K1 = .049
IF O1 = 3 THEN K2 = .061
IF O1 > 3 THEN 3050
GOTO 4000

3300 IF O1 = 0 THEN K1 = .166
IF O1 = 0 THEN K2 = .157
IF O1 = 1 THEN K1 = .148
IF O1 = 1 THEN K2 = .14
IF O1 = 2 THEN K1 = .108
IF O1 = 2 THEN K2 = .112
IF O1 = 3 THEN K1 = .063

```

```

IF O1 = 3 THEN K2 = .072
IF O1 = 4 THEN K1 = .02
IF O1 = 4 THEN K2 = .027
IF O1 > 4 THEN 3050
GOTO 4000
3400 IF O1 = 0 THEN K1 = .153
IF O1 = 0 THEN K2 = .14
IF O1 = 1 THEN K1 = .138
IF O1 = 1 THEN K2 = .13
IF O1 = 2 THEN K1 = .109
IF O1 = 2 THEN K2 = .109
IF O1 = 3 THEN K1 = .072
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .032
IF O1 = 4 THEN K2 = .004
IF O1 = 5 THEN K1 = .007
IF O1 = 5 THEN K2 = 0
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3500 IF O1 = 0 THEN K1 = .141
IF O1 = 0 THEN K2 = .13
IF O1 = 1 THEN K1 = .129
IF O1 = 1 THEN K2 = .12
IF O1 = 2 THEN K1 = .105
IF O1 = 2 THEN K2 = .105
IF O1 = 3 THEN K1 = .077
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .04
IF O1 = 4 THEN K2 = .03
IF O1 = 5 THEN K1 = .012
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3600 IF O1 = 0 THEN K1 = .134
IF O1 = 0 THEN K2 = .121
IF O1 = 1 THEN K1 = .121
IF O1 = 1 THEN K2 = .114
IF O1 = 2 THEN K1 = .102
IF O1 = 2 THEN K2 = .1
IF O1 = 3 THEN K1 = .078
IF O1 = 3 THEN K2 = .08
IF O1 = 4 THEN K1 = .044
IF O1 = 4 THEN K2 = .056
IF O1 = 5 THEN K1 = .02
IF O1 = 5 THEN K2 = .027
IF O1 = 6 THEN K1 = .002
IF O1 = 6 THEN K2 = .0021
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000
3700 IF O1 = 0 THEN K1 = .123
IF O1 = 0 THEN K2 = .116
IF O1 = 1 THEN K1 = .116
IF O1 = 1 THEN K2 = .108
IF O1 = 2 THEN K1 = .1
IF O1 = 2 THEN K2 = .097
IF O1 = 3 THEN K1 = .079
IF O1 = 3 THEN K2 = .079
IF O1 = 4 THEN K1 = .051
IF O1 = 4 THEN K2 = .06
IF O1 = 5 THEN K1 = .027
IF O1 = 5 THEN K2 = .019
IF O1 = 6 THEN K1 = .038
IF O1 = 6 THEN K2 = .013
IF O1 > 5 THEN 3050
GOTO 4000

```

```

3800 IF O1 = 0 THEN K1 = .118
      IF O1 = 0 THEN K2 = .11
      IF O1 = 1 THEN K1 = .11
      IF O1 = 1 THEN K2 = .103
      IF O1 = 2 THEN K1 = .095
      IF O1 = 2 THEN K2 = .093
      IF O1 = 3 THEN K1 = .08
      IF O1 = 3 THEN K2 = .079
      IF O1 = 4 THEN K1 = .057
      IF O1 = 4 THEN K2 = .061
      IF O1 = 5 THEN K1 = .033
      IF O1 = 5 THEN K2 = .041
      IF O1 = 6 THEN K1 = .015
      IF O1 = 6 THEN K2 = .02
      IF O1 > 5 THEN 3050
      GOTO 4000
3900 IF O1 = 0 THEN K1 = .11
      IF O1 = 0 THEN K2 = .104
      IF O1 = 1 THEN K1 = .105
      IF O1 = 1 THEN K2 = .098
      IF O1 = 2 THEN K1 = .095
      IF O1 = 2 THEN K2 = .009
      IF O1 = 3 THEN K1 = .079
      IF O1 = 3 THEN K2 = .078
      IF O1 = 4 THEN K1 = .058
      IF O1 = 4 THEN K2 = .06
      IF O1 = 5 THEN K1 = .04
      IF O1 = 5 THEN K2 = .043
      IF O1 = 6 THEN K1 = .02
      IF O1 = 6 THEN K2 = .027
      IF O1 > 5 THEN 3050
      GOTO 4000
4000 'calcolo andamento orario radiazione diretta e diffusa; W/m2
      LET Idif = D * K2
      LET Idir = (K1 * Ht) - (K2 * D)
      LET Rd = (((COS((lat - e) * X)) * (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) +
        + ((SIN((lat - e) * X)) * (SIN(X * dec)))) / (((COS(X * lat)) *
        * (COS(dec * X)) * (COS(X * W))) + ((SIN(X * lat)) * (SIN(dec * X))))
        'calcolo andamento orario radiazione totale; W/m2
      htot = (Idir * Rd) + (Idif * ((1 + COS(e * X) / 2)) +
        + (j * (Idir + Idif) * ((1 - COS(X * e) / 2)))
      tt = (VT * SIN(3.14 * ((o / 12) + 1.25))) + tme
      suml = (suml + tt)
      IF flag = 0 THEN 3045 ELSE 3048
3045 COLOR 3
      PRINT "La lunghezza del giorno pari a"; 3600 * N; "sec."
      LPRINT "La lunghezza del giorno pari a"; 3600 * N; "sec."
      COLOR 4
      flag = 1
3048 COLOR 5
      'CALCOLO RADIAZIONE MEDIA GIORNALIERA
      sum = (sum + htot)

      IF o = 8 THEN q78 = htot
      IF o = 9 THEN q89 = htot
      IF o = 10 THEN q910 = htot
      IF o = 11 THEN q1011 = htot
      IF o = 12 THEN q1112 = htot
      IF o = 13 THEN q1213 = htot
      IF o = 14 THEN q1314 = htot
      IF o = 15 THEN q1415 = htot
      IF o = 16 THEN q1516 = htot
      IF o = 17 THEN q1617 = htot

```

```

        IF o = 18 THEN q1718 = htot
        IF o = 19 THEN q1819 = htot
        IF o = 20 THEN q1920 = htot

cont = cont + 1
IF o = 9 THEN PRINT "ora", "Rad. totale", "Temp. esterna"
PRINT o, htot, tt
IF o = 9 THEN LPRINT "ora", "Rad. totale", "Temp. esterna"
LPRINT o, htot; tt
IF o = 12 THEN LET Hmg = htot

3050 NEXT o
3051 Hrg = sum / (N + 1)
tga = sum1 / (cont + 1)
COLOR 6
PRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
PRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
PRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
PRINT "Temp. media durante le ore di soleggiamento", tga
PRINT "Temp. media durante le ore notturne", tna
PRINT "La radiazione media giornaliera di"; Hrg; "W/m^2"
COLOR 8
INPUT "Area di captazione [m^2] ", ac
LPRINT "Area di captazione [m^2] ", ac
ac = 600
PRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;"
[DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?"
LPRINT "[T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;"
[DEFAULT] vuoi il calcolo automatico per Perugia ?"
INPUT " ", TS
IF TS = "T" THEN 3053 ELSE 3052
3052 ' IF TS = "t" THEN 3053 ELSE 3055
3053 ' INPUT "Temperatura media mensile ", TE
'GOTO 3056
3055 te = tga
3056
CALCOLO TEMPERATURA INIZIO CAPTAZIONE
INPUT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
LPRINT "Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie ", uass
uass = .39
cp = 4186
INPUT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
LPRINT "Volume serbatoio di accumulo ", vol
vol = 50
INPUT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
LPRINT "Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne ", tis
sac = 6 * vol ^ (2 / 3)
uas = uass * sac

tic = -(43200 / (vol * 1000 * cp)) * (tis - tna) * uas + tis
PRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"
LPRINT "La temperatura di inizio captazione pari a "; tic; "°C"
'LA VARIABILE "numm" STA PER NUMERO MESE
INPUT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per
LPRINT "Percentuale del carico termico da prelevare ", per
itz = 8

9000 FOR hr = itz TO 20
IF numm = 10 THEN 10000 ELSE 20000

'ottobre

10000 IF hr = 8 THEN lo = 28928
'28928
IF hr = 9 THEN lo = 29130

```

```

IF hr = 10 THEN lo = -70084
IF hr = 11 THEN lo = -80710
IF hr = 12 THEN lo = -103167
IF hr = 13 THEN lo = -112543
IF hr = 14 THEN lo = -181153
IF hr = 15 THEN lo = -122791
IF hr = 16 THEN lo = -92719
IF hr = 17 THEN lo = -35754
IF hr = 18 THEN lo = -14328
IF hr = 19 THEN lo = 10967
IF hr = 20 THEN lo = 40602
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
20000 IF numm = 11 THEN 30000 ELSE 40000
'novembre
30000 IF hr = 8 THEN lo = .189425
'189425
IF hr = 9 THEN lo = 110469
IF hr = 10 THEN lo = 80549
IF hr = 11 THEN lo = 70265
IF hr = 12 THEN lo = 20042
IF hr = 13 THEN lo = 19553
IF hr = 14 THEN lo = 33007
IF hr = 15 THEN lo = 71303
IF hr = 16 THEN lo = 93001
IF hr = 17 THEN lo = 126293
IF hr = 18 THEN lo = 142391
IF hr = 19 THEN lo = 164943
IF hr = 20 THEN lo = 189791
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
40000 IF numm = 12 THEN 50000 ELSE 60000
'dicembre
50000 IF hr = 8 THEN lo = 326862
'326862
IF hr = 9 THEN lo = 224608
IF hr = 10 THEN lo = 190217
IF hr = 11 THEN lo = 178348
IF hr = 12 THEN lo = 172870
IF hr = 13 THEN lo = 158759
IF hr = 14 THEN lo = 151686
IF hr = 15 THEN lo = 168707
IF hr = 16 THEN lo = 208650
IF hr = 17 THEN lo = 239835
IF hr = 18 THEN lo = 253633
IF hr = 19 THEN lo = 269285
IF hr = 20 THEN lo = 295536
ctm = (ctm + lo)
GOTO 100000
60000 IF numm = 1 THEN GOTO 70000 ELSE GOTO 80000
'gennaio
70000 IF hr = 8 THEN lo = 375343
'375343
IF hr = 9 THEN lo = 270804
IF hr = 10 THEN lo = 233334
IF hr = 11 THEN lo = 219430
IF hr = 12 THEN lo = 209647
IF hr = 13 THEN lo = 182422
IF hr = 14 THEN lo = 189472
IF hr = 15 THEN lo = 221073
IF hr = 16 THEN lo = 251737
IF hr = 17 THEN lo = 285449
IF hr = 18 THEN lo = 298801
IF hr = 19 THEN lo = 314698
IF hr = 20 THEN lo = 334969

```

ctm = (ctm + lo)  
GOTO 100000

80000 IF numm = 2 THEN GOTO 90000 ELSE GOTO 91000  
' febbraio

90000 IF hr = 8 THEN lo = 236331  
' 236331

IF hr = 9 THEN lo = 173366  
IF hr = 10 THEN lo = 153167  
IF hr = 11 THEN lo = 149519  
IF hr = 12 THEN lo = 122225  
IF hr = 13 THEN lo = 122646  
IF hr = 14 THEN lo = 113272  
IF hr = 15 THEN lo = 120880  
IF hr = 16 THEN lo = 129807  
IF hr = 17 THEN lo = 206164  
IF hr = 18 THEN lo = 221813  
IF hr = 19 THEN lo = 242065  
IF hr = 20 THEN lo = 246616

ctm = (ctm + lo)  
GOTO 100000

91000 IF numm = 3 THEN GOTO 92000 ELSE GOTO 93000

' marzo  
92000  
' 192239

IF hr = 8 THEN lo = 192239  
IF hr = 9 THEN lo = 129015  
IF hr = 10 THEN lo = 94769  
IF hr = 11 THEN lo = 82734  
IF hr = 12 THEN lo = 80320  
IF hr = 13 THEN lo = 19828  
IF hr = 14 THEN lo = 20681  
IF hr = 15 THEN lo = 47784  
IF hr = 16 THEN lo = 90737  
IF hr = 17 THEN lo = 98487  
IF hr = 18 THEN lo = 142391  
IF hr = 19 THEN lo = 166797  
IF hr = 20 THEN lo = 194391

ctm = (ctm + lo)  
GOTO 100000

' aprile  
93000  
' 92474

IF hr = 8 THEN lo = 92474  
IF hr = 9 THEN lo = 51410  
IF hr = 10 THEN lo = 22631  
IF hr = 11 THEN lo = 7904  
IF hr = 12 THEN lo = -5199  
IF hr = 13 THEN lo = -62872  
IF hr = 14 THEN lo = -60830  
IF hr = 15 THEN lo = -36210  
IF hr = 16 THEN lo = 4393  
IF hr = 17 THEN lo = 24820  
IF hr = 18 THEN lo = 45072  
IF hr = 19 THEN lo = 101134  
IF hr = 20 THEN lo = 132883

ctm = (ctm + lo)

100000 ' Da Kcal/h a Watt

IF lo < 0 THEN l = 0

IF lo > 0 THEN l = lo \* 1.163 \* 1.15 \* per

'CALCOLO TEMPERATURE SERBATOIO

IF hr = 8 THEN qq = q89

IF hr = 9 THEN qq = q910

```

IF hr = 10 THEN qq = q1011
IF hr = 11 THEN qq = q1112
IF hr = 12 THEN qq = q1213
IF hr = 13 THEN qq = q1314
IF hr = 14 THEN qq = q1415
IF hr = 15 THEN qq = q1516
IF hr = 16 THEN qq = q1617
IF hr = 17 THEN qq = q1718
IF hr = 18 THEN qq = q1819
IF hr = 19 THEN qq = q1920
tt = (VT * SIN(3.14 * ((hr / 12) + 1.25))) + tme

```

'PROGRAMMA TRAFORMATORE DI CALORE

```

tc = tt + 5
IF num = 1 THEN 11 ELSE 12
11
READ A, B, C, D, e
READ F, g, H1, I1
READ j, K, I1, z
READ N, o, P, Q, R, S, T, U, V, W, X, Y
READ A0, B0, C0, D0
READ M1, N1, O1
num = 0
12
ES = .8
tg = (22.825 + 1.135 * tc - .015 * (tc) ^ 2)
te = tg
TA = 85
XG = M1 + N1 * tc + O1 * tc ^ 2
PC = A + B * tc + C * tc ^ 2 + D * tc ^ 3 + e * tc ^ 4
PG = PC
PE = A + B * te + C * te ^ 2 + D * te ^ 3 + e * te ^ 4
PA = PE
mm = 10
XA = (mm * XG + 1) / (mm + 1)
XGS = 1 - XG
XAS = 1 - XA
RTC = T + U * tc + V * tc ^ 2 + W * tc ^ 3 + X * tc ^ 4 + Y * tc ^ 5
RTG = T + U * tg + V * tg ^ 2 + W * tg ^ 3 + X * tg ^ 4 + Y * tg ^ 5
RTE = T + U * te + V * te ^ 2 + W * te ^ 3 + X * te ^ 4 + Y * te ^ 5
RTA = T + U * TA + V * TA ^ 2 + W * TA ^ 3 + X * TA ^ 4 + Y * TA ^ 5
SXG = N + o * XGS + P * XGS ^ 2 + Q * XGS ^ 3 + R * XGS ^ 4 + S * XGS ^ 5
SKA = N + o * XAS + P * XAS ^ 2 + Q * XAS ^ 3 + R * XAS ^ 4 + S * XAS ^ 5
CPSC = -3.09 * XGS + 4.18
CPSD = -3.09 * XAS + 4.18
CPLTC = j + K * tc + I1 * tc ^ 2 + z * tc ^ 3
CPVTG = F + g * tg + H1 * tg ^ 2 + I1 * tg ^ 3
CPVTE = F + g * te + H1 * te ^ 2 + I1 * te ^ 3
VS = A0 + B0 * TA + C0 * TA ^ 2 + D0 * TA ^ 3
VR = 1 / (1000 - .179 * ((tc - 4) ^ 2) ^ .85)
QC = RTC + (1 - ES) * CPVTG * (tg - tc)
QE = RTE + CPLTC * (te - tc) - ES * CPVTG * (tg - tc)
QA = RTA + SKA - CPSC * (TA - tg) * (mm - ES * (mm + 1)) - CPVTE * (TA - te)
QG = RTG + SKG - (1 - ES) * (mm + 1) * CPSD * (TA - tg)
LPS = VS * (PA - PG) * mm / .7
LPR = VR * (PE - PC) / .7
COP = QA / (QG + QE + LPR + LPS)
DATA 6.390380730380445D-3,2.253781403782872D-4,
,3.213791763790868D-5,-3.581326081324343D-7,1.02587412587402D-8
DATA 1.937451561771524,5.657692307707231E-4,
,-2.267832167833973E-5,1.56759906759975E-7
DATA 4.21143636363366,-1.2760101010101E-3,1.2954545454545E-5,
,6.313131313014E-10
DATA 5.653325289200417E-2,-41.34773039568309,623.31318077919641,
,-1531.734969811674,-1246.1856017614,8525.86547874944

```

```

DATA 2500.346238612277,-2.277278254382743,-3.1148463423246617E-3,
,4.432825229427E-5,-3.7845189552E-7,8.7705502698E-10
DATA 5.9183761904775E-4,-1.381634920641035E-6,3.10761904762805E-8,
,-1.4888888E-10

```

```

DATA 4.50750e-1,4.85e-3,-5.0e-5
FINE DEL TRASFORMATORE DI CALORE
dt = tsv - tt
eta = ao + (al * dt)
IF eta < 0 THEN eta = 0
IF dt < 0 THEN eta = .89

```

```

IF hr = 8 THEN tsv = tic ELSE tsv = tsu
tsu = tsv + (3600 / (vol * 1000 * cp)) * ((eta * ac * qg) -
- (1 / COP) - (uas * (tsv - 10)))

```

```

IF hr = 8 THEN GOTO 102002 ELSE
IF per = 0 THEN GOTO 102000 ELSE

```

```
101000 IF tsu < tg - 5 THEN GOTO 110000
```

```
102000 IF tsu > tg + 5 THEN GOTO 102001 ELSE GOTO 102002
```

```
102001 per = 1
PRINT "Riattivazione del T.d.C. avvenuta alle ore"; hr
LPRINT "Riattivazione del T.d.C. avvenuta alle ore"; hr

```

```
102002 IF hr = 8 THEN t8 = tsu
IF hr = 9 THEN t9 = tsu
IF hr = 10 THEN t10 = tsu
IF hr = 11 THEN t11 = tsu
IF hr = 12 THEN t12 = tsu
IF hr = 13 THEN t13 = tsu
IF hr = 14 THEN t14 = tsu
IF hr = 15 THEN t15 = tsu
IF hr = 16 THEN t16 = tsu
IF hr = 17 THEN t17 = tsu
IF hr = 18 THEN t18 = tsu
IF hr = 19 THEN t19 = tsu
IF hr = 20 THEN t20 = tsu

```

```

COLOR 3
IF hr = 8 THEN PRINT "ora", "T. Serb.", " COP", " TG", "T.d.C."
COLOR 5
IF per = 1 THEN z$ = "on" ELSE z$ = "off"
PRINT hr, tsu, COP, tg, z$; per
LPRINT hr, tsu, COP, tg, z$; per
NEXT hr

```

```

PRINT "Temperatura media del serbatoio = "; (t8 + t9 + t10
+ t11 + t12 + t13 + t14 + t15 + t16 + t17 + t18 + t19 + t20) / 13
LPRINT "Temperatura media del serbatoio = "; (t8 + t9 + t10
+ t11 + t12 + t13 + t14 + t15 + t16 + t17 + t18 + t19 + t20) / 13
END

```

```

110000 PRINT "L' interruzione del funzionamento avviene alle ore "; hr
LPRINT "L' interruzione del funzionamento avviene alle ore "; hr
itz = hr
per = 0
tsu = tg
GOTO 9000
END

```

### 11.6.3 - Risultati Principali.

La radiazione extraterrestre per novembre pari a 1382.686 W/m<sup>2</sup>  
 La radiazione giornaliera fatta su media mensile su superficie orizzontale fu  
 dell'atmosfera 4109.491 W/m<sup>2</sup>  
 immetti l'angolo di inclinazione del pannello dal terreno  
 55  
 immettere l'indice di riflessione del terreno .25  
 La lunghezza del giorno pari a 32400 sec.  
 ora Rad. totale Temp. esterna  
 9 167.5008 8.186304  
 10 349.3254 9.299135  
 11 505.675 10.33714  
 12 571.3401 11.22964  
 13 505.675 11.91589  
 14 349.3254 12.34917  
 15 167.5008 12.49997  
 Area di captazione [m<sup>2</sup>] 600  
 [T] Vuoi imporre una temperatura media mensile;[DEFAULT] vuoi il calcolo auto  
 ico per Perugia ?  
 Trasmittanza del serbatoio per unit di superficie .39  
 Volume serbatoio di accumulo 50  
 Temperatura iniziale del serbatoio senza le perdite notturne  
 45  
 La temperatura di inizio captazione pari a 44.74744 °C  
 Percentuale del carico termico da prelevare 1  
 ora T. Serb. COP TG T.d.C.  
 8 46.26693 .4433206 34.34258 on 1  
 Riattivazione del T.d.C. avvenuta alle ore 9  
 9 41.69638 .4437391 35.18328 on 1  
 10 39.17701 .4441514 35.98754 on 1  
 11 37.92189 .4445297 36.70424 on 1  
 12 39.26648 .4448499 37.29463 on 1  
 13 40.00328 .4450926 37.73233 on 1  
 14 39.10274 .4452441 38.0014 on 1  
 15 35.40327 .4452966 38.09373 on 1  
 L' interruzione del funzionamento avviene alle ore 16  
 16 37.99154 .4452472 38.00684 off 0  
 17 37.97625 .4450985 37.74306 off 0  
 18 37.96097 .4448585 37.3103 off 0  
 19 37.9457 .4445405 36.72423 off 0  
 20 37.93043 .4441636 36.01087 off 0  
 Temperatura media del serbatoio = 39.12637

*Stampato a cura  
del Centro Stampa  
Università degli Studi di Perugia  
maggio 1993*

