

## 6 Referências bibliográficas

ASHRAE; **Cold Store Guide**, 3a edição, Ashrae Standard, USA, 1997.

ABU-HAMDAN, M.G., ZURIGAT, Y.H. E GHAJAR, A.J. **An experimental study of a stratified thermal storage under variable Inlet temperature for different inlet designs**, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 35, pp. 1927-1934.

AL-NAJAEM, N.M., **Degradation of stratified thermocline in a solar storage tank**, International Journal of Energy Research, vol. 17, pp. 183-191, 993.

BEJAN ADRIAN, **Heat Transfer**, 2a ed. J. Willy & Sons, USA, 1997.

BOUGLEUX, P.A.F., SABOYA F.E.M., PITANGA M.R., J. A. R. PARISE, **A simple direct evaporative cooler and cooling tower simulation by effectiveness-nut method**, notas de aula.

BRAGA, S.L., **Termoacumulação**, notas de aula PUC-Rio, 1999.

BROWNE, M., BANSAL, P., **Different modeling strategies for in-situ liquid chillers**, Journal of Power and Energy, 215(A3), pp., 357-374. 2001.

CABELLI, A., **Storage tanks- A numerical experiment**, Solar Energy, vol. 19, pp. 45-54. 1977.

CHANG, K.T. YU, F.W., **Applying condensing-temperature control in air-cooled reciprocating water chillers for energy efficiency**, N° 72, pp., 565-581, 2002.

DORGAN, CH., E., ELLSON J.S., **Design guide for cool thermal storage**, ASHRAE, 1993.

DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**, McGraw-Hill, 1992.

GARI, H., N. E LOEHRKE, R.I. **A control buoyant jet for enhancing stratification in liquid storage tank**, Journal of Fluid Engineering, vol. 16 p. 104. 1982.

GAN G. & RIFFAT S.B., **Numerical simulation of closed wet cooling towers for chilled ceiling systems**, APPLIED THERMAL ENGINEERING, N° 19, pp. 1279-1296, 1998.

GORDON, J., M., Ng K., C., Chua, H.T., **Optimizing Chiller Operation based on Finite-time Thermodynamics: Universal Modeling and Experimental Confirmation**, Int. J. Refrig. Vol 20 N°3, pp.191-200, 1997.

GORIBAR H.E., **Fundamentos de Aire acondicionado y Refrigeración**. Ed. Limusa – Mexico, pp. 115-121, 1973.

HARIHARAN, K., BADRINARAYANA, K., MURTHY, S.S. e MURTHY, M.V.K., **Temperature stratification in hot water storage tanks**, Energy, vol.16, pp. 977-982, 1991.

HOLMAN, J. P. **Transferência de Calor**, McGraw-Hill, Inc. New York, NY, 1983.

HOMAN, K.O., SOHN, C.W, SOO, S.L., **Thermal Performance of Stratified Chilled Water Storage Tanks**, HVAC&R Research, vol. 2, no 2, pp. 158-170, 1996.

INCROPERA F. P., **Fundamentals of heat and mass transfer**, J. Wyley & Sons, USA, 1994.

ISMAIL K.A.R., GONÇALVES, M.M. **Two dimensional model for liquid stratified storage tanks**, World Congress III of Chemical Engineering, Tokyo, , pp. 681-683 Japan, vol. 1, 1996.

ISMAIL K.A.R., ALVES, C.L. **A convective model for stratified storage tanks**, 7<sup>th</sup>. Miami Int. Conf. on Alternative Energy Sources, U.S.A, Pp. 275-282, 1996, 1985.

JOUDI K.A., NAMIK, H.N.H., **Component matching of a simple vapor compression refrigeration system**, Energy Conversion and Management N° 44, pp. 975-993, 2003.

KIM, J.K., Smith, R. **Cooling water system design**, Chemical Engineering Science, vol. 56, pp.3641-3658, 2001.

KINTNER-MEYER, M., EMERY, A.F. **Optimal Control of HVAC System using Cold Storage and Building Thermal Capacitance**, ENERGY AND BUILDINGS, N°23, pp. 19-31.

LAVAN, Z. e THOMPSON, J., **Experimental study of thermal stratified hot water storage tanks**, Solary Energy, vol. 19, pp. 519-524, 1977.

LEBRUN, J., **Simulation of HVAC system with the help of an engineering equation solver**, Building Simulation, Seventh International IBPSA Conference, August 13-15, pp. 1119-1126, 2001.

NOGUEIRA,L.A.H., **Uma análise e eexperimental estratificação térmica em tanques de armazenamento por calor sensível**, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, deissertação de mestrado. 1981.

PARISE J.A.R., **Refrigeração avançada**, notas de aula, PUC-Rio, 1999.

PARISE J.A.R., **Simulação em sistemas de Refrigeração**, notas de aula, PUC-Rio, 1999.

PRAKASH, R. DAMSHALA, **Thermo economic Analysis of a CHP System by Iterative Numerical Techniques**, ASHRAE TRANSACTIONS, V. 4347, pp.1-10, 2000.

RODRIGUES PAULO. **Compressores Industriais**, ed. EDC.PETROBRÁS, 1991.

SATEIKIS, I. **Determination of the amount of thermal energy in the tanks of buildings heating systems**. ENERGY and BUILDINGS, Energy and Buildings pp.357-361, 2002.

SOLATI B., ZMEUREANU, R., HAGHIGHAT, F., **Correlation based models for the simulation of energy performance of screw chillers**. Energy Conversion and Management, XXX, pp. 1-18, 2002.

STOECKER, W.F. **Design of Thermal Systems**, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1971.

TAN, K., DENG, S. **A simulation study on a water chiller complete with a desuperheater and a reversibly use water cooling tower (RUWCT) for service hot water generation**. Building and Environment N°37, pp. 741, 751, 2001.

USTA, N., I.A., **Computerized economic optimization of refrigeration system design**, Energy Conversion & Management N° 4, pp. 1089-1109, 1997.

WEBB, R.,L., **A Critical Evaluation of Cooling Tower Design Methodology**, Heat Transfer Equipment Design, Ed., R. K. Shah, E. C. Subbarao and R. A. Mashelkar, Hemisphere Pub. Corp., Washington, D.C., pp. 547-558. 1988.

WILDIN, M.W., TRUMAN, C.R. **Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage, tanks scale models tanks**. ASHRAE Transactions, Part 1, 95, 1086-1095. 1989.

ZWEIFEL, G., DORER, V., KOESCHENZ, M.,WEBER, A., **Building Energy and systems simulation programs: Model development, Coupling and integration.** EMPA Section 175 Building Equipment, 8600 Duebendorf, Switzerland.1995.

## 7 Apêndice

### 7.1. Temperaturas de bulbo seco no dia típico

Horario (h)	Temperatura de bulbo seco (°C)
0-1	24
1-2	24
2-3	22
3-4	22
4-5	22
5-6	22
6-7	22
7-8	24
8-9	25
9-10	26
10-11	26
11-12	28
12-13	30
13-14	31
14-15	31
15-16	31
16-17	30
17-18	30
18-19	32
19-20	30
20-21	29
21-22	30
22-23	27
23-24	24

Fonte: <http://www.wunderground.com/history/airport/SBRJ/2004/2/14/dailyHistory.html>

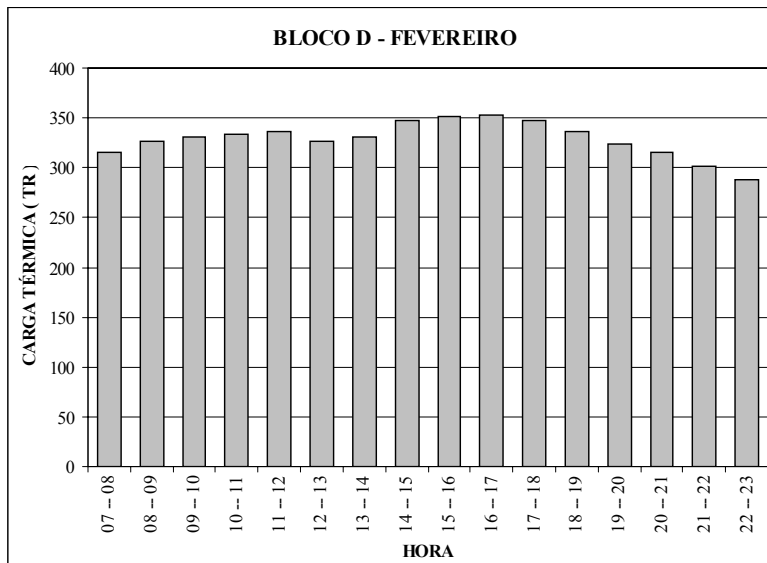
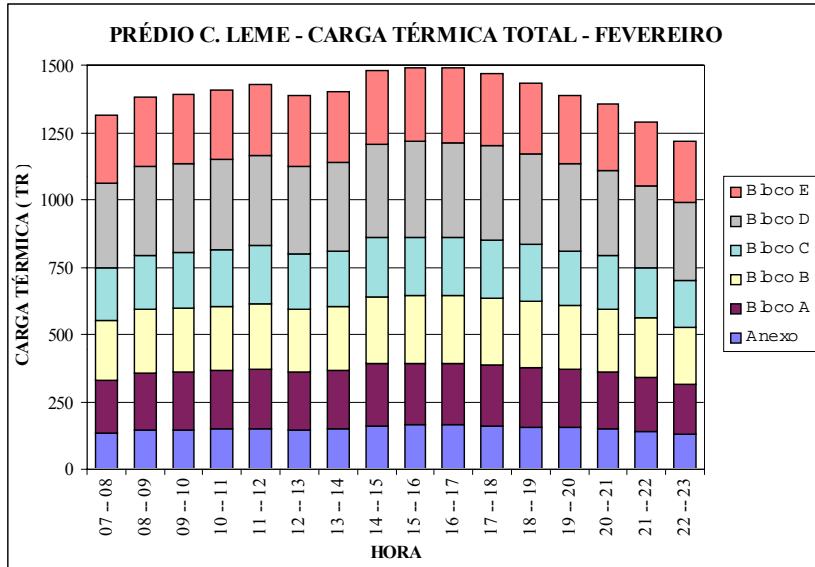
## 7.2. Carga térmica da PUC

Na seguinte tabela e gráficos apresenta-se o perfil da carga térmica do prédio Cardeal Leme da PUC \_ Rio para o mês crítico (Fevereiro), esta informação foi proporcionado pelo ITUC segundo um estudo feito no ano 2002.

### PERFIL DE CARGA TÉRMICA PUC - PRÉDIO CARDEAL LEME

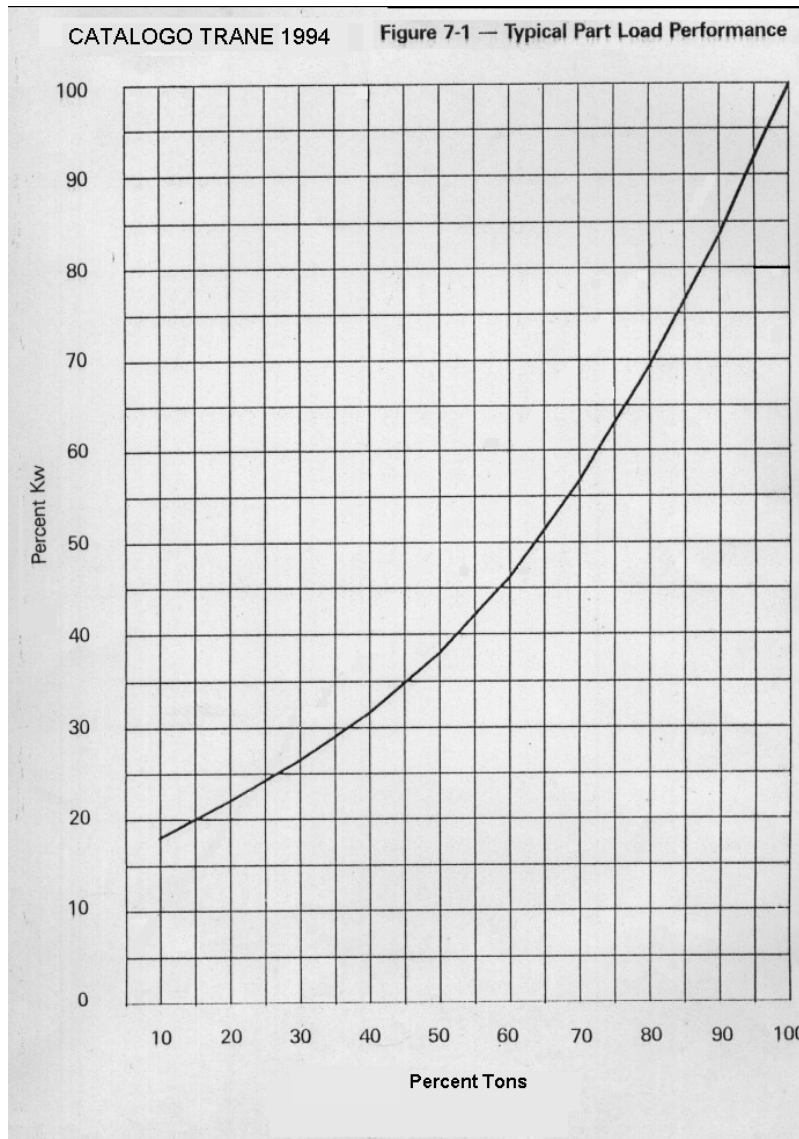
FEVEREIRO

HORARIO	ANEXO	BLOCO A	BLOCO B	BLOCO C	BLOCO D	BLOCO E	TOTAL
	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]	CARGA TÉRMICA [TR]
07 -- 08	133	199	219	197	316	250	1314
08 -- 09	145	212	235	205	327	259	1382
09 -- 10	146	214	236	206	330	260	1393
10 -- 11	149	217	239	209	333	262	1409
11 -- 12	151	221	243	212	336	265	1429
12 -- 13	146	213	234	205	327	259	1385
13 -- 14	149	216	237	207	330	261	1400
14 -- 15	161	229	251	218	347	272	1478
15 -- 16	164	229	251	219	352	276	1491
16 -- 17	164	228	250	218	353	276	1489
17 -- 18	162	226	248	216	348	272	1472
18 -- 19	157	221	244	212	336	263	1433
19 -- 20	153	216	238	203	324	254	1387
20 -- 21	150	211	233	198	316	248	1356
21 -- 22	141	199	221	187	302	237	1286
22 -- 23	131	186	207	177	288	226	1216





**7.3.**  
**Curva de desempenho do chiller tipo parafuso TRANE- modelo**  
**RTHB215**



TRANE Modelo RTHB 215 de  
 Capacidade Nominal: 200 Tons  
 Potencia de entrada: 142,2 kW  
 Vazão massica da água no evaporador 25,23 kg/s  
 Vazão massica da água no condensador 37,85 kg/s  
 Temperatura de entrada agua ao condensador T<sub>15</sub>= 85 °F  
 = 29,4 °C

Temperatura de saída da água do evaporador T<sub>5</sub> =  
 57/45 °F = 13,9/7,2 °C}

#### 7.4. Tarifas de energia elétrica da Light Serviços de Eletricidade S.A.

Quadro A - Light

TARIFA CONVENCIONAL		
SUBGRUPO	DEMANDA	CONSUMO
	(R\$/kW)	(R\$/MWh)
A2 (88 a 138 kV)	23,65	59,60
A3 (69 kV)	25,53	64,27
A3a (30 kV a 44 kV)	8,83	129,73
A4 (2,3 a 25 kV)	9,16	134,48
AS (Subterrâneo)	13,57	140,71
B1 – RESIDENCIAL:		258,02
Consumo mensal até 30 kWh		87,76
Consumo mensal de 31 a 100 kWh		150,48
Consumo mensal de 101 a 140 kWh		225,68
B2 – RURAL		145,83
B2 – COOPERATIVA DE ELETRIFICAÇÃO RURAL		108,09
B2 – SERVIÇO DE IRRIGAÇÃO		140,64
B3 – DEMAIS CLASSES		243,95
B4 – ILUMINAÇÃO PÚBLICA:		
B4a – Rede de Distribuição		125,66
B4b – Bulbo da Lâmpada		137,95

## LIGHT - QUADRO B

TARIFA HORO-SAZONAL AZUL		
SEGMENTO HORÁRIO	DEMANDA (R\$/kW)	
SUBGRUPO	PONTA	FORA DE PONTA
A1 (230 kV ou mais)	13,88	2,90
A2 (88 a 138 kV)	14,92	3,45
A3 (69 kV)	20,00	5,46
A3 a(69 kV)	23,39	7,79
A4 (2,3 a 25 kV)	24,26	8,05
AS (Subterrâneo)	25,40	12,41

## LIGHT QUADRO C

TARIFA HORO-SAZONAL AZUL				
SEGMENTO SAZONAL	PONTA		FORA DA PONTA	
SUBGRUPO	SECA	ÚMIDA	SECA	ÚMIDA
A1 (230 kV ou mais)	798,06	69,13	55,96	47,51
A2 (88 a 138 kV)	83,80	78,15	60,04	55,09
A3 (69 kV)	94,92	84,17	65,41	56,44
A3a (30 a 44 kV)	153,53	142,12	73,02	64,51
A4 (2,3 a 25 kV)	159,20	147,29	75,68	66,89
AS (Subterrâneo)	166,58	154,16	79,22	69,99

## LIGHT - QUADRO D

TARIFA DE ULTRAPASSAGEM – HORO-SAZONAL AZUL		
SEGMENTO HORO-SAZONAL	DEMANDA (R\$/kW)	
	PONTA	FORA DE PONTA
SUBGRUPO	SECA OU ÚMIDA	SECA OU ÚMIDA
A1 (230 kV ou mais)	51,45	10,78
A2 (88 a 138 kV)	55,29	12,62
A3 (69 kV)	74,29	20,29
A3a (30 a 44 kV)	78,78	26,22
A4 (2,3 a 25 kV)	72,78	24,26
AS (Subterrâneo)	76,21	37,23

## LIGHT-QUADRO E

TARIFA HORO-SAZONAL VERDE	
SUBGRUPO	DEMANDA (R\$/kW)
A3a (30 a 44 kV)	7,79
A4 (2,3 a 25 kV)	8,05
AS (Subterrâneo)	12,41

## LIGHT QUADRO F

TARIFA HORO-SAZONAL VERDE			
SEGMENTO HORO-SAZONAL SUBGRUPO	CONSUMO (R\$ / MWh)		
	PONTA		FORA DE PONTA
	SECA	ÚMIDA	SECA ÚMIDA

A3a(30 a 44 kV)	694,78	683,38	73,02	64,51
A4 (2,3 a 25 kV)	720,29	708,49	75,68	66,89
AS(Subterrâneo)	753,79	741,43	79,22	69,99

## LIGHT QUADRO G

TARIFA DE ULTRAPASSAGEM – HORO-SAZONAL VERDE	
SUBGRUPO	DEMANDA (R\$/Kw)
	PERIODO SECO OU ÚMIDO
A3a(30 a 44 kV)	26,22
A4 (2,3 a 2,5 kV)	24,26
AS (Subterrâneo)	37,23

## LIGHT QUADRO I

TARIFAS DE EMERGENCIA - AUTOPRODUCTOR		
SUBGRUPO	DEMANDA	CONSUMO
	(R\$/kW/ano)	(R\$/MWwh)
A2 (88 a 138 kV) HORO-SAZONAL AZUL	56,80	249,36
A3 (69 KV) HORO-SAZONAL AZUL	58,19	350,48
A3a (30 a 44 kV) HORO-SAZONAL AZUL	65,89	367,02
A3a (30 a 44 kV) HORO-SAZONAL VERDE	16,49	367,02
A4 (2,3 a 25 kV) HORO-SAZONAL AZUL	60,99	339,35
A4 (2,3 a 25 kV) HORO-SAZONAL VERDE	15,24	339,35

## LIGHT QUADRO J

DESCONTOS PERCENTUAIS		
UNIDADE CONSUMIDORA	DEMANDA	CONSUMO
RURAL – GRUPO A	10	10
COPERATIVAS – GRUPO A	50	50
AGUA, ESGOTE SANEAMENTO– GRUPO A	15	15

AGUA, ESGOTO E SANAMENTO- GRGUPO B	-	15
------------------------------------	---	----

## 7.5. Listagem de programas

A seguir apresentam-se os programas de cálculo para simular o comportamento do sistema e calcular o consumo de energia nos casos 1, 2 e 3.

### 7.5.1. Programa para obter os parâmetros característicos do chiller

```
"!PROGRAMA N °1.1"
```

```
{Este programa é feito para obter as aracterísticas de um
chiller parafusso que o fabricante não apresenta em seus
catalogos, exemplo:
```

```
TRANE Modelo RTHB 215 de
Capacidade Nominal:
200 Tons
Potencia de entrada:
142,2 kW
Vazão massica da água no evaporador 25,23
kg/s
Vazão massica da água no condensador 37,85
kg/s
Temperatura de entrada agua ao condensador T_15= 85 °F
= 29,4 °C
Temperatura de saída da agua do evaporador T_5 =
57/45 °F = 13,9/7,2 °C}
```

```
"!DADOS DE ENTRADA"
```

```
" 1.Condições de operação "
Q_dot_T = 704 {kw} {Capacidade Nominal do
compressor-TRANE}
T_amb = 35 {C} {Temperatura ambiente ARI
550/590}
T_5 = 7,2 {C} { Temp. da água na saída
do evaporação- TRANE}
T_15 = 29,4 {C} {Temp. da água na entrada do
condensador-TRANE}
m_dot_a = 25,23 {kg/s} {Vazão massica da água no
evaporador-TRANE}
m_dot_c = 37,85 {kg/s} {Vazão massica da água no
condensador-TRANE}
DT_sub = 5 {DT de Subresfriamento}
DT_vet = 10 {C} {DT de superaquecimento}
```

```
"! VALORES INICIALES"
```

```
" 1.1 Condições para o compressor"
n_k = 0,95 {eficiencia isentrópica ou adiabática de
compressor}
n_m = 0,80 {eficiencia mecanica do compressor}
n_e = 0,98 {eficiencia eletrica do motor do compressor}
```

```

"1.2 Efetividades dos trocadores de calor: "
  e_ev = 0,80{efetividade do evaporador nominal obten-se
UA_ev =170,55 W/°C}
  e_cd = 0,40{efetividade do condensador nominalobten-se
UA_cd = 81,21 W/°C}

" 2. Condições do meio ambiente e algumas propriedades dos
fluídos"
  P_amb = 100 {kPa}          {Pressão atmosférica}
  Tear_to = T_amb {C}      {Temp.de bulb. sec. do ar na
entrada da torre}
  w_amb = 0,01565          {umidade relativa media da
cidade-historico}
  T_bhar = WETBULB(AirH2O;T=Tear_to; P=P_amb; w=w_amb)
{Temp.de
                                bulbo úmido do
ar}
  Cp_ae = 4,2 "Calor específico meio da água no
condensador"
  Cp_ac = 4,2 "Calor específico meio da água no evaporador"

"!CALCULO DAS PROPRIEDADES DOS REFRIGERNATES"

"3. No evaporador"
  T_m1= (T_13+T_5)/2      {Temperatura meia da agua no
evaporador}
  DT_e = T_m1-T_ev { DT do evaporador}

"4.No condensador"
  T_m2 = (T_15+T_16)/2 " Temperatura meia da agua no
evaporador"
  T_3 = T_cd - DT_sub " Temperatura da água na saída do
condensador"
  DT_c = T_cd -T_m2 " DT do condensador"
"5.Propriedades termodinâmicas do refrigerante R_22"

  P_1 = PRESSURE(R22;T=T_ev; x=1) "Pressao de
evaporação"
  P_2 = PRESSURE(R22;T=T_cd; x=0) "Pressao de Condensação"
  h_1 = ENTHALPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entalpia á entrada do
compressor"
  s_1 = ENTROPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entropia á entrada do
compressor"
  h_2s = ENTHALPY(R22;P=P_2;s=s_1) "Entalpia ideal á saída
do compressor "
  h_3 = ENTHALPY(R22;P=P_2;T=T_3) "Entalpia á saída do
Condensador"

"6. Propriedades termodinamicas da agua"
h_5 = ENTHALPY(R718;T=T_5;P=100) "Entalpía da agua na saída do
evaporador"
h_13=ENTHALPY(R718;T=T_13;P=100)"Entalpía da agua na entrada
do evaporad."

"! EQUAÇÕES DO MODELO DO SISTEMA GLOBAL - INCOGNITAS "

"!MODELO DO EVAPORADOR"
  m_dot_r = Q_dot_ev /(h_1-h_4 {vazão massica de
refrigerante}
  T_5 = T_13 - (Q_dot_ev /(Cp_ae* m_dot_a )) {Temp.na
saída do evaporador}
  T_13 =T_ev+(Q_dot_ev /( Cp_ae*e_ev *m_dot_a)){Temp.na entrada
doevaporador}
  UA_ev =-(ln(1-e_ev))*(m_dot_a*Cp_ae){Condutancia termica
global do evaporador}

```

```

"!MODELO DO COMPRESSOR"
W_dot_c =m_dot_r*(h_2s-h_1)/n_k      {Potencia do compressor }
E_dot_c = W_dot_c /(n_m*n_e)        {Consumo do compressor}
h_2 = h_1+(h_2s - h_1)/n_k         {Entalpia
específica na saída do compressor}
"!MODELO DO CONDENSADOR"
T_15=T_cd-(Q_dot_cd/(Cp_ac*e_cd*m_dot_c)) {kw} {Temperatura
na entrada do

condensador}
T_16=T_15+(Q_dot_cd/(m_dot_c *Cp_ac)) {kw} {Condutancia
termica global do

condensador}
UA_cd = -(ln(1-e_cd))*(m_dot_c*Cp_ac) ){Condutancia termica
global do

condensador}

"!MODELO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTATICA"
h_4 = h_3                          {Entalpias
específicas do R_22 na valvula}
T_1 = T_ev + DT_vet                 {Temperatura na
entrada ao compressor }

"!BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"
Q_dot_cd = Q_dot_ev + W_dot_c       {Capacidade do
condensador }

"!MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"
n_torre = (T_16- T_15)/(T_16 -T_bhar) {Eficiencia da
torre de resfriamento}

"!BALANÇO DE ENERGIA NO EVAPORADOR "
Q_dot_ev = Q_dot_T                  { Capacidade do evedorador}

"! Dados de saída"

ConsumoMODELO = E_dot_c {consumo segundo o modelo}

"!COEFI CIENTE DE PERFORMANCE COP do SISTEMA"
COP = Q_dot_ev /E_dot_c {Coeficiente de desempenho do
compressor }
COP_MODELO = COP

{Observações}

T_2 = TEMPERATURE(R22;h=h_2;P=P_2) "Temp.max. na saída do
compressor:

T_2 < 80°C. Não é parte do
modelo"
n=n_m*n_k {eficiencia do compressor, Rodrigues: 0,70<n<0,90.}
ConsumoTRANE = 149,20 {kw} {consumo nominal E_no = 149,20 según
TRANE}
COP_TRANE = Q_dot_T/Consumo TRANE {Coeficiente de
desmpenho}

```



## 7.5.2.

**Programa para obter o consumo de energia quando o chiller acompanha a carga**

```

" !PROGRAMA N ° 1.2"

{Este programa é feito para:
Obter o consumo do sistema sem armazenamento, caso 1:
"O chiller acompanha a carga"
Usa-se o chiller:
    TRANE Modelo RTHB 215 de
Capacidade Nominal:
200      Tons
Potencia de entrada:
142.2    kW
Vazão massica da água no evaporador    25,23    kg/s
Vazão massica da água no condensador  25,23    kg/s    }
{ *Este programa avalia o consumo do chiller a cargas
parciais.}

" !DADOS DE ENTRADA"

tempo      =      12    { h} { indice horario}
Q_dot_T1   = 1200    {kW}{Carga térmica do predio}
T_amb      =      42    {C} {Temperatura ambiente do meio
ambiente}
T_5        =      6     {C} {Temperatura da agua na saida
do evaporador do chiller}
n_torre    =      0,60
Q_dot_T    = R_Q*Q_dot_Tno {kW} {Capacidade a carga parcial}
m_dot_a    = 25,23*R_Q    {kg/s}      {dado do fabricante:
TRANE}
m_dot_c    = 37,85*R_Q    {kg/s}      {dado do fabricante:
TRANE}

" 2. Condições do meio ambiente"
P_amb      = 100 {kPa}
Tear_to    = T_amb {C} {Temp.de bulbo seco do ar }
w_amb      = 0,01565    {umidade relativa media da
cidade-historico}
T_bhar     = WETBULB(AirH2O;T=Tear_to;P=P_amb;w=w_amb)
{temperatura de bulbo úmido de ar}

" 3. Condições da agua no evaporador"
T_m1       = (T_13 +T_5)/2    {C} {Temperatura meia da
agua no evaporador}
DT_e       = T_m1-T_ev    {C} { DT_e do evaporador}

" 4. Condições da agua no condensador"
T_3        = T_cd - DT_sub {C}
DT_sub     = 5             {recomendada pelo
fabricante de chillers-Blitzer}
T_m2       = (T_15 +T_16)/2 {C} "Temperatura meia da
agua no condensador"
DT_c       = T_cd -T_m2    {C} { DT_c : do condensador}

" 5. Condições para o compressor"
DT_vet     = 10{C} {DT da válvula de expansão
termostática}
n_k        = 0,95 {eficiencia isentrópica ou
adiabática de compressor}
n_m        = 0,80 {eficiencia mecanica do compressor}
n_e        = 0,98 {eficiencia eletrica do motor do
compressor}

" 6. Eficiencias e efetividadesdos trocadores de calor: "

```

```

    UA_ev      = 170,85  { e_ev = 0,80: efetividade nominal
do evaporador }
    UA_cd      = 81,21   {e_cd = 0,40  efetividade nominal
do condensador}

```

"7. Propriedades termodinamicas do Refrigerante "

```

    P_1      = PRESSURE(R22;T=T_ev; x=1) "Pressao de evaporacao"
    P_2      = PRESSURE(R22;T=T_cd; x=0) "Pressao de Condensacao"
    h_1      = ENTHALPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entalpia á entrada do
compressor"
    s_1      = ENTROPY(R22;P=P_1;T=T_1)  "Entropia á entrada do
compressor"
    h_2s     = ENTHALPY(R22;P=P_2;s=s_1) "Entalpia ideal á saida do
compressor "
    h_3      = ENTHALPY(R22;P=P_2;T=T_3) "Entalpia á saida do
Condensador"

```

" 8. Propriedades termodinamicas da agua"

```

    Cp_ae=4,2
    Cp_ac=4,2
    h_5     =ENTHALPY(R718;T=T_5;P=100)"Entalpia na saida do
evaporador"
    h_13    =ENTHALPY(R718;T=T_13;P=100) "Entalpia na entrada do
evaporador"

```

" EQUAÇÕES DO MODELO DO SISTEMA GLOBAL "

" !MODELO DO EVAPORADOR"

```

m_dot_r = Q_dot_ev / (h_1-h_4)  {vazão massica do refrigerante
R_22 }
T_5      = T_13 - (Q_dot_ev / (Cp_ae* m_dot_a )){
Temperatura da água na saida do evaporador}
T_13     =T_ev +(Q_dot_ev / (Cp_ae*e_ev *m_dot_a)){Temperatura da
água na entrada do evaporador}
e_ev     = 1-exp(-UA_ev/(m_dot_a*Cp_ae)) {efetividade do
evaporador}

```

"!MODELO DO COMPRESSOR"

```

W_dot_c =m_dot_r*(h_2s-h_1)/n_k {Potência do compressor }
E_dot_c = W_dot_c / (n_m*n_e)   {Consumo a carga parcial }
h_2     = h_1+(h_2s - h_1)/n_k  {eficiencia adiabática do
compressor}

```

"!MODELO DO CONDENSADOR"

```

T_15     = T_cd - (Q_dot_cd / (Cp_ac*e_cd*m_dot_c )){kw}
{Temperatura na entrada do condensador}
T_16     = T_15 + (Q_dot_cd / (m_dot_c *Cp_ac )){kw}
{Temperatura de saida do condeensador}
e_cd     = 1-exp(-UA_cd/(m_dot_c*Cp_ac)) {efetividade do
condensador}

```

"!MODELO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA"

```

h_4      = h_3 {entalpias na entrada e saida da válvula de
expansão termost.}
T_1      = T_ev+DT_vet { Temperatura na entrada ao compressor}
"!BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"
Q_dot_cd = Q_dot_ev + W_dot_c {Balanço de energia no chiller}

```

"!MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"

```

n_torre  = (T_16- T_15) / (T_16 -T_bhar) {Eficiencia da torre
de resfriamento}

```

"!BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA "

```

Q_dot_ev = 1,05* Q_dot_T {balanço de energia no sistema
hidráulico consideramos 5% por perdas nas tubulacoes e pelo
bobeamento}

```

```

"!COEFI CIENTE DE PERFORMANCE COP do SISTEMA"
COP = Q_dot_ev /E_dot_c { COP do chiller }

{OPERAÇÃO A CARREGA PARCIAL COM CHILLER TRANE}
Q_dot_Tno = 704 {kw } {Condição nominal}
E_dot_cno = 149,20 {kw} {Condição nominal}

R_Q1 =Q_dot_T1/Q_dot_Tno
R_E =interpolate ('R_Q'; 'R_E'; R_Q=R_Q)
E_dot_cparcial =R_E *E_dot_cno

R_Q =R_Q1-Trunc(R_Q1 )

ConsumoTRANE =Trunc(R_Q1 )*E_dot_cno+E_dot_cparcial{consumo
segundo TRANE}
ConsumoMODELO=Trunc(R_Q1 )*E_dot_cno+E_dot_c{consumo segundo o
modelo}

COP_TRANE =Q_dot_T1*1,05 /ConsumoTRANE {Compressores a carga
parciai e total TRANE}
COP_MODELO =Q_dot_T1*1,05 /ConsumoMODELO {Compressores a
carga parciai e total modelo}

"! Dados de saida"
ConsumoMODELO = E_dot_c {consumo segundo o modelo}

{Observações:}

T_2=TEMPERATURE(R22;h=h_2;P=P_2){Temp.max.na saída do compressor:
T_2< 80°C }
n=n_m*n_k {eficiencia do compressor,Rodrigues:0,70<n<0,90}

```

### 7.5.3.

#### Programa para obter o consumo de energia - modo1

```

"! PROGRAMA Nº 2.1"

{Este programa foi feito para:
Obter o consumo de energia no MODO 1: quando o chiller atende
a carga térmica e armazena energia no tanque}

"!DADOS DE ENTRADA "

tempo      = 1 { indice horario}
T_amb      = 32 {Temperatura ambiente média}

Q_dot_T1   =1200 { Carga térmica do predio valor de entrada}
Q_dot_Tno  = 200*3,52 {carga térmica nominal}
R_Q1 = Q_dot_T1/Q_dot_Tno {fator para determinar porcentagem
de carga térmica}
T_11 = 11 {Temperatura na saída do tanque de armazenamento}
h_11 = ENTHALPY(R718;T=T_11;P=100)
T_6 =6 {Temperatura na entrada do tanque de armazenamento}
T_5 = 6 {Temperatura da água na saída do chiller}
n_torre =0,6 {eficiencia da torre de resfriamento}
CAP_CH2= 900 {kW} {É calculado com o programa Nº3 e depende
do CASO seja: CASO1 ou CASO2"}
Q_ev = CAP_CH2

"DADOS PARA UN INTERVALO DE TEMPO DE 1 HORA "
Q_dot_T = Q_dot_T1 {Carga térmica do predio-
requerido por o programa}
m_dot_a = 25,23*R_Q1 {kg/s} {dado do fabricante: TRANE}
m_dot_c = 37,5*R_Q1 {kg/s} {!dado do fabricante: TRANE}
"Condições do meio ambiente"
P_amb = 100 {kPa} { no nivel do mar}

```

```

Tear_to = T_amb {C}{ Temperatura de bulbo seco do ar na
entrada da torre}
w_amb = 0,01565{Condições ambiente de Rio}
T_bhar = WETBULB(AirH2O;T=Tear_to;P=P_amb;w=w_amb)

"Condições da agua no evaporador"
T_m1=(T_13 +T_5)/2 {C} {Temperatura média da água no
evaporador}
DT_e=T_m1-T_ev { DT do evaporador }

"Condições da agua no condensador" "! dado de saída
T_cd {C}"
T_3 = T_cd - DT_sub
DT_sub = 5 {recomendada pelo fabricante de chillers-Blitzer}
T_m2 = (T_15 +T_16)/2 {C} {Temperatura meia da agua no
condensador}
DT_c = T_cd -T_m2 { DT_c é DT do
condensador}

"Condições para o compressor"
DT_vet = 10 {C}{garú de superaquecimento}
n_k = 0,95 {eficiencia isentrópica ou adiabática
de compressor}
n_m = 0,80 {eficiencia mecanica do compressor}
n_e = 0,98 {eficiencia eletrica do motor do
compressor}

"Eficiencias e efetividadesdos trocadores de calor: "
UA_ev = 170,85 { e_ev = 0.80 efetividade do
evaporador nominal}
UA_cd = 81,21 { e_cd = 0.40 efetividade do
condensador nominal}

"Propriedades termodinamicas do Refrigerante "
P_1 = PRESSURE(R22;T=T_ev; x=1) "Pressao de evaporacao"
P_2 = PRESSURE(R22;T=T_cd; x=0) "Pressao de Condensacao"
h_1 = ENTHALPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entalpia á entrada do
compressor"
s_1 = ENTROPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entropia á entrada do
compressor"
h_2s = ENTHALPY(R22;P=P_2;s=s_1)"Entalpia ideal á saída do
compressor "
h_3 = ENTHALPY(R22;P=P_2;T=T_3)"Entalpia á saída do
Condensador"

"Propriedades termodinamicas da agua"
Cp_ae = 4,2
Cp_ac = 4,2
h_5 = ENTHALPY(R718;T=T_5;P=100) "Entalpia da agua na
saída do evaporador"
h_13 = ENTHALPY(R718;T=T_13;P=100) "Entalpia da agua
na entrada do evaporador"

"!EQUAÇÕES DO MODELO DO SISTEMA GLOBAL"

"!MODELO DO EVAPORADOR"
m_dot_r =Q_dot_ev /(h_1-h_4) {vazão
massica de refrigerante}
T_5 =T_13 - (Q_dot_ev /(Cp_ae* m_dot_a )){Temperatura
da água na saída do chiller}
T_13 = T_ev + (Q_dot_ev /( Cp_ae*e_ev
*m_dot_a )){Temperatura da água na entrada do chiller}
e_ev = 1-exp(-UA_ev/(m_dot_a*Cp_ae))
{efetividade do evaporador}

"!MODELO DO COMPRESSOR"

```

```

W_dot_c =m_dot_r*(h_2s-h_1)/n_k           {Potência
isentrópica do compressor }
E_dot_c = W_dot_c /(n_m*n_e)             {Consumo do
compressor}
h_2 = h_1+(h_2s - h_1)/n_k
{Eficiencia adiabática do compressor }

"!MODELO DO CONDENSADOR"
T_15 =T_cd -(Q_dot_cd /(Cp_ac*e_cd*m_dot_c )) {kw} {Temp. na
entrada da água do condensador }
T_16 = T_15 + (Q_dot_cd /(m_dot_c *Cp_ac )) {kw} {Temp.na
saída do condensador}
e_cd= 1-exp(-UA_cd/(m_dot_c*Cp_ac))
{efetividade do evaporador}

"!MODELO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA"
h_4 = h_3 { processo
isoentálpico}
T_1 = T_ev + DT_vet { Temperatura na entrada
do compressor }

"!BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"
Q_dot_cd = Q_dot_ev+ W_dot_c {Capcidade do condensador}

"!MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"
n_torre = (T_16- T_15)/(T_16 -T_bhar) {deve-se manter
proximo a 0,60}

"!BALANÇO DE ENERGIA NAS TUBULAÇÕES-TANQUE DE ARMAZENAMENTO"
h_6 = h_5
h_7 = h_6
m_dot_10*h_10+m_dot_11*h_11=m_dot_a*h_13

"!MODELO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO"
m_dot_a=m_dot_7+m_dot_6 {balanco de massas}
m_dot_a=m_dot_10 +m_dot_11 {balanco de massas}
m_dot_6 =m_dot_11 {balanco de massas}
m_dot_7=m_dot_10 {balanco de massas}
DU_dot_ta =m_dot_6*(h_6-h_11){balanco de massas}

"!BALANÇO DE ENERGIA NOS FANS COILS ( para todos os modos) "
Q_dot_T = m_dot_7*(h_10-h_7) {Carga térmica do predio}

"!BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA"
Q_dot_ev = 1,05* Q_dot_T+abs(DU_dot_ta ) {consideramos 5% por
ganhos nas tubulacoes}
"!DADOS DE SAÍDA"
Consumo = E_dot_c {Consumo según o
modelo}
COP_sistema =Q_dot_T/Consumo {Considera todos os compressores
a carga parciai e total}

{Observações:}

T_2 = TEMPERATURE(R22;h=h_2;P=P_2) {Temp.max. na saída do
compressor: T_2 < 80°C nao é parte do modelo}
n=n_m*n_k {eficiencia do compressor,Rodrigues:0,70<n<0,90}

```

#### 7.5.4.

#### Programa para obter o consumo de energia - modo 3

"! PROGRAMA Nº 2.2"

```

"!DADOS DE ENTRADA DO TRANSIENTE"
tempo      = 1 (h)      { indice horario}
T_amb      = 32 {C}     {Temperatura ambiente}
Q_dot_ev   = CAP_CH2   {Capacidade do evaporador}

CAP_CH2= 796.1 {kW } {É dada em kW térmicos, e é obtida com o
programa

                                N° 3 usando a n_st}
T_6        = 6 {C}     {Temperatura na saída do evepaorador do
chiller}
T_11       = 11 {C}    {Temperatura na entrada do tanque no
processo de carga}

n_torre    = 0,60      {Eficiencia da torre de resfriamento}

Q_dot_Tno  = 200*3,52 {kw } {Capacidade nominal}
R_Q1 =Q_dot_ev /Q_dot_Tno {fator de carga das capacidades}

"DADOS PARA UN INTERVALO DE TEMPO DE 1 HORA "
m_dot_a    = 44,21*R_Q1{kg/s}      {dado do fabricante:
TRANE}
m_dot_c    = 37,5*R_Q1 {kg/s}      {dado do fabricante:
TRANE}

"Condições do meio ambiente"
P_amb      = 100 {kPa} { ao nivel do mar}
Tear_to    = T_amb {C} {Temp.de bulbo.seco do ar na entrada
da torre}
w_amb      = 0,01565{Condiciones ambiente de Rio HR = 78%, Tbs
= 30°C determina a eficiencia da torre}
T_bharr    = WETBULB(AirH2O;T=Tear_to;P=P_amb;w=w_amb)

"Condições da agua no evaporador"
T_m1=(T_13 +T_5)/2 {C} {Temperatura média da agua no
evaporador}
DT_e=T_m1-T_ev {C} {DT do evaporador}
"Condições da agua no condensador"
T_3        = T_cd - DT_sub
DT_sub     = 5 {C} {recomendada pelo
fabricante de chillers-Blitzer}
T_m2 =(T_15 +T_16)/2 {C} {Temperatura meia da agua no
condensador}
DT_c       =T_cd -T_m2 {C} { DT do condensador}

"Condições para o compressor"
DT_vet     = 10 {C} {garú de superaquecimento}
n_k        = 0,95 {eficiencia isentrópica ou adiabática
de compressor}
n_m        = 0,80 {eficiencia mecanica do compressor}
n_e        = 0,98 {eficiencia eletrica do motor do
compressor}
"Eficiencias e efetividadesdos trocadores de calor : "
UA_ev      = 170,55 {W/m-K} { e_ev = 0.80 efetividade do
evaporador nominal}
UA_cd      = 81,21{W/m-K} { e_cd = 0.40 efetividade
do condensador nominal}

"Propriedades termodinamicas do Refrigerante "
P_1        = PRESSURE(R22;T=T_ev; x=1) "Pressao de evaporacao"
P_2        = PRESSURE(R22;T=T_cd; x=0) "Pressao de Condensacao"
h_1        = ENTHALPY(R22;P=P_1;T=T_1)"Entalpia á entrada do
compressor"
s_1        = ENTROPY(R22;P=P_1;T=T_1) "Entropia á entrada do
compressor"

```

```

h_2s = ENTHALPY(R22;P=P_2;s=s_1)"Entalpia ideal á saída do
compressor "
h_3   = ENTHALPY(R22;P=P_2;T=T_3)"Entalpia á saída do
Condensador"
"Propriedades termodinamicas da agua"
Cp_ae = 4,2 {kJ/kg C}
Cp_ac = 4,2 {kJ/kg C}

h_11 = ENTHALPY(R718;T=T_11;P=100) " Entalpia da agua na
saída do tanque de armazenamento "
h_13 = ENTHALPY(R718;T=T_13;P=100) " Entalpia da agua na
entrada do evaporador "

"!MODELOS DOS COMPONENTES DO SISTEMA GLOBAL"

"!MODELO DO EVAPORADOR"
m_dot_r = Q_dot_ev / (h_1-h_4) {Vazão massica de refrigerante}
T_5     = T_13 - (Q_dot_ev / (Cp_ae* m_dot_a ))
{Temperatura da água na saída do chiller}
T_13    = T_ev + (Q_dot_ev / ( Cp_ae*e_ev *m_dot_a))
{Temperatura da água na entrada do chiller}
e_ev    = 1-exp(-UA_ev/(m_dot_a*Cp_ae)) {Efetividade do
evaporador}

"!MODELO DO COMPRESSOR"
W_dot_c =m_dot_r*(h_2s-h_1)/n_k {Potência isentrópica do
compressor }
E_dot_c = W_dot_c / (n_m*n_e)      {Consumo do compressor}
h_2     = h_1+(h_2s - h_1)/n_k     {Eficiencia adiabática
do compressor }

"!MODELO DO CONDENSADOR"
T_15    = T_cd - (Q_dot_cd / (Cp_ac*e_cd*m_dot_c )) {kw}
{Temperatura de entrada da água na entrada do condensador}
T_16    = T_15 + (Q_dot_cd / (m_dot_c *Cp_ac )) {kw}
{Temperatura de entrada da água na saída do condensador}
e_cd    = 1-exp(-UA_cd/(m_dot_c*Cp_ac)) {Eficiencia adiabática do
compressor}

"!MODELO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA"
h_4     = h_3 { Balanco de energia}
T_1     = T_ev + DT_vet { Temperatura na entrada do
compressor }

"!BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"
Q_dot_cd = Q_dot_ev+ W_dot_c { Calor rejeitado no
condensador}

"!MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"
n_torre = (T_16- T_15 )/(T_16 -T_bhar) {eficiencia da torre
é constate igual a 0,60}

"! BALANÇO DE MASSAS E ENERGIA NAS TUBULAÇÕES e NO TANQUE DE
ARMAZENAMENTO"
h_6     = h_5 { Balanco de energia}
h_11    = h_12 { Balanco de energia}
h_11    = h_13 { Balanco de energia}

"!MODELO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO"
m_dot_6 = m_dot_11 { Balanco de massas}
m_dot_6=m_dot_a { Balanco de massas}
DU_dot_ta = m_dot_6*(h_11-h_6) { Balanco de energia}

"!BALANÇO DE ENERGIA NOS FANS COILS (não operam neste modo) "

"!BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA"
Q_dot_ev = 1,05*DU_dot_ta {Consideramos 5% por ganhos nas
tubulacoes }

```

```

"!Dados de saída"

Consumo = E_dot_c {Consumo segundo o
modelo}
COP_chiller = Q_dot_ev/Consumo {Considera todos os
compressores a carrega parcial y total modelo}

"!Observações:"
T_2 = TEMPERATURE(R22;h=h_2;P=P_2) { Temp.max. na saída do
compressor: T_2 < 80°C nao é parte do modelo}
n =n_k*n_m { segundo Rodrigues: 0.70 < n < 0.90 }

```

### 7.5.5. Programa para obter o consumo de energia - modo 4

```

"! PROGRAMA Nº.2.3 "

{Este programa foi feito para obter o consumo de energia do
chiller quando a carga é atendida pelo chiller e pelo tanque
de armazenamento}

"!DADOS DE ENTRADA "

tempo = 7 {h} { indice horario}
T_amb = 24 {C} {temperatura de bulbo seco}
Q_dot_T1 = 1113 {kW}

CAP_CH2= 910,6 {Capacidade do chiller obtido
com o P.3}
Q_dot_ev = CAP_CH2 {Capacidade do evaporador}

Q_dot_Tno = 704 {kw} {Capacidade nominal do
chiller}
R_Q1 = Q_dot_T1/Q_dot_Tno {È um fator que determina o
porcentagem de carga}
T_11 = 11 {C} {Temperatura da agua
na saida do chiller}
T_6 = 6 {C} {Temperatura da agua
na saida do chiller}
h_11 = ENTHALPY(R718;T=T_11;P=100) { Entalpia da água na
entrada do tanque de armazenameto}
n_torre =0,6 {eficiencia da torre
de resfriamento}

"! PARAMETROS DO SISETMA GLOBAL"

"Dados de entrada:"

Q_dot_T =Q_dot_T1
m_dot_a = 25,23*R_Q1 {kg/s} {dado do fabricante:
TRANE}
m_dot_c = 37,5*R_Q1 {kg/s} {dado do fabricante:
TRANE}

"Condições do meio ambiente"
P_amb = 100 {kPa} { ao nivel do mar}
Tear_to = T_amb {C} {Tempperatura de bulbo seco na entrada
da torre}
w_amb = 0,01565 {umidade específica média na cidade de Rio
Janiero}

```



```

T_bhar = WETBULB(AirH2O;T=Tear_to;P=P_amb;w=w_amb)
{temperatura de bulbu úmido do ar}

"Condições da água no evaporador"
T_m1=(T_13 +T_5)/2 {C} {Temperatura meia da água no
evaporador}
DT_e=T_m1-T_ev {DT do evaporador}

"Condições da água no condensador"
T_3 = T_cd - DT_sub
DT_sub = 5 {recomendada pelo fabricante de chillers-
Blitzer}
T_m2 =(T_15 +T_16)/2 {C} {Temperatura meia da água no
condensador}
DT_c =T_cd -T_m2{ DT do condensador}

"Condições para o compressor"
DT_vet = 10 {C} "garú de superaquecimento"
n_k = 0,95 {eficiencia isentrópica ou adiabática
de compressor}
n_m = 0,80 {eficiencia mecanica do compressor}
n_e = 0,98 {eficiencia eletrica do motor do
compressor}

"Eficiencias e efetividades dos trocadores de calor: "
UA_ev =170,55 { e_ev = 0.80 efetividade do
evaporador nominal}
UA_cd = 81,21 { e_cd = 0.4 efetividade do
condensador nominal}

"Propriedades termodinamicas do Refrigerante "
P_1 = PRESSURE(R22;T=T_ev; x=1) {Pressao de evaporacao}
P_2 = PRESSURE(R22;T=T_cd; x=0) {Pressao de Condensacao}
h_1 = ENTHALPY(R22;P=P_1;T=T_1){Entalpia á entrada do
compressor}
s_1 = ENTROPY(R22;P=P_1;T=T_1) {Entropia á entrada do
compressor}
h_2s = ENTHALPY(R22;P=P_2;s=s_1){Entalpia ideal á saida do
compressor}
h_3 = ENTHALPY(R22;P=P_2;T=T_3){Entalpia á saída do
Condensador}

"Propriedades termodinamicas da água"
Cp_ae = 4,2 {Calor especifico a pressão constante da água no
evaporador}
Cp_ac = 4,2 {Calor específico a pressão constante da água no
condensador}
h_13 = ENTHALPY(R718;T=T_13;P=100)"Entalpia da água na
entrada do evaporador"

"!EQUAÇÕES DO SISTEMA GLOBAL"

"!MODELO DO EVAPORADOR"
m_dot_r = Q_dot_ev /(h_1-h_4) {vazão massica de refrigerante}
T_5 = T_13 - (Q_dot_ev /(Cp_ae* m_dot_a ))
{Temperatura da água na saída do chiller}
T_13 = T_ev + (Q_dot_ev /( Cp_ae*e_ev *m_dot_a ))
{Temperatura da água na entrada do chiller}
e_ev = 1-exp(-UA_ev/(m_dot_a*Cp_ae)) {efetividade do
evaporador}

"!MODELO DO COMPRESSOR"
W_dot_c =m_dot_r*(h_2s-h_1)/n_k {Potência isentrópica do
compressor }
E_dot_c = W_dot_c /(n_m*n_e) {Consumo do compressor}
h_2 = h_1+(h_2s - h_1)/n_k { Eficiencia adiabática do
compressor }

"!MODELO DO CONDENSADOR"

```

```

T_15      = T_cd - (Q_dot_cd / (Cp_ac * e_cd * m_dot_c)) {kw}
{Temperatura de entrada da água na entrada do condensador}
T_16      = T_15 + (Q_dot_cd / (m_dot_c * Cp_ac)) {kw}
{Temperatura de entrada da água na saída do condensador}
e_cd = 1 - exp(-UA_cd / (m_dot_c * Cp_ac)) {efetividade do
condensador}

"!MODELO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA"
h_4 = h_3      { h_3 entalpia na entrada da válvula e h_4
na saída }
T_1 = T_ev + DT_vet {Temperatura na entrada ao
compressor }

"!BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"
Q_dot_cd = Q_dot_ev + W_dot_c      {}

"!MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"
n_torre = (T_16 - T_15) / (T_16 - T_bhar) {deve manter-se ao
perto de 0,60 }

"! BALANÇO DE MASSAS E ENERGIA NAS TUBULAÇÕES e NO TANQUE DE
ARMAZENAMENTO"
h_10 = h_11
h_13 = h_11
m_dot_7 * h_7 = m_dot_a * h_5 + m_dot_6 * h_6
"!MODELO DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO"
m_dot_a = m_dot_7 - m_dot_6      {balanco de massas}
m_dot_a = m_dot_10 - m_dot_11    {balanco de massas}
m_dot_11 = m_dot_6               {balanco de massas}
m_dot_7 = m_dot_10              {balanco de massas}
DU_dot_ta = m_dot_6 * (h_11 - h_6) {balanco de energia}

"!BALANÇO DE ENERGIA NOS FANS COILS ( para todos os modos) "
Q_dot_T = m_dot_7 * (h_10 - h_7) { carga térmica do prédio}

"!BALANÇO GLOBAL DE ENERGIA"
Q_dot_ev = 1,05 * Q_dot_T - DU_dot_ta {consideramos 5% por ganhos
nas tubulacoes}

"!DADOS DE SAÍDA"

Consumo = E_dot_c      {consumo segúm o modelo}
COP_sistema = Q_dot_ev / Consumo {Considera todos os
compressores a carrega parcial e total- como o modelo}

{Observações:}

T_2 = TEMPERATURE(R22;h=h_2;P=P_2) {Temp.max. na saída do
compressor: T_2 < 80°C nao é parte do modelo}
n = n_k * n_m { segundo Rodrigues: 0.70 < n < 0.90 }.

```

### 7.5.6.

#### Programa para o calculo a capacidade do chiller nos casos 2 e 3

```

"!PROGRAMA N ° 3"

{Este programa foi feito para CALCULAR A CAPACIDADE DO
CHILLER nos
casos 2 e 3}
{Chuta-se uma eficiencia n_ST , exemplo : n_ST1 = 0,850,
n_ST = 0,914 sendo o erro = 100 * abs( n_ST1 - n_ST) / n_ST = 7,05% }
"!DADOS DE ENTRADA"
n_ST1 = 0,85      { chute inicial}
T_6 = 6          {Temperatura de saída do tanque}
T_11 = 11        {Temperatura de entrada ao tanque}

```

```

T_max = 0,25      {se considera que 0,05<T_max<0,25, }
H /D = 0,5      {Razao altura/diametro do tanque: para
concreto: 0,25<H/D<0,50; para aço: 0,5 < H/D < 1,2 }
ih=1 {indice horario da o horario de demanda de energia,
exemplo si ih =7 então horario é 6--7 horas}
E_1=SumParametric('Tabela_e';'e';1;24) {energia total
armazenada pelo tanque}

"!EQUAÇÕES"

{CALCULO DA CAPACIDADE DO CHILLER}
CAP_ch2 =(E_1 /(16+8*n_ST1)) {o chiller fica ligado na ponta}
{CAP_ch3 =(E_1 /(13+8*n_ST1)) {o chiller fica desligado na
ponta}}

{CALCULO DA ENERGIA ARMAZENADA NO TANQUE NO CASO 2}
E_armz = CAP_ch2 *8 {Energia armazenada no tanque}

{CALCULO DA VAZÃO MASSICA DA AGUA NO TANQUE}
m_dot_6 = CAP_ch2/(c*DT) {kg/s}

{CALCULO DO VOLUME DO TANQUE }
Vol      = (3600*E_armz/(998*c*DT )) {volume do tanque de
armazeenamento}
DT=T_11 - T_6 {DIFERENCIA DA TEMPERATURAS NO TANQUE}

"! CALCULO DA EFICIENCIA DO TANQUE DE ARMAZENAMENTO"
m_dot_ta = m_dot_6 {Cambio de variavei para achar a
eficiencia do tanque}
A_tta      = (PI*(D^2))/4      {m^2} {área na base do
tanque}
Vol        = A_tta*H          {m^3} {volume do tanque}
T_mta      = (T_6+T_11)/2 {C} {temperatura media da
agua no tanque}
P_a        = 100 {kPa} {considera a
pressão media da água}
rho_ta     =DENSITY(Water;T=T_mta ;P=P_a) {kg/m^3} {densiadade da
água}
v = m_dot_6 /(rho_ta*A_tta)      {velocidade media da
água}
k_a        = CONDUCTIVITY(Water;T=T_mta;P=P_a){w/m^3-K}
{condutividade da água}
c          =CP(Water;T=T_mta;P=P_a) {kJ/kg K}{calor específico
da água}
alpha =k_a /(rho_ta *c){m^2/s} {difusividade da água}
Pe_H =v*H/alpha      {número de Peclet}
Pe_H =exp(x1)        {x1 = Ln(Pe_H )}
y1        =T_max      {Temperatura maxima adimensionai
Hoiman 1996}

"!Dados de saída"
n_ST = Interpolate2D('Tabla1';'x';'y';'z';x=x1; y=y1)
{Eficiencia do tanque de armazenamento dada por Homan et al.
(1996) }
erro_n_st= (abs(n_ST -n_ST1)/n_ST)*100 {erro relativo ,
erro_n_ST <=1% }
CAP_chiller = CAP_ch2{capacidade do chiller caso2}

"!Observações:
No calculo de T_max , tem-se conta que:"
{T_h =T_11 {Temperatura de entrada no processo de descarga}
T_i =T_6 {Temperatura de entrada no processo de carga}
T_61 = 6,5{Temperatura inicial na descarga do tanque no
processo de descarga}
T_max = (T_61-T_i)/ (T_h-T_i) {T_max definido por Homan et al.
1996}}

{Observações:}
t_s = H/(3600*v) {h} {Tempo de armazenamento, verificar!}

```

