

TESE

812

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Simulação de um Sistema de Condicionamento
de ar Com Termoacumulação

AUTOR: DÊNIO LEMOS PANISSI

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

*SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR COM
TERMOACUMULAÇÃO*

AUTOR: DÊNIO LEMOS PANISSI

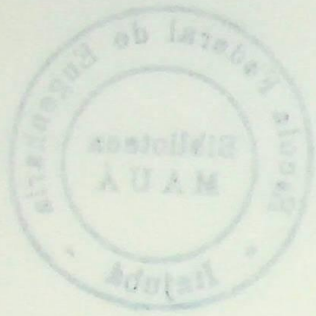
ORIENTADOR: ELI SILVA

CO-ORIENTADOR: MANUEL DA SILVA VALENTE DE ALMEIDA

ITAJUBÁ - MG

1995

CLASS	697.97(043.2)
CUTT.	P1925
TERMO	8/2



DISSSERTAÇÃO DE MESTRADO

SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONDIÇÃOAMENTO DE AR COM
TERMOACUMULAÇÃO

AUTOR: DÉBIO LEMOS PANISI

ORIENTADOR: ELI SILVA
CO-ORIENTADOR: MÁRCEL DA SILVA VALENTE DE ALMEIDA

ITAPUVA - MG

1998



Ministério da Educação e do Desporto
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
Pró-Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

A N E X O I

PRONUNCIAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

A Banca Examinadora, abaixo assinada, nomeada por Portaria nº 237 de 30.08.95, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: "Simulação de um Sistema de Condicionamento de Ar com Termoacumulação" apresenta pronunciamento no sentido de que o Coordenador dos Cursos de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite ao DRA (Departamento de Registro Acadêmico) a expedição do título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica, na Área de Conversão de Energia, satisfeitas as demais exigências regimentais, a Dênio Lemos Panissi.

Itajubá, 08 de Setembro de 1995.

Prof. José Maria Saiz Jabardo
1º Examinador - USP/SC

Prof. Sebastião Varella
2º Examinador - EFEI

Prof. Eli Silva
3º Examinador - EFEI - Orientador



Ministério da Educação e do Desporto
 ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
 Pró-Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

A N E X O I I

FOLHA DE JULGAMENTO DA BANCA EXAMINADORA

Título da Dissertação "Simulação de um Sistema de Condicionamento de Ar com Termoacumulação"

Autor: DÊNIO LEMOS PANISSI

JULGAMENTO

EXAMINADORES	CONCEITO	RUBRICA
1º	A ⁺	
2º	A ⁺	
3º	A ⁺	
4º	XXXXXXXXXXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

Resultado Médio: Conceito A⁺, ou seja, aprovado com distinção

Observações: _____

Itajubá, 08 de Setembro de 1995.

Prof. José Maria Saiz Jabardo
 1º Examinador - USP/SC

Prof. Sebastião Varella
 2º Examinador - EFEI

Prof. Eli Silva
 3º Examinador - EFEI - Orientador

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus queridos pais e irmão.

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se o desenvolvimento de um modelo matemático e a simulação computacional de um sistema de controle de um motor elétrico de pólo em banco de pólo, com estratégia de controle adaptativo parcial e privacidade para o usuário.

A modelagem dos equipamentos foi desenvolvida em função das características tecnológicas de fabricação.

A simulação dos equívocos dinâmicos do sistema é realizada com base em procedimentos matemáticos de equilíbrio quasi-estático.

O sistema estudado é formado pelas seguintes equações:

Agradecimentos

O autor agradece ao CNPq pelo apoio financeiro e aos professores Eli Silva e Manuel da Silva V. de Almeida pelas orientações para a elaboração deste trabalho.

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se o desenvolvimento de um modelo matemático e a simulação computacional de um sistema de condicionamento de ar, com termoacumulação de frio em banco de gelo, com estratégia de armazenagem parcial e prioridade para o chiller.

A modelagem dos equipamentos foi desenvolvida em função dos dados disponíveis em catálogos de fabricantes.

A simulação do equilíbrio dinâmico do conjunto é realizada com base no processo termodinâmico de equilíbrio quase-estático.

O conjunto estudado é formado pelos seguintes equipamentos:

- compressor alternativo;
- condensador "shell-and-tube" (resfriado à água);
- evaporador seco "shell-and-tube" para resfriamento de líquidos;
- válvula de expansão termostática de equalização interna;
- torre de resfriamento de contra-corrente;
- válvula de mistura de três vias;
- válvula desviadora de três vias e
- banco de gelo tipo tanque que abriga no seu interior um trocador de calor, formado por tubos paralelos, dispostos horizontalmente, imersos em água.

O trabalho apresenta os resultados da simulação que permitem analisar a performance do sistema.

ABSTRACT

In this work the development of a mathematical model is done and a numerical simulation presented for an ice storage air conditioning system with chiller priority strategy.

The model used parameter information obtained from components manufacturers catalogs.

The overall system dynamic equilibrium formulation is that of a thermodynamic quasi-static equilibrium process.

The main components of the system are listed below:

- reciprocating compressor;
- shell-and-tube water-cooled condenser;
- shell-and-tube water-cooling evaporator;
- thermostatic expansion valve with internal equalizer;
- counterflow cooling tower;
- automatic temperature modulation three way valve;
- brine-type solid ice builder, where a heat exchanger is a bundle of horizontal and parallel tubes inside a water tank.

The simulation results obtained are then used for system performance analysis.

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO	1
2 - PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	3
3 - AR CONDICIONADO COM TERMOACUMULAÇÃO DE FRIO	5
3.1 - Formas de Termoacumulação	5
3.2 - Principais Dispositivos para Termoacumulação com Gelo	5
3.3 - Estratégias para Termoacumulação	7
3.4 - Disposições do Chiller e Banco de Gelo na Armazenagem Parcial	8
3.5 - Tamanho do Banco de Gelo e Chiller	8
4 - DEFINIÇÃO DA INSTALAÇÃO	10
4.1 - Descrição dos Equipamentos	10
4.2 - Esquema da Instalação	11
4.3 - Ciclos de Funcionamento	12
5 - MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	15
5.1 - Compressor	30
5.2 - Condensador	28
5.3 - Evaporador	39
5.4 - Válvula de Expansão Termostática	57
5.5 - Torre de Resfriamento	58
5.6 - Banco de Gelo	76

5.7 - Válvulas Reguladoras da Vazão da Solução Aquosa de Etileno-Glicol	108
6 - SIMULAÇÃO GERAL DO SISTEMA	116
6.1 - O Sistema Simulado	116
6.2- A Simulação	116
7 - CONCLUSÃO	129
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132
BIBLIOGRAFIA	133
APÊNDICE	134
Apêndice A - Programa Computacional para a Simulação do Sistema	135
Apêndice B - Propriedades do Refrigerante 22	164
Apêndice C - Propriedades da Solução Aquosa de Etileno-Glicol	169
Apêndice D - Propriedades da Água	171
Apêndice E - Coeficientes de Convecção da Água e da Solução Aquosa de Etileno-Glicol no Interior do Banco de Gelo	172

1. INTRODUÇÃO

Na prática, nenhum sistema de ar condicionado de edifícios comerciais opera com 100 % de sua capacidade, durante o ciclo diário de refrigeração. A carga de ar condicionado atinge seu pico, no período da tarde, quando as temperaturas do meio externo são mais elevadas, causando pontas de demanda de energia elétrica. Assim, a capacidade total de uma central frigorífica e a potência elétrica demandada são solicitadas somente por algumas horas

As concessionárias públicas de energia elétrica taxam os consumidores comerciais, conforme sua maior demanda e a energia consumida, no horário de ponta (das 17 às 22 horas, de segunda à sexta-feira), com uma tarifa maior.

A termoacumulação de frio é um método para nivelar a potência demandada e ou deslocar o consumo total ou parcial de energia elétrica para os horários cuja tarifa elétrica horo-sazonal é menos elevada.

Assim, a termoacumulação pode possibilitar uma redução dos custos operacionais, justificando o seu estudo.

O objetivo deste trabalho é proporcionar, através de simulação computacional, o levantamento da performance de um Sistema de Condicionamento de Ar com Termoacumulação e de cada um de seus principais componentes, sob as diversas condições de operação, oferecendo, aos projetistas envolvidos na área, uma fácil avaliação do funcionamento dinâmico do conjunto.

A simulação é desenvolvida, com base no processo termodinâmico de equilíbrio quase-estático, sobre os principais componentes do sistema: compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão, torre de resfriamento de contra-corrente, válvula de mistura de três vias, fan-coil e banco de gelo.

Com o intuito de desenvolver a modelagem dos componentes do sistema, próxima à realidade, os dados utilizados, sempre que disponíveis, são extraídos de catálogos de fabricantes.

Entre outras finalidades, a simulação permite:

- analisar a performance do sistema frigorífico sob diferentes condições de operação;

- estimar o tamanho ideal para o chiller e banco de gelo, permitindo a seleção econômica dos conjuntos;
- estudar a influência que cada um dos componentes exerce sobre a performance do sistema;
- planejar o funcionamento do sistema, tendo em vista os benefícios da tarifa elétrica horo-sazonal.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O uso da termoacumulação é conhecido desde o século passado, porém com o objetivo de redução dos custos de energia elétrica é recente. No Brasil, as primeiras instalações, utilizando gelo como meio de armazenamento, surgiram em 1985 e, atualmente, estima-se um número superior a 100 instalações com termoacumulação de frio operando no país, com a grande maioria usando gelo como meio de armazenamento [11].

O tratamento deste assunto na literatura é relativamente novo.

Halász [2] apresenta os conceitos para o cálculo de um sistema de termoacumulação de frio com gelo e com expansão direta. Neste sistema, o gelo é formado diretamente sobre o tubos do evaporador.

Chiachia [11] apresenta um projeto típico de termoacumulação com banco de gelo, com estratégia de armazenagem parcial e prioridade para o chiller, onde é mostrado o cálculo para o levantamento da capacidade do chiller e banco de gelo em função das condições de operação.

ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Applications [1] dá uma visão geral da termoacumulação, apresenta considerações econômicas, as formas e os dispositivos para armazenagem.

Diversos outros autores têm apresentado análises e conceitos sobre sistemas de condicionamento de ar com termoacumulação de frio em banco de gelo. Entre eles, citamos: MacCracken [3] e [13], Rawlings [6], Tamblyn [15], Goodman & Shavit [16], Denkmann [17].

Neste trabalho, para o estudo do sistema de condicionamento de ar com termoacumulação de frio em banco de gelo, é empregada a técnica da simulação, a qual vem se afirmando, como uma importante ferramenta na análise do comportamento dinâmico de sistemas em geral.

Almeida [12], em sua tese de mestrado, desenvolveu, em função dos dados dos fabricantes, um modelamento matemático dos componentes de um sistema de refrigeração por compressão e simulou o comportamento dinâmico do conjunto.

Massafelli [14], seguindo a mesma linha de Almeida [12], apresenta um modelo matemático, para simular a operação em regime transitório, de uma instalação frigorífica para carne bovina.

Na literatura pesquisada, não foi encontrada a simulação do comportamento de um sistema de condicionamento de ar com termoacumulação de frio em banco de gelo, com as características da modelagem matemática apresentada neste trabalho, ou seja, utilizando-se de dados dos fabricantes.

3. AR CONDICIONADO COM TERMOACUMULAÇÃO DE FRIO

3.1 FORMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

A termoacumulação de frio pode ser feita na forma de calor sensível ou calor latente. Dentre os produtos empregados para esta finalidade a água é o mais utilizado.

A armazenagem, na forma de calor latente de fusão do gelo, tem vantagens sobre o calor sensível contido na salmoura gelada. Assim:

1 - a densidade de energia armazenada é maior resultando em dispositivos menores e mais leves. O pequeno volume requerido para o armazenamento do calor latente no gelo, comparado com aquele necessário para armazenar o calor sensível na água, favorece sua adaptação aos sistemas convencionais que não possuem dispositivos de termoacumulação nos quais, muitas vezes, a sala de equipamentos possui tamanho bastante limitado ou as unidades de termoacumulação terão que ser distribuídas através da edificação [1];

2 - os dispositivos que armazenam frio na forma de calor latente possuem temperatura constante durante o armazenamento e descarga [1];

3 - os dispositivos empregados na termoacumulação de frio na forma de calor latente apresentam baixas perdas térmicas para o exterior pelo fato da temperatura do gelo armazenado ser maior do que aquela necessária em um tanque de salmoura gelada e também pela sua reduzida área de troca térmica. Os tanques de salmoura gelada incorrem em perdas térmicas externas de 2 a 5% por dia [1];

4 - o banco de gelo com sistema de expansão indireto é tão eficiente ou mais no consumo de energia do que a termoacumulação com salmoura gelada [3];

5 - o pequeno tamanho do banco de gelo habilita a produção, embarque e transporte de seus componentes. Isto permite que ele seja fabricado em indústrias de qualidades reconhecidas, situadas longe do local de destino em alguns casos [3].

3.2 PRINCIPAIS DISPOSITIVOS PARA TERMOACUMULAÇÃO COM GELO

3.2.1 Sistema de Expansão Direta

Consiste na circulação do refrigerante em uma serpentina dentro de um tanque cheio de água. A água é congelada no lado de fora da serpentina até uma espessura má-

xima de 63 mm. O gelo é fundido radialmente de fora para dentro, devido à circulação através do tanque da água aquecida que retorna do “fan-coil”. A água é agitada para promover o crescimento uniforme do gelo. Um ou mais sensores de espessura do gelo desligam o sistema quando a unidade está com a capacidade de armazenagem completa. Estas unidades são fabricadas nos tamanhos de 1,3 a 15,2 GJ (100 a 1200 TRH) de capacidade [1].

3.2.2 Sistema Indireto

Neste sistema, o refrigerante troca calor com um fluido intermediário, normalmente uma solução aquosa de etileno-glicol, dentro do evaporador.

O fluido intermediário, após ter sido resfriado, pode circular através do dispositivo de termoacumulação, trocando calor com o mesmo. Existem no mercado diversos dispositivos que passaremos a citar.

3.2.2.1 Cápsulas Esféricas de Gelo

O espaço interno do tanque de armazenamento é constituído de esferas de plástico, preenchidas com água. Entre estas esferas circula uma solução de água e anti-congelante. Conforme a temperatura dessa solução, a água contida nas esferas se funde ou congela. Esta solução também passa pelo “chiller” e “fan-coil”.

3.2.2.2 Cápsulas Retangulares de Gelo

Este sistema é semelhante ao anterior, basicamente difere-se apenas pelo seu elemento de recheio, sendo este formado por cápsulas retangulares de plástico, cheias de água desionizada.

3.2.2.3 Tanque com Trocador de Calor Tubular Interno

Este sistema é constituído de um tanque que abriga no seu interior trocadores de calor tubulares, imersos em água. Através dos tubos, flui uma solução de água e anti-congelante, comumente etileno-glicol inibido. A solução também circula pelo chiller e fan-coil.

O gelo fica armazenado no lado externo dos tubos, sendo produzido e consumido

Este dispositivo com tanque e trocador de calor tubular interno possui algumas vantagens sobre o sistema de expansão direta, tais como:

- no sistema de expansão direta, o degelo se dá de fora para dentro, enquanto que neste sistema, o gelo é fundido de dentro para fora. Durante o ciclo seguinte de congelamento,

no sistema de expansão direta, a troca de calor encontrará resistência térmica na camada de gelo restante do ciclo anterior [10].

- o gelo é armazenado fora do evaporador, deixando o chiller disponível para auxiliar na refrigeração, durante as horas de remoção da carga térmica do ambiente [10].

- durante o ciclo de queima do gelo, o “chiller” trabalha com temperaturas mais altas de evaporação, melhorando assim o sua eficácia.

Neste trabalho, iremos simular apenas o sistema de tanque com trocador de calor tubular interno, o qual passaremos a chamá-lo, daqui por diante, de Banco de Gelo.

3.3 ESTRATÉGIAS DE TERMOACUMULAÇÃO

A estratégia de armazenagem pode ser total ou parcial. A escolha da melhor estratégia deve ser feita, levando-se em consideração, principalmente:

- estrutura tarifária de energia elétrica;
- análise dos custos de investimento e operacional;
- disponibilidade de espaço.

3.3.1 Armazenagem Total

Esta estratégia é adotada, quando se requer um deslocamento completo da carga, para os horários fora de ponta.

3.3.2 Armazenagem Parcial

Neste método de nivelamento de carga, o “chiller” funciona continuamente. Durante a noite o gelo é formado e, durante o dia, o “chiller” funciona com o auxílio do banco de gelo. Esta estratégia é mais eficiente do que a armazenagem total no consumo de energia pelo sistema frigorífico.

3.4 DISPOSIÇÕES DO CHILLER E BANCO DE GELO NA ARMAZENAGEM PARCIAL

3.4.1 Prioridade para o Banco de Gelo

Nesta configuração, o fluxo de solução aquosa de etileno-glicol, aquecido no fan-coil passa para ser resfriado, primeiramente pelo banco de gelo, e em seguida pelo chiller. Com este método, a redução da potência demandada é maximizada, porém, devido à temperatura reduzida da entrada da solução no chiller, ele trabalha com menor eficiência e capacidade. Este método pode resultar em uma instalação mais cara, necessitando de chiller e banco de gelo maiores.

3.4.2 Prioridade para o Chiller

Neste método, o chiller trabalha com maior capacidade e eficiência, porém a recuperação do frio armazenado é reduzida. Com esta configuração, os tamanhos do chiller e banco de gelo são menores, resultando em um menor custo de investimento na instalação, porém a redução da potência demandada não é maximizada.

3.4.3 Fluxo Paralelo

Chiller e banco de gelo são beneficiados pela alta temperatura de retorno da solução aquosa de etileno-glicol. O chiller opera com alta capacidade e eficiência e a capacidade de recuperação do frio armazenado é maximizado. Há redução na potência demandada, porém os controles e tubulações são mais complexos do que aqueles empregados nos sistemas em série.

3.5 TAMANHO DO BANCO DE GELO E CHILLER

Segundo L.k.Rawlings [6], a minimização do custo da instalação pode ser obtida através da otimização dos tamanhos do banco de gelo e chiller em função da carga térmica de projeto. Para tal, devemos considerar os seguintes parâmetros:

- perfil da carga térmica;
- número de horas de descarga do banco de gelo, durante o dia;
- tempo disponível para carregar o banco de gelo, durante a noite;
- capacidade do chiller, durante a fabricação de gelo;

- capacidade do chiller, durante o dia, quando este está trabalhando em conjunto com o banco de gelo.

A relação entre esses parâmetros fornece duas equações para nos assegurar que:

1 - a capacidade de resfriamento do sistema, durante o dia, seja igual à carga térmica de projeto;

2 - o banco de gelo seja completamente carregado, durante a noite.

Juntas, elas fornecem duas equações para duas incógnitas, de forma tal que a capacidade desejada seja especificada para dar o mínimo tamanho possível do chiller e a maior redução na potência demandada.

Estes cálculos podem ser feitos algebricamente ou via simulação computacional.

4. DEFINIÇÃO DA INSTALAÇÃO

A instalação foi definida em função da estratégia adotada de armazenagem parcial com prioridade para o chiller.

4.1 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

A seguir, é apresentada uma descrição sumária dos equipamentos. Maiores detalhes são apresentados no Cap.5.

Equipamentos:

- torre de resfriamento de contra-corrente
- compressor a pistão
- condensador do tipo carcaça e tubo (shell and tube)
- evaporador do tipo seco, carcaça e tubo (shell and tube)
- válvula de expansão termostática de equalização interna
- válvula de mistura modulante de três vias servomotorizada (automática);
- válvula de desvio modulante de três vias servomotorizada (automática).
- banco de gelo do tipo tanque e trocador de calor tubular interno.

4.2 ESQUEMA DA INSTALAÇÃO

A Fig. 4.2.1 apresenta o esquema da instalação hipotética simulada.

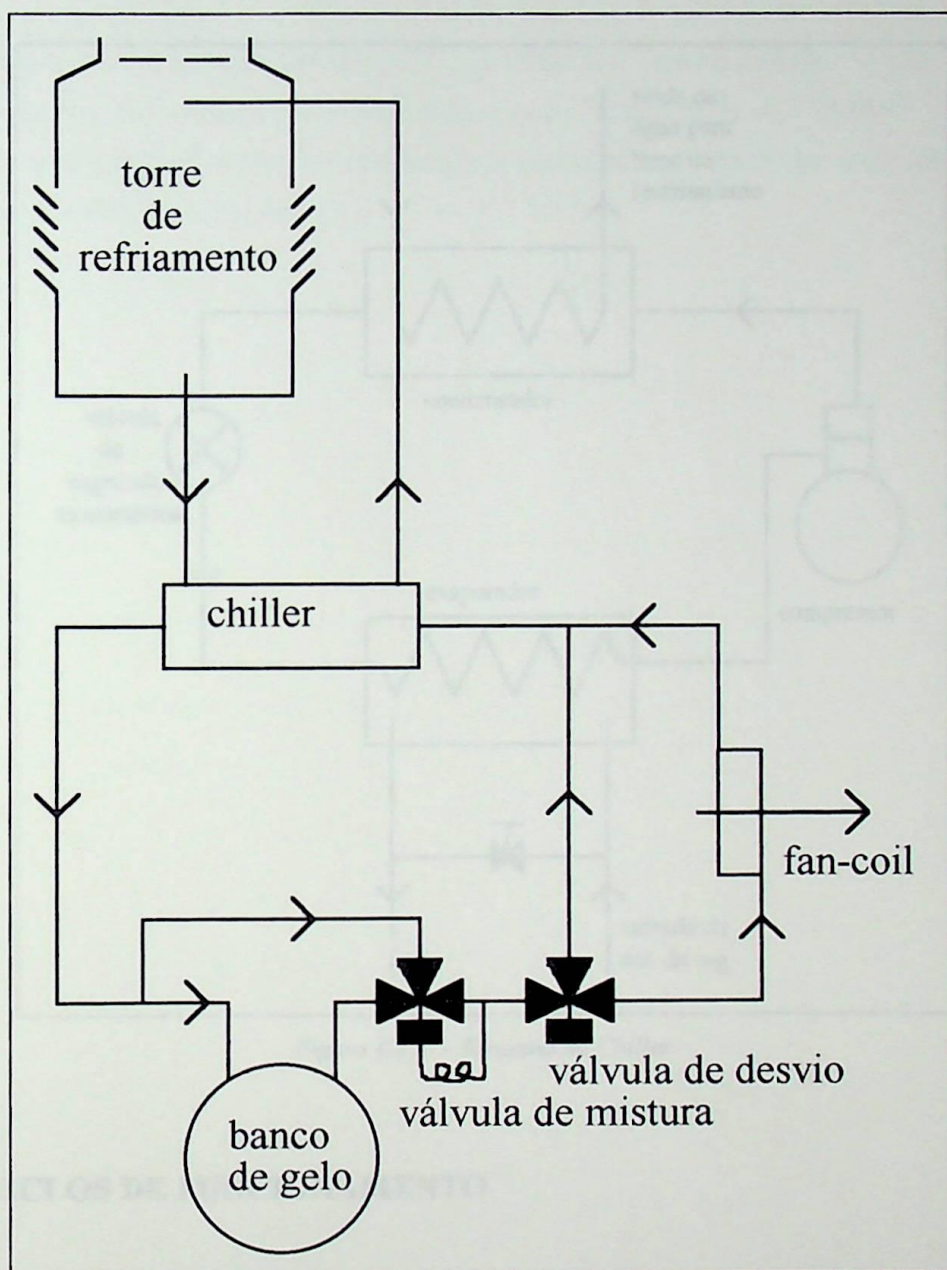


Figura 4.2.1 - Esquema da Instalação

Na Fig.4.2.1, as bombas de recirculação foram omitidas pelo fato de não terem sido consideradas na simulação.

A Fig.4.2.2 mostra a disposição dos equipamento no chiller da instalação simula-
da.

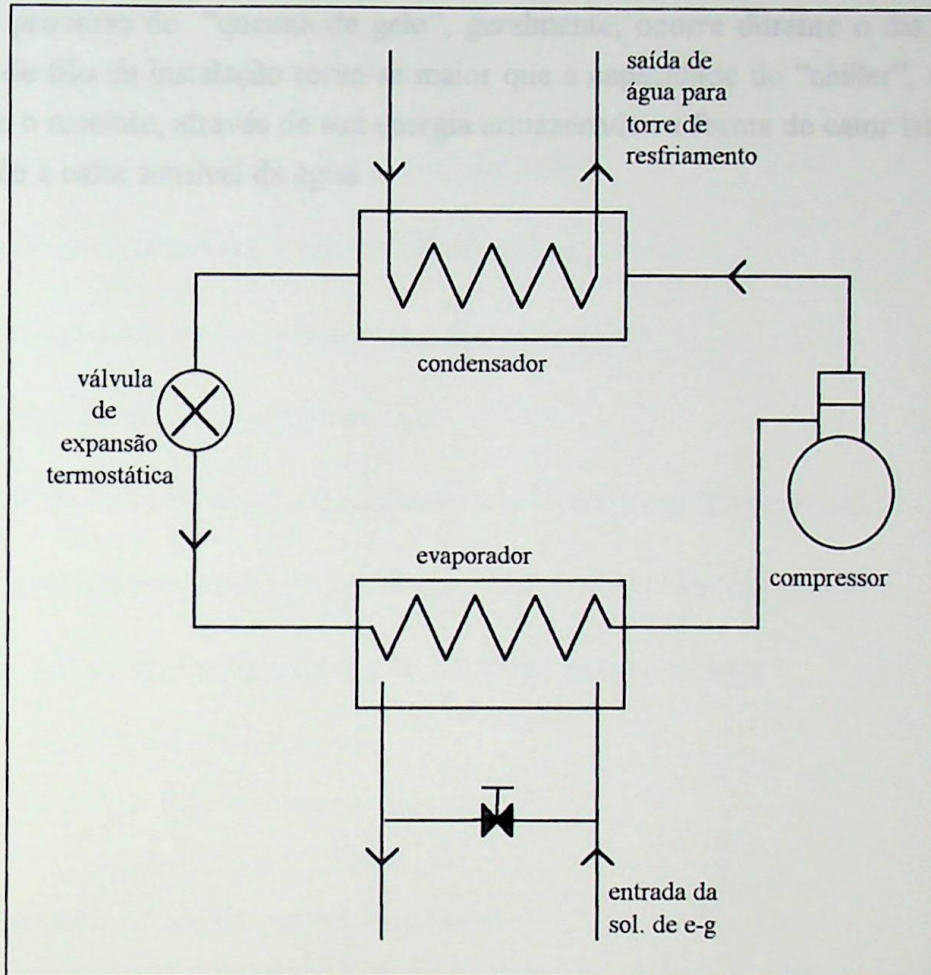


Figura 4.2.2 - Esquema do Chiller

4.3 CICLOS DE FUNCIONAMENTO

O ciclo de funcionamento para um sistema com armazenagem parcial, operando com prioridade para o “chiller”, divide-se em duas fases: formação de gelo e “queima de gelo”.

4.3.1 Formação de Gelo

O período de formação de gelo, no banco, acontece comumente à noite, ocasião em que o ambiente objeto do condicionamento de ar, em geral, encontra-se não necessitando de refrigeração. Assim, neste período, a capacidade do “chiller”, que em um siste-

ma convencional (sem banco de gelo) ficaria ociosa, é utilizada para fazer termoacumulação.

4.3.2 “Queima de Gelo”

O processo de “queima de gelo”, geralmente, ocorre durante o dia. Quando a demanda de frio da instalação torna-se maior que a capacidade do “chiller”, o banco de gelo supre o restante, através de sua energia armazenada na forma de calor latente de fusão do gelo e calor sensível da água.

5. MODELAGEM MATEMÁTICA E SIMULAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Neste capítulo, serão modelados e simulados os principais componentes do sistema estudado. São eles:

- compressor a pistão
- condensador do tipo carcaça e tubo (shell and tube)
- evaporador do tipo carcaça e tubo (shell and tube)
- válvula de expansão termostática de equalização interna
- torre de resfriamento de contra-corrente
- válvula de mistura modulante de três vias servomotorizada (automática);
- válvula de desvio modulante de três vias servomotorizada (automática).
- banco de gelo do tipo tanque e trocador de calor tubular interno.

Nomenclatura adotada neste capítulo

5.1 Compressor

- T_o temperatura de vaporização
- T_c temperatura de condensação
- T_1 temperatura de sucção do refrigerante
- T_2 temperatura de descarga do refrigerante
- T_3 temperatura do refrigerante à entrada da válvula de expansão termostática
- T_4 temperatura do refrigerante à entrada do evaporador
- P_1 pressão de sucção do refrigerante
- P_2 pressão de descarga do refrigerante
- h_1 entalpia de sucção do refrigerante
- h_2 entalpia de descarga do refrigerante (processo politrópico)

h_2'	entalpia de descarga do refrigerante (processo isentrópico)
h_3	entalpia do refrigerante à entrada da válvula de expansão termostática
h_4	entalpia do refrigerante à entrada do evaporador
v_1	volume específico de sucção do refrigerante
V_{des}	volume deslocado pelo compressor
D	diâmetro do cilindro do compressor
L	curso do cilindro do compressor
I	efeito do compressor (simples ou duplo)
Z	número de cilindros do compressor
N	rotação do compressor
r_p	relação entre a pressão de descarga e a pressão de sucção
\dot{Q}_O	capacidade frigorífica
\dot{m}_f	vazão mássica de refrigerante
η_{vr}	rendimento volumétrico real do compressor
η_{mec}	rendimento mecânico do compressor
\dot{W}_c	potência teórica do compressor
\dot{W}_{eixo}	potência de eixo do compressor
ΔT_{SA}	superaquecimento do refrigerante
ΔT_{SR}	subresfriamento do refrigerante

5.2 Condensador

$(AU)_c$	condutância global de transferência de calor do condensador
C_{pa}	calor específico da água
F_c	fator de transferência de calor do condensador
h_2	entalpia específica do refrigerante à entrada do condensador
h_3	entalpia específica do refrigerante à saída do condensador
\dot{m}_a	vazão mássica de água no condensador
\dot{m}_f	vazão mássica de refrigerante no condensador
\dot{Q}_a	fluxo de calor recebido pela água no condensador
\dot{Q}_c	fluxo de calor no condensador
\bar{T}	média das temperaturas T_{ae} e T_{as}

T_{ae}	temperatura da água à entrada do condensador
T_{as}	temperatura da água à saída do condensador
T_c	temperatura de condensação do refrigerante no condensador

5.3 Evaporador

$(AU)_e$	condutância global de transferência de calor do evaporador
C_{pEG}	calor específico da solução de etileno-glicol
F_e	fator de transferência de calor do evaporador
h_1	entalpia específica do refrigerante à saída do evaporador
h_4	entalpia específica do refrigerante à entrada do evaporador
\dot{m}_{EG}	vazão mássica da solução de etileno-glicol
\dot{m}_f	vazão mássica da solução de refrigerante
\dot{Q}_o	fluxo de calor absorvido pelo refrigerante
\dot{Q}_e	fluxo de calor trocado no evaporador
\dot{Q}_{EG}	fluxo de calor retirado da solução de etileno-glicol
T_o	temperatura de vaporização do refrigerante no evaporador
T_{EGe}	temperatura de entrada da solução de etileno-glicol no evaporador
T_{EGs}	temperatura de saída da solução de etileno-glicol no evaporador

5.4 Válvula de expansão termostática

A_o	área do orifício
c_d	coeficiente de descarga
h_1	entalpia específica do refrigerante à saída do evaporador
h_4	entalpia específica do refrigerante à saída da válvula
K_A	coeficiente da válvula
\dot{m}_f	vazão mássica de refrigerante
$\dot{m}_{f\max}$	vazão mássica máxima de refrigerante
P_{bulbo}	pressão do refrigerante no bulbo da válvula
P_{mola}	pressão da mola
P_{vapor}	pressão de vapor do refrigerante
\dot{Q}_o	capacidade frigorífica da válvula
T_a	temperatura de ajuste da válvula

T_C	temperatura de condensação do refrigerante
T_O	temperatura de vaporização
ΔP	diferencial de pressão entre a entrada e saída da válvula
ΔT_s	superaquecimento do refrigerante
ρ_3	densidade do refrigerante à entrada da válvula

5.5 Torre de resfriamento

adv	área elementar de transferência de calor
C_L	calor sensível específico da água
C_p	calor sensível específico do ar
C_{PU}	calor sensível específico do ar úmido
G	vazão mássica de ar
h'	entalpia do ar
h''	entalpia da interface
h_a	entalpia do ar
k'	coeficiente de transferência de massa da interface para o ar
K_G	condutividade térmica entre a interface e o ar
K_L	condutividade térmica entre o volume de água e a interface
L	vazão mássica de água
m	taxa de massa de vapor d'água transferida da interface para o ar
P	pressão barométrica local
q	fluxo de calor combinado (sensível + latente)
q_L	fluxo de calor latente
q_s	taxa de calor sensível transferido da interface para o ar
q_w	taxa de calor transferido do volume de água para a interface
r	calor latente específico de vaporização da água
t	temperatura do volume de ar
t''	temperatura da interface
t_a	temperatura de bulbo seco do ar
TAE	temperatura da água à entrada da torre
TAS	temperatura da água à saída da torre
TBU	temperatura de bulbo úmido do ar à entrada da torre
W_a	umidade absoluta do ar

W''	umidade absoluta da interface
W	umidade absoluta do ar

5.5 Banco de gelo

c_a	calor específico da água
c_f	calor específico do fluido (s.a.e.g)
D	diâmetro do gelo
D_e	diâmetro externo do tubo
D_i	diâmetro interno do tubo
D_g	diâmetro máximo possível do gelo
h_e	convecção natural da água no exterior do tubo
h_i	convecção forçada do fluido (s.a.e.g) no interior do tubo
K_a	condutividade térmica da água (líquida)
K_g	condutividade térmica do gelo
K_t	condutividade térmica do tubo
L	comprimento dos tubos
M_a	massa de água(líquida) no tanque
\dot{M}_f	vazão mássica do fluido (s.a.e.g)
M_g	massa de gelo máxima possível de ser formada:
M_t	massa total de água no tanque
N_T	número de tubos
q_g	calor latente específico para formação do gelo
R	resistência térmica
T_a	temperatura da água no tanque
T_e	temperatura de entrada do fluido (s.a.e.g) no elemento de comprimento ΔL
T_p	temperatura da parede externa do tubo
T_s	temperatura de saída do fluido (s.a.e.g) do elemento ΔL
T_{sg}	temperatura da superfície externa do gelo
V_a	volume de água necessário para cobrir todos os tubos
V_g	volume máximo de gelo:
X	concentração da sol. de etileno-glicol
ΔD	variação do diâmetro do gelo

ΔL	comprimento do elemento
Δt	incremento do tempo
ΔT_a	variação da temperatura da água
ΔV	variação do volume do gelo
ρ_a	densidade da água
ρ_g	densidade do gelo

5.7 Válvulas reguladoras da vazão da solução aquosa de etileno-glicol

C_{peg}	calor sensível específico da solução de etileno-glicol
\dot{m}	vazão mássica da solução de etileno-glicol
\dot{Q}	fluxo de calor trocado pela solução de etileno-glicol
T	temperatura da solução de etileno-glicol

5.1 COMPRESSOR

O compressor tem como função, num sistema de refrigeração a elevação da pressão e circulação do fluido de trabalho pelo sistema. Para que isto seja feito, deve-se fornecer uma certa quantidade de energia ao fluido de trabalho. A energia é entregue ao compressor, normalmente, por um motor elétrico.

Existem, basicamente, dois tipos de compressores: alternativos e rotativos.

Turbocompressores (centrífugos ou axiais), compressores de palhetas e compressores de parafusos são tipos de compressores rotativos, empregados em sistemas de frigoríficos. Tais compressores, no entanto, não serão objetos de estudo neste trabalho.

Serão aqui simulados, os compressores alternativos a pistão, que são muito empregados em sistemas frigoríficos de pequeno, médio e grande porte.

Quanto à sua construção, o compressor alternativo pode ainda ser classificado em três diferentes categorias: compressores abertos, compressores herméticos e compressores semi-herméticos.

As principais diferenças entre esses tipos de compressores estão relacionadas à montagem do seu motor elétrico de acionamento. No compressor aberto, o motor de acionamento é montado separadamente do compressor e o acionamento pode ser feito de diferentes maneiras (geralmente por transmissão por correias ou acoplamento direto). Nos compressores herméticos e semi-herméticos, o motor fica alojado internamente à carcaça do compressor. Neste caso, o óleo lubrificante do compressor, que fica em contato com o motor, funciona como lubrificante, refrigerante e isolante do próprio motor elétrico. A principal diferença, entre o compressor hermético e o semi-hermético, está no fato de que no compressor hermético a carcaça que envolve o motor e o compressor é soldada e não pode ser desmontada, enquanto que a carcaça do compressor semi-hermético é montada com flanges que permitem desmontar o conjunto.

Compressores abertos permitem variar a sua rotação, modificando-se apenas suas polias de acionamento. Desta maneira, um mesmo compressor com diferentes rotações pode ser aplicado a diferentes capacidades. Além desta vantagem, a manutenção de compressores abertos torna-se mais fácil, uma vez que motor e compressor são montados em carcaças distintas. A grande desvantagem deste tipo de compressor está na vedação entre o eixo e sua carcaça, ou seja, na vedação da ponta do eixo que, com o tempo de uso, pode apresentar vazamento de refrigerante ou infiltração de ar.

Compressores herméticos, por sua vez, não necessitam de vedação na ponta de eixo e, na maioria dos casos, não possuem transmissão, sendo o compressor e o motor montados sobre o mesmo eixo. Além disso, trabalham mais silenciosamente do que os compressores abertos e, por terem suas carcaças soldadas, é muito difícil o surgimento de vazamento de refrigerante. Tais compressores possuem as desvantagens de não possibilitarem a desmontagem para manutenção e serem acionados diretamente pelo motor elétrico, ficando sua rotação na dependência da frequência de alimentação.

Compressores herméticos e semi-herméticos são largamente utilizados com refrigerantes do tipo halocarbono (ex.: R-12, R-22), porém não podem ser utilizados com amônia, pois esta pode danificar alguns materiais encontrados nos motores de acionamento.

5.1.1 Desempenho

O desempenho do compressor e a eficiência do ciclo frigorífico variam consideravelmente com as condições de operação do sistema como um todo. O fator mais importante que determina a capacidade do compressor é a temperatura de vaporização (T_0) do fluido refrigerante no evaporador, isto é, a temperatura de admissão do refrigerante pelo compressor, pois quanto maior a temperatura de vaporização maior será a densidade do vapor na sucção. Por esse motivo, cada unidade de volume de vapor comprimido pelo compressor representa uma maior massa de refrigerante que circula na unidade de tempo.

Outro fator que determina o aumento de capacidade é a eficiência volumétrica do compressor.

5.1.2 Dados Obtidos de Catálogos

Os catálogos de fabricantes de compressores frigoríficos alternativos trazem, geralmente, a capacidade frigorífica do compressor em função de parâmetros típicos de um sistema de refrigeração: a temperatura de condensação (T_C) e a temperatura de vaporização (T_0). Além destes parâmetros que definem o ciclo termodinâmico com o qual as capacidades dadas são conseguidas, são também fornecidos: temperatura de sucção do refrigerante, sub-resfriamento e superaquecimento, rotação, número de pistões, diâmetro e curso.

Embora o compressor tenha apenas capacidade de circular o refrigerante, é muito comum expressar sua capacidade em termos de capacidade frigorífica. A capacidade fri-

gorífica de um sistema de refrigeração (\dot{Q}_O) é determinada em função da vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_f) e das entalpias específicas do refrigerante na entrada (h_4) e saída (h_1) do evaporador.

$$\dot{Q}_O = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.1.2-1)$$

5.1.3 Funcionamento

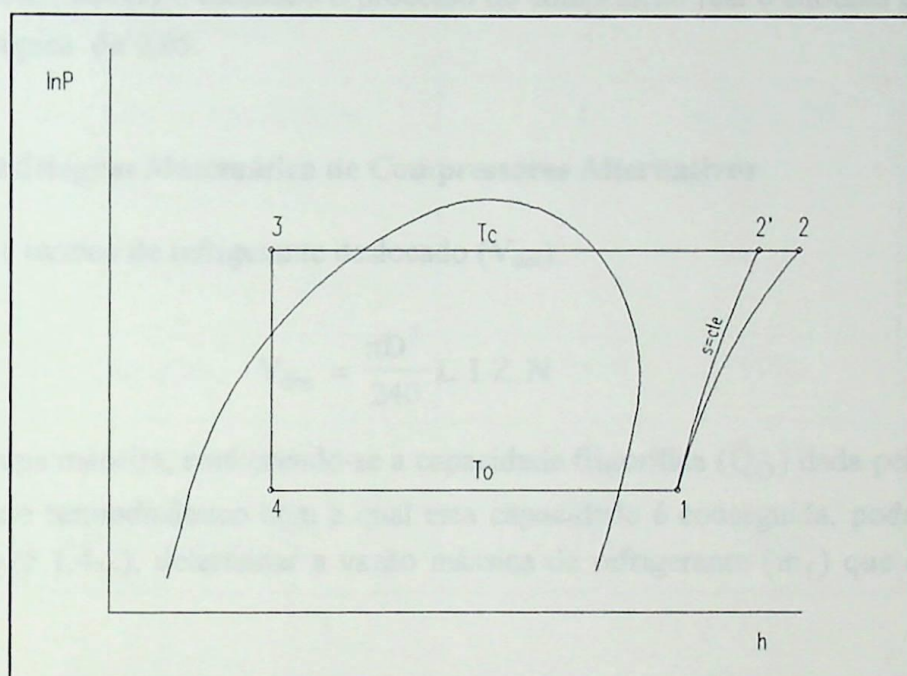


Figura 5.1.3.1- Ciclo de refrigeração

- 1 sucção do refrigerante
- 2 descarga do refrigerante (compressão real)
- 2' descarga do refrigerante (compressão isentrópica)
- 3 entrada do refrigerante na válvula de expansão termostática
- 4 saída do refrigerante da válvula de expansão termostática
- T_C temperatura de condensação
- T_O temperatura de evaporação
- T_1 $T_O +$ superaquecimento
- T_3 $T_C -$ subresfriamento

A entalpia específica do refrigerante na saída do compressor (h_2) geralmente é determinada, admitindo-se que o processo de compressão se dá isoentropicamente. Na realidade, a compressão é politrópica.

A determinação da entalpia específica, na saída do compressor (h_2), leva em conta a eficiência isoentrópica na compressão (η_{isen}):

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{isen}} \quad (5.1.3-1)$$

Neste trabalho é estudado o processo de compressão real e adotada uma eficiência isoentrópica de 0,85.

5.1.4 Modelagem Matemática de Compressores Alternativos

1) Volume teórico de refrigerante deslocado (V_{des}):

$$V_{des} = \frac{\pi D^2}{240} L \cdot I \cdot Z \cdot N \quad (5.1.4-1)$$

2) Da mesma maneira, conhecendo-se a capacidade frigorífica (\dot{Q}_O) dada pelo compressor e o ciclo termodinâmico com a qual esta capacidade é conseguida, pode-se, com o uso da Eq.(5.1.4-2), determinar a vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_f) que circula pelo sistema:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_O}{(h_1 - h_4)} \quad (5.1.4-2)$$

3) Conhecendo-se a vazão mássica de refrigerante, o volume deslocado e volume específico na entrada do compressor, poderemos determinar o rendimento volumétrico real (η_{vr}) do compressor pela Eq.(5.1.4-3):

$$\eta_{vr} = \frac{\dot{m}_f \cdot v_1}{V_{des}} \quad (5.1.4-3)$$

4) A potência teórica de compressão é calculada pela Eq.(5.1.4-4):

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (5.1.4-4)$$

5) O rendimento mecânico do compressor pode ser calculado pela Eq.(5.1.4-5):

$$\eta_{\text{mec}} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{W}_{\text{eixo}}} \quad (5.1.4-5)$$

A seguir, apresentamos os dados de um compressor alternativo, obtidos do catálogo do fabricante, e os respectivos valores calculados, conforme o modelo matemático desenvolvido.

Dados do compressor:

Tabela 5.1.4-1 - Dados do Compressor

número de cilindros	Z =	6
diâmetro dos pistões (m)	D =	68,263 . 10 ⁻³
curso dos pistões (m)	L =	73,025 . 10 ⁻³
simples (1) /duplo efeito (2)	I =	1
rotação (rpm)	N =	1750
superaquecimento (°C)	ΔT _{SA}	8,333
subresfriamento (°C)	ΔT _{SR}	0,000

O superaquecimento e o subresfriamento apresentados na Tab.5.1.4-1 são para as condições apresentadas na Tab.5.1.4-2.

Seqüência de passos para montagem da Tab.5.1.4-2:

1) Volume deslocado:

$$V_{\text{des}} = 3,14159 \cdot D^2 \cdot L \cdot I \cdot Z \cdot N / 60$$

2) Temperatura de sucção:

$$T_1 = T_0 + \Delta T_{\text{SA}}$$

3) Volume específico na sucção:

$$v_1 = \text{função}(P_0, T_1)$$

4) Pressão de sucção:

$$P_1 = \text{função} (T_o)$$

5) Entalpia específica na sucção:

$$h_1 = \text{função} (T_1, P_1)$$

6) Pressão de descarga:

$$P_2 = \text{função} (T_c)$$

7) Temperatura de descarga :

$$T_2 = \text{função} (T_1, P_1, P_2)$$

8) Entalpia específica na descarga:

$$h_2 = \text{função} (T_2, P_2)$$

9) Temperatura na entrada da válvula de expansão termostática:

$$T_3 = T_c - \Delta T_{SR}$$

10) Entalpia na entrada da válvula de expansão termostática:

$$h_3 = \text{função} (T_3)$$

11) Entalpia específica na entrada do evaporador:

$$h_4 = h_3$$

12) Vazão mássica de refrigerante:

$$\dot{m}_f = \dot{Q}_O / (h_1 - h_4)$$

13) Potência teórica:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f * (h_2 - h_1)$$

14) Rendimento mecânico:

$$\eta_{mec} = \dot{W}_c / \dot{W}_{eixo}$$

13) Rendimento volumétrico real:

$$\eta_{vr} = \dot{m}_f * v_1 / V_{des} * 100$$

14) Relação de pressão:

$$r_p = P_2 / P_1$$

Tabela 5.1.4-2 - Dados do catálogo do fabricante e valores calculados

Dados do Catálogo do Fabricante				Valores Calculados					
T _c (°C)	T _o (°C)	Q _o (kW)	W _{eixo} (kW)	m _f (kg/s)	v ₁ (m ³ /kg)	relação de pressão	η _{vr} (%)	W _c (kW)	η _{mec} (%)
32,222	-23,333	48,884	21,300	0,302	0,109	5,88	70,57	14,373	67,477
37,778	-23,333	43,960	21,700	0,284	0,109	6,76	66,44	14,786	68,138
40,556	-23,333	41,850	22,000	0,277	0,109	7,24	64,80	15,017	68,257
32,222	-17,778	61,896	25,100	0,376	0,089	4,74	71,76	15,475	61,652
37,778	-17,778	57,676	25,600	0,367	0,089	5,45	69,96	16,674	65,131
40,556	-17,778	55,214	26,400	0,360	0,089	5,83	68,58	17,114	64,825
43,333	-17,778	53,104	27,200	0,355	0,089	6,24	67,61	17,600	64,707
48,889	-17,778	48,884	29,000	0,344	0,089	7,10	65,57	18,401	63,451
32,222	-12,222	80,886	28,800	0,485	0,073	3,86	76,04	16,997	59,017
37,778	-12,222	75,611	29,700	0,474	0,073	4,44	74,31	18,626	62,714
40,556	-12,222	72,798	30,800	0,467	0,073	4,75	73,24	19,325	62,743
43,333	-12,222	69,281	31,800	0,455	0,073	5,08	71,42	19,763	62,148
48,889	-12,222	64,709	33,800	0,448	0,073	5,79	70,22	21,131	62,517
54,444	-12,222	58,379	34,400	0,427	0,073	6,56	66,96	21,559	62,671
32,222	-6,667	103,394	32,100	0,611	0,061	3,17	79,51	18,073	56,303
37,778	-6,667	96,009	33,600	0,593	0,061	3,65	77,14	20,006	59,540
40,556	-6,667	92,844	34,800	0,587	0,061	3,91	76,34	20,995	60,330
43,333	-6,667	89,327	36,100	0,578	0,061	4,18	75,23	21,839	60,497
48,889	-6,667	83,700	38,400	0,570	0,061	4,76	74,14	23,638	61,558
54,444	-6,667	75,611	39,500	0,544	0,061	5,40	70,73	24,312	61,548
60,000	-6,667	67,523	40,600	0,515	0,061	6,10	67,01	24,328	59,920
32,222	-1,111	130,122	35,100	0,759	0,051	2,63	82,57	18,699	53,273
37,778	-1,111	121,330	37,200	0,739	0,051	3,03	80,39	21,253	57,132
40,556	-1,111	117,109	38,600	0,729	0,051	3,24	79,38	22,458	58,183
43,333	-1,111	112,538	40,000	0,718	0,051	3,46	78,10	23,510	58,774
48,889	-1,111	104,097	42,700	0,698	0,051	3,95	75,93	25,396	59,475
54,444	-1,111	95,305	44,400	0,674	0,051	4,48	73,35	26,650	60,022
60,000	-1,111	86,513	46,000	0,648	0,051	5,06	70,56	27,222	59,179
32,222	4,444	160,366	36,800	0,923	0,043	2,20	84,66	18,626	50,614
37,778	4,444	150,519	40,200	0,904	0,043	2,53	82,92	21,946	54,593
40,556	4,444	145,244	41,900	0,892	0,043	2,71	81,83	23,422	55,900
43,333	4,444	138,562	43,600	0,871	0,043	2,90	79,90	24,549	56,305
48,889	4,444	128,715	46,700	0,850	0,043	3,30	77,96	26,996	57,807
54,444	4,444	118,868	49,200	0,828	0,043	3,74	75,90	28,835	58,607
60,000	4,444	108,317	51,200	0,798	0,043	4,23	73,23	29,724	58,055
32,222	10,000	195,886	40,200	1,114	0,036	1,85	86,72	17,691	44,008
37,778	10,000	182,874	42,800	1,085	0,036	2,13	84,44	21,583	50,427
40,556	10,000	175,488	44,700	1,064	0,036	2,28	82,85	23,265	52,047
43,333	10,000	168,455	46,400	1,045	0,036	2,44	81,38	24,851	53,559
48,889	10,000	155,794	50,300	1,015	0,036	2,78	78,99	27,704	55,077
54,444	10,000	144,892	53,600	0,994	0,036	3,16	77,40	30,153	56,256

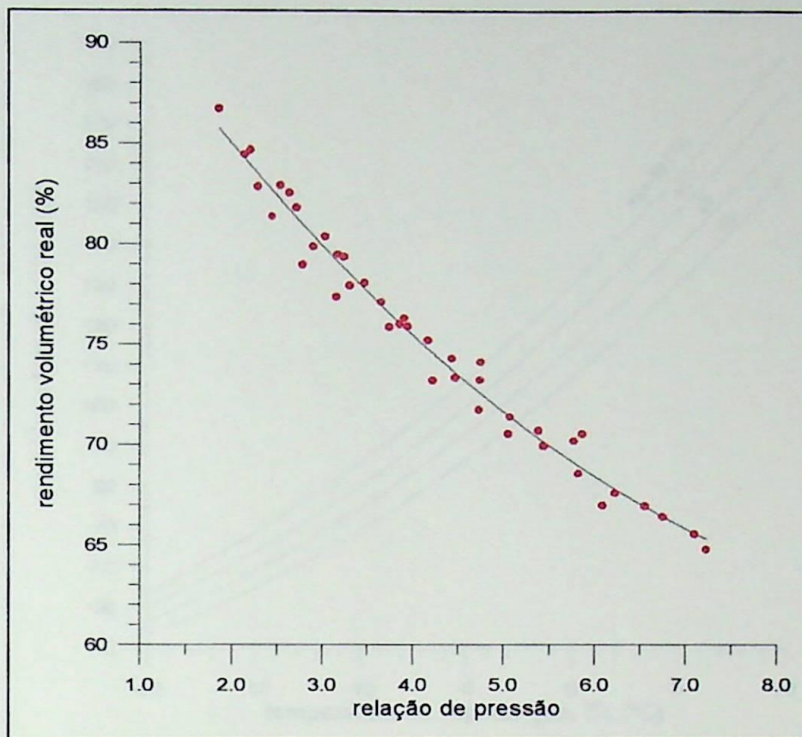


Figura 5.1.4.1

Como podemos observar na Fig.5.1.4.1, uma regressão polinomial do segundo grau representa de forma satisfatória a correlação existente entre o rendimento volumétrico real e a relação de pressão (r_p = pressão de descarga / pressão de aspiração).

$$\eta_{VR} = 96,8098 - 6,53425 \cdot r_p + 0,301645 \cdot r_p^2 \quad (5.1.4-6)$$

Para o rendimento mecânico (η_{mec}), vamos tomar a média aritmética de seus valores calculados na Tab.5.1.4-2:

$$\eta_{mec} = 59,13 \text{ (\%)} \quad (5.1.4-7)$$

5.1.5 Simulação

Para a simulação foram considerados os dados das tabelas Tab.5.1.4-1, Tab.5.1.4-2 e os rendimentos, volumétrico real e mecânico, dados pelas equações Eq.(5.1.4-6) e Eq.(5.1.4-7), respectivamente.

As figuras Fig.5.1.5.1, Fig.5.1.5.2, Fig.5.1.5.3 e Fig.5.1.5.4 apresentam a simulação do compressor em estudo.

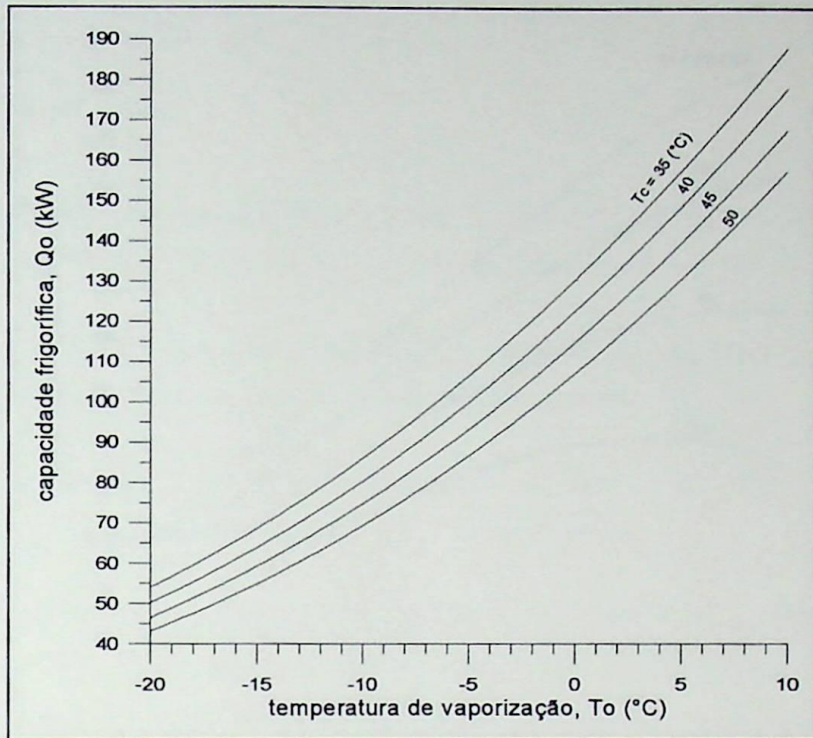


Figura 5.1.5.1 - Simulação da capacidade frigorífica

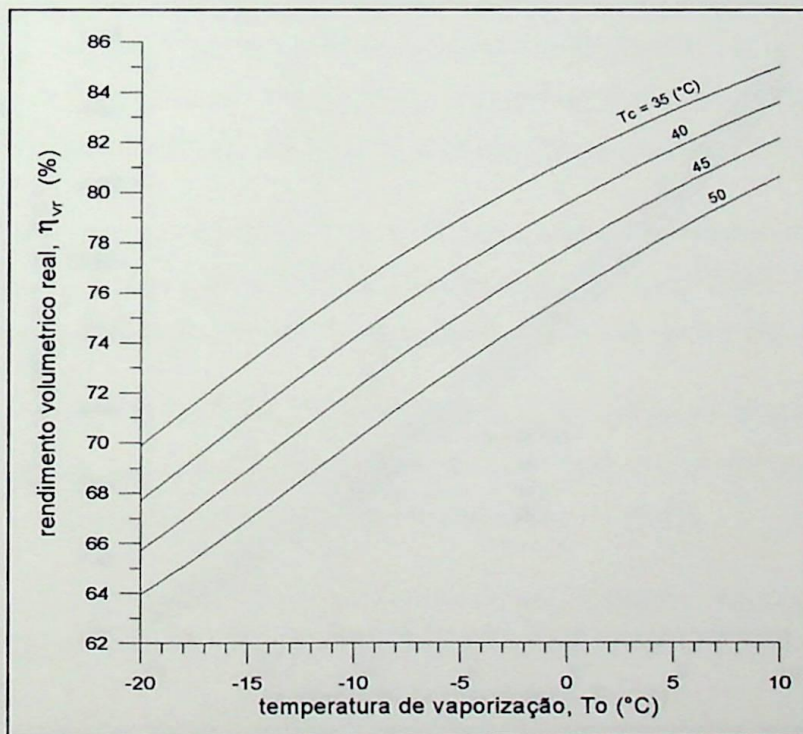


Figura 5.1.5.2 - Simulação do rendimento volumétrico real

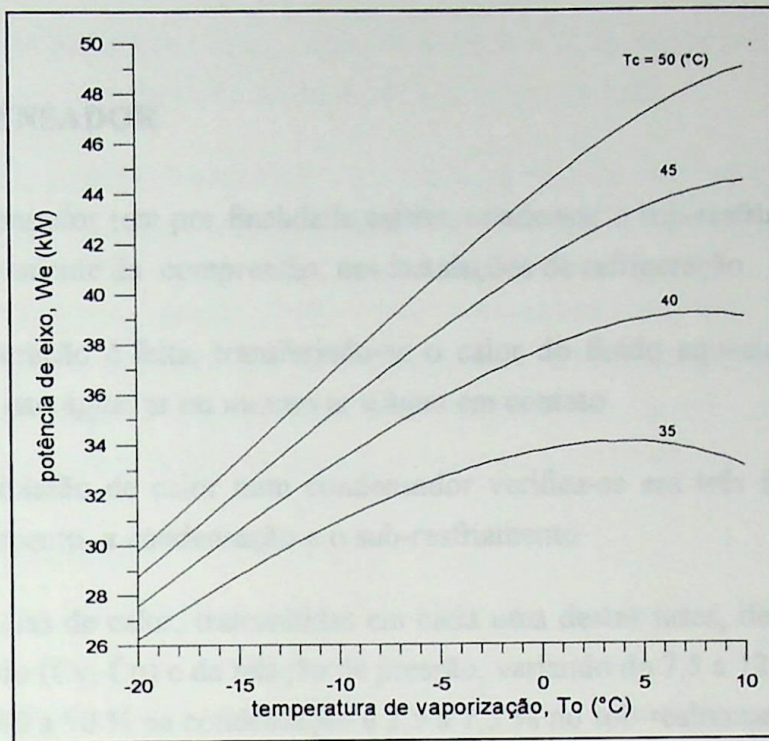


Figura 5.1.5.3 - Simulação da potência de eixo

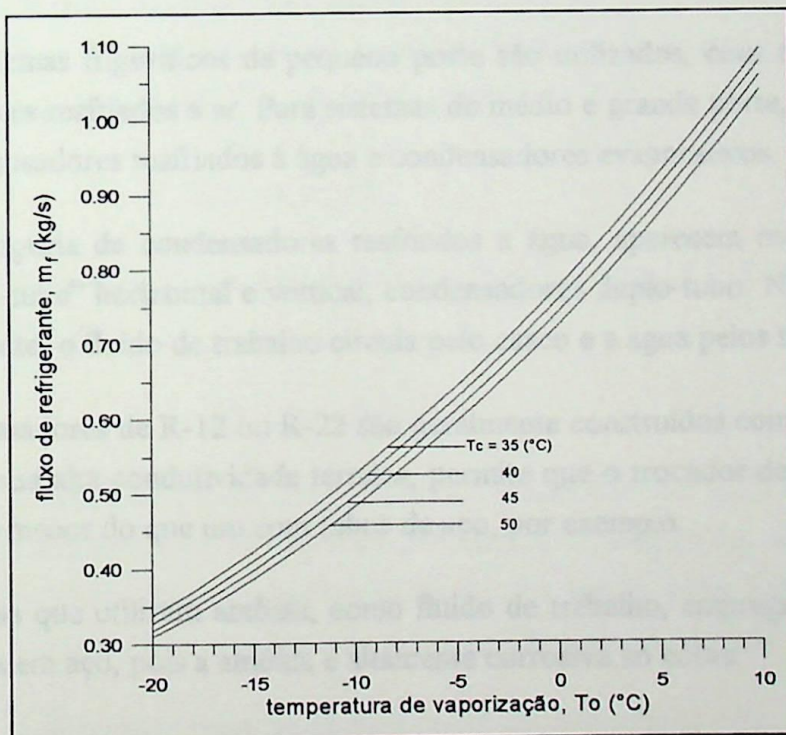


Figura 5.1.5.4 - Simulação da vazão de refrigerante

5.2 CONDENSADOR

O condensador tem por finalidade esfriar, condensar e sub-resfriar o vapor superaquecido, proveniente da compressão, nas instalações de refrigeração.

Esta operação é feita, transferindo-se o calor do fluido aquecido para o meio, usando-se para isto água, ar ou mesmo ar e água em contato.

A transmissão de calor num condensador verifica-se em três fases distintas: o dessuperaquecimento, a condensação e o sub-resfriamento.

As parcelas de calor, transmitidas em cada uma destas fases, dependem essencialmente do fluido (C_v , C_p) e da relação de pressão, variando de 7,5 a 12,5% no dessuperaquecimento, 80 a 90 % na condensação e 2,5 a 7,5 % no sub-resfriamento [7].

Existem basicamente três tipos de condensadores: os resfriados à água, os resfriados a ar e os evaporativos.

Em sistemas frigoríficos de pequeno porte são utilizados, com mais frequência, os condensadores resfriados a ar. Para sistemas de médio e grande porte, utilizam-se geralmente condensadores resfriados à água e condensadores evaporativos.

Na categoria de condensadores resfriados a água, aparecem os condensadores tipo “shell-and-tube” horizontal e vertical, condensadores duplo-tubo. Nestes condensadores, geralmente, o fluido de trabalho circula pelo casco e a água pelos tubos.

Condensadores de R-12 ou R-22 são geralmente construídos com tubos de cobre que, devido à sua alta condutividade térmica, permite que o trocador de calor tenha um tamanho físico menor do que um com tubos de aço, por exemplo.

Sistemas que utilizam amônia, como fluido de trabalho, empregam condensadores construídos em aço, pois a amônia é altamente corrosiva ao cobre.

5.2.1 Modelagem Matemática do Condensador

Em condensadores resfriados à água, nos quais geralmente circula o refrigerante pelo casco, o calor total perdido pelo refrigerante é composto de duas parcelas: calor perdido por convecção natural para o meio externo e o calor cedido para a água de resfriamento, que é praticamente a totalidade do calor transferido. Neste estudo, considera-

remos que o calor transferido para o meio ambiente por estes condensadores é desprezível e, portanto, não será considerado na modelagem apresentada.

Nos condensadores resfriados a ar, o refrigerante cede calor ao ar que é circulado no trocador, ou seja, o calor é cedido totalmente para o meio de resfriamento.

Condensadores evaporativos não serão tratados neste trabalho. O modelo matemático, a seguir, foi desenvolvido para condensadores resfriados à água, o qual será empregado na simulação do sistema estudado. Contudo, este modelo, pode ser aplicado tanto para condensadores resfriados à água, como para os resfriados a ar.

5.2.1.1 Desenvolvimento

O fluxo de calor perdido pelo refrigerante que circula no condensador (\dot{Q}_C) é função da quantidade de refrigerante que passa pelo condensador (\dot{m}_r) e das entalpias específicas do refrigerante na entrada (h_2) e saída (h_3) do condensador.

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (5.2.1-1)$$

O fluxo de calor recebido pela água de resfriamento, por sua vez, depende da vazão de água que passa pelo condensador (\dot{m}_a) e da diferença entre as temperaturas da água na saída (T_{as}) e na entrada (T_{ac}) do condensador:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{p_a} (T_{as} - T_{ac}) \quad (5.2.1-2)$$

Do ponto de vista do trocador de calor, o fluxo de calor total trocado no condensador (\dot{Q}_c) é dados por:

$$\dot{Q}_c = (AU)_c \Delta T_{ml} \quad (5.2.1-3)$$

A determinação da condutância global de transferência de calor do condensador $(AU)_c$ requer o conhecimento de todos os parâmetros de projeto do trocador de calor. Tais parâmetros não são encontrados nos catálogos fornecidos pelos fabricantes de condensadores. Por este motivo, uma análise mais simplificada será adotada.

Como as diferenças entre as temperaturas do refrigerante e da água de resfriamento em um condensador são relativamente pequenas, a Eq.(5.2.1-3), de acordo com Andréa [9], pode ser simplificada para:

$$\dot{Q}_c = (AU)_c (T_c - \bar{T}) \quad (5.2.1-4)$$

onde:

$$\bar{T} = \frac{(T_{ae} + T_{as})}{2} \quad (5.2.1-5)$$

Combinando-se as equações (5.2.1-2) e (5.2.1-4) temos:

$$\dot{Q}_c = \frac{2 \cdot \dot{m}_a \cdot c_{p_a} \cdot (AU)_c}{(AU)_c + 2 \cdot \dot{m}_a \cdot c_{p_a}} (T_c - T_{ae}) \quad (5.2.1-6)$$

$$\dot{Q}_c = F_c \cdot (T_c - T_{ae}) \quad (5.2.1-7)$$

O valor de F_c é praticamente constante em relação as diferenças de temperaturas do refrigerante e da água de resfriamento e varia consideravelmente com a vazão de água (\dot{m}_a). Portanto, uma regressão polinomial dos valores de F_c em função de \dot{m}_a é suficiente para modelagem do trocador.

A Eq. (5.2.1-7) é uma simplificação assumida por Almeida [12] e Massafelli [14], na simulação de condensadores e os resultados obtidos apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, constituindo, assim, uma representação satisfatória do comportamento dos mesmos.

O modelo desenvolvido, para simular a performance do condensador, não permite determinar o subresfriamento com o qual o fluido refrigerante deixa o condensador. Na simulação do sistema frigorífico admitimos que o subresfriamento permanece constante e igual a 3°C, durante a operação.

Tabela 5.2.1-1 - Levantamento dos valores de F_c a partir dos dados do fabricante

DADOS DO FABRICANTE					VALORES CALCULADOS
T_c (°C)	T_{ae} (°C)	T_{as} (°C)	Q_a (kW)	\dot{m}_a (kg/s)	F_c (kW/ °C)
47,28	29,44	39,33	189,875	4,586	10,647
48,89	32,22	41,39	179,639	4,681	10,778
47,61	29,44	39,56	198,682	4,693	10,937
41,83	23,89	33,83	195,932	4,706	10,919
41,94	23,89	33,89	204,686	4,889	11,336
48,89	32,22	41,33	188,417	4,939	11,305
43,00	26,67	35,67	186,357	4,946	11,410
40,56	23,89	33,00	188,898	4,952	11,334
43,39	26,67	35,83	194,408	5,066	11,626
43,83	26,67	36,06	202,096	5,141	11,773
40,56	23,89	32,94	198,748	5,242	11,925
47,06	32,22	40,17	182,964	5,501	12,335
40,56	23,89	32,83	206,940	5,526	12,416
41,67	26,67	34,61	187,371	5,633	12,491
38,94	23,89	31,89	191,005	5,703	12,687
47,28	32,22	40,17	190,308	5,722	12,640
39,44	23,89	32,17	199,605	5,760	12,832
40,06	23,89	32,50	207,643	5,760	12,844
41,83	26,67	34,67	196,287	5,860	12,942
47,61	32,22	40,33	199,442	5,873	12,960
41,94	26,67	34,56	204,604	6,195	13,392
40,56	26,67	33,67	190,794	6,510	13,737
43,00	29,44	36,28	186,792	6,529	13,780
43,39	29,44	36,39	194,415	6,687	13,942
43,83	29,44	36,61	202,908	6,763	14,102
40,56	26,67	33,44	199,595	7,034	14,371
40,56	26,67	33,28	208,306	7,526	14,998
40,06	26,67	32,83	206,680	8,005	15,437
41,67	29,44	35,00	187,959	8,081	15,378
39,44	26,67	32,50	197,973	8,106	15,494
38,94	26,67	32,28	191,469	8,150	15,595
41,83	29,44	35,00	196,469	8,447	15,859
41,94	29,44	35,00	209,968	9,027	16,797
36,22	23,89	29,06	213,419	9,866	17,304
40,56	29,44	34,00	194,914	10,220	17,542
43,00	32,22	36,56	188,153	10,371	17,457
43,83	32,22	36,89	203,858	10,434	17,557
35,44	23,89	28,56	204,598	10,472	17,706
43,39	32,22	36,72	197,885	10,503	17,721
34,78	23,89	28,17	196,926	10,995	18,085
40,56	29,44	33,83	206,329	11,229	18,570
40,56	29,44	33,61	211,179	12,106	19,006
40,06	29,44	33,22	209,029	13,216	19,699
39,44	29,44	32,89	199,955	13,866	19,996
38,94	29,44	32,61	190,103	14,339	20,011

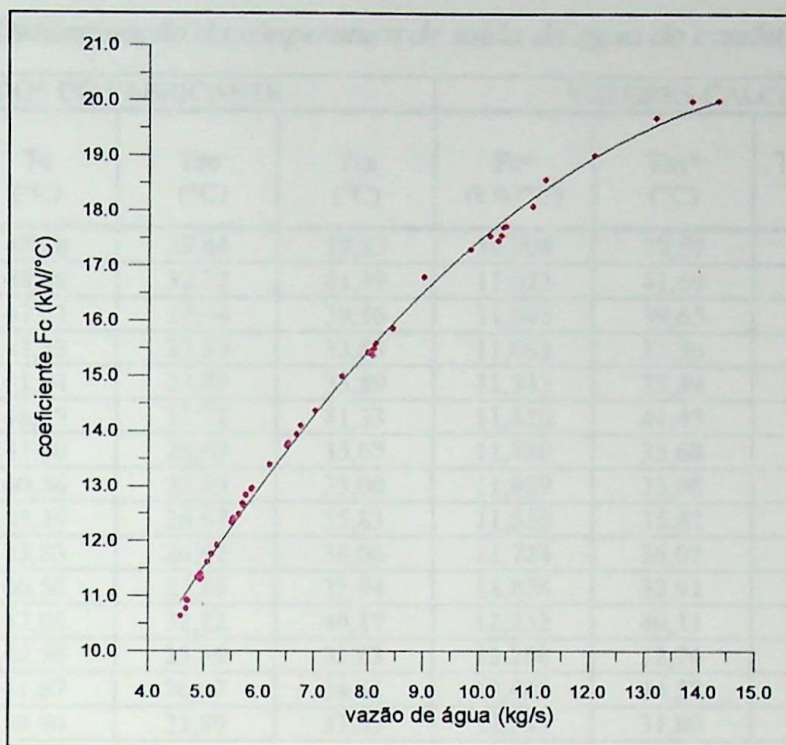


Figura 5.2.1.1- Correlação entre o coeficiente F_c e a vazão de água através do condensador

$$F_c^* = 2,47225 + 2,12808(\dot{m}_a) - 0,063139(\dot{m}_a)^2 \quad (5.2.1-8)$$

Para determinar a temperatura de saída da água do condensador, a combinação das equações (5.2.1-2) e (5.2.1-7) fornece:

$$T_{as} = T_{ae} + \frac{F_c^* \cdot (T_c - T_{ae})}{\dot{m}_a \cdot C_{p_a}} \quad (5.2.1-9)$$

onde o valor de F_c^* deverá ser tomado em relação ao condensador especificado; neste caso, sendo dado pela Eq. (5.2.1-8).

Tabela 5.2.1-2 - Determinação da temperatura de saída da água do condensador

DADOS DO FABRICANTE				VALORES CALCULADOS		
m_a (kg/s)	T_c (°C)	T_{ac} (°C)	T_{as} (°C)	F_c^* (kW/°C)	T_{as}^* (°C)	Desvios $\frac{T_{as}^* - T_{as}}{T_{as}} 100$ (%)
4,586	47,28	29,44	39,33	10,904	39,57	0,61
4,681	48,89	32,22	41,39	11,023	41,60	0,50
4,693	47,61	29,44	39,56	11,043	39,65	0,25
4,706	41,83	23,89	33,83	11,062	33,96	0,39
4,889	41,94	23,89	33,89	11,343	33,89	0,02
4,939	48,89	32,22	41,33	11,420	41,43	0,22
4,946	43,00	26,67	35,67	11,430	35,68	0,04
4,952	40,56	23,89	33,00	11,439	33,08	0,26
5,066	43,39	26,67	35,83	11,610	35,82	0,03
5,141	43,83	26,67	36,06	11,724	36,02	0,11
5,242	40,56	23,89	32,94	11,874	32,91	0,12
5,501	47,06	32,22	40,17	12,252	40,11	0,13
5,526	40,56	23,89	32,83	12,288	32,74	0,28
5,633	41,67	26,67	34,61	12,442	34,58	0,09
5,703	38,94	23,89	31,89	12,541	31,80	0,29
5,722	47,28	32,22	40,17	12,567	40,12	0,11
5,760	39,44	23,89	32,17	12,621	32,03	0,42
5,760	40,06	23,89	32,50	12,621	32,35	0,46
5,860	41,83	26,67	34,67	12,763	34,56	0,32
5,873	47,61	32,22	40,33	12,780	40,22	0,28
6,195	41,94	26,67	34,56	13,223	34,46	0,29
6,510	40,56	26,67	33,67	13,644	33,62	0,14
6,529	43,00	29,44	36,28	13,669	36,22	0,15
6,687	43,39	29,44	36,39	13,875	36,36	0,09
6,763	43,83	29,44	36,61	13,972	36,55	0,18
7,034	40,56	26,67	33,44	14,315	33,42	0,08
7,526	40,56	26,67	33,28	14,913	33,24	0,11
8,005	40,06	26,67	32,83	15,466	32,85	0,04
8,081	41,67	29,44	35,00	15,551	35,06	0,18
8,106	39,44	26,67	32,50	15,579	32,53	0,10
8,150	38,94	26,67	32,28	15,628	32,29	0,04
8,447	41,83	29,44	35,00	15,949	35,03	0,09
9,027	41,94	29,44	35,00	16,546	34,92	0,24
9,866	36,22	23,89	29,06	17,331	29,06	0,03
10,220	40,56	29,44	34,00	17,635	34,02	0,07
10,371	43,00	32,22	36,56	17,760	36,63	0,21
10,434	43,83	32,22	36,89	17,812	36,96	0,18
10,472	35,44	23,89	28,56	17,842	28,59	0,13
10,503	43,39	32,22	36,72	17,867	36,76	0,10
10,995	34,78	23,89	28,17	18,246	28,20	0,13
11,229	40,56	29,44	33,83	18,414	33,80	0,11
12,106	40,56	29,44	33,61	18,984	33,61	0,01
13,216	40,06	29,44	33,22	19,564	33,20	0,08
13,866	39,44	29,44	32,89	19,830	32,86	0,09
14,339	38,94	29,44	32,61	19,989	32,61	0,01

5.2.2 Simulação do Condensador

As figuras (5.2.2.1), (5.2.2.2), (5.2.2.3), (5.2.2.4), apresentam a simulação do condensador em estudo, segundo o modelo matemático desenvolvido.

Na Fig. (5.2.2.1), para uma temperatura de condensação constante e diversas temperaturas de entrada da água no condensador, podemos observar a influência da vazão de água na temperatura de saída da água do condensador.

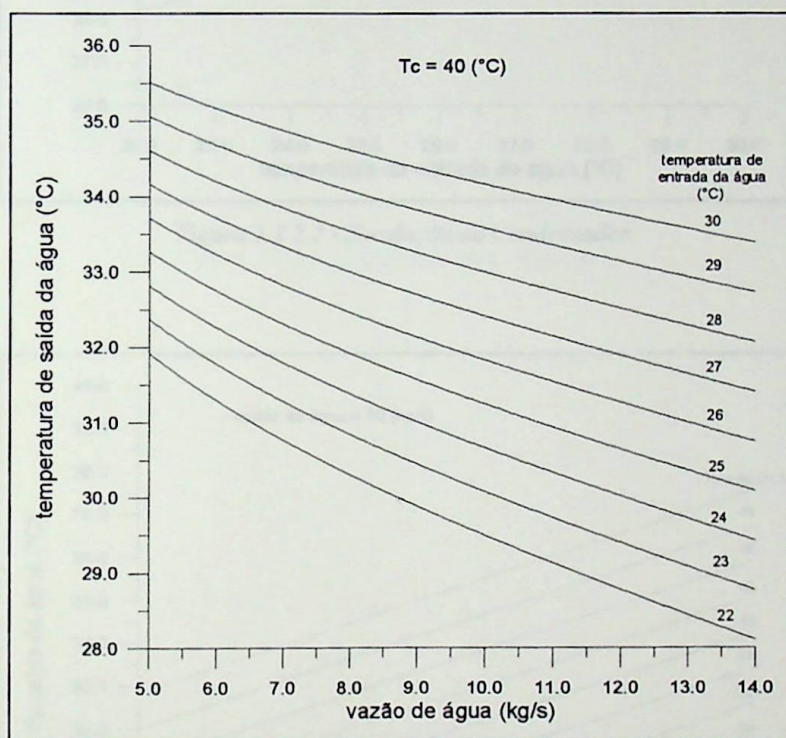


Figura 5.2.2.1 - Simulação do Condensador

Nas figuras (5.2.2.2), (5.2.2.3), (5.2.2.4), podemos verificar a influência da temperatura de condensação sobre a temperatura de saída da água do condensador.

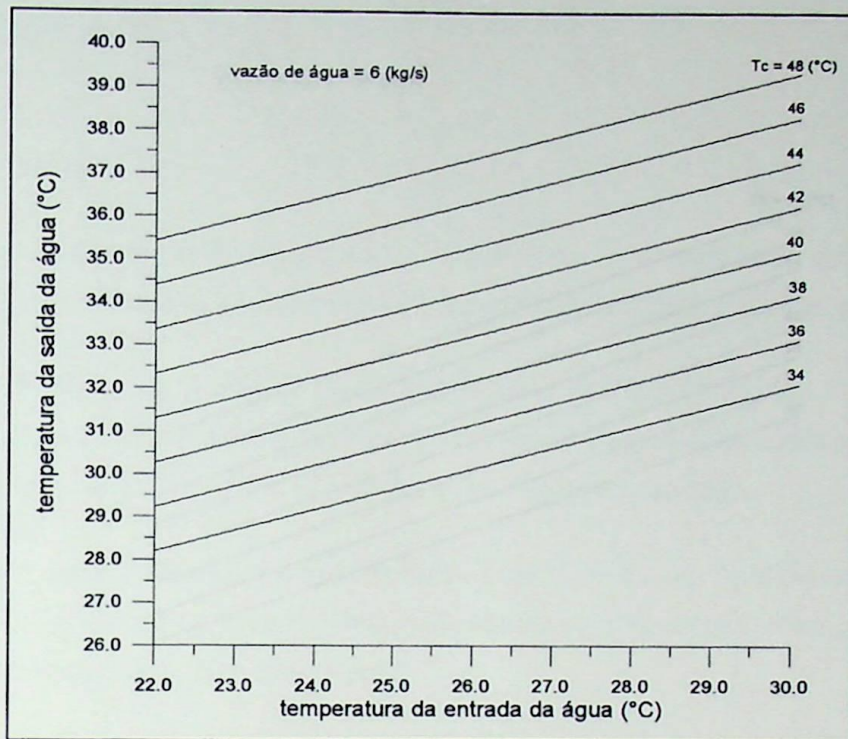


Figura 5.2.2.2 - Simulação do Condensador

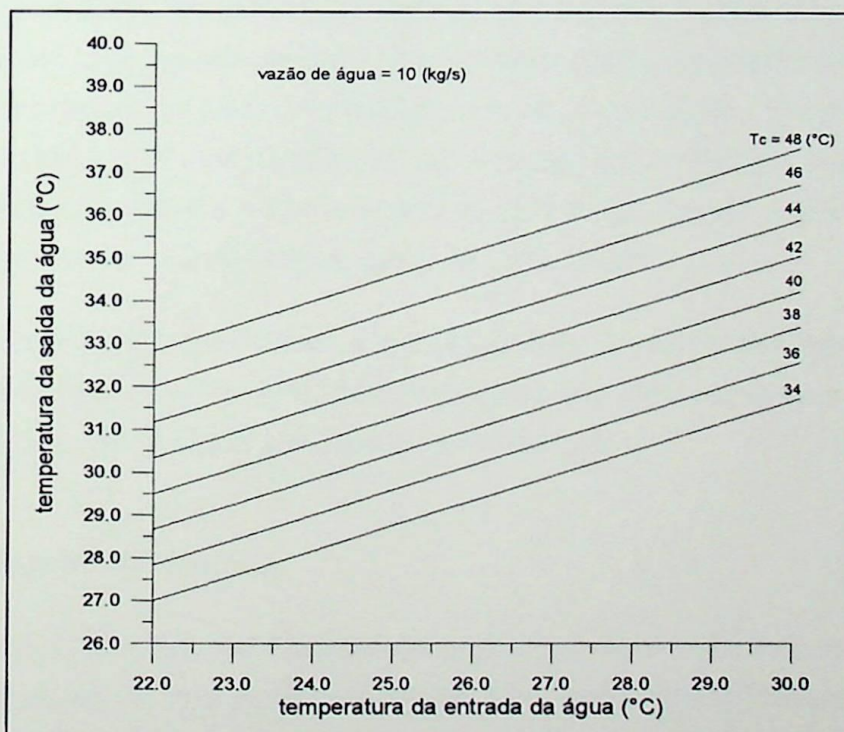


Figura 5.2.2.3 - Simulação do Condensador

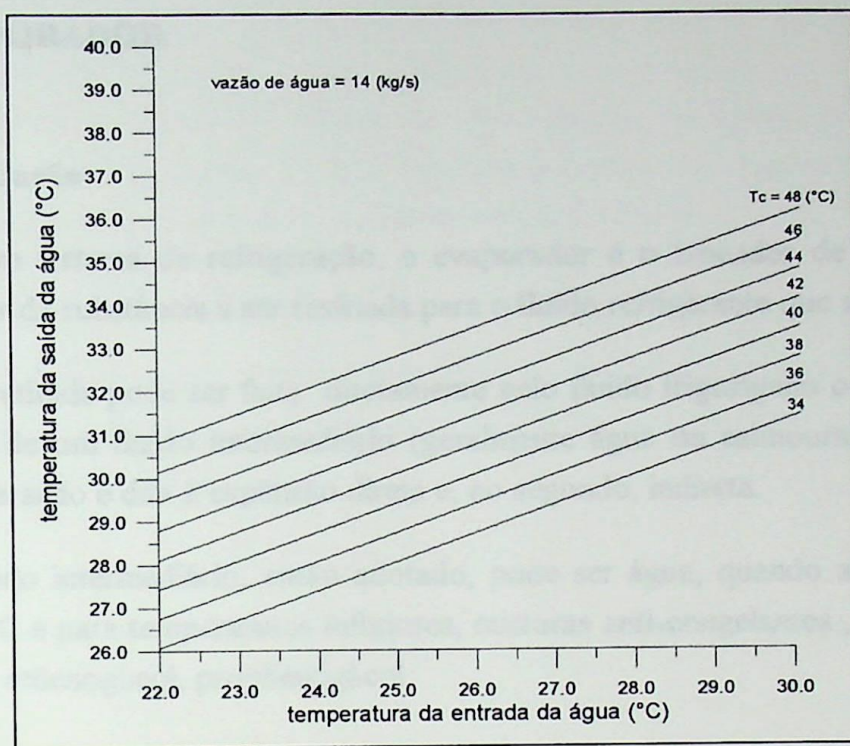


Figura 5.2.2.4 - Simulação do Condensador

5.3 EVAPORADOR

5.3.1 Introdução

Em um sistema de refrigeração, o evaporador é o trocador de calor onde se transfere calor da substância a ser resfriada para o fluido refrigerante que se evapora.

Esta retirada pode ser feita diretamente pelo fluido frigorígeno ou, indiretamente, por meio de um fluido intermediário (geralmente água ou salmoura). No primeiro caso, a refrigeração é dita à expansão direta e, no segundo, indireta.

O fluido intermediário, então adotado, pode ser água, quando a temperatura é superior a 0°C e para temperaturas inferiores, misturas anti-congelantes, tais como metanol, etanol, etilenoglicol, propilenoglicol.

Segundo o sistema de alimentação de refrigerante que se empregue nos evaporadores, estes podem dividir-se em “inundados” e “secos”.

Os evaporadores inundados são aqueles que trabalham praticamente cheios de líquido frigorígeno, conseguindo-se desta maneira uma melhora considerável no coeficiente global de transmissão de calor do trocador. Seu nível de líquido é controlado por meio de válvulas tipo bóia. São muito utilizados em sistemas que trabalham com amônia e têm seu emprego limitado quando trabalham com R-12 e R-22, devido à dificuldade de promover o retorno do óleo lubrificante a cárter do compressor.

Nos evaporadores do tipo seco, o refrigerante, normalmente regulado por meio de uma válvula de expansão termostática, se evapora completamente no interior do tubo do dito evaporador, do qual sai geralmente superaquecido.

5.3.2 Modelagem Matemática

O modelo matemático apresentado, a seguir, foi desenvolvido para um evaporador seco de expansão indireta do tipo carcaça e tubo, utilizando etilenoglicol como fluido intermediário.

Neste estudo, consideraremos que a perda térmica para o meio ambiente, pelo evaporador é desprezível e, portanto, não será considerada na modelagem.

5.3.2.1 Desenvolvimento

O fluxo calor retirado da solução de etileno-glicol, que passa pelo evaporador, dependerá de sua vazão mássica (\dot{m}_{EG}) e de sua diferença de temperaturas na entrada (T_{EG_e}) e saída (T_{EG_s}) do evaporador, conforme a Eq.(5.3.2-1)

$$\dot{Q}_{EG} = \dot{m}_{EG} \cdot c_{PEG} \cdot (T_{EG_e} - T_{EG_s}) \quad (5.3.2-1)$$

O fluxo de calor que o refrigerante absorve (\dot{Q}_o) é função da vazão mássica de refrigerante que passa pelo evaporador (\dot{m}_f) e das entalpias específicas do refrigerante à entrada (h_4) e saída (h_1) do evaporador:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f \cdot (h_4 - h_1) \quad (5.3.2-2)$$

Do ponto de vista do trocador de calor, o fluxo de calor trocado no evaporador pode ser calculado pela Eq.(5.3.2-3):

$$\dot{Q}_e = (AU)_e \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.3.2-3)$$

A determinação da condutância global de transmissão de calor do evaporador $(AU)_e$ apresenta as mesmas dificuldades mencionadas anteriormente na modelagem do condensador.

Assim sendo, se tomarmos considerações análogas às impostas na modelagem do condensador, teremos para o evaporador a equação simplificada:

$$\dot{Q}_e = F_e \cdot (T_{EG_e} - T_o) \quad (5.3.2-4)$$

O valor de F_e é praticamente constante em relação às diferenças de temperaturas do refrigerante e do etilenoglicol e varia consideravelmente com a vazão de etilenoglicol (\dot{m}_{EG}). Portanto, uma regressão polinomial dos valores de F_e em função de \dot{m}_{EG} , con-

Tabela 5.3.2-1 - Levantamento dos valores de F_e a partir dos dados do fabricante

DADOS DO FABRICANTE					VALORES CALCULADOS
To(°C)	T _{EGe} (°C)	T _{EGs} (°C)	m _{EG} (kg/s)	Q̇ _e (kW)	Fe(kW/°C)
1,9	10,0	4,5	4,114	84,4	10,42
1,8	10,0	4,5	4,308	88,4	10,78
1,8	10,0	4,5	4,492	92,1	11,24
1,7	10,0	4,5	4,683	96,1	11,58
1,6	10,0	4,5	4,872	100,0	11,90
1,6	10,0	4,5	5,061	103,8	12,36
1,5	10,0	4,5	5,253	107,8	12,68
1,4	10,0	4,5	5,447	111,7	12,99
1,4	10,0	4,5	5,492	112,7	13,10
1,3	10,0	4,5	5,650	115,9	13,32
1,2	10,0	4,5	5,847	120,0	13,63
3,9	12,2	6,7	4,550	93,3	11,25
3,9	12,2	6,7	4,758	97,6	11,76
3,8	12,2	6,7	4,956	101,7	12,10
3,7	12,2	6,7	5,156	105,8	12,44
3,6	12,2	6,7	5,358	109,9	12,78
3,5	12,2	6,7	5,561	114,1	13,11
3,4	12,2	6,7	5,769	118,4	13,45
3,3	12,2	6,7	5,981	122,7	13,79
3,3	12,2	6,7	5,997	123,0	13,82
3,2	12,2	6,7	6,189	127,0	14,11
3,0	12,2	6,7	6,403	131,4	14,28
4,4	12,7	7,2	4,658	95,6	11,51
4,3	12,7	7,2	4,872	100,0	11,90
4,3	12,7	7,2	5,075	104,1	12,39
4,2	12,7	7,2	5,278	108,3	12,74
4,1	12,7	7,2	5,486	112,5	13,09
4,0	12,7	7,2	5,694	116,8	13,43
3,9	12,7	7,2	5,903	121,1	13,76
3,7	12,7	7,2	6,111	125,4	13,93
3,7	12,7	7,2	6,131	125,8	13,97
3,6	12,7	7,2	6,328	129,8	14,27
3,4	12,7	7,2	6,542	134,2	14,43
6,0	14,4	8,9	5,011	102,8	12,24
5,9	14,4	8,9	5,233	107,4	12,63
5,8	14,4	8,9	5,442	111,6	12,98
5,7	14,4	8,9	5,658	116,1	13,34
5,6	14,4	8,9	5,878	120,6	13,70
5,4	14,4	8,9	6,094	125,0	13,89
5,3	14,4	8,9	6,314	129,5	14,23
5,1	14,4	8,9	6,536	134,1	14,42
5,0	14,4	8,9	6,758	138,6	14,75
4,8	14,4	8,9	6,986	143,3	14,93

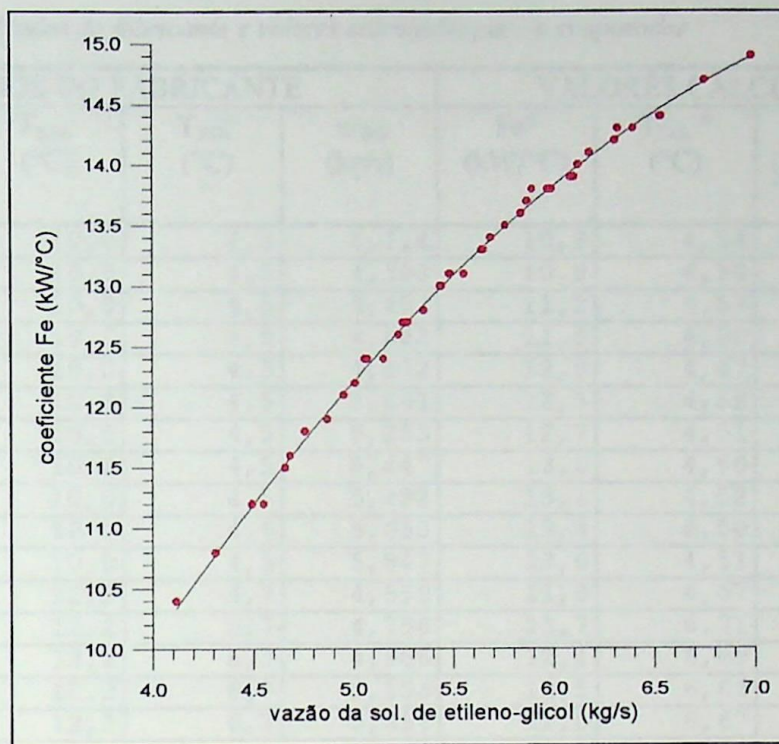


Figura 5.3.2.1 - Correlação entre o coeficiente F_e e a vazão da solução de etileno-glicol através do evaporador

$$F_e^* = -3,73631 + 4,50279(\dot{m}_{EG}) - 0,262944(\dot{m}_{EG})^2 \quad (5.3.2-5)$$

Para determinar a temperatura de saída da água do evaporador, a combinação das equações (5.3.2-1) e (5.3.2-4) fornece:

$$T_{EGs} = T_{EGe} - \frac{F_e^* \cdot (T_{EGe} - T_o)}{\dot{m}_{EG} \cdot C_{PEG}} \quad (5.3.2-6)$$

onde o valor de F_e^* deverá ser tomado em relação ao evaporador especificado; neste caso sendo dado pela equação (5.3.2-5) .

Tabela 5.3.2-2 - Dados do fabricante e valores calculados para o evaporador

DADOS DO FABRICANTE				VALORES CALCULADOS		
To (°C)	T _{EGe} (°C)	T _{EGs} (°C)	m _{EG} (kg/s)	Fe* (kW/°C)	T _{EGs} * (°C)	Desvio $\frac{(T_{EGs}^* - T_{EGs})}{T_{EGs}} \cdot 100$
1,9	10,0	4,5	4,114	10,3	4,54	0,96
1,8	10,0	4,5	4,308	10,8	4,50	-0,05
1,8	10,0	4,5	4,492	11,2	4,53	0,57
1,7	10,0	4,5	4,683	11,6	4,50	-0,10
1,6	10,0	4,5	4,872	12,0	4,47	-0,64
1,6	10,0	4,5	5,061	12,3	4,52	0,41
1,5	10,0	4,5	5,253	12,7	4,51	0,15
1,4	10,0	4,5	5,447	13,0	4,50	0,04
1,4	10,0	4,5	5,492	13,1	4,52	0,35
1,3	10,0	4,5	5,650	13,3	4,50	0,10
1,2	10,0	4,5	5,847	13,6	4,51	0,25
3,9	12,2	6,7	4,550	11,3	6,67	-0,46
3,9	12,2	6,7	4,758	11,7	6,71	0,17
3,8	12,2	6,7	4,956	12,1	6,69	-0,13
3,7	12,2	6,7	5,156	12,5	6,68	-0,31
3,6	12,2	6,7	5,358	12,8	6,67	-0,39
3,5	12,2	6,7	5,561	13,2	6,67	-0,38
3,4	12,2	6,7	5,769	13,5	6,68	-0,25
3,3	12,2	6,7	5,981	13,8	6,70	-0,02
3,3	12,2	6,7	5,997	13,8	6,70	0,07
3,2	12,2	6,7	6,189	14,1	6,72	0,27
3,0	12,2	6,7	6,403	14,3	6,69	-0,22
4,4	12,7	7,2	4,658	11,5	7,19	-0,13
4,3	12,7	7,2	4,872	12,0	7,17	-0,40
4,3	12,7	7,2	5,075	12,3	7,22	0,31
4,2	12,7	7,2	5,278	12,7	7,21	0,20
4,1	12,7	7,2	5,486	13,1	7,21	0,19
4,0	12,7	7,2	5,694	13,4	7,22	0,28
3,9	12,7	7,2	5,903	13,7	7,23	0,44
3,7	12,7	7,2	6,111	14,0	7,19	-0,18
3,7	12,7	7,2	6,131	14,0	7,19	-0,07
3,6	12,7	7,2	6,328	14,2	7,21	0,19
3,4	12,7	7,2	6,542	14,5	7,19	-0,20
6,0	14,4	8,9	5,011	12,2	8,91	0,06
5,9	14,4	8,9	5,233	12,6	8,90	0,01
5,8	14,4	8,9	5,442	13,0	8,90	-0,00
5,7	14,4	8,9	5,658	13,3	8,91	0,08
5,6	14,4	8,9	5,878	13,6	8,92	0,25
5,4	14,4	8,9	6,094	13,9	8,88	-0,22
5,3	14,4	8,9	6,314	14,2	8,91	0,09
5,1	14,4	8,9	6,536	14,5	8,88	-0,19
5,0	14,4	8,9	6,758	14,7	8,92	0,26
4,8	14,4	8,9	6,986	14,9	8,91	0,17

onde: F_e^* valor calculado pela Eq.(5.3.2-5)

T_{EGs}^* valor calculado pela Eq.(5.3.2-6)

5.3.3 Simulação

As figuras a seguir apresentam a simulação do evaporador em estudo.

- As figuras (5.3.3.1), (5.3.3.2), (5.3.3.3) e (5.3.3.4) mostram a temperatura de saída da solução de etileno-glicol do evaporador para diferentes temperaturas de entrada desta solução no mesmo, com uma temperatura de vaporização constante e vazão da solução variável. Nas figuras (5.3.3.2) e (5.3.3.4), as vazões foram extrapoladas, no intervalo de 7 a 25 (kg/s), em relação aos dados do fabricante, para que se pudesse analisar o desempenho do evaporador.

- As figuras (5.3.3.5), (5.3.3.6) e (5.3.3.7) apresentam as temperaturas de saída da solução de etileno glicol para diversas temperaturas de vaporização e vazão constante. Na Fig. (5.3.3.7), os valores das temperaturas de vaporização e de entrada da solução de etileno foram extrapolados dos dados do fabricante.

- A Fig. (5.3.3.8) mostra a relação entre o fluxo de calor absorvido pelo evaporador e a vazão da solução de etileno-glicol para diversos diferenciais de temperaturas (temperatura de entrada da solução subtraída da temperatura de vaporização).

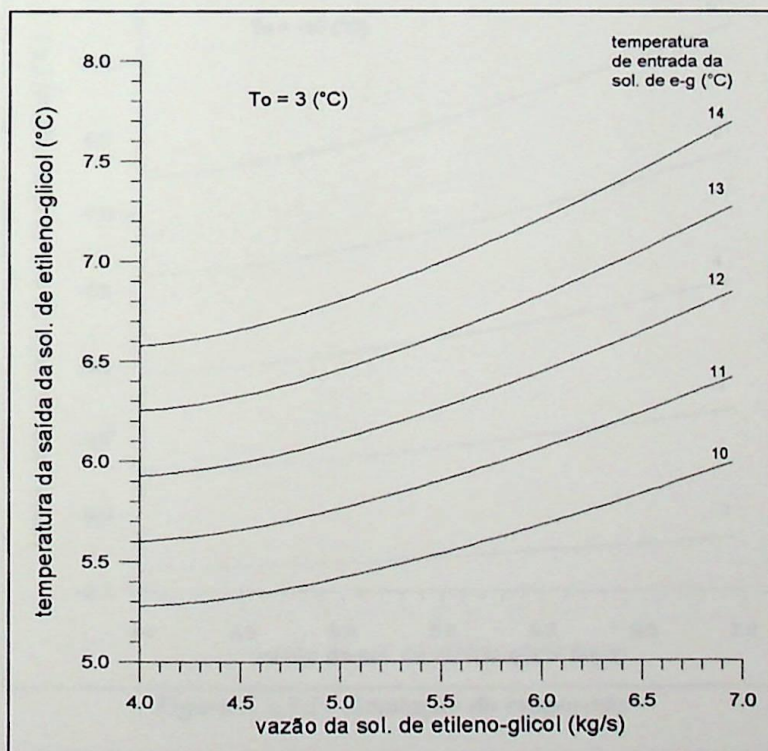


Figura 5.3.3.1 - Simulação do evaporador

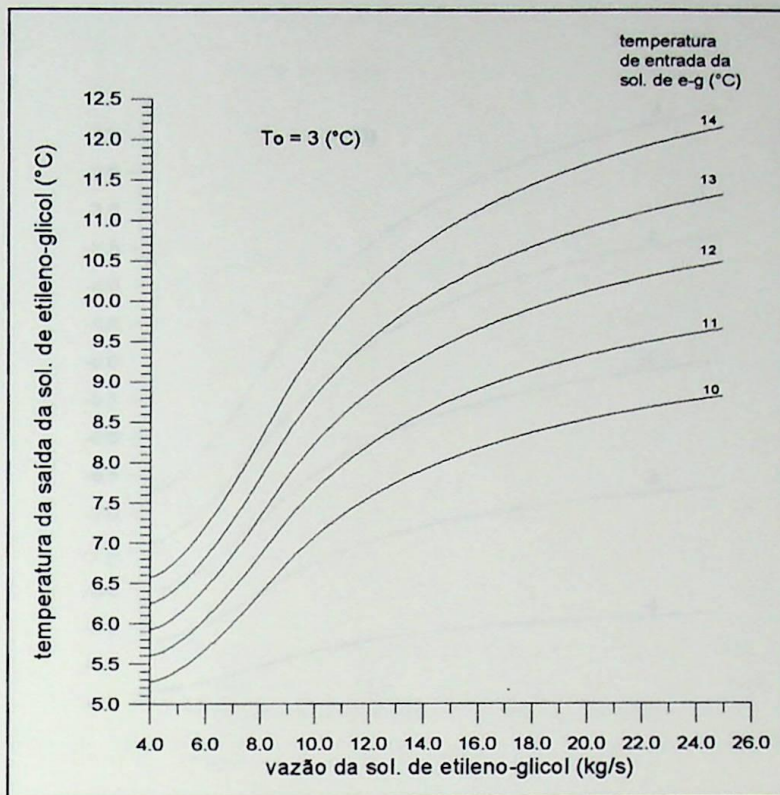


Figura 5.3.3.2 - Simulação do evaporador

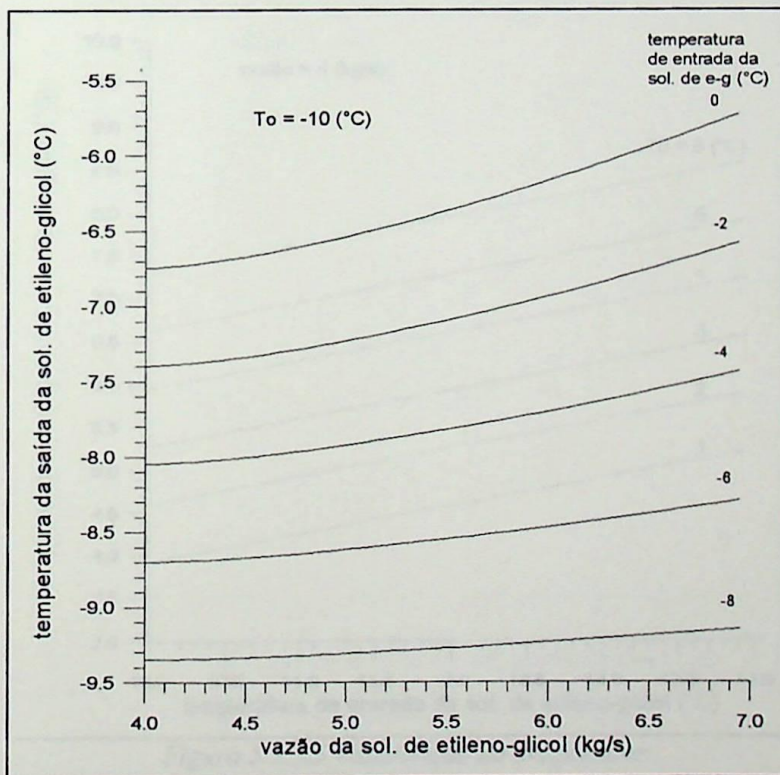


Figura 5.3.3.3 - Simulação do evaporador

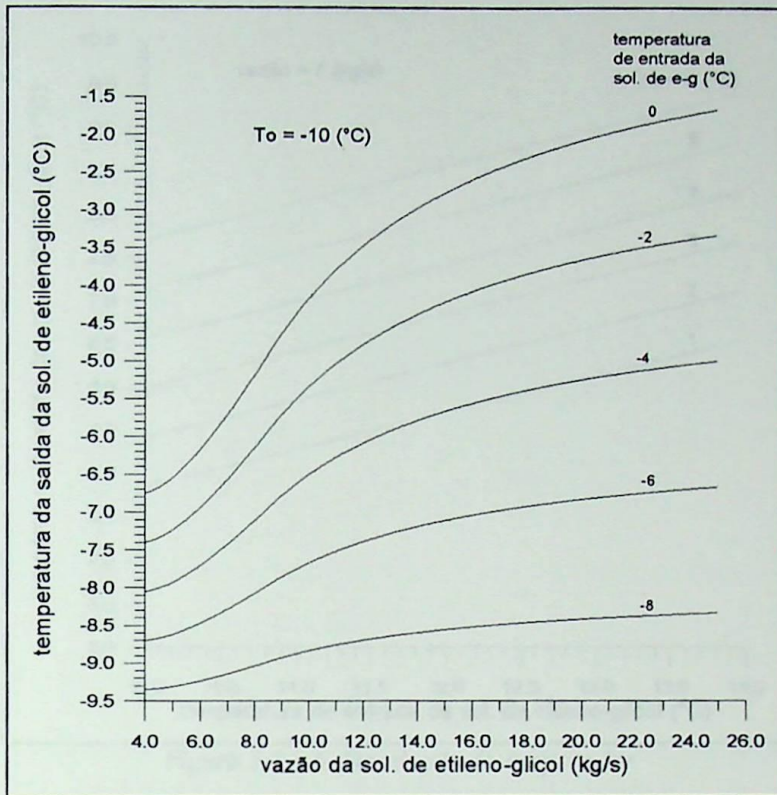


Figura 5.3.3.4 - Simulação do evaporador

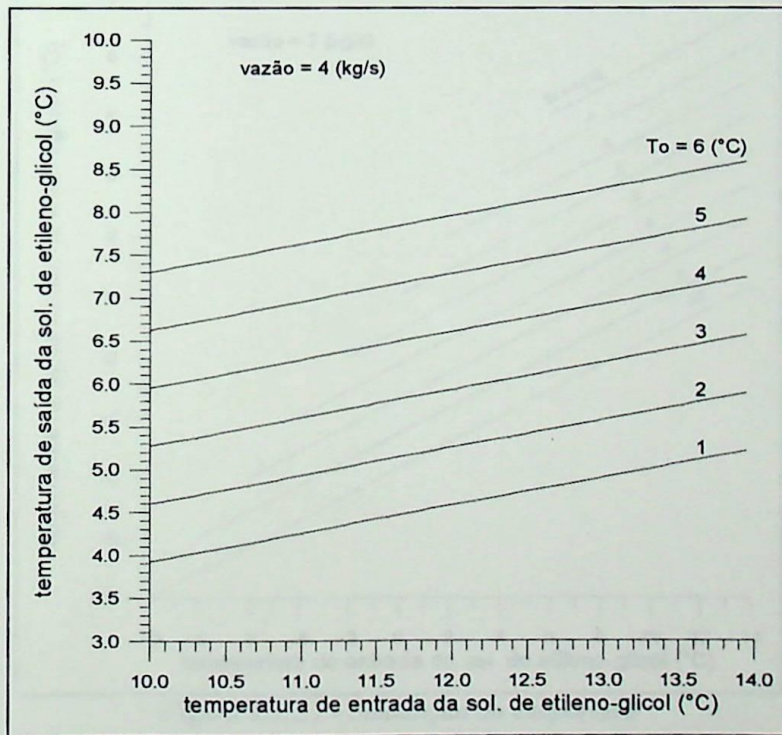


Figura 5.3.3.5 - Simulação do evaporador

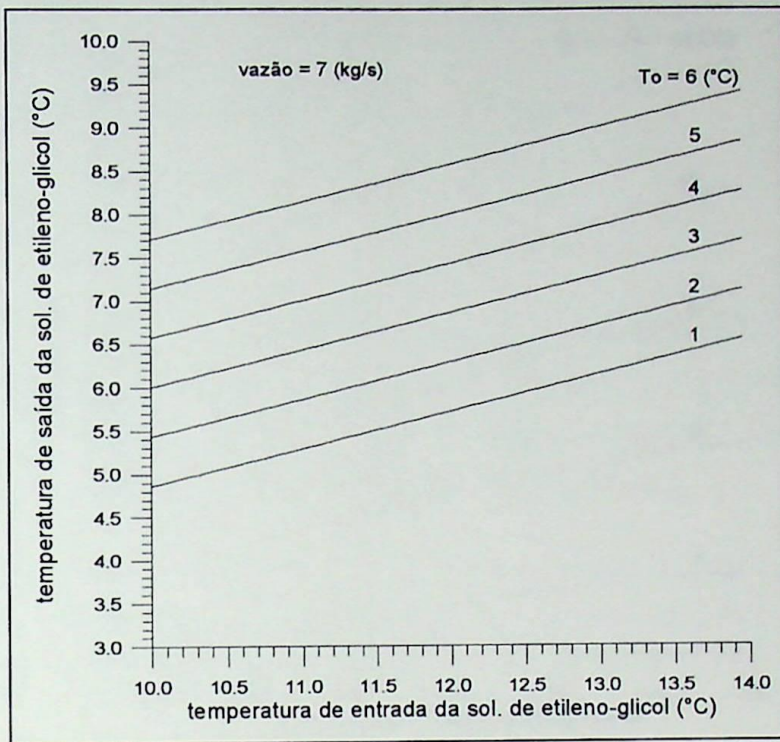


Figura 5.3.3.6 - Simulação do evaporador

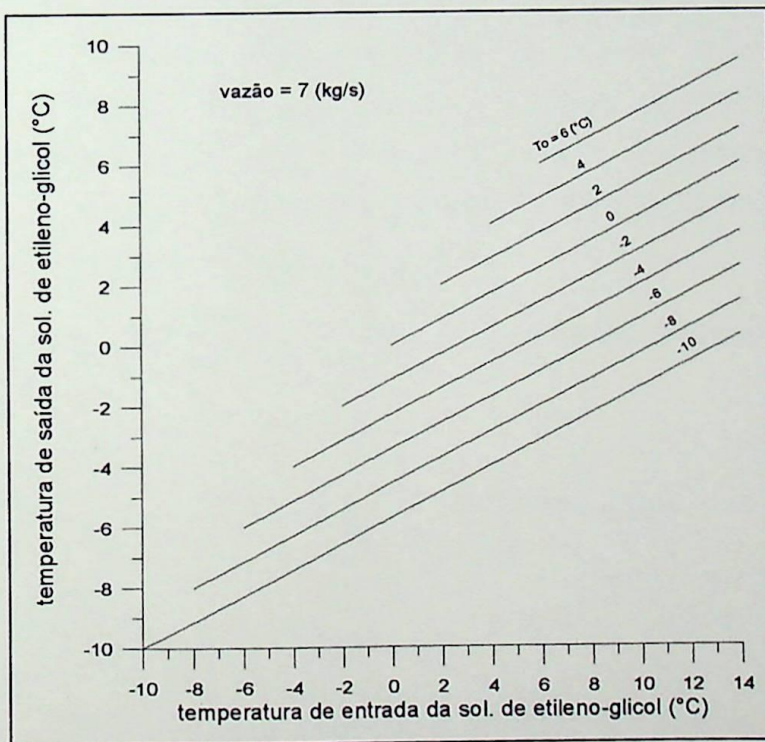


Figura 5.3.3.7 - Simulação do evaporador

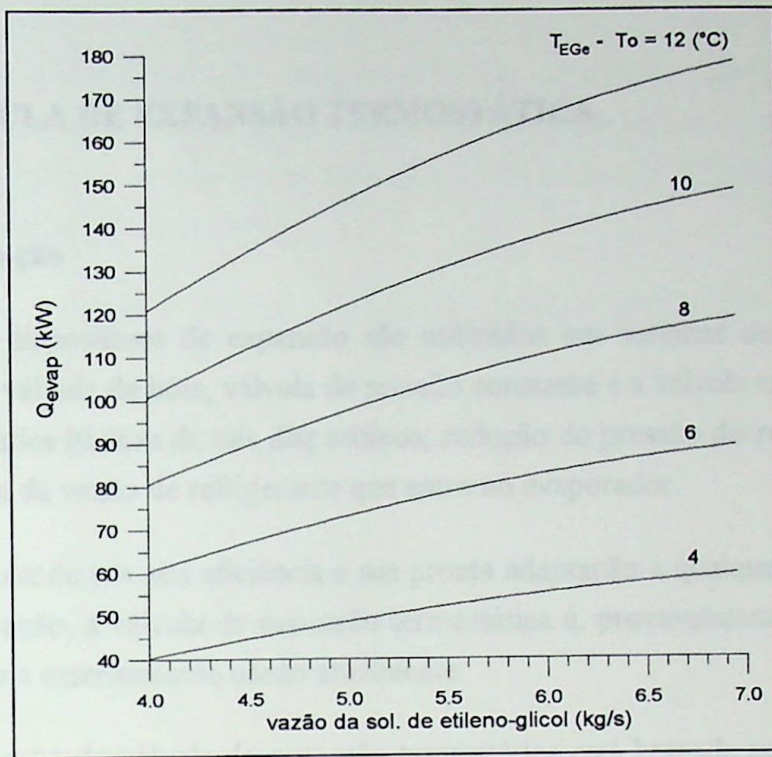


Figura 5.3.3.8 - Simulação do evaporador

5.4.2 Funcionamento da Válvula de Expansão Termostática

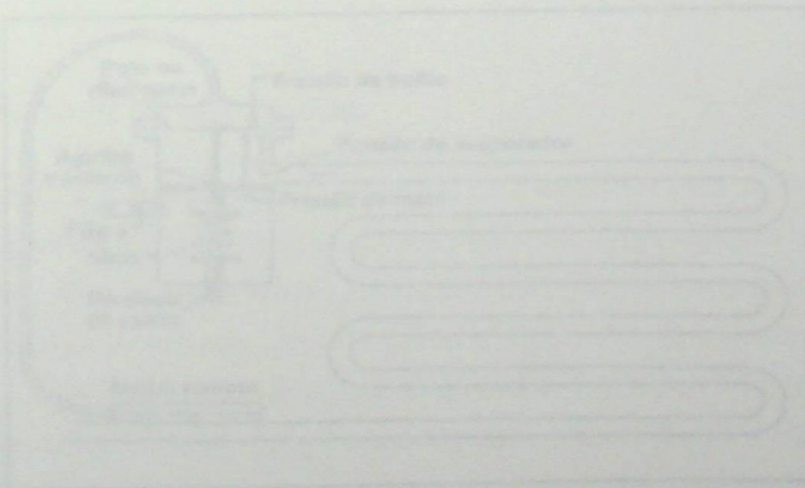


Figura 5.4.2 - Funcionamento da válvula de expansão termostática de temperatura constante

5.4 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

5.4.1 Introdução

Vários dispositivos de expansão são utilizados em sistemas de refrigeração: o tubo capilar, a válvula de bóia, válvula de pressão constante e a válvula termostática. São duas as finalidades básicas de tais dispositivos: redução de pressão do refrigerante líquido e regulagem da vazão de refrigerante que entra no evaporador.

Por causa de sua alta eficiência e sua pronta adaptação a qualquer tipo de aplicação de refrigeração, a válvula de expansão termostática é, provavelmente, o controle de refrigerante mais extensamente usado atualmente.

A operação da válvula de expansão termostática está baseada na manutenção de um grau de superaquecimento na saída do evaporador, uma circunstância que permite conservar o evaporador com refrigerante no estado de vapor saturado, sob toda as condições de carga do sistema, sem o perigo de descarregar líquido na linha de sucção do compressor. Por sua capacidade em oferecer aplicação plena e efetiva de toda a superfície do evaporador sob todas as condições de carga, a válvula de expansão termostática é particularmente um controle de refrigerante adequado para sistemas que estão sujeitos a amplas e freqüentes variações na carga [18].

Neste trabalho, abordaremos somente as válvulas de expansão termostática de equalização interna.

5.4.2 Funcionamento da Válvula de Expansão Termostática

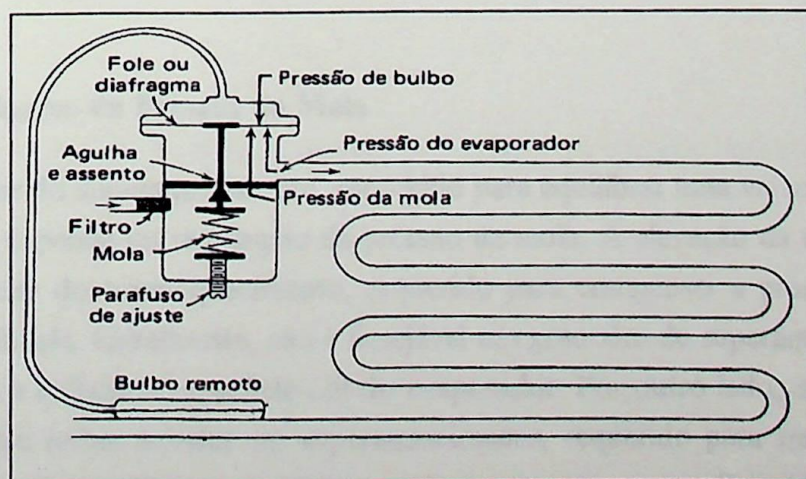


Figura 5.4.2.1 - Esquema de uma válvula de expansão termostática de equalização interna

- Um bulbo parcialmente cheio de refrigerante líquido, geralmente igual ao da instalação, denominado fluido ativo, é colocado em contato à tubulação na saída do evaporador, de tal modo que a temperatura do fluido ativo seja aproximadamente a mesma da temperatura do gás aspirado pelo compressor.
- O fluido, ativo no interior do bulbo, exerce uma pressão sobre o diafragma da válvula no sentido de abri-la.
- A pressão reinante no evaporador e a mola da válvula atuam no diafragma em sentido de fechar a válvula.
- Uma vez que o fluido ativo está confinado em um volume praticamente constante, sempre que houver superaquecimento na linha de sucção, a pressão no interior do bulbo ficará maior que a pressão no evaporador.
- Se não houver superaquecimento na linha de sucção, como a temperatura no bulbo é idêntica à temperatura do evaporador, as pressões exercidas pelo evaporador e pelo bulbo no diafragma serão iguais, e a válvula permanecerá fechada devido à força da mola.

5.4.3 Situações de Operação da Válvula

Quando a válvula não alimenta o evaporador com fluido refrigerante suficiente, a pressão cai no evaporador e a pressão no bulbo aumenta devido a um maior superaquecimento na linha de sucção, então a válvula abre mais até que as pressões no diafragma da válvula voltem a se balancear.

Quando a válvula alimenta o evaporador com muito refrigerante, a temperatura do bulbo cai e a pressão no evaporador aumenta, então a força da mola tende a fechar a válvula até que as pressões no interior da válvula estejam novamente balanceadas.

5.4.4 Regulagem da Pressão da Mola

O valor do superaquecimento, requerido para equilibrar uma válvula termostática de expansão, depende da regulagem da pressão da mola. A elevação da tensão da mola aumenta o valor do superaquecimento, requerido para compensar a pressão da mola e equilibrar a válvula. Geralmente, não é desejável um grau alto de superaquecimento porque ele tende a reduzir a superfície útil do evaporador. Por outro lado, a diminuição da tensão da mola reduz o valor do superaquecimento, requerido para manter a válvula numa condição de equilíbrio e, portanto, tende a aumentar a superfície útil. Contudo, se

o superaquecimento da válvula é fixado muito pequeno, a válvula perderá o controle do refrigerante, passando a uma condição de 'oscilação' - evaporador ora sobrealimentado e ora vazio. Como uma regra geral, as válvulas termostáticas de expansão são ajustadas, pelos fabricantes, para um superaquecimento de 7 a 10°C. Uma vez que a válvula é ajustada para um certo superaquecimento, ela deverá manter aproximadamente aquele superaquecimento, sob todas as condições de carga, independentemente da temperatura e pressão do evaporador [18].

5.4.5 Modelagem Matemática

5.4.5.1 Determinação da Vazão Mássica com Abertura Total da Válvula de Expansão Termostática

Nos catálogos de válvulas de expansão termostática são dados os valores da capacidade frigorífica (\dot{Q}_o) da válvula, operando toda aberta, sob as diversas condições de carga do sistema frigorífico.

Considerando a queda de pressão na válvula como um processo isoentalpico, para cada condição de operação, pode-se calcular os valores de h_1 e h_4 .

A vazão mássica de refrigerante (\dot{m}_f), através da válvula de expansão termostática, é dada pela Eq.(5.4.5-1).

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_o}{h_1 - h_4} \quad (5.4.5-1)$$

Uma vez que a válvula está operando toda aberta, podemos considerá-la, para efeito de cálculo, como uma placa de orifício. Assim, se admitirmos que a vaporização do refrigerante só ocorre após a saída válvula, teremos:

$$\dot{m}_f = c_d \cdot A_o \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_3 \cdot \Delta p} \quad (5.4.5-2)$$

Como a área do orifício da válvula (A_o) não é conhecida, definiremos o coeficiente k_A :

$$k_A = c_d \cdot A_o \quad (5.4.5-3)$$

Com a vazão de refrigerante \dot{m}_f calculada pela Eq.(5.4.5-1), podemos obter o valor de k_A por meio da Eq.(5.4.5-2).

$$k_A = \frac{\dot{m}_{f_{\max}}}{\sqrt{2 \cdot \rho_3 \cdot \Delta p}} \quad (5.4.5-4)$$

A Tab.5.4.5-1 apresenta os dados de catálogo de uma válvula de expansão termostática e os respectivos valores de k_A .

Estudos realizados por Massafelli [14] demonstraram que o valor do coeficiente k_A , para as diversas condições de operação da válvula é variável, porém, permanece praticamente constante para uma mesma temperatura de vaporização T_o , independentemente da diferença de pressão Δp e da vazão de refrigerante \dot{m}_f .

Assim, através de uma regressão da correlação $k_A \times T_o$, é possível saber o valor de k_A para outras situações fora das condições dadas nos catálogos de fabricantes.

$$k_A = \text{função}(T_o) \quad (5.4.5-5)$$

Desta maneira, conhecendo-se a densidade do refrigerante ao entrar na válvula (ρ_3) e a diferença de pressão (Δp) sob a qual a válvula está operando, é possível calcular a vazão $\dot{m}_{f_{\max}}$ fornecida pela válvula trabalhando toda aberta.

$$\dot{m}_{f_{\max}} = k_A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_3 \cdot \Delta p} \quad (5.4.5-6)$$

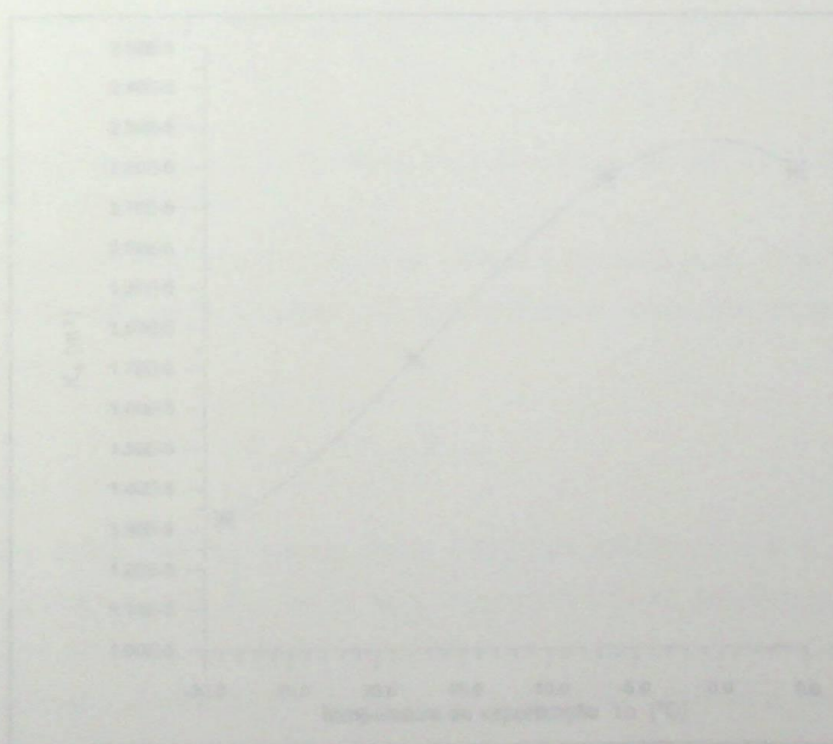
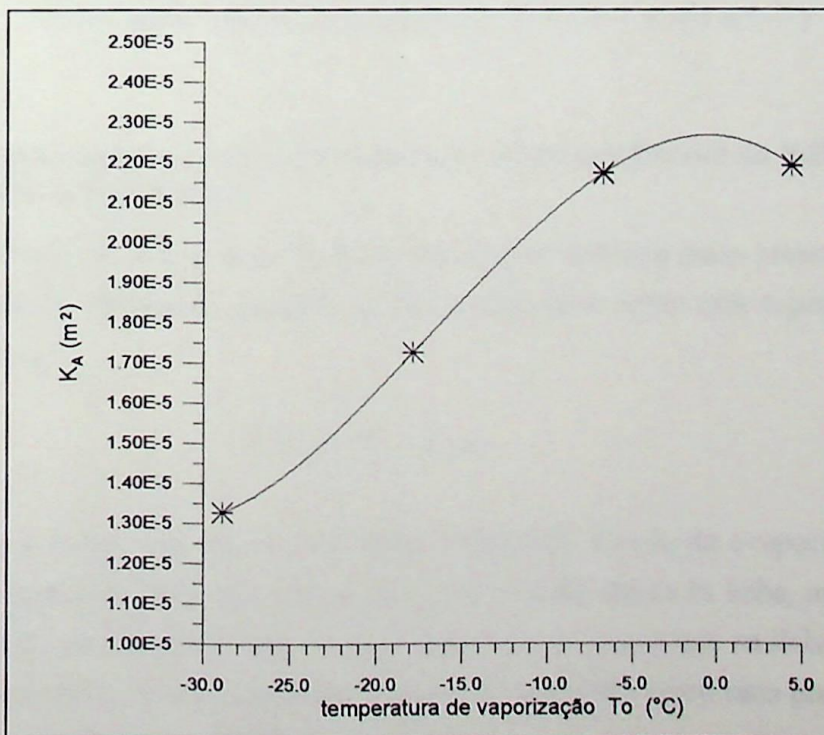


Figura 5.4.5-1 - Correlação $k_A \times T_o$

Tabela 5.4.5-1 - Determinação do Coeficiente k_A

VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA OPERANDO COM R-22				
CONDIÇÕES DE CATÁLOGO			VALORES CALCULADOS	
Temperatura na entrada da válvula = 37,78 (°C)				
Superaquecimento = 3,89 (°C)				
To(°C)	Δp (MPa)	Qo(kW)	$\dot{m}_{f_{max}}$ (kg/s)	k_A (m ²)
4,4444	0,5171	122,7318	0,7520	2,1889E-05
4,4444	0,6895	141,7218	0,8683	2,1889E-05
4,4444	0,8619	158,6018	0,9717	2,1910E-05
4,4444	1,0342	173,7235	1,0644	2,1908E-05
4,4444	1,2066	187,4385	1,1484	2,1884E-05
-6,6667	0,5171	118,5118	0,7460	2,1714E-05
-6,6667	0,6895	136,7985	0,8611	2,1707E-05
-6,6667	0,8619	152,9751	0,9629	2,1711E-05
-6,6667	1,0342	167,3935	1,0537	2,1688E-05
-6,6667	1,2066	181,1085	1,1400	2,1724E-05
-17,7778	0,6895	105,5001	0,6841	1,7245E-05
-17,7778	0,8619	117,8084	0,7639	1,7224E-05
-17,7778	1,0342	129,0618	0,8369	1,7225E-05
-17,7778	1,2066	139,6118	0,9053	1,7251E-05
-17,7778	1,3790	149,1068	0,9668	1,7234E-05
-28,8889	0,8619	87,9167	0,5888	1,3276E-05
-28,8889	1,0342	96,3568	0,6453	1,3282E-05
-28,8889	1,2066	104,0934	0,6971	1,3284E-05
-28,8889	1,3790	111,1268	0,7442	1,3266E-05
-28,8889	1,5513	117,8084	0,7890	1,3259E-05

Figura 5.4.5.1 - Correlação k_A x T_o

$$k_A = 2,26423.10^{-5} - 2,77148.10^{-8} T_o - 2,90255.10^{-8} (T_o)^2 - 5,82938.10^{-10} (T_o)^3 \quad (5.4.5-7)$$

Tabela 5.4.5-2 - Valor da vazão mássica de refrigerante calculado através da correlação $k_A X T_o$

CONDIÇÕES DE CATÁLOGO		VALORES CALCULADOS			
To (°C)	Δp (MPa)	$\dot{m}_{f \max}^*$ (kg/s)	$\dot{m}_{f \max}^{**}$ (kg/s)	Desvio (%) $\frac{\dot{m}_{f \max}^{**} - \dot{m}_{f \max}^*}{\dot{m}_{f \max}^*} \cdot 100$	
4,4444	0,5171	0,7520	0,7522	0,03	
4,4444	0,6895	0,8683	0,8685	0,02	
4,4444	0,8619	0,9717	0,9710	-0,07	
4,4444	1,0342	1,0644	1,0637	-0,06	
4,4444	1,2066	1,1484	1,1490	0,05	
-6,6667	0,5171	0,7460	0,7458	-0,02	
-6,6667	0,6895	0,8611	0,8612	0,01	
-6,6667	0,8619	0,9629	0,9628	-0,01	
-6,6667	1,0342	1,0537	1,0547	0,10	
-6,6667	1,2066	1,1400	1,1393	-0,06	
-17,7778	0,6895	0,6841	0,6838	-0,05	
-17,7778	0,8619	0,7639	0,7645	0,07	
-17,7778	1,0342	0,8369	0,8374	0,07	
-17,7778	1,2066	0,9053	0,9045	-0,08	
-17,7778	1,3790	0,9668	0,9670	0,01	
-28,8889	0,8619	0,5888	0,5887	-0,01	
-28,8889	1,0342	0,6453	0,6449	-0,06	
-28,8889	1,2066	0,6971	0,6966	-0,08	
-28,8889	1,3790	0,7442	0,7447	0,06	
-28,8889	1,5513	0,7890	0,7898	0,11	

$\dot{m}_{f \max}^*$ valor obtido da Tab.5.4.5-1

$\dot{m}_{f \max}^{**}$ valor obtido através das equações (5.4.5-6) e (5.4.5-7)

5.4.5.2 Determinação da Vazão Mássica com Abertura Parcial da Válvula de Expansão Termostática

A variação da abertura do orifício da válvula é definida pelas pressões que atuam nas superfícies do diafragma. Quando as forças que agem sobre esta superfície estão em equilíbrio, temos:

$$P_{\text{bulbo}} = P_o + P_{\text{mola}} \quad (5.4.5-8)$$

Como o bulbo está em contato direto à linha de sucção do evaporador, sua temperatura é a mesma da linha. Por outro lado, sua pressão difere da linha, uma vez que no interior do bulbo encontra-se sempre vapor saturado, ao passo que na linha pode ocorrer vapor superaquecido. Assim, a pressão no bulbo é calculada como uma pressão de vapor na temperatura da linha de sucção.

$$P_{\text{bulbo}} = P_{\text{vapor}} \text{função} (T_o + \Delta T_s) \quad (5.4.5-9)$$

onde:

T_o temperatura de vaporização no evaporador

ΔT_s superaquecimento

Se não houver superaquecimento, a pressão do bulbo será igual a pressão do evaporador e a válvula permanecerá fechada devida à força da mola.

Conforme podemos observar na Fig.5.4.5.2 , um certo superaquecimento é necessário para que a válvula comece a abrir. Para que a válvula possa abrir, ainda mais, é necessário que o fluido ativo exerça pressões progressivamente maiores sobre o diafragma, o que pode ser conseguido por superaquecimentos maiores.

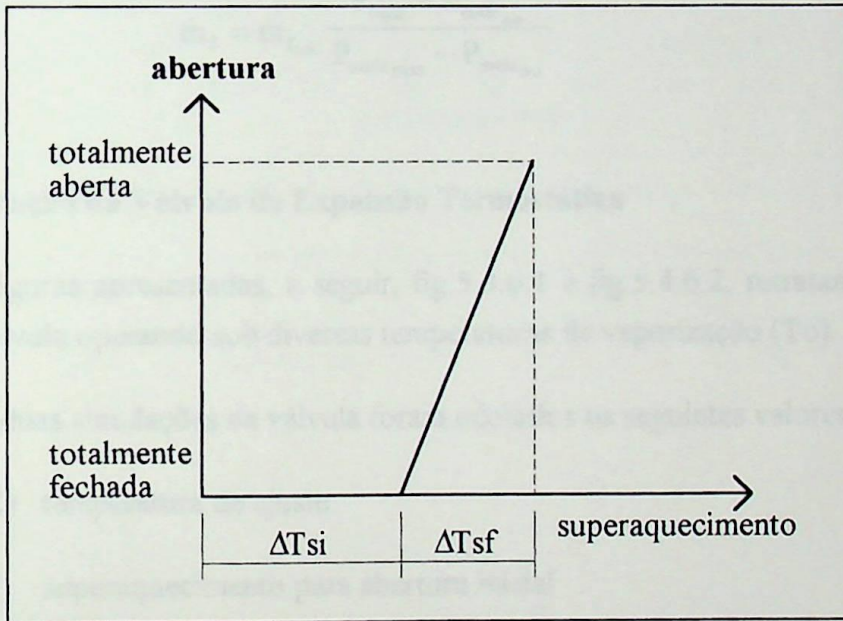


Figura 5.4.5.2 - Superaquecimento necessário para abertura da válvula

onde:

ΔT_{si} superaquecimento para abertura inicial

ΔT_{sf} superaquecimento para abertura total

Para fazermos a regulagem da mola da válvula, devemos tomar uma temperatura vaporização no evaporador como temperatura de ajuste (T_a). Para início da abertura da válvula, teremos:

$$P_{MOLAmin} = P_{vapor} \text{ função } (T_a + \Delta T_{si}) - P_{vapor} \text{ função } (T_a) \quad (5.4.5-10)$$

e para abertura total:

$$P_{MOLAmax} = P_{vapor} \text{ função } (T_a + \Delta T_{sf}) - P_{vapor} \text{ função } (T_a) \quad (5.4.5-11)$$

Para uma dada situação de abertura da válvula, a pressão de mola será a seguinte:

$$P_{MOLA} = P_{vapor} \text{ função } (T_o + \Delta T_s) - P_{vapor} \text{ função } (T_o) \quad (5.4.5-12)$$

Assim, a vazão mássica de refrigerante para a válvula parcialmente aberta é determinada pela Eq. (5.4.5-13):

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{f_{max}} \frac{P_{mola} - P_{mola_{min}}}{P_{mola_{max}} - P_{mola_{min}}} \quad (5.4.5-13)$$

5.4.6 Simulação da Válvula de Expansão Termostática

As figuras apresentadas, a seguir, fig.5.4.6.1 e fig.5.4.6.2, retratam o funcionamento da válvula operando sob diversas temperaturas de vaporização (T_o).

Nas duas simulações da válvula foram adotados os seguintes valores de ajuste:

$T_a = 0$ (°C) temperatura de ajuste

$\Delta T_{si} = 3$ (°C) superaquecimento para abertura inicial

$\Delta T_{sf} = 10$ (°C) superaquecimento para abertura total

Durante a simulação, retratada pela Fig.5.4.6.1, foram mantidos os seguintes parâmetros como constantes:

temperatura de condensação $T_c = 30$ (°C);

subresfriamento $\Delta T_{sr} = 0$ (°C).

Durante a simulação, apresentada pela Fig.5.4.6.2, os seguintes parâmetros foram mantidos constantes:

temperatura de condensação $T_c = 40$ (°C);

subresfriamento $\Delta T_{sr} = 0$ (°C).

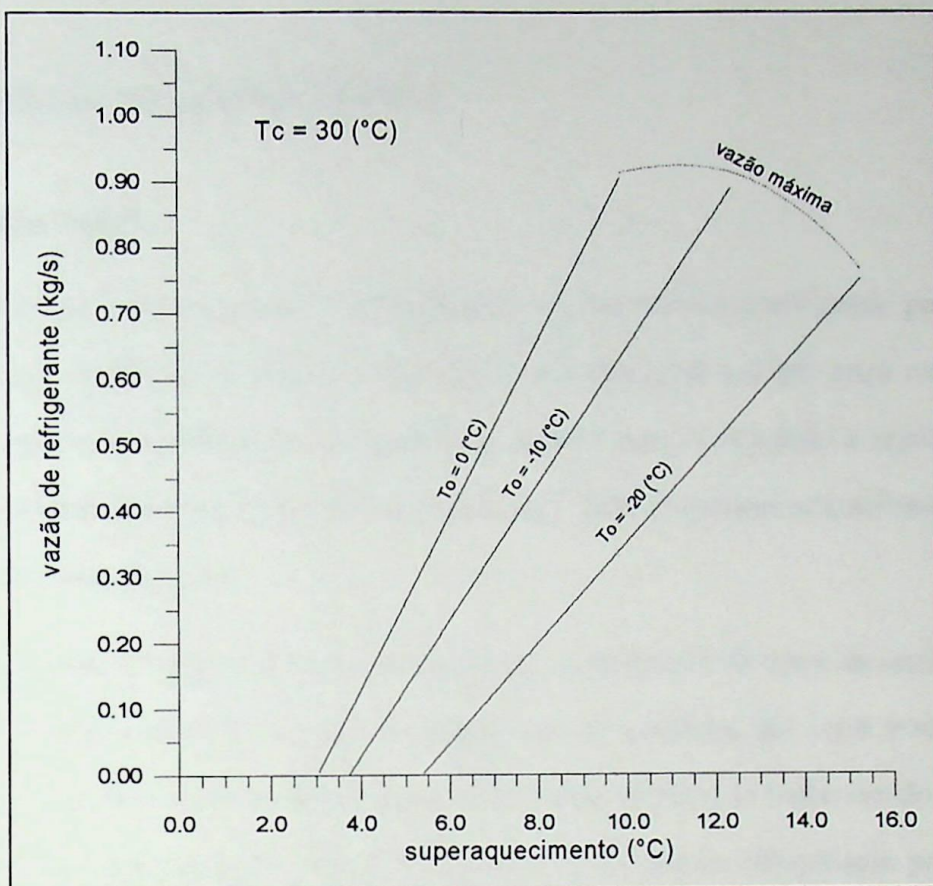


Figura 5.4.6.1 - Simulação da válvula de expansão termostática com $T_c = 30\text{ }^\circ\text{C}$

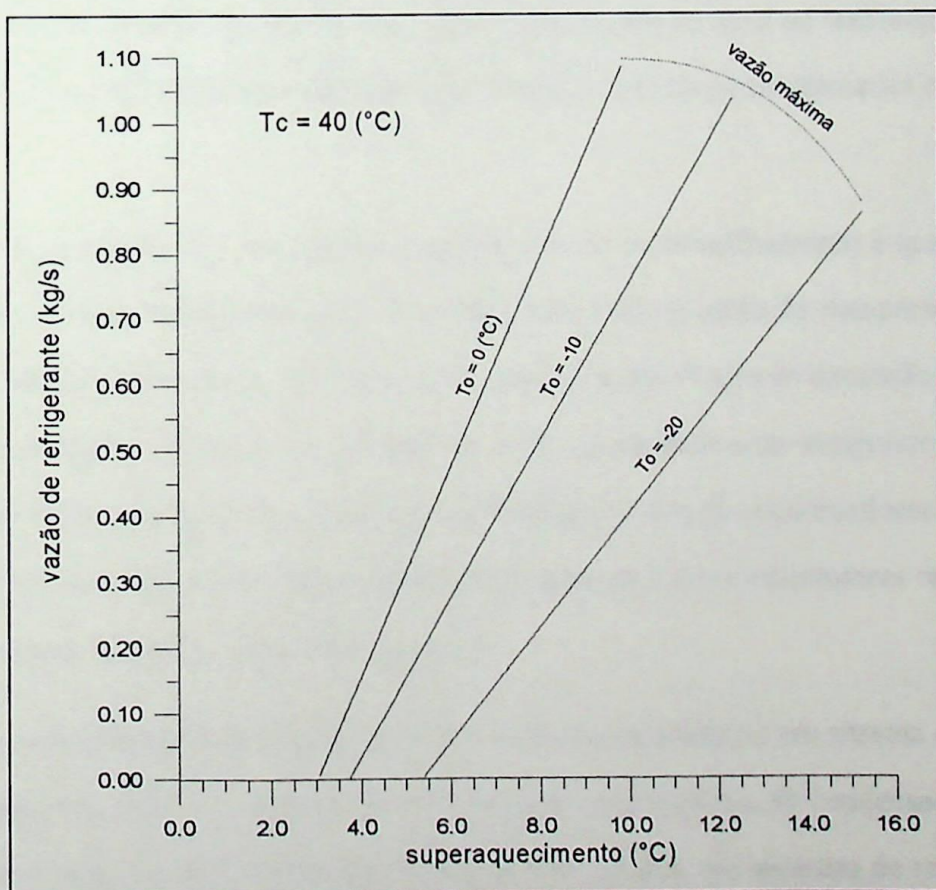


Figura 5.4.6.2 - Simulação da válvula de expansão termostática com $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$

5.5 TORRE DE RESFRIAMENTO

5.5.1 Introdução

A maioria dos sistemas de refrigeração e vários processos industriais geram calor que deve ser removido e dissipado. Um tipo de equipamento usado para realizar esta troca de calor é o condensador resfriado a ar, porém, outra concepção é rejeitar o calor para o ar ambiente pelo contato direto com a água, onde um processo combinado de troca de calor e massa ocorre.

Segundo Stoecker [8], uma vantagem do desempenho da torre de resfriamento e do condensador evaporativo é que a temperatura de condensação pode tender para a temperatura de bulbo úmido ambiente. Como a temperatura de bulbo úmido é sempre igual ou menor que a temperatura de bulbo seco, o sistema de refrigeração pode operar com uma temperatura de condensação menor e, portanto, conservar energia comparativamente ao condensador resfriado a ar. Uma desvantagem da torre de resfriamento é que os custos de manutenção são habitualmente maiores que os do condensador resfriado a ar.

Uma situação que recomenda o emprego de torre de resfriamento é quando é impraticável o bombeamento do vapor de refrigerante a alta pressão do compressor para o trocador de calor por causa da distância ou da tubulação de grande dimensão, como no caso com refrigerantes de baixa densidade usados em sistemas com compressor centrífugo. Todas estas considerações usualmente influenciam o uso de condensadores resfriados a água com torres de resfriamento em grandes sistemas e de condensadores resfriados a ar em sistemas de porte moderado e pequeno.

O condensador evaporativo encontra a mais larga aceitação em sistema de refrigeração industrial. Tem a vantagem de proporcionar temperaturas de condensação baixas em climas quentes, particularmente em regiões não úmidas. Os sistemas de refrigeração industrial usualmente operam o ano todo; em épocas frias a água é freqüentemente dre-

nada e o condensador evaporativo opera seco, evitando problemas de congelamento de água.

Em um condensador resfriado a ar, o custo operacional é alto, devido ao grande consumo de energia requerido na ventilação e ainda, o processo só é economicamente viável para diferenças de temperaturas, entre condensação e ambiente (bulbo seco), superiores a 11°C [5].

Neste trabalho, foi definida uma instalação com torre de resfriamento de contra corrente, portanto, aqui será estudado somente este tipo de torre.

5.5.2 Princípios de Operação

Na torre de resfriamento, a água do sistema é colocada em contato direto com o ar atmosférico, proporcionando uma transferência simultânea de calor e massa. Uma grande área de transferência é conseguida, através da pulverização da água e do uso de enchimentos na torre.

A circulação do ar na torre de resfriamento pode ser conseguida de maneira natural, através da ação de ventos e convecção natural, ou de maneira forçada, por meio de ventiladores.

No caso de circulação forçada do ar pela torre, que é o caso mais usado na prática, destacam-se dois tipos de torres: as torres de contra-corrente e as de corrente-cruzada.

No presente trabalho, será simulado somente funcionamento de torres do tipo contra-corrente, conforme o modelo apresentado pela ASHRAE [5].

Na torre de resfriamento de contra-corrente, a água quente é admitida no topo da torre e cai formando um fluxo em contra-corrente, com ar atmosférico que entra pela parte inferior da torre. Na maioria dos casos, a torre possui um enchimento ou recheio que tem como função retardar a queda da água no interior dela e aumentar o contato entre o ar e a água.

Em torres de resfriamento, ocorrem basicamente três diferentes perdas de água: por evaporação e por arraste.

Na torre de resfriamento a remoção de calor da água ocorre basicamente pelo processo de transferência de massa da água para ar, ou seja, pela evaporação. O arraste de gotículas de água é minimizado com o uso de eliminadores de gotas. A renovação de parte da água é também necessária para se manterem aceitáveis níveis de concentração de sólidos na água, de maneira a não comprometer o funcionamento de bombas de circulação e da própria torre. Níveis altos de concentração de sólidos na água tendem a aumentar a incrustação no condensador da instalação frigorífica.

A quantidade total da água perdida depende do tamanho da torre, porém é de aproximadamente 5% do total de água circulada pela torre [5].

5.5.3 Performance

A diferença entre a temperatura da água à saída da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar à entrada é denominada "approach". O "approach" dado pela torre é função de sua capacidade de resfriamento. Para uma mesma carga térmica, vazão de água e condição do ar na entrada da torre, o valor do approach será maior quanto maior for a capacidade da torre.

A quantidade de calor que a torre de resfriamento transfere para a atmosfera é sempre igual à carga térmica imposta a ela, enquanto que o nível de temperatura, no qual o calor é transferido, é determinado por sua capacidade térmica.

De acordo com a ASHRAE [5], as torres de resfriamento operam economicamente quando o "approach" dado pela torre está entre 2,8 à 5,6(°C). Valores do "approach" menores que 2,8(°C) indicam que a torre tem capacidade térmica maior que a necessária, ou seja, pode atender cargas térmicas maiores. "Approachs" maiores que 5,6(°C) indicam que carga térmica imposta à torre está muito próxima de sua capacidade térmica e, portanto, ela não é capaz de atender cargas térmicas maiores.

Torres de resfriamento empregadas em sistemas de refrigeração e ar condicionado operam com temperaturas da água, entrando nela na faixa de 32 à 46 (°C). A capacidade térmica da torre para tais aplicações, geralmente, é expressa em termos da capacidade frigorífica do sistema, onde admite-se que para cada 1,0 (kW) de capacidade frigorífica corresponde 1,25 (kW) de calor dissipado no condensador. As condições padrões para o projeto destas torres são de vazões de água de 0,054 (l/s) para cada (kW) de capacidade frigorífica, resfriadas de 35 a 29,4 (°C) e temperatura de bulbo úmido do ar de 25,6 (°C) [5].

5.5.4 Modelagem Matemática de Torres de Resfriamento de Contra-Corrente

Considere uma torre de resfriamento, tendo um metro quadrado de área de base, volume de resfriamento contendo 1 (m³) de superfície d'água por (m³); vazão de água L (kg/s) e vazão de ar G (kg/s). Os processos de transferência de energia e massa são mostrados esquematicamente na Fig. 5.5.4.1. O volume de água à temperatura t é envolvido por uma camada de ar à temperatura de bulbo seco t_a , tendo entalpia h_a e umidade absoluta W_a . A interface é assumida como sendo um filme de ar saturado, tendo uma temperatura intermediária t'' , entalpia h'' , e umidade absoluta W'' . Assumindo um valor constante para o calor específico da água C_L de 4,186 (kJ/kg°C), o total de energia transferida da água para a interface é:

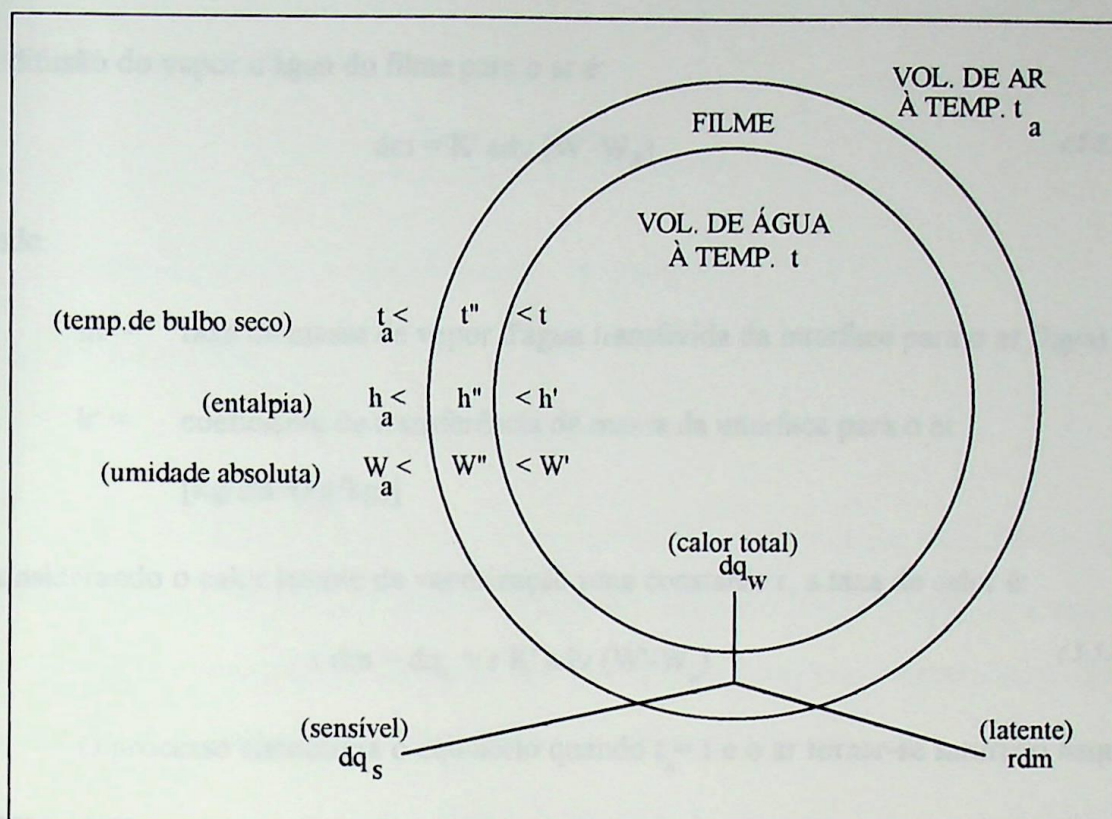


Figura 5.5.4.1 - Processo de transferência de calor e massa

$$dq_w = L C_L dt = K_L adv (t - t'') \quad (5.5.4-1)$$

onde:

q_w = taxa de calor transferido do volume de água para a interface (W)

K_L = condutividade térmica entre o volume de água e a interface (W/m²°C)

adv = área elementar de transferência de calor (m²)

O calor sensível transferido da interface para o ar é:

$$dq_s = K_G adv (t'' - t_a) \quad (5.5.4-2)$$

onde:

q_s = taxa de calor sensível transferido da interface para o ar (W)

K_G = condutividade térmica entre a interface e o ar (W/m²°C)

A difusão do vapor d'água do filme para o ar é:

$$dm = K' \text{ adv } (W' - W_a) \quad (5.5.4-3)$$

onde:

m = taxa de massa de vapor d'água transferida da interface para o ar (kg/s)

k' = coeficiente de transferência de massa da interface para o ar
[kg/sm²(kg/kg)]

Considerando o calor latente de vaporização uma constante r , a taxa de calor é:

$$r \, dm = dq_L = r \, K' \text{ adv } (W' - W_a) \quad (5.5.4-4)$$

O processo encontrará o equilíbrio quando $t_a = t$ e o ar tornar-se saturado naquela temperatura.

O calor transmitido combinado, latente mais sensível, é dado por:

$$dq = dq_s + dq_L = K_G \text{ adv } (t'' - t_a) + r \, k' \text{ adv } (W' - W_a) \quad (5.5.4-5)$$

reagrupando a Eq.(5.5.4-5) temos:

$$dq = K_G \text{ adv } t'' - K_G \text{ adv } t_a + r \, k' \text{ adv } W' - r \, K' \text{ adv } W_a \quad (5.5.4-6)$$

$$dq = K' \text{ adv } \left[\left(\frac{K_G}{K'} t'' + rW' \right) - \left(\frac{K_G}{K'} t_a + rW_a \right) \right] \quad (5.5.4-7)$$

somando e subtraindo $C_p(t'' - t_a)$ na Eq. (5.5.4-7) obtemos:

$$dq = K' \text{ adv } \left[(C_p t'' + rW') - (C_p t_a + rW_a) + C_p (t'' - t_a) \left(\frac{K_G}{K' C_p} - 1 \right) \right] \quad (5.5.4-8)$$

onde C_p é o calor específico do ar seco

como $h = C_p t + rW$, vem:

$$dq = k' \text{ adv } \left[(h'' - h_a) + C_p (t'' - t_a) \left(\frac{K_G}{K' C_p} - 1 \right) \right] \quad (5.5.4-9)$$

como o Número de Lewis é:

$$\frac{K_G}{K' C_{PU}} \cong \frac{K_G}{K' C_p} \cong 1 \quad (5.5.4-10)$$

onde C_{PU} é o calor específico para o ar úmido

a Eq. (5.5.4-9) fica:

$$dq = K' adv (h'' - h_a) \quad (5.5.4-11)$$

A Eq.(5.5.4-11) considera a transferência da interface para o fluxo de ar, mas as condições da interface são indeterminadas. Segundo ASHRAE [5], se a resistência do filme for desprezada e um coeficiente global k for postulado, baseado no potencial de entalpia h' da gota d'água à temperatura t , então a equação torna-se:

$$L C_L dt = G dh = k adv (h' - h_a) \quad (5.5.4-12)$$

ou

$$\frac{KaV}{L} = \int_{t_1}^{t_2} C_L \frac{dt}{h' - h_a} \quad (5.5.4-13)$$

e

$$\frac{KaV}{G} = \int_{h_1}^{h_2} \frac{dh}{h' - h_a} \quad (5.5.4-14)$$

O valor da integral $\int_{t_1}^{t_2} C_L \frac{dt}{h' - h_a}$ é denominado NUT, Número de Unidades de

Transferência. O valor de NUT é uma função da dinâmica dos padrões de escoamento do ar e da dinâmica da queda de água na torre de resfriamento, porém a magnitude permanece essencialmente constante para uma dada torre de resfriamento, garantindo-se que a vazão de ar e da água permaneçam constantes, uma vez que eles controlam o coeficiente de convecção e a área de troca de calor. O valor de NUT caracteriza, portanto, a torre de resfriamento, e é a base para prever o seu desempenho para outras temperaturas de bulbo úmido e temperaturas de água de entrada. Numa torre de resfriamento, quanto mais alto o valor de NUT, mais próxima a temperatura da água de saída da torre estará

da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada [8].

5.5.5 Procedimento para o Cálculo do NUT

A integral da Eq.(5.5.4-13) não é passível de solução matemática direta, sendo necessária uma integração numérica.

Conhecidas:

TBU temperatura de bulbo úmido do ar à entrada da torre ($^{\circ}\text{C}$)

TAE temperatura da água à entrada da torre ($^{\circ}\text{C}$)

TAS temperatura da água à saída da torre ($^{\circ}\text{C}$)

L vazão mássica de água (kg/s)

G vazão mássica de ar (kg/s)

P pressão barométrica local (Pa)

os cálculos se iniciam na base da torre, o único ponto onde as condições do ar e da água são conhecidas. O NUT é calculado através de passos incrementais.

O exemplo a seguir ilustra o procedimento de cálculo.

Exemplo 1:

Sendo conhecido os seguintes valores:

- temperatura de bulbo úmido $\text{TBU} = 24,0$ ($^{\circ}\text{C}$);
- temperatura de entrada da água na torre $\text{TAE} = 40,0$ ($^{\circ}\text{C}$);
- temperatura de saída da água da torre $\text{TAS} = 30,0$ ($^{\circ}\text{C}$);
- vazão de água na torre $\text{L} = 6,944$ (kg/s);
- vazão de ar na torre $\text{G} = 7,500$ (kg/s);
- pressão barométrica $\text{P} = 101325$ (Pa);

a Tab.5.5.5-1 é completada da seguinte maneira:

coluna A - Temperatura da água

t : de 40 à 30 (°C)

Δt (adotado): 1,0(°C)

coluna B - Entalpia do filme de ar

$$P_W = \text{EXP}[C_1/t + C_2 + C_3*t + C_4*t^2 + C_5*t^3 + C_6*\text{LOG}(t)] \text{ (Pa)}$$

onde: $C_1 = -5800,2206$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = -0,048640239$$

$$C_4 = 4,1764768\text{E-}5$$

$$C_5 = -1,4452093\text{E-}8$$

$$C_6 = 6,5459673$$

$$W = 0,62198*P_W/(P-P_W)$$

$$h' = t + W*(2501+1,805*t)$$

coluna C - Entalpia do ar

Valor da primeira linha:

$$P_W = \text{EXP}[C_1/\text{TBU} + C_2 + C_3*\text{TBU} + C_4*\text{TBU}^2 + C_5*\text{TBU}^3 + C_6*\text{LOG}(\text{TBU})] \text{ (Pa)}$$

$$W = 0,62198*P_W/(P-P_W)$$

$$h_a = \text{TBU} + W*(2501+1,805*\text{TBU})$$

Valores das linhas seguintes:

$$\text{incrementados de } \Delta h_a = L/G \cdot C_L \cdot \Delta t = 3,87593 \text{ (kJ/kg)}$$

Observação: As expressões para o cálculo de P_w , W e h' foram obtidas da ASHRAE[4].

Tabela 5.5.5-1 - Procedimento para o cálculo do NUT

Col. A	Col. B	Col. C	Col. D	Col. E
Temperatura da Água t (°C)	Entalpia do Filme de Ar h' (kJ/kg)	Entalpia do Ar h _a (kJ/kg)	$\frac{1}{(h' - h_a)}$	$\frac{\Delta t}{(h' - h_a)}$ média
30,0	99,51039	72,03750	0,03640	0,03548
31,0	104,84370	75,91342	0,03457	0,03360
32,0	110,42450	79,78934	0,03264	0,3166
33,0	116,26640	83,66527	0,03067	0,02969
34,0	122,38370	87,54119	0,02870	0,02773
35,0	128,79160	91,41711	0,02676	0,02581
36,0	135,50630	95,29304	0,02478	0,02396
37,0	142,54490	99,16896	0,02305	0,02219
38,0	149,92550	103,04490	0,02133	0,02052
39,0	157,66750	106,92080	0,01971	0,01894
40,0	165,79150	110,79670	0,01818	
$\Sigma \Delta t / (h' - h_a)_{\text{média}}$				0,26959

$$NUT = C_L \Sigma \Delta t / (h' - h_a)_{\text{média}} = 4,186 * 0,26959 = 1,12850$$

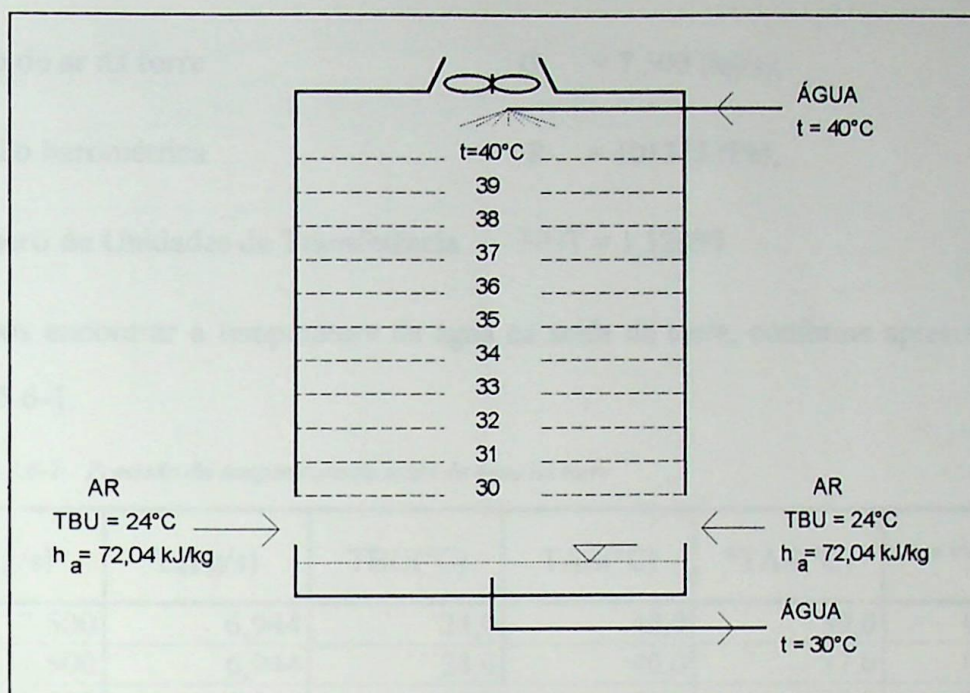


Figura 5.5.5.1- Procedimento para o cálculo do NUT

5.5.6 Procedimento para Prever a Temperatura de Saída da Água

Na torre de resfriamento, para diferentes temperaturas de entrada da água e bulbo úmido do ar, pode ser possível prever a temperatura de saída da água, quando são conhecidos os valores do NUT e das respectivas vazões de entrada de água e de ar.

O procedimento, para se fazer esta previsão em uma torre de contra-corrente não é direto, requer cálculos iterativos. Como a temperatura da água de saída é inicialmente desconhecida, a temperatura pode ser admitida e um valor de NUT será obtido através de cálculos. Se o valor resultante for baixo, a temperatura da água de saída deverá ser diminuída para novo cálculo. O procedimento termina quando o NUT conhecido e o calculado forem aproximadamente iguais. Vejamos o exemplo a seguir.

Exemplo 2:

Sendo conhecidos:

- temperatura de bulbo úmido $TBU = 24,0$ (°C);
- temperatura de entrada da água na torre $TAE = 40,0$ (°C);
- vazão de água na torre $L = 6,944$ (kg/s);

- vazão de ar na torre $G = 7,500 \text{ (kg/s)}$;

- pressão barométrica $P = 101325 \text{ (Pa)}$;

- Número de Unidades de Transferência $NUT = 1,12850$

podemos encontrar a temperatura da água na saída da torre, conforme apresentado na Tab.5.5.6-1.

Tabela 5.5.6-1 - Previsão da temperatura de saída da água na torre

G(kg/s)	L(kg/s)	TBU(°C)	TAE(°C)	*TAS(°C)	**NUT
7,500	6,944	24,0	40,0	39,0	0,04773
7,500	6,944	24,0	40,0	37,0	0,16548
7,500	6,944	24,0	40,0	35,0	0,32483
7,500	6,944	24,0	40,0	33,0	0,54975
7,500	6,944	24,0	40,0	31,0	0,88763
7,500	6,944	24,0	40,0	29,0	1,44908
7,500	6,944	24,0	40,0	30,0	1,12850

* Valor admitido para tentativa

** Valor obtido através de cálculos

A temperatura da água na saída da torre é 30(°C) e o respectivo NUT é 1,12850.

5.5.6.1 Correlação Existente entre o NUT e a Razão L/G

Uma torre de resfriamento pode operar sobre uma larga faixa de vazões de água, de ar e carga térmica. Análises de uma série de testes mostraram que o NUT, sob estas variações, não é constante, mas varia com as condições de operação [5].

De posse de um catálogo de torre de resfriamento de contra-corrente, fizemos o levantamento dos diversos NUT para cada situação de operação da torre. Os resultados encontram-se na Tab.5.5.6-2.

Tabela 5.5.6-2 - Levantamento do NUT para uma faixa de operação da torre

Dados do Catálogo do Fabricante						Calculado
G(kg/s)	L(kg/s)	L/G	TBU (°C)	TAE (°C)	TAS (°C)	NUT
7,500	11,111	1,481	25,0	33,0	29,0	1,01915
7,500	11,111	1,481	23,5	32,0	28,0	0,95036
7,500	11,111	1,481	22,0	31,0	27,0	0,91963
7,500	11,111	1,481	25,5	37,0	31,0	0,94410
7,500	11,111	1,481	23,0	35,0	29,0	1,01686
7,500	11,111	1,481	19,5	33,0	27,0	0,98340
7,500	11,111	1,481	20,5	37,5	29,5	0,90197
7,500	11,111	1,481	23,0	39,0	31,0	0,89248
7,500	11,111	1,481	19,0	36,5	28,5	0,92677
7,500	9,722	1,296	24,0	32,0	28,0	0,97319
7,500	9,722	1,296	22,5	31,0	27,0	0,93323
7,500	9,722	1,296	20,0	29,0	25,0	0,96903
7,500	9,722	1,296	27,5	38,0	32,0	0,95856
7,500	9,722	1,296	20,5	33,0	27,0	1,02189
7,500	9,722	1,296	18,5	31,5	25,5	1,06407
7,500	9,722	1,296	27,0	41,0	33,0	0,90132
7,500	9,722	1,296	23,0	38,0	30,0	0,98627
7,500	9,722	1,296	20,5	36,5	28,5	0,98310
7,500	9,722	1,296	20,0	39,5	29,5	0,99281
7,500	9,722	1,296	23,0	41,5	31,5	0,93810
7,500	9,722	1,296	21,5	40,5	30,5	0,96408
7,500	8,333	1,111	23,0	30,0	26,5	1,00435
7,500	8,333	1,111	27,5	34,0	30,0	1,19491
7,500	8,333	1,111	21,5	29,5	25,5	1,05505
7,500	8,333	1,111	26,5	36,5	30,5	1,07616
7,500	8,333	1,111	24,5	35,0	29,0	1,08534
7,500	8,333	1,111	25,5	35,5	29,5	1,15399
7,500	8,333	1,111	27,0	40,0	32,0	1,02418
7,500	8,333	1,111	24,5	38,0	30,0	1,09321
7,500	8,333	1,111	21,5	36,0	28,0	1,10106
7,500	8,333	1,111	24,0	41,0	31,0	1,03201
7,500	8,333	1,111	21,0	39,0	29,0	1,07247
7,500	8,333	1,111	25,5	42,0	32,0	1,01652
7,500	6,944	0,926	22,5	29,5	25,5	1,23260
7,500	6,944	0,926	25,0	31,5	27,5	1,25665
7,500	6,944	0,926	23,5	30,5	26,5	1,15456
7,500	6,944	0,926	25,0	34,5	28,5	1,24471
7,500	6,944	0,926	21,0	31,5	25,5	1,27198
7,500	6,944	0,926	19,5	30,5	24,5	1,24601
7,500	6,944	0,926	22,5	36,0	28,0	1,14107
7,500	6,944	0,926	24,0	37,0	29,0	1,14709
7,500	6,944	0,926	27,5	39,5	31,5	1,14149
7,500	6,944	0,926	20,5	37,5	27,5	1,19084

continuação da Tab.5.5.6-2

7,500	6,944	0,926	18,0	36,0	26,0	1,19152
7,500	6,944	0,926	24,0	40,0	30,0	1,12840
7,500	5,556	0,741	25,5	34,0	28,0	1,47764
7,500	5,556	0,741	23,0	32,0	26,0	1,50276
7,500	5,556	0,741	21,0	30,5	24,5	1,47589
7,500	5,556	0,741	27,0	38,0	30,0	1,38651
7,500	5,556	0,741	25,0	36,5	28,5	1,37854
7,500	5,556	0,741	21,0	33,5	25,5	1,39877
7,500	5,556	0,741	26,0	40,0	30,0	1,34181
7,500	5,556	0,741	24,5	39,0	29,0	1,32641
7,500	5,556	0,741	26,0	40,0	30,0	1,34181
7,500	5,556	0,741	20,0	38,0	26,0	1,48493
7,500	5,556	0,741	23,0	40,0	28,0	1,46997

A Fig.5.5.6.1 mostra a correlação existente entre a variação do NUT com a razão L/G para os dados da Tab.5.5.6-2

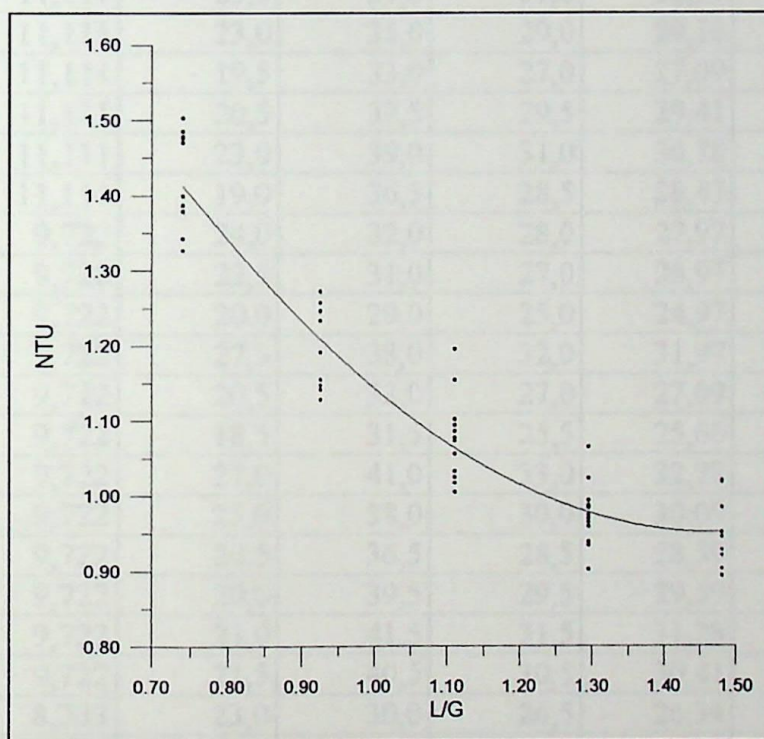


Figura 5.5.6.1 - Relação entre NUT e L/G

Uma equação polinomial do segundo grau representa de forma satisfatória esta correlação. Para a torre estudada, encontramos a expressão para o NUT em função de L/G:

$$NTU = 2,815915 - 2,531424 \frac{L}{G} + 0,8588416 \left(\frac{L}{G} \right)^2 \quad (5.5.6-1)$$

5.5.7 Simulação da Torre de Resfriamento

A Tab.5.5.7-1 compara a temperatura de saída da água da torre estudada com a simulada pelo modelo desenvolvido, usando a Eq.(5.5.6-1) . Observamos que os desvios entre as temperaturas são muito pequenos, portanto, concluímos que o modelo desenvolvido representa de forma bastante aproximada, o comportamento desta torre.

Tabela 5.5.7-1 - Cálculo da temperatura da água à saída da torre

AR (kg/h)	Água (kg/h)	TBU (°C)	TAE (°C)	TAS (°C)	*TAS (°C)	DESVIO (%)
7,500	11,111	25,0	33,0	29,0	29,09	0,32
7,500	11,111	23,5	32,0	28,0	27,97	-0,11
7,500	11,111	22,0	31,0	27,0	26,97	-0,12
7,500	11,111	25,5	37,0	31,0	30,97	-0,10
7,500	11,111	23,0	35,0	29,0	29,16	0,54
7,500	11,111	19,5	33,0	27,0	27,09	0,35
7,500	11,111	20,5	37,5	29,5	29,41	-0,32
7,500	11,111	23,0	39,0	31,0	30,78	-0,71
7,500	11,111	19,0	36,5	28,5	28,47	-0,11
7,500	9,722	24,0	32,0	28,0	27,97	-0,11
7,500	9,722	22,5	31,0	27,0	26,97	-0,12
7,500	9,722	20,0	29,0	25,0	24,97	-0,13
7,500	9,722	27,5	38,0	32,0	31,97	-0,10
7,500	9,722	20,5	33,0	27,0	27,09	0,35
7,500	9,722	18,5	31,5	25,5	25,66	0,61
7,500	9,722	27,0	41,0	33,0	32,78	-0,66
7,500	9,722	23,0	38,0	30,0	30,09	0,31
7,500	9,722	20,5	36,5	28,5	28,59	0,33
7,500	9,722	20,0	39,5	29,5	29,59	0,32
7,500	9,722	23,0	41,5	31,5	31,28	-0,69
7,500	9,722	21,5	40,5	30,5	30,41	-0,31
7,500	8,333	23,0	30,0	26,5	26,34	-0,59
7,500	8,333	27,5	34,0	30,0	30,16	0,52
7,500	8,333	21,5	29,5	25,5	25,47	0,12
7,500	8,333	26,5	36,5	30,5	30,59	0,31
7,500	8,333	24,5	35,0	29,0	29,09	0,32
7,500	8,333	25,5	35,5	29,5	29,78	0,95
7,500	8,333	27,0	40,0	32,0	31,97	0,10
7,500	8,333	24,5	38,0	30,0	30,09	0,31
7,500	8,333	21,5	36,0	28,0	28,09	0,33
7,500	8,333	24,0	41,0	31,0	30,91	0,30
7,500	8,333	21,0	39,0	29,0	29,03	-0,11

continuação da Tab.5.5.7-1

7,500	8,333	25,5	42,0	32,0	31,78	0,68
7,500	6,944	22,5	29,5	25,5	25,53	-0,12
7,500	6,944	25,0	31,5	27,5	27,59	-0,34
7,500	6,944	23,5	30,5	26,5	26,47	0,12
7,500	6,944	25,0	34,5	28,5	28,59	-0,33
7,500	6,944	21,0	31,5	25,5	25,59	-0,37
7,500	6,944	19,5	30,5	24,5	24,59	-0,38
7,500	6,944	22,5	36,0	28,0	27,78	0,78
7,500	6,944	24,0	37,0	29,0	28,91	0,32
7,500	6,944	27,5	39,5	31,5	31,34	0,50
7,500	6,944	20,5	37,5	27,5	27,41	0,34
7,500	6,944	18,0	36,0	26,0	25,91	0,36
7,500	6,944	24,0	40,0	30,0	29,72	0,94
7,500	5,556	25,5	34,0	28,0	28,16	-0,56
7,500	5,556	23,0	32,0	26,0	26,09	-0,36
7,500	5,556	21,0	30,5	24,5	24,59	-0,38
7,500	5,556	27,0	38,0	30,0	29,97	0,10
7,500	5,556	25,0	36,5	28,5	28,47	0,11
7,500	5,556	21,0	33,5	25,5	25,47	0,12
7,500	5,556	26,0	40,0	30,0	29,78	0,73
7,500	5,556	24,5	39,0	29,0	28,78	0,75
7,500	5,556	26,0	40,0	30,0	29,78	0,73
7,500	5,556	20,0	38,0	26,0	26,22	-0,84
7,500	5,556	23,0	40,0	28,0	28,16	-0,56

* Valor calculado através da simulação da torre

As figuras 5.5.7.1, 5.5.7.2, 5.5.7.3 e 5.5.7.4 mostram a performance da torre de resfriamento, simulada sob diversas condições de operação e vazão de ar constante.

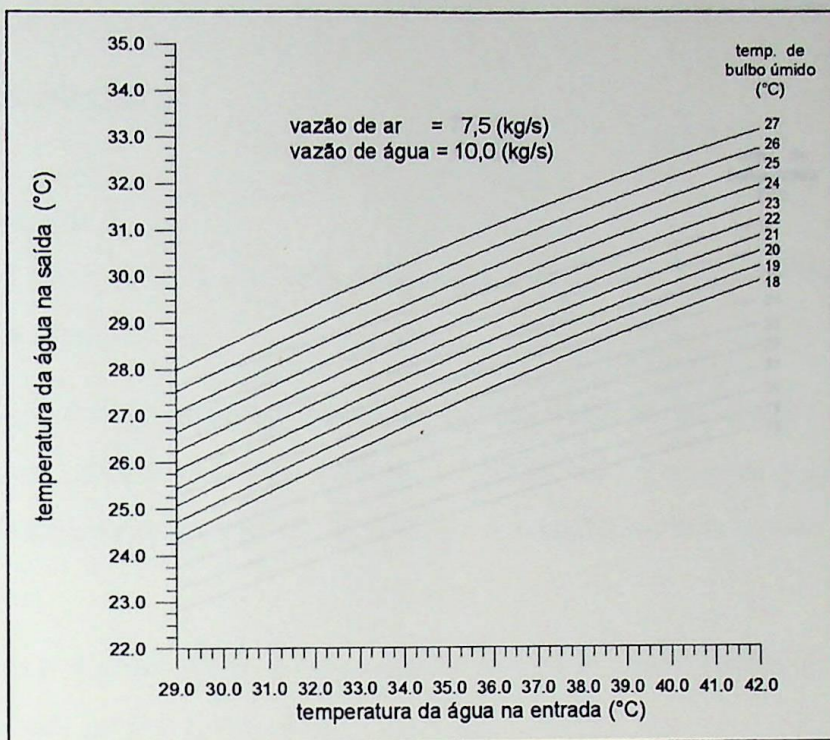


Figura 5.5.7.1 - Simulação da Torre

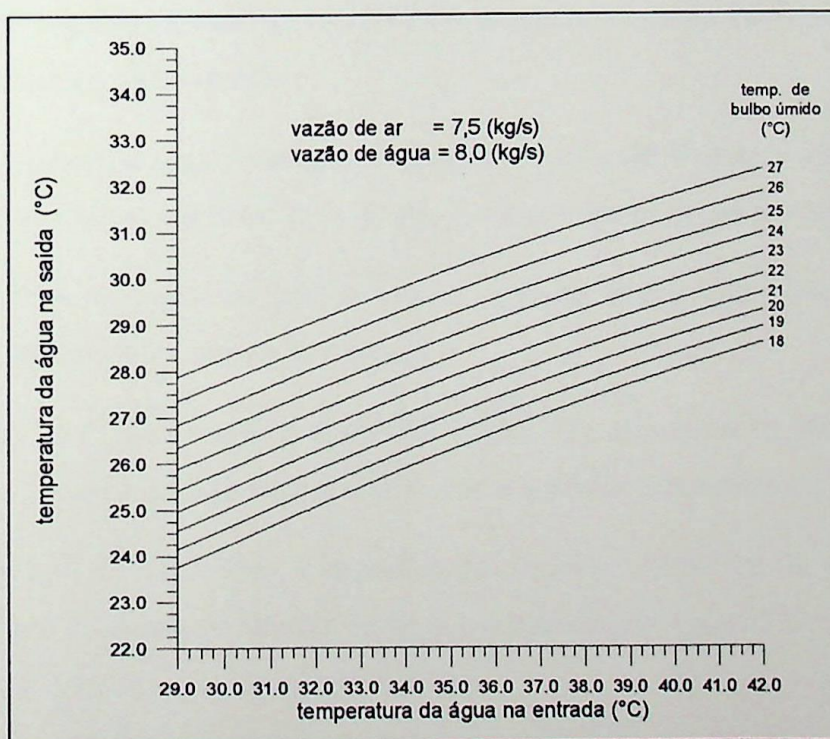


Figura 5.5.7.2 - Simulação da Torre

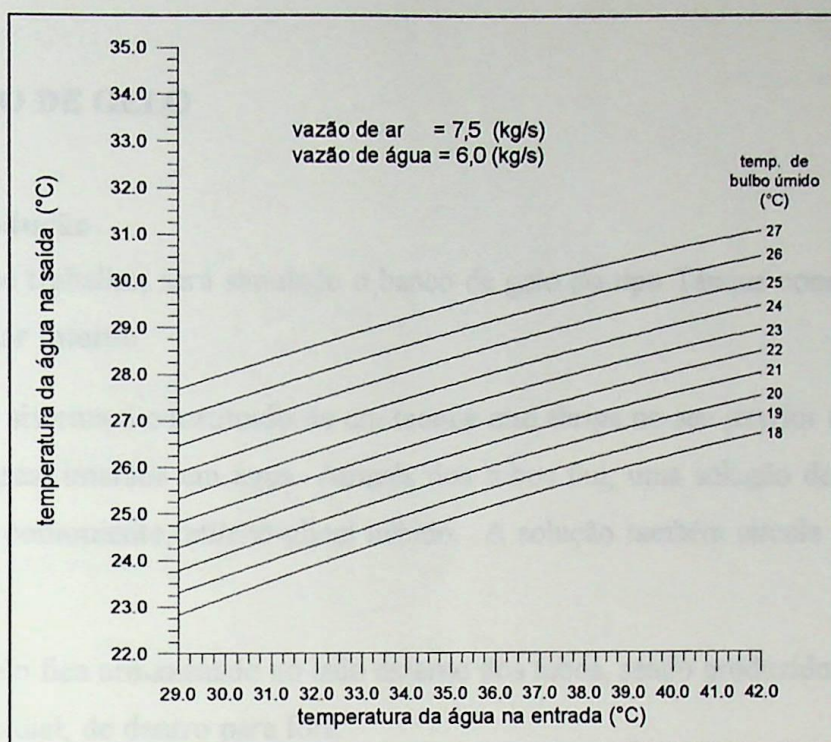


Figura 5.5.7.3 - Simulação da Torre

5.6 BANCO DE GELO

5.6.1 Introdução

Neste trabalho, será simulado o banco de gelo do tipo Tanque com Trocador de Calor Tubular Interno.

Este sistema é constituído de um tanque que abriga no seu interior trocadores de calor tubulares, imersos em água. Através dos tubos flui, uma solução de água e anti-congelante, comumente, etileno-glicol inibido. A solução também circula pelo “chiller” e “fan-coil” .

O gelo fica armazenado no lado externo dos tubos, sendo produzido e consumido no sentido radial, de dentro para fora.

Este sistema possui algumas vantagens sobre o sistema de expansão direta:

- no sistema de expansão direta, o degelo se dá de fora para dentro, enquanto que neste sistema, o gelo é fundido de dentro para fora. Durante o ciclo seguinte de congelamento, no sistema de expansão direta, a troca de calor encontrará resistência térmica na camada de gelo, restante do ciclo anterior;
- o gelo é armazenado fora do evaporador, deixando o “chiller” disponível para auxiliar na refrigeração, durante as horas de remoção da carga térmica do ambiente;
- durante o ciclo de queima do gelo, o “chiller” trabalha com temperaturas mais altas de evaporação, melhorando assim a sua eficácia.

A Fig.5.6.1.1, extraída da ASHRAE-HVAC [1], apresenta um dispositivo para armazenagem de gelo do tipo tanque com trocador de calor tubular interno.

Neste tipo de dispositivo, a serpentina de salmoura, constituída de material plástico, é enrolada e colocada no interior do tanque cilíndrico com água. O volume do interior do tanque é ocupado nas seguintes proporções:

- 10% para serpentina;
- 80% para água e
- 10% de espaço vazio para permitir a expansão da água durante o congelamento.

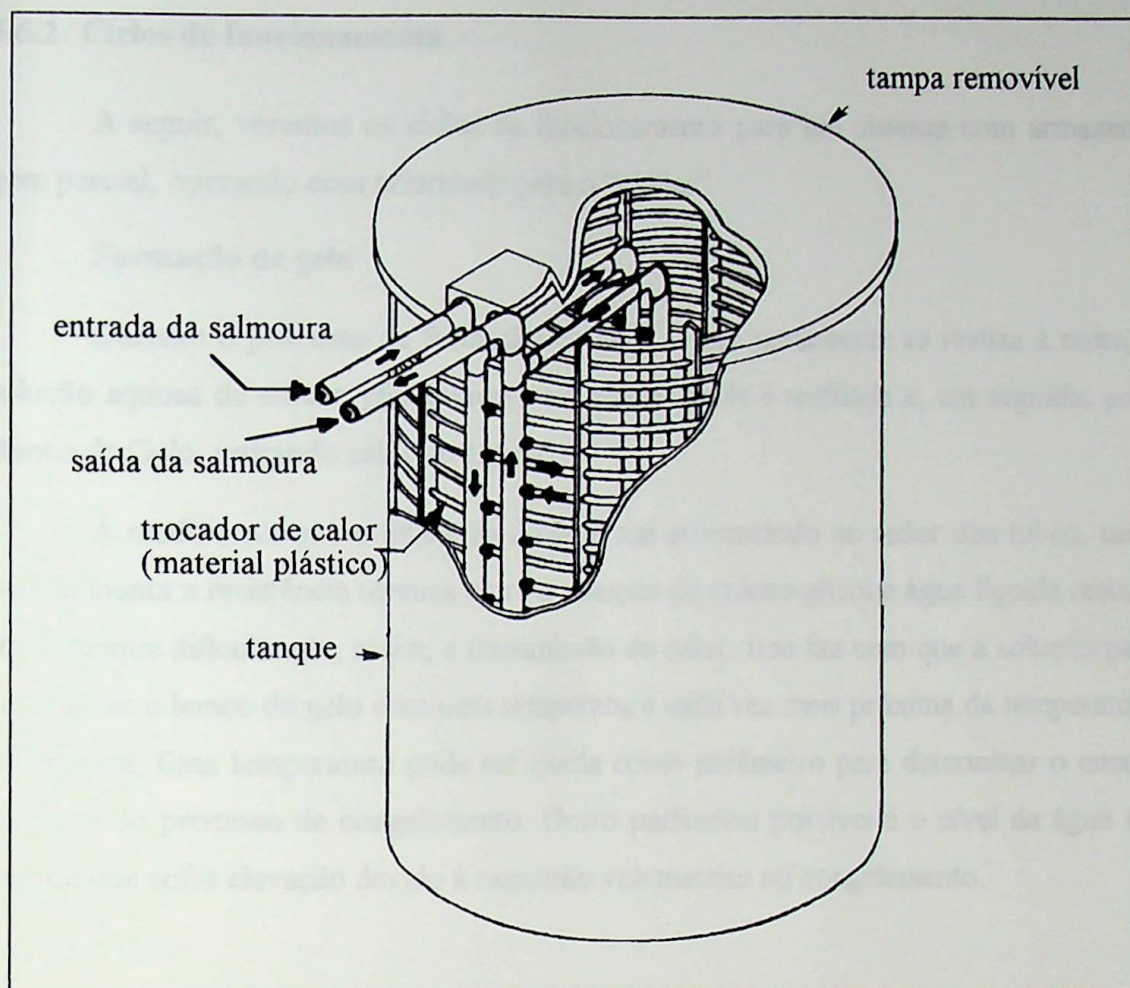


Figura 5.6.1.1 - Dispositivo para armazenagem de gelo

Uma solução de salmoura (ex.: 25% etileno-glicol e 75% água) resfriada pelo “chiller” circula através da serpentina e congela a água no tanque. O gelo é formado até uma espessura de 10 a 13 mm, sobre a serpentina, quando toda água do tanque atinge o formato de um bloco de gelo.

Durante a descarga, a salmoura é resfriada pelo banco de gelo, em seguida circula através do “fan-coil” e retorna para ser resfriada novamente.

A temperatura e a taxa de crescimento do gelo, dentro do tanque, são relativamente uniformes, uma vez que os fluxos de salmoura para o suprimento e o retorno são dispostos, estruturalmente de forma alternada, na serpentina.

As unidades são projetadas para uso multi-modular com centrais de “chiller”, porém elas podem ser acopladas unitariamente a centrais de resfriamento.

5.6.2 Ciclos de funcionamento

A seguir, veremos os ciclos de funcionamento para um sistema com armazenagem parcial, operando com prioridade para o "chiller".

Formação de gelo

Durante o processo de formação de gelo, o que geralmente se realiza à noite, a solução aquosa de etileno-glicol passa pelo chiller, onde é resfriada e, em seguida, pelo Banco de Gelo, retirando calor do mesmo.

À medida em que o diâmetro do gelo vai aumentando ao redor dos tubos, também aumenta a resistência térmica entre a solução de etileno-glicol e água líquida restante no tanque dificultando, assim, a transmissão de calor. Isso faz com que a solução passe a deixar o banco de gelo com uma temperatura cada vez mais próxima da temperatura de entrada. Essa temperatura pode ser usada como parâmetro para determinar o encerramento do processo de congelamento. Outro parâmetro possível é o nível da água no tanque que sofre elevação devido à expansão volumétrica no congelamento.

"Queima de gelo"

No processo de "queima de gelo", o que geralmente se realiza durante o dia, a solução aquosa de etileno-glicol aquecida no fan-coil chega ao chiller onde é pré-resfriada. Em seguida, uma válvula de mistura permite que uma parte desse fluido sofra um novo resfriamento passando através do banco de gelo. Essa válvula é ajustada para que a temperatura de mistura das soluções vindas do chiller e banco de gelo se situem em 7°C que é uma temperatura desejável para entrada no fan-coil.

5.6.3 Esquema teórico do banco de gelo

A Fig.5.6.3.1 ilustra o esquema do dispositivo usado como modelo para o banco de gelo.

Este dispositivo é constituído de um tanque que abriga no seu interior trocadores de calor tubulares imersos em água. Através dos tubos flui uma solução de água e anti-congelante, comumente etileno-glicol inibido.

O gelo fica armazenado no lado externo dos tubos, sendo produzido e consumido

no sentido radial de dentro para fora.

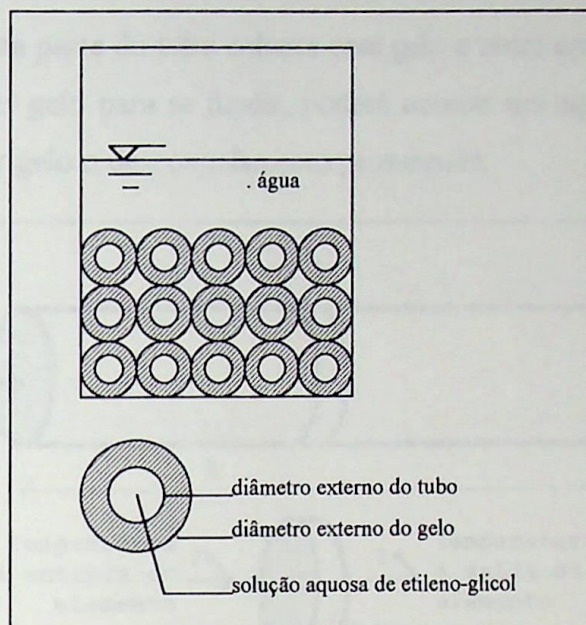


Figura 5.6.3.1 - Esquema teórico do banco de gelo

Considerações:

- a vazão da solução de etileno-glicol em todos os tubos se dá no mesmo sentido;
- há água suficiente para cobrir todos os tubos;
- o tanque não possui agitador.
- os espaçamentos entre todos os tubos são iguais.

5.6.4 Modelo matemático

Conforme ilustra a Fig.5.6.4.1, o modelo matemático proposto para o banco de gelo consiste de um tubo horizontal imerso em um volume de água. Através do tubo, flui uma solução aquosa de etileno-glicol.

No período de congelamento, a solução aquosa de etileno-glicol entra no tubo com uma temperatura abaixo de zero grau Celsius e ao longo do tubo vai se aquecendo devido as trocas de calor com a água no tanque. Dependendo das condições do momento, é possível que se tenha formação de gelo no início do tubo e no restante do mesmo, apenas resfriamento da água.

Na fase de descongelamento, a solução aquosa de etileno-glicol entra no tubo com uma temperatura acima de zero grau Celsius e ao longo do tubo vai se resfriando, devido as trocas de calor com o exterior do tubo. No decorrer desse descongelamento, pode-se encontrar uma parte do tubo coberta com gelo e outra apenas com água. Na região onde não houver gelo para se fundir, poderá ocorrer um aquecimento da água no tanque e onde houver gelo o descongelamento prosseguirá.

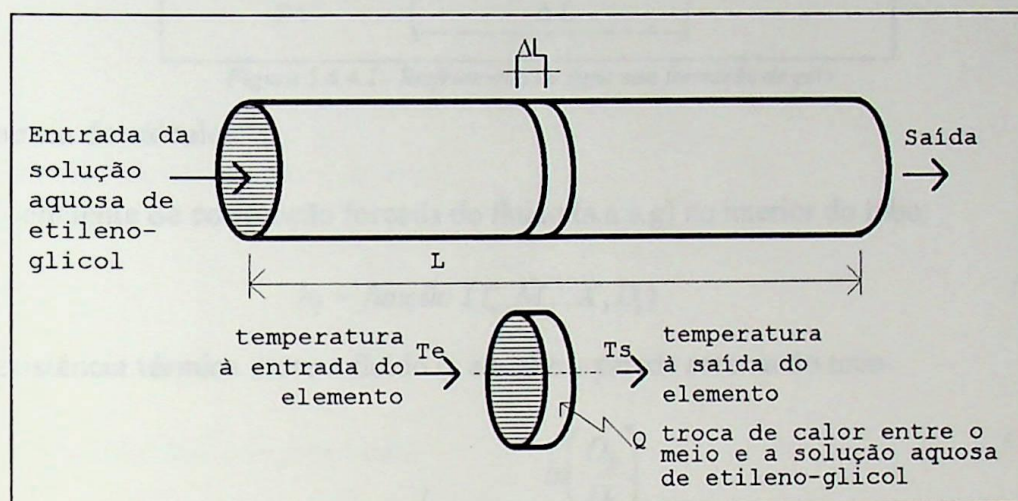


Figura 5.6.4.1 - Modelo matemático do banco de gelo

Uma vez que o processo não é uniforme ao longo do tubo, divide-se o comprimento total dele em elementos de comprimento ΔL e faz-se um estudo da troca de calor, como se cada elemento fosse um pequeno trocador de calor, ligado em série aos demais. Esta divisão permite simular as possíveis situações que ocorrerão ao longo do tubo, durante os processos de congelamento ou descongelamento.

O modelo matemático estuda 5 possíveis situações.

O cálculo dos coeficientes de convecção e do calor sensível específico da solução de etileno-glicol encontra-se no anexo.

1ª Situação: resfriamento da água sem formação de gelo

Quando a temperatura do fluido (s.a.e.g - solução aquosa de etileno-glicol) for menor que a temperatura da água no tanque e superior a 0°C , não haverá formação de gelo e sim um resfriamento da água. O esquema desta situação é mostrado na Fig.5.6.4.2.

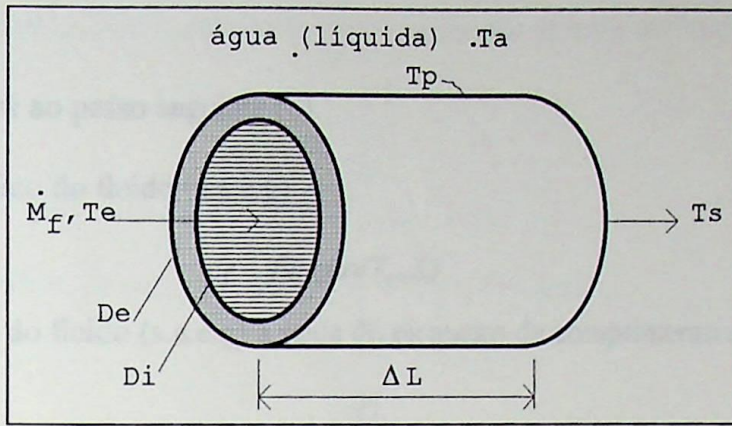


Figura 5.6.4.2 - Resfriamento da água sem formação de gelo

Seqüência de cálculos:

- 1) Coeficiente de convecção forçada do fluido (s.a.e.g) no interior do tubo:

$$h_i = \text{função} (T_e, \dot{M}_f, X, D_i) \quad (5.6.4-1)$$

- 2) Resistência térmica entre o fluido (s.a.e.g) e a parede externa do tubo:

$$R = \frac{l}{h_i \pi D_i \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \pi K_t \Delta L} \quad (5.6.4-2)$$

- 3) Temperatura da parede externa do tubo:

T_p é inicialmente arbitrada (lembrar que $T_e < T_p < T_a$)

- 4) Calor transmitido da parede externa do tubo para o fluido (s.a.e.g):

$$\dot{Q}_{pf} = \frac{T_p - T_e}{R} \quad (5.6.4-3)$$

- 5) Cálculo do coeficiente de convecção natural da água ao redor do diâmetro externo do tubo:

$$h_e = \text{função}(T_p, T_a, D_e) \quad (5.6.4-4)$$

- 6) Calor transmitido da água para a parede externa do tubo:

$$\dot{Q}_{ap} = h_e \pi D_e \Delta L (T_a - T_p) \quad (5.6.4-5)$$

- 7) Verificação se a temperatura T_p está próxima da correta:

$$\text{Se } \left| \dot{Q}_{ap} - \dot{Q}_{pf} \right| > \text{tolerância, então}$$

altera-se o valor de T_p (método da dicotomia) e volta-se ao passo (4).

Se não

vá ao passo seguinte (8).

8) Calor específico do fluido (s.a.e.g):

$$c_f = \text{função}(T_e, X) \quad (5.6.4-6)$$

9) Temperatura do fluido (s.a.e.g) à saída do elemento de comprimento ΔL :

$$T_s = T_e + \frac{\dot{Q}_{pf}}{\dot{M}_f c_f} \quad (5.6.4-7)$$

10) Variação da temperatura da água:

$$\Delta T_a = \frac{\dot{Q}_{ap}}{M_a c_a} \Delta t \quad (5.6.4-8)$$

2ª Situação: congelamento

Quando a temperatura do fluido (s.a.e.g) for inferior a 0°C , poderá haver formação de gelo, desde que o calor retirado da superfície do gelo pelo fluido não seja menor do que o calor transmitido da água para esta superfície. O esquema desta situação é mostrado na Fig.5.6.4.3.

Observação: Para simplificar os cálculos, não é considerada a armazenagem de calor sensível no gelo.

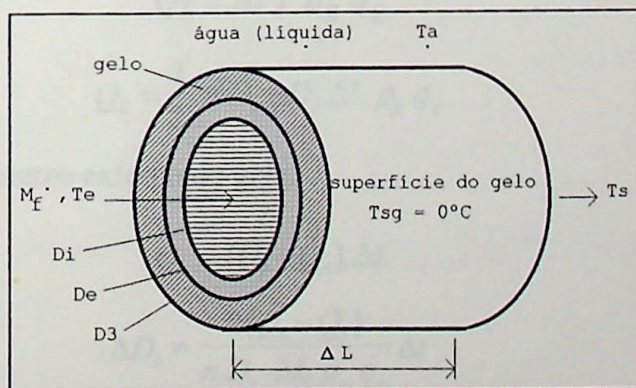


Figura 5.6.4.3 - Congelamento

Seqüência de cálculos:

1) Coeficiente de convecção forçada do fluido (s.a.e.g) no interior do tubo:

$$h_i = \text{função}(T_e, \dot{M}_f, X, D_i) \quad (5.6.4-9)$$

2) Resistência térmica entre o fluido (s.a.e.g) e a parede externa do tubo:

$$R = \frac{l}{h_i \pi D_i \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \pi K_f \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_3}{D_e}\right)}{2 \pi K_g \Delta L} \quad (5.6.4-10)$$

3) Calor transmitido da superfície do gelo ao fluido (s.a.e.g):

$$\dot{Q}_3 = \frac{T_{sg} - T_e}{R} \quad (5.6.4-11)$$

4) Calor específico do fluido (s.a.e.g):

$$c_f = \text{função}(T_e, X) \quad (5.6.4-12)$$

5) Temperatura do fluido (s.a.e.g) na saída do elemento de comprimento ΔL :

$$T_s = T_e + \frac{\dot{Q}_3}{\dot{M}_f c_f} \quad (5.6.4-13)$$

6) Cálculo do coeficiente de convecção natural da água ao redor do diâmetro externo do gelo:

$$h_e = \text{função}(T_{sg}, T_a, D_3) \quad (5.6.4-14)$$

7) Calor retirado da água pela superfície externa do gelo:

$$\dot{Q}_a = h_e \pi D_3 \Delta L (T_a - T_{sg}) \quad (5.6.4-15)$$

8) Calor latente para formação do gelo na superfície de diâmetro D_3 :

$$Q_L = \Delta V_3 \rho_g q_g \quad (5.6.4-16)$$

$$Q_L = \frac{1}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g q_g \quad (5.6.4-17)$$

9) Variação do diâmetro externo do gelo:

$$Q_L = (\dot{Q}_3 - \dot{Q}_a) \Delta t \quad (5.6.4-18)$$

$$\Delta D_3 = \frac{2(\dot{Q}_3 - \dot{Q}_a)}{\pi D_3 \Delta L \rho_g q_g} \Delta t \quad (5.6.4-19)$$

Observação: Se ΔD_3 for negativo, não haverá formação de gelo e sim uma diminuição da camada. Neste caso, deve-se verificar se o novo diâmetro ($D_3 + \Delta D_3$) ainda é maior que D_e , pois, se assim não for, o que estará ocorrendo é uma situação de resfriamento da água sem formação de gelo.

10) Variação da temperatura da água:

$$\Delta T_a = \frac{\dot{Q}_a}{M_a c_a} \Delta t \quad (5.6.4-20)$$

11) Atualização da massa de água (líquida) externa à superfície do gelo de diâmetro D_3 :

$$M_a^* = M_a - \Delta V_3 \rho_g \quad (5.6.4-21)$$

$$M_a^* = M_a - \frac{1}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g \quad (5.6.4-22)$$

12) Atualização do diâmetro externo do gelo D_3 :

$$D_3^* = D_3 + \Delta D_3 \quad (5.6.4-23)$$

3ª Situação: descongelamento

O esquema desta situação é mostrado na Fig.5.6.4.4 .

Quando a temperatura do fluido (s.a.e.g) circulante no interior do tubo for maior que 0°C , haverá um descongelamento, no sentido radial de dentro para fora, a partir da superfície externa do tubo.

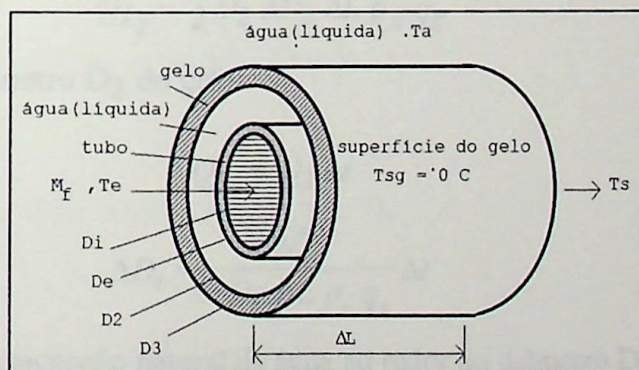


Figura 5.6.4.4 - Descongelamento

Se a água (líquida), que está em contato com o diâmetro externo do gelo (D_3), estiver aquecida ($T_a > 0^\circ\text{C}$), ocorrerá uma diminuição deste diâmetro (D_3), devido à ação da convecção natural da água junto a esta superfície promovendo o descongelamento.

O descongelamento acaba quando os diâmetros D_2 e D_3 se encontrarem, passando exclusivamente a uma situação de aquecimento da água no tanque.

Observação: Os calores sensíveis, armazenados no gelo e na água líquida (entre as superfícies de diâmetro D_e e D_2), não são considerados.

Seqüência de cálculos:

1) Coeficiente de convecção forçada do fluido (s.a.e.g) no interior do tubo:

$$h_i = \text{função}(T_e, \dot{M}_f, X, D_i) \quad (5.6.4-24)$$

2) Resistência térmica entre o fluido (s.a.e.g) e a superfície interna do gelo (D_2):

$$R = \frac{l}{h_i \pi D_i \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \pi K_f \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_2}{D_e}\right)}{2 \pi K_a \Delta L} \quad (5.6.4-25)$$

3) Calor transmitido do fluido (s.a.e.g) à superfície interna do gelo (D_2):

$$\dot{Q}_2 = \frac{T_e - T_{sg}}{R} \quad (5.6.4-26)$$

4) Calor latente para a fusão do gelo na superfície de diâmetro D_2 :

$$Q_{L_2} = \Delta V_2 \rho_g q_g \quad (5.6.4-27)$$

$$Q_{L_2} = \frac{\pi}{2} D_2 \Delta D_2 \Delta L \rho_g q_g \quad (5.6.4-28)$$

5) Variação do diâmetro D_2 do gelo:

$$Q_{L_2} = \dot{Q}_2 \Delta t \quad (5.6.4-29)$$

$$\Delta D_2 = \frac{2 \dot{Q}_2}{\pi D_2 \Delta L \rho_g q_g} \Delta t \quad (5.6.4-30)$$

6) Coeficiente de convecção natural da água ao redor do diâmetro D_3 do gelo:

$$h_e = \text{função}(T_{sg}, T_a, D_3) \quad (5.6.4-31)$$

7) Calor latente para fusão do gelo na superfície de diâmetro D_3 :

$$Q_{L_3} = \Delta V_3 \rho_g q_g \quad (5.6.4-32)$$

$$Q_{L_3} = \frac{l}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g q_g \quad (5.6.4-33)$$

8) Calor transmitido da água à superfície externa do gelo:

$$\dot{Q}_a = h_e \pi D_3 \Delta L (T_a - T_{3g}) \quad (5.6.4-34)$$

9) Variação do diâmetro externo do gelo:

$$Q_{L_3} = \dot{Q}_a \Delta t \quad (5.6.4-35)$$

$$\Delta D_3 = \frac{2 \dot{Q}_a}{\pi D_3 \Delta L \rho_g q_g} \Delta t \quad (5.6.4-36)$$

10) Variação da temperatura da água externa a D_3 :

$$\Delta T_a = \frac{\dot{Q}_a}{M_a c_a} \Delta t \quad (5.6.4-37)$$

11) Calor específico do fluido (s.a.e.g):

$$c_f = \text{função}(T_e, X) \quad (5.6.4-38)$$

12) Temperatura do fluido (s.a.e.g) na saída do elemento de comprimento ΔL :

$$T_s = T_e - \frac{\dot{Q}_2}{\dot{M}_f c_f} \quad (5.6.4-39)$$

13) Atualização da massa de água (líquida) externa à superfície do gelo de diâmetro D_3 :

$$M_a^* = M_a + \Delta V_3 \rho_g \quad (5.6.4-40)$$

$$M_a^* = M_a + \frac{1}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g \quad (5.6.4-41)$$

14) Atualização do diâmetro externo do gelo D_3 :

$$D_3^* = D_3 - \Delta D_3 \quad (5.6.4-42)$$

15) Atualização do diâmetro interno do gelo D_2 :

$$D_2^* = D_2 + \Delta D_2 \quad (5.6.4-43)$$

4ª Situação: aquecimento

Esta situação é semelhante àquela do resfriamento. Ela ocorre quando o fluido (s.a.e.g) entra com uma temperatura superior a da água no elemento de comprimento ΔL e não existe mais gelo em torno do mesmo.

Seqüência de cálculos:

A seqüência é a mesma da “1ª Situação - Resfriamento sem Formação de Gelo” com a diferença que os fluxos de calor se darão em sentido contrário.

5ª Situação: recongelamento parcial

Esta situação ocorre quando um novo ciclo de congelamento se inicia e nem todo o gelo foi consumido no ciclo anterior de descongelamento. O esquema desta situação é mostrado na Fig.5.6.4.5 .

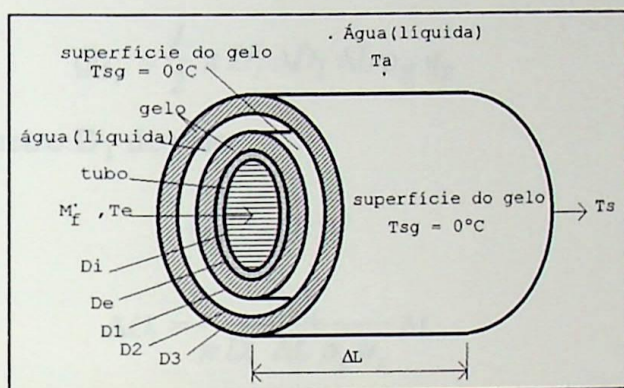


Figura 5.6.4.5 - Recongelamento

Observação: os calores sensíveis do gelo e da água (entre as superfícies de diâmetro D_1 e D_2) não são considerados.

Seqüência de cálculos:

1) Coeficiente de convecção forçada do fluido (s.a.e.g) no interior do tubo:

$$h_i = \text{função} (T_e, \dot{M}_f, X, D_i) \quad (5.6.4-44)$$

2) Resistência térmica entre o fluido (s.a.e.g) e a superfície do gelo diâmetro D_1 :

$$R = \frac{l}{h_i \pi D_i \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \pi K_t \Delta L} + \frac{\ln\left(\frac{D_1}{D_e}\right)}{2 \pi K_g \Delta L} \quad (5.6.4-45)$$

3) Calor transmitido da superfície do gelo (D_1) ao fluido (s.a.e.g):

$$\dot{Q}_1 = \frac{T_{sg} - T_e}{R} \quad (5.6.4-46)$$

4) Calor específico do fluido (s.a.e.g):

$$c_f = \text{função}(T_e, X) \quad (5.6.4-47)$$

5) Temperatura do fluido (s.a.e.g) na saída do elemento de comprimento ΔL :

$$T_s = T_e + \frac{\dot{Q}_1}{\dot{M}_f c_f} \quad (5.6.4-48)$$

6) Calor latente para formação do gelo na superfície de diâmetro D_1 :

$$Q_{L_1} = \Delta V_1 \rho_g q_g \quad (5.6.4-49)$$

$$Q_{L_1} = \frac{1}{2} \pi D_1 \Delta D_1 \Delta L \rho_g q_g \quad (5.6.4-50)$$

7) Variação do diâmetro D_1 do gelo:

$$Q_{L_1} = \dot{Q}_1 \Delta t \quad (5.6.4-51)$$

$$\Delta D_1 = \frac{2 \dot{Q}_1}{\pi D_1 \Delta L \rho_g q_g} \Delta t \quad (5.6.4-52)$$

8) Coeficiente de convecção natural da água ao redor do diâmetro D_3 do gelo:

$$h_e = \text{função}(T_{sg}, T_a, D_3) \quad (5.6.4-53)$$

9) Calor retirado da água pela superfície externa do gelo (D_3):

$$\dot{Q}_a = h_e \pi D_3 \Delta L (T_a - T_{sg}) \quad (5.6.4-54)$$

10) Variação da temperatura da água externa a D_3 :

$$\Delta T_a = \frac{\dot{Q}_a}{M_a c_a} \Delta t \quad (5.6.4-55)$$

11) Calor latente para fusão do gelo na superfície de diâmetro D_3 :

$$Q_{L_3} = \Delta V_3 \rho_g q_g \quad (5.6.4-56)$$

$$Q_{L_3} = \frac{1}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g q_g \quad (5.6.4-57)$$

12) Variação do diâmetro D_3 do gelo:

$$Q_{L_3} = \dot{Q}_a \Delta t \quad (5.6.4-58)$$

$$\Delta D_3 = \frac{2 \dot{Q}_a}{\pi D_3 \Delta L \rho_g q_g} \Delta t \quad (5.6.4-59)$$

13) Atualização da massa de água (líquida) externa à superfície do gelo de diâmetro D_3 :

$$M_a^* = M_a + \Delta V_3 \rho_g \quad (5.6.4-60)$$

$$M_a^* = M_a + \frac{1}{2} \pi D_3 \Delta D_3 \Delta L \rho_g \quad (5.6.4-61)$$

14) Atualização do diâmetro do gelo D_3 :

$$D_3^* = D_3 - \Delta D_3 \quad (5.6.4-62)$$

15) Atualização do diâmetro do gelo D_1 :

$$D_1^* = D_1 + \Delta D_1 \quad (5.6.4-63)$$

5.6.5 Simulação

São realizadas três simulações:

- 1 - Resfriamento da Água e Congelamento;
- 2 - Descongelamento e Aquecimento da Água;
- 3 - Recongelamento Parcial.

Para estas três simulações, o banco de gelo possui as seguintes características:

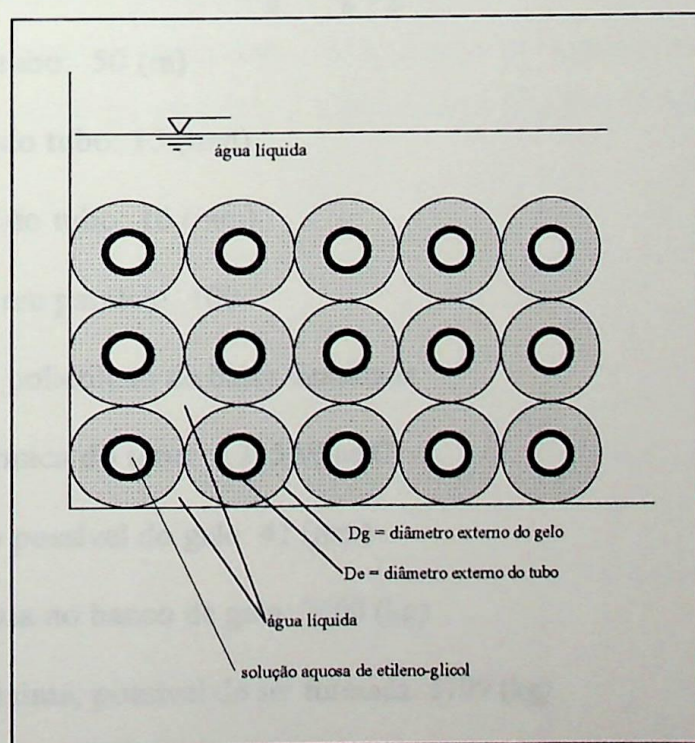


Figura 5.6.5.1 - Esquema do banco de gelo simulado

N_T número de tubos

L comprimento dos tubos

D_e diâmetro externo do tubo

D_g diâmetro máximo possível do gelo

ρ_a densidade da água

ρ_g densidade do gelo

volume de água necessário para cobrir todos os tubos, antes do início do congelamento:

$$V_a = N_T \cdot L \cdot \left(D_g^2 - \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} \right) \quad (5.6.5-1)$$

massa total de água no banco de gelo:

$$M_t = V_a \cdot \rho_a \quad (5.6.5-2)$$

volume máximo de gelo:

$$V_g = \frac{N_T \cdot L \cdot \pi}{4} (D_g^2 - D_e^2) \quad (5.6.5-3)$$

massa de gelo máxima possível de ser formada:

$$M_g = V_g \cdot \rho_g \quad (5.6.5-4)$$

comprimento do tubo: 50 (m)

diâmetro interno do tubo: 15 (mm)

diâmetro externo do tubo: 16 (mm)

número de tubos em paralelo: 100

material do tubo: polietileno de baixa densidade

condutividade térmica do tubo: 0,335 W/m°C

diâmetro máximo possível do gelo: 41 (mm)

massa total de água no banco de gelo: 7400 (kg)

massa de gelo máxima, possível de ser formada: 5109 (kg)

concentração de etileno-glicol na solução aquosa: 25 (%)

Simulação 1 - Resfriamento e Congelamento

Dados da Simulação:

- quantidade inicial de gelo existente: 0 (%)
- temperatura inicial da água no banco de gelo: 20 (°C)
- temperatura de entrada da solução de etileno-glicol no banco de gelo: -3 (°C)
- vazão total da sol. de etileno-glicol no banco de gelo: 8 (kg/s)

Análise da Fig.5.6.5.2

A Fig.5.6.5.2 apresenta o crescimento do diâmetro do gelo ao longo do tubo.

Ao fim de 1,5 horas de simulação, toda a extensão do tubo já se encontra com uma camada de gelo, sendo esta de maior diâmetro no início do tubo por onde entra a solução de etileno-glicol.

No intervalo de 1,5 à 4,0 horas, ocorre um crescimento da camada de gelo ao longo de todo o tubo.

Um pouco depois de 4,0 horas, no início do tubo, o diâmetro do gelo já atingiu o seu maior valor possível, ou seja, ele se encontrou com a camada de gelo do outro tubo paralelo a este. A partir desse instante, até o término do congelamento, o crescimento da frente de congelamento prosseguirá, somente onde o diâmetro do gelo ainda não atingiu o seu limite.

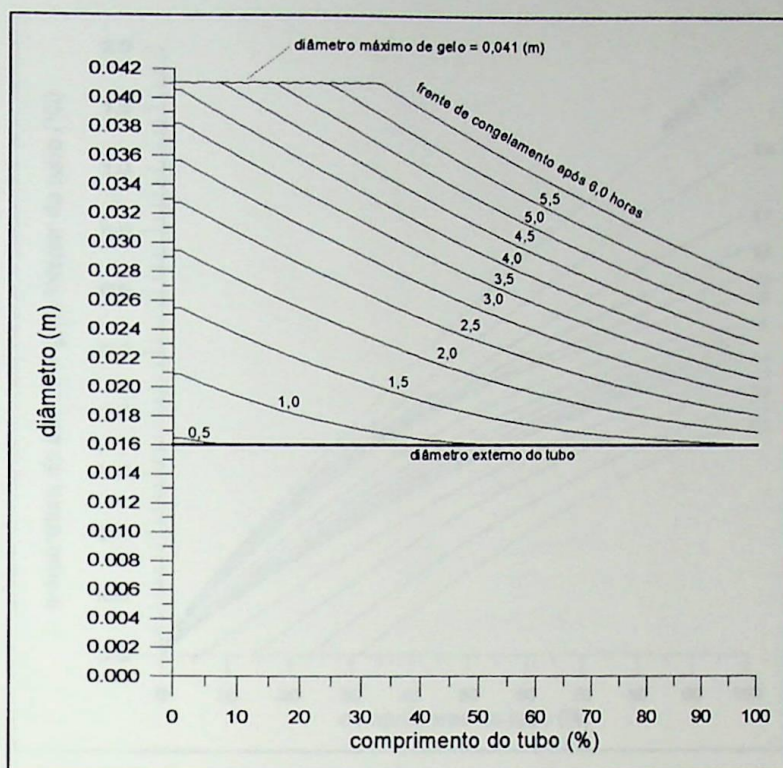


Figura 5.6.5.2

Análise da Fig. 5.6.5.3

A Fig. 5.6.5.3 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol, ao longo do comprimento do tubo.

No período de tempo de 0 (zero) a 1,0 hora, ocorre uma grande variação na temperatura da solução de etileno-glicol. Isto se deve à rápida variação da temperatura da água líquida no banco de gelo, em decorrência da remoção do calor sensível.

No período de 1,5 a 4,0 horas, devido o crescimento da camada de gelo ao longo de todo o tubo, ocorrendo apenas remoção de calor latente, as variações na temperatura da solução de etileno-glicol são pequenas.

No período compreendido das 4,0 horas até o término do congelamento, somente a extensão do tubo, que ainda não atingiu o diâmetro máximo de gelo, transfere calor para a solução de etileno-glicol. Vale lembrar aqui que o modelo matemático desenvolvido para o banco de gelo não considera o calor sensível armazenado no gelo.

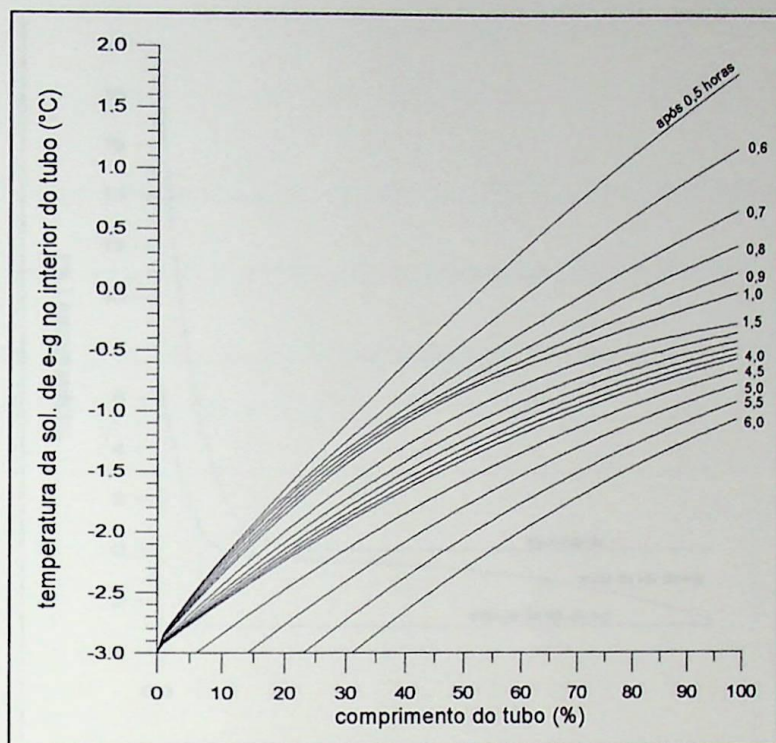


Figura 5.6.5.3

Análise da Fig.5.6.5.4

A Fig.5.6.5.4 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol no banco de gelo, à entrada e saída do mesmo, e também a temperatura do remanescente de água líquida.

No intervalo de 0 (zero) a 1,0 hora (aproximadamente), ocorre predominantemente resfriamento da água e no tempo restante, o seu congelamento.

À medida que o diâmetro do gelo cresce ao redor do tubo, também aumenta a resistência térmica, e com isso, a temperatura de saída da solução de etileno-glicol se aproxima de sua temperatura de entrada.

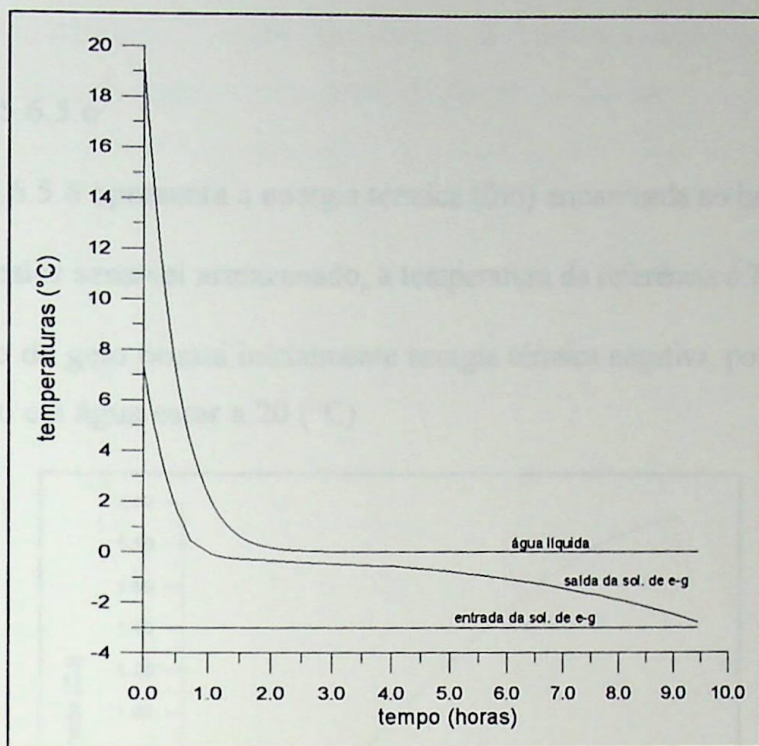


Figura 5.6.5.4

Análise da Fig.5.6.5.5

A Fig.5.6.5.5 apresenta a relação entre a massa de gelo armazenada e a massa de gelo para a máxima capacidade do banco.

O gelo começa a se formar a partir de 0,5 horas de simulação, e o processo termina por volta de 9,5 horas.

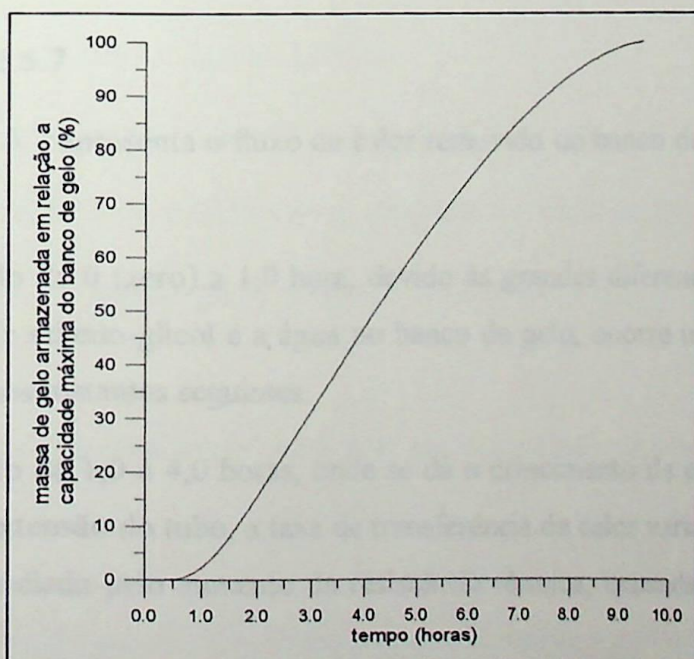


Figura 5.6.5.5

Análise da Fig.5.6.5.6

A Fig.5.6.5.6 apresenta a energia térmica (frio) armazenada no banco de gelo.

Para o calor sensível armazenado, a temperatura de referência é 7 (°C) .

O banco de gelo possui inicialmente energia térmica negativa, por estar totalmente descongelado e a água estar a 20 (°C).

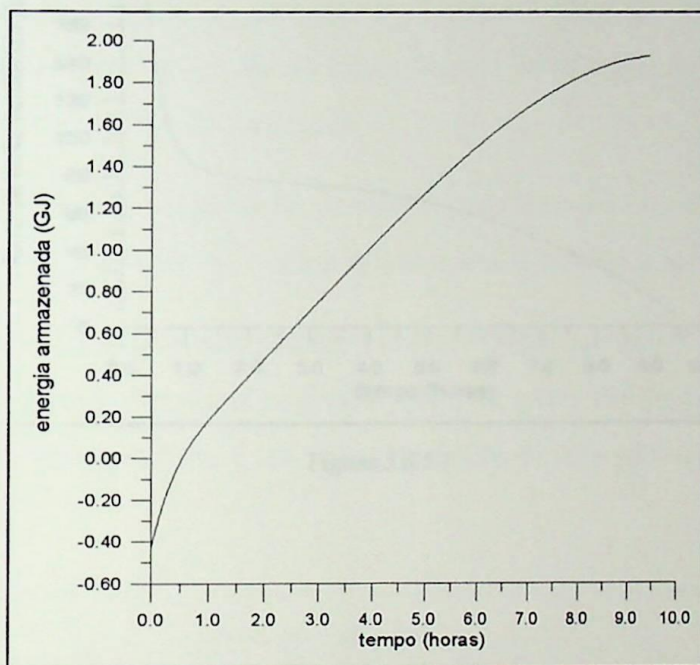


Figura 5.6.5.6

Análise da Fig.5.6.5.7

A Fig.5.6.5.7 apresenta o fluxo de calor removido do banco de gelo pela solução de etileno-glicol.

No período de 0 (zero) a 1,0 hora, devido às grandes diferenças de temperatura entre a solução de etileno-glicol e a água no banco de gelo, ocorre um grande fluxo de calor maior que nos instantes seguintes.

No período de 1,0 à 4,0 horas, onde se dá o crescimento da camada de gelo, ao longo de toda a extensão do tubo, a taxa de transferência de calor varia pouco, tendo sua diminuição influenciada pelo aumento da resistência térmica, causada pelo aumento do diâmetro de gelo.

No tempo restante, ocorre uma diminuição mais acentuada do fluxo de calor, ocasionada pela falta de espaço para formação de gelo no banco.

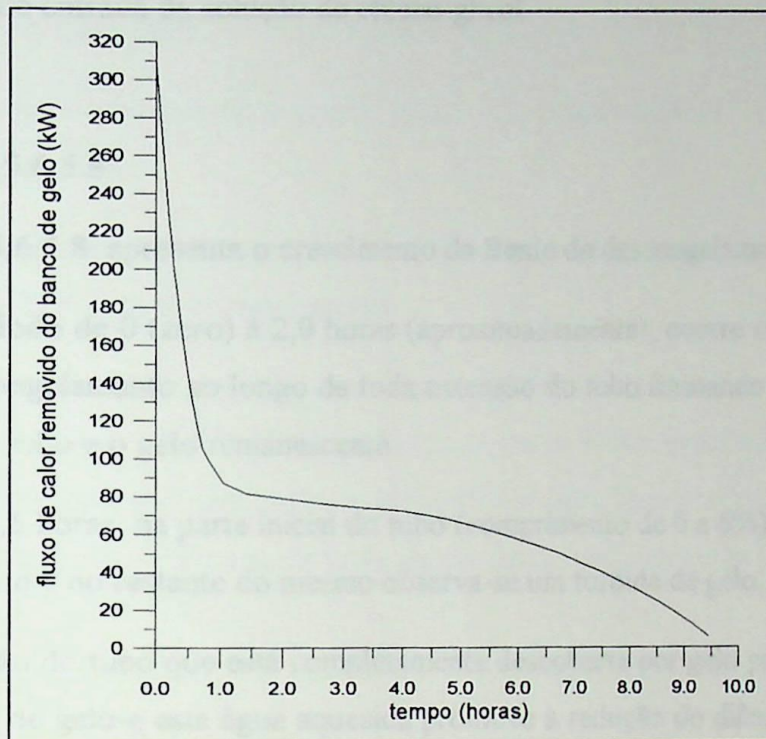


Figura 5.6.5.7

Simulação 2 - Descongelamento e Aquecimento da Água

Dados da Simulação:

- quantidade inicial de gelo existente: 100 (%)
- temperatura inicial da água no banco de gelo: 0 (°C)
- temperatura de entrada da solução de etileno-glicol no banco de gelo: 10 (°C)
- vazão total da sol. de etileno-glicol no banco de gelo: 4 (kg/s)

O banco de gelo está inicialmente com sua capacidade máxima de armazenamento.

Através do banco de gelo, passa a fluir a solução de etileno-glicol, cuja temperatura à entrada é fixada em 10 (°C), dando início ao descongelamento.

Esta simulação termina por volta de 10,0 horas, quando a temperatura de saída da solução de etileno-glicol e a temperatura da água, praticamente, já se igualaram, com a temperatura de entrada da solução de etileno-glicol.

Análise da Fig.5.6.5.8

A Fig.5.6.5.8 apresenta o crescimento da frente de descongelamento.

No período de 0 (zero) à 2,0 horas (aproximadamente), ocorre o crescimento da frente de descongelamento ao longo de toda extensão do tubo formando uma camada de líquido entre o tubo e o gelo remanescente.

Após 2,5 horas, na parte inicial do tubo (comprimento de 0 a 6%), todo gelo já se encontra fundido e no restante do mesmo observa-se um toróide de gelo.

A porção do tubo que está completamente descoberta por gelo passa a aquecer a água no banco de gelo e esta água aquecida promove a redução do diâmetro externo do gelo, através do descongelamento, em toda a extensão do tubo onde ainda há gelo.

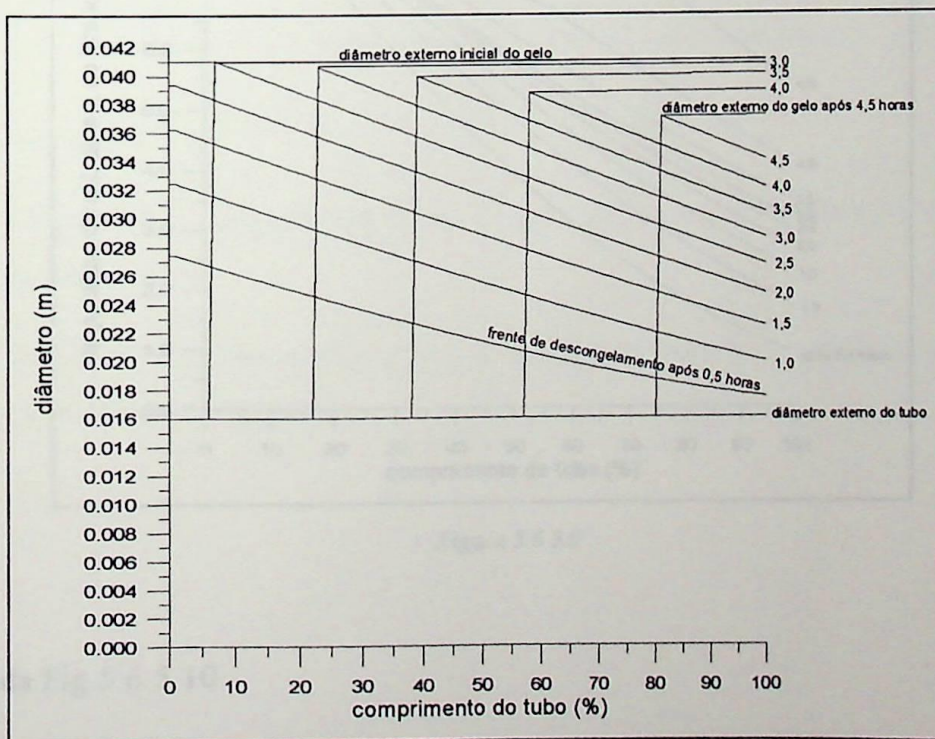


Figura 5.6.5.8

Análise da Fig.5.6.5.9

A Fig.5.6.5.9 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol, no interior dos tubos do banco de gelo.

Inicialmente, observa-se a rápida redução da temperatura da solução de etileno-glicol, ao longo do tubo.

Com o decorrer do tempo, esta redução torna-se menos acentuada, devido ao crescimento da frente de descongelamento.

Para o tempo igual a 4,0 horas é bastante nítida a variação que a curva sofre, a partir do comprimento 55 (%). Esta mudança na curva está relacionada com o fato de que a parte inicial do tubo está coberta, somente por água líquida, e o restante (a partir de 55%) está coberto por uma camada de água e gelo, conforme pode ser observado na Fig.5.6.5.8.

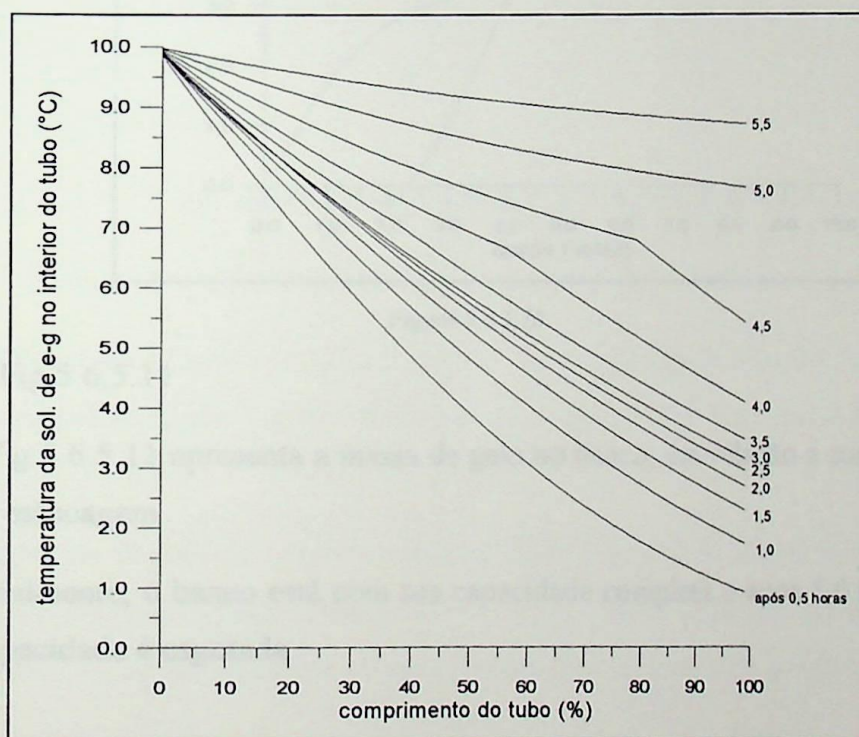


Figura 5.6.5.9

Análise da Fig.5.6.5.10

A Fig.5.6.5.10 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol na entrada e saída do banco e também a temperatura da água líquida no interior do banco.

No período compreendido entre 0 (zero) e 2,0 horas todo o calor retirado da solução de etileno-glicol é transferido ao gelo que se funde.

A partir de 5,0 horas todo gelo já se encontra fundido. O calor retirado da solução de etileno-glicol é transmitido, integralmente, para a água no banco de gelo, elevando a sua temperatura.

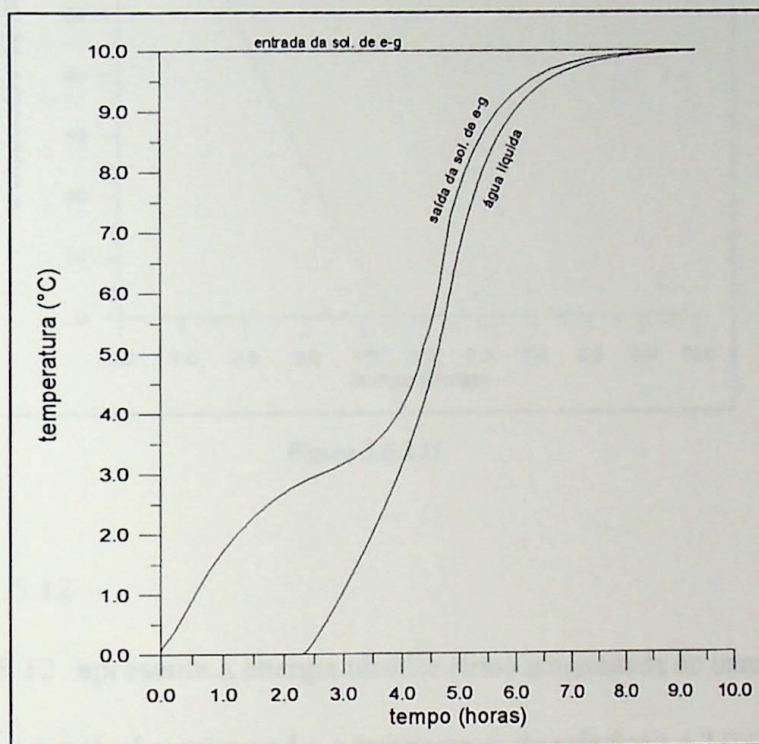


Figura 5.6.5.10

Análise da Fig. 5.6.5.11

A Fig. 5.6.5.11 apresenta a massa de gelo no banco, em relação a sua capacidade máxima de estocagem.

Inicialmente, o banco está com sua capacidade completa e após 5,0 horas de degelo sua capacidade é esgotada.

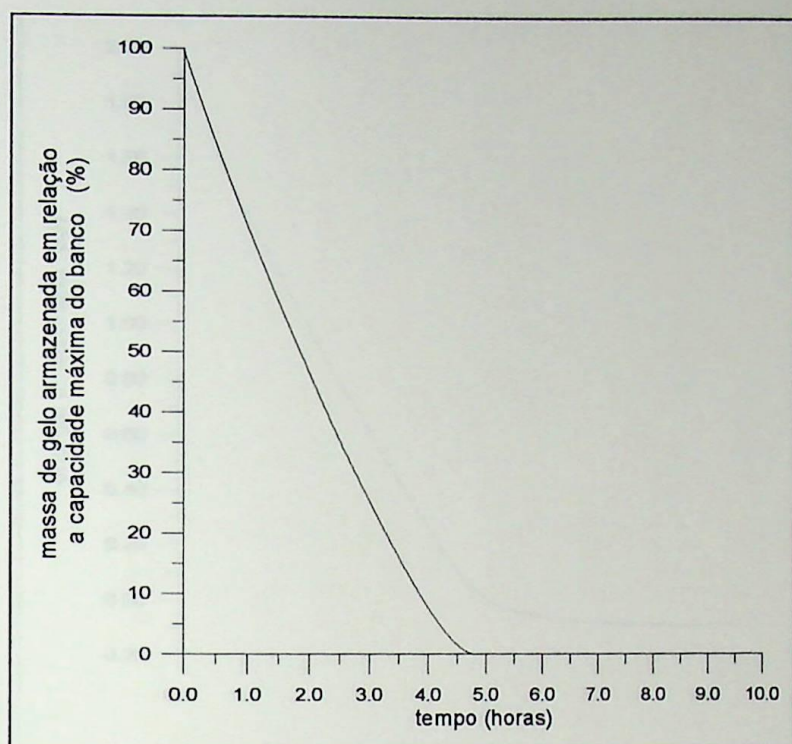


Figura 5.6.5.11

Análise da Fig. 5.6.5.12

A Fig. 5.6.5.12 apresenta a energia térmica (frio) armazenada no banco de gelo.

Para o calor sensível armazenado, a temperatura de referência é 7,0 (°C).

Inicialmente, o banco de gelo encontra-se com sua capacidade máxima de energia térmica armazenada. Com o decorrer do tempo, o gelo vai se fundindo e a água vai se aquecendo.

Um pouco depois de 5,0 horas, quando todo o gelo já se fundiu e a água já atingiu 7,0 (°C), a energia térmica armazenada no banco torna-se nula. Com a continuação do aquecimento da água, a energia térmica armazenada no banco de gelo fica 'negativa'.

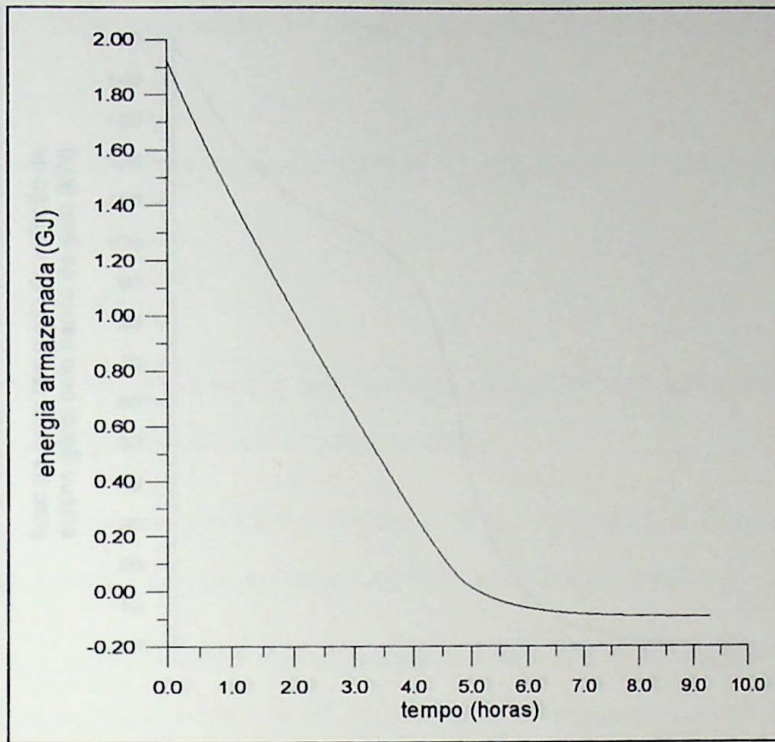


Figura 5.6.5.12

Análise da Fig.5.6.5.13

A Fig.5.6.5.13 apresenta o fluxo de calor removido solução de etileno-glicol que passa pelo banco de gelo.

Do início do descongelamento, até aproximadamente 2,5 horas, nota-se uma grande capacidade em resfriar a solução de etileno-glicol.

Após esse período, restando apenas 35% de gelo no banco, percebe-se uma queda acentuada na transferência de calor da solução de etileno-glicol para o banco de gelo.

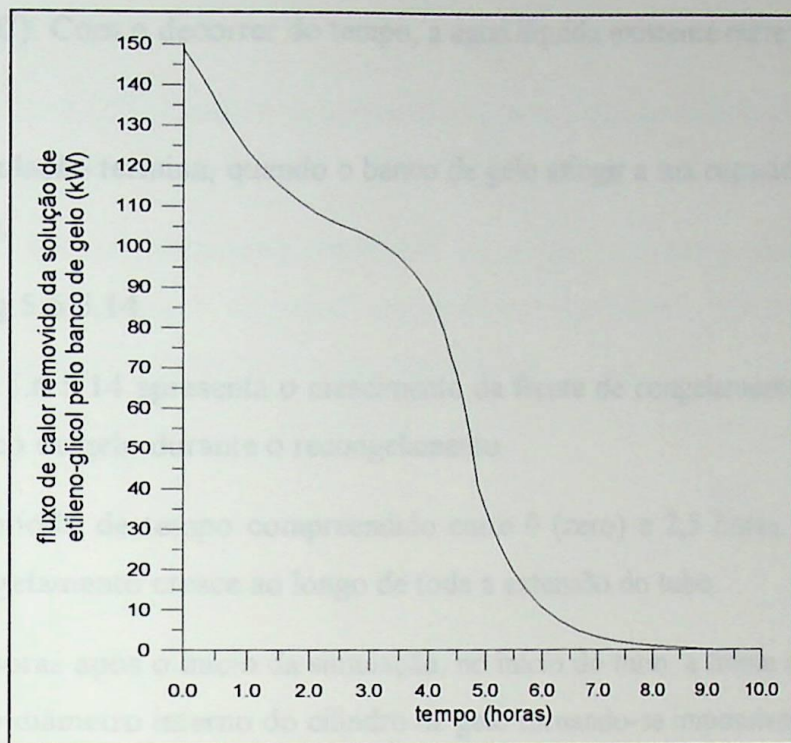


Figura 5.6.5.13

Simulação 3 - Recongelamento Parcial

Dados da Simulação:

- diâmetro interno inicial da calota de gelo: 35 (mm)
- diâmetro externo inicial da calota de gelo: 41 (mm)
- quantidade inicial de gelo existente: 32 (%)
- temperatura inicial da água no banco de gelo: 0 (°C)
- temperatura fixa de entrada da solução de etileno-glicol no banco de gelo: -3 (°C)
- vazão total da sol. de etileno-glicol no banco de gelo: 8 (kg/s)

Nesta simulação, o tubo do banco de gelo possui, inicialmente, um cilindro oco de gelo com diâmetro interno de 35 (mm), e diâmetro externo de 41 (mm). Entre o diâmetro externo do tubo e o diâmetro interno do cilindro oco de gelo, inicialmente, existe água no estado líquido a 0 (°C).

A solução de etileno-glicol entra no banco de gelo, sempre com uma temperatura

fixa em -3 ($^{\circ}\text{C}$). Com o decorrer do tempo, a água líquida existente entre o tubo e o gelo se congela.

A simulação termina, quando o banco de gelo atingir a sua capacidade máxima de armazenagem.

Análise da Fig. 5.6.5.14

A Fig. 5.6.5.14 apresenta o crescimento da frente de congelamento, ao redor dos tubos do banco de gelo durante o recongelamento.

No período de tempo compreendido entre 0 (zero) e 2,5 horas, o diâmetro da frente de congelamento cresce ao longo de toda a extensão do tubo.

Três horas após o início da simulação, no início do tubo, a frente de congelamento já atingiu o diâmetro interno do cilindro de gelo tornando-se impossível a continuação do seu crescimento naquele local.

Com o decorrer do tempo, o diâmetro da frente de congelamento vai crescendo, nos locais onde ele ainda não atingiu o diâmetro interno do cilindro.

O processo de congelamento termina, quando o diâmetro da frente de congelamento atingir o diâmetro interno do cilindro de gelo no final do tubo.

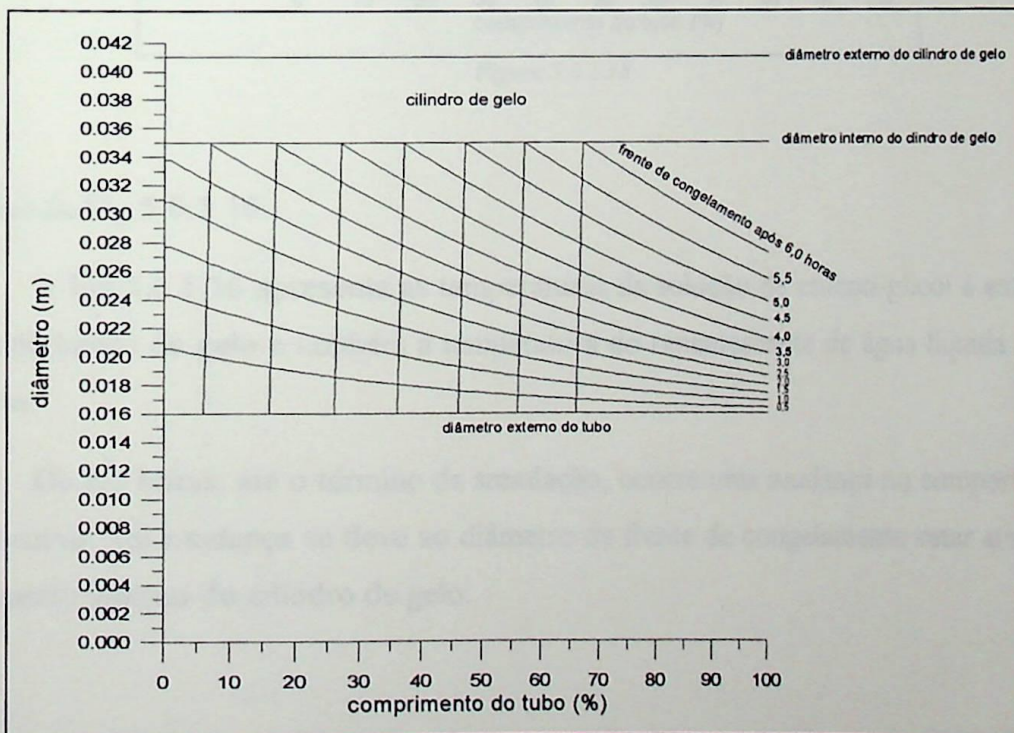


Figura 5.6.5.14

Análise da Fig.5.6.5.15

A Fig.5.6.5.15 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol, no interior do tubo, ao longo de sua extensão.

Após 3,0 horas, somente a região do tubo, na qual o diâmetro da frente de congelamento ainda não atingiu o diâmetro interno do cilindro de gelo, transfere calor para a solução de etileno-glicol, elevando a sua temperatura.

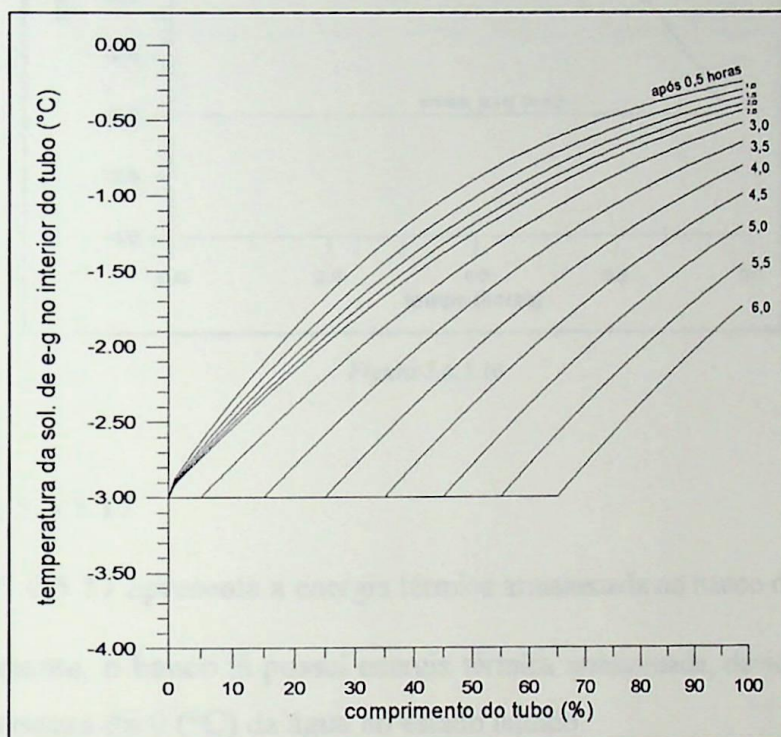


Figura 5.6.5.15

Análise da Fig.5.6.5.16

A Fig.5.6.5.16 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol à entrada e saída do banco de gelo e também a temperatura do remanescente de água líquida no seu interior.

De 2,5 horas, até o término da simulação, ocorre uma mudança no comportamento da curva. Tal mudança se deve ao diâmetro da frente de congelamento estar atingindo o diâmetro interno do cilindro de gelo.

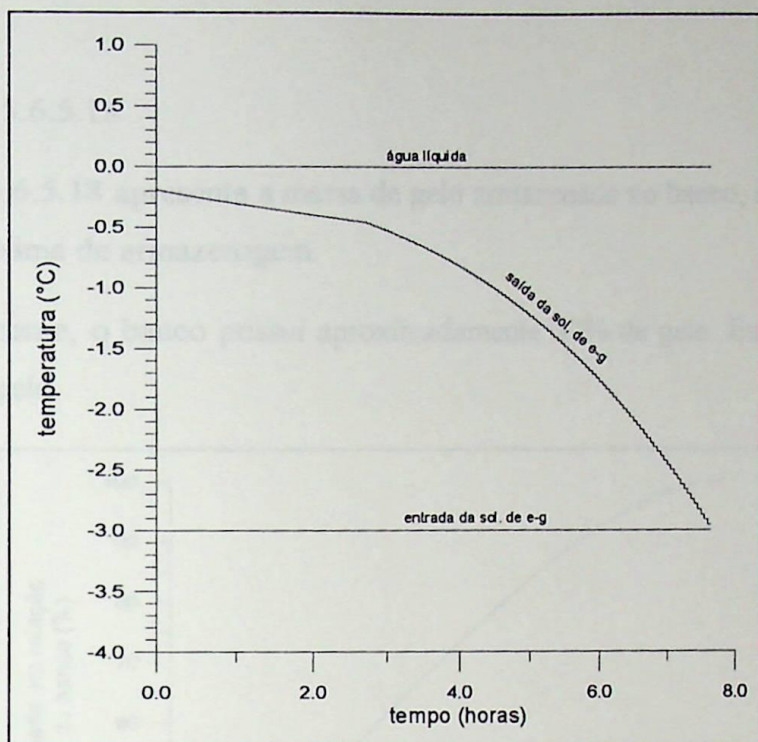


Figura 5.6.5.16

Análise da Fig. 5.6.5.17

A Fig. 5.6.5.17 apresenta a energia térmica armazenada no banco de gelo.

Inicialmente, o banco já possui energia térmica armazenada, devido o cilindro de gelo e a temperatura de 0 (°C) da água no estado líquido.

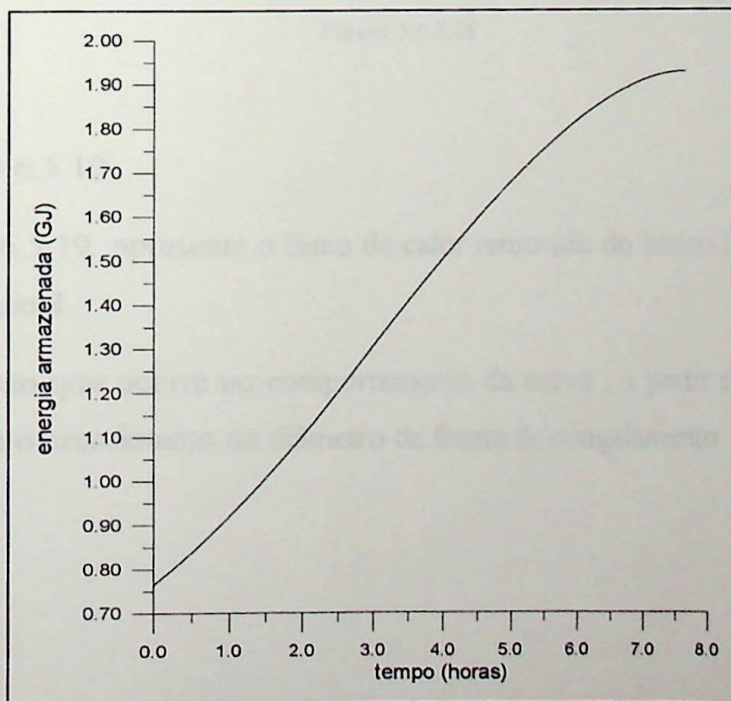


Figura 5.6.5.17

Análise da Fig.5.6.5.18

A Fig.5.6.5.18 apresenta a massa de gelo armazenada no banco, em relação a sua capacidade máxima de armazenagem.

Inicialmente, o banco possui aproximadamente 32% de gelo. Este valor se deve ao cilindro de gelo.

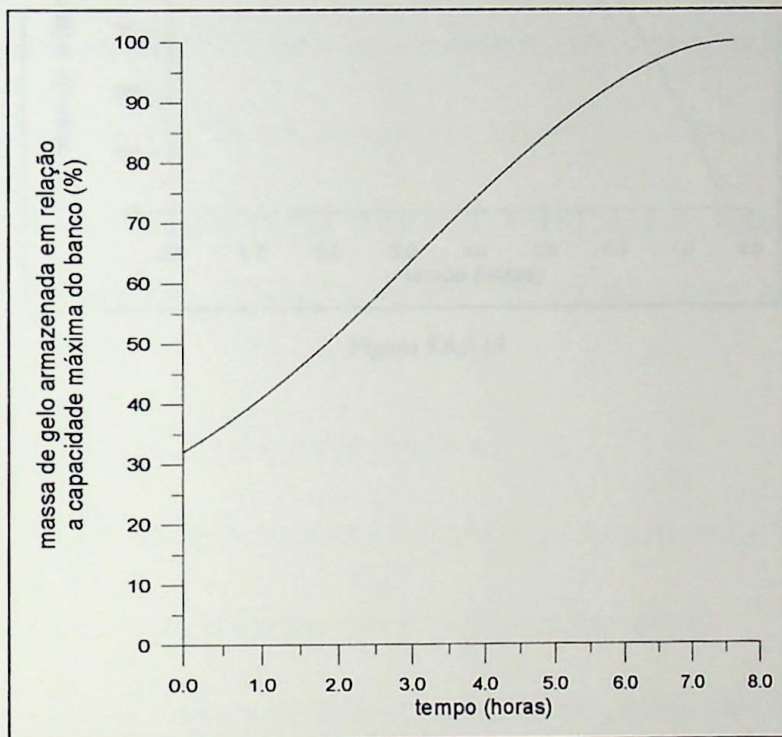


Figura 5.6.5.18

Análise da Fig.5.6.5.19

A Fig.5.6.5.19 apresenta o fluxo de calor removido do banco de gelo pela solução de etileno-glicol.

A variação que ocorre no comportamento da curva, a partir de 2,5 horas, está relacionada com o crescimento do diâmetro da frente de congelamento.

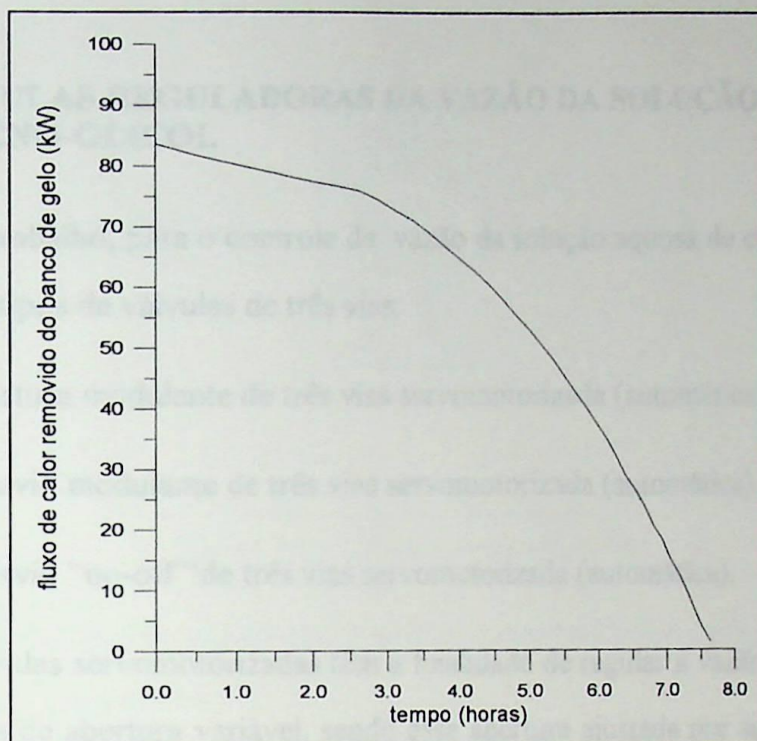


Figura 5.6.5.19

5.7 VÁLVULAS REGULADORAS DA VAZÃO DA SOLUÇÃO AQUOSA DE ETILENO-GLICOL

Neste trabalho, para o controle da vazão da solução aquosa de etileno-glicol, são utilizados três tipos de válvulas de três vias:

- válvula de mistura modulante de três vias servomotorizada (automática);
- válvula de desvio modulante de três vias servomotorizada (automática).
- válvula de desvio “on-off” de três vias servomotorizada (automática).

As válvulas servomotorizadas têm a finalidade de regular a vazão de fluido, através de orifícios de abertura variável, sendo essa abertura ajustada por servomotores acionados por um sensor.

Os servomotores, podem ser de três tipos:

- 1) Solenóide - aciona um núcleo móvel e é usado para o funcionamento “tudo ou nada”.
- 2) Elétrico - move a haste da válvula, por meio de uma engrenagem.
- 3) Pneumático - consiste em um diafragma flexível ou em um fole conectado a uma mola e a haste da válvula, de modo que, um aumento da pressão do fluido faz mover a haste da válvula e simultaneamente comprime a mola.

Os servomotores do tipo pneumático e elétrico são utilizados para controle de válvulas modulantes.

As válvulas de mistura de três vias têm duas entradas, uma saída e um obturador que se desloca entre dois assentos, conforme mostra a Fig.5.7-1.

Essas válvulas são usadas para misturar, nas proporções requeridas, dois fluidos que penetram através das conexões de entrada e que saem por uma boca comum.

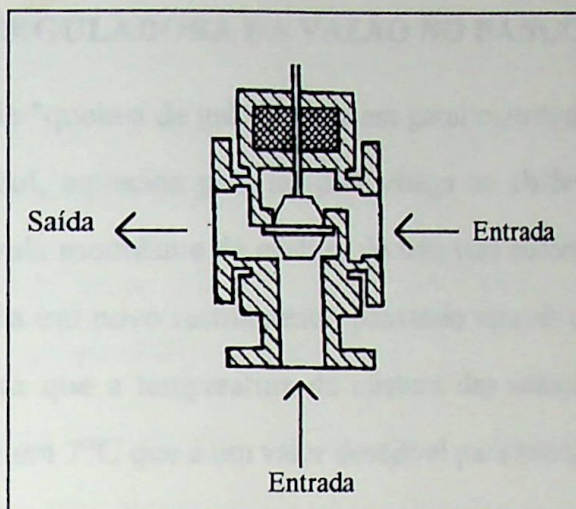


Figura 5.7-1 - Válvula de mistura de três vias

As válvulas de três vias desviadoras têm uma entrada, duas saídas, dois obturadores e dois assentos separados.

Essas válvulas são usadas para desviar a vazão a uma das saídas ou para dividi-lo entre ambas. A Fig.5.7-2 ilustra o seu funcionamento.

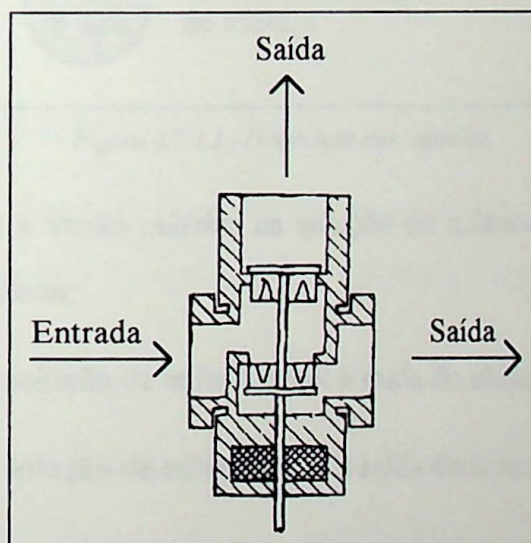


Figura 5.7-2 - Válvula de três vias desviadora

5.7.1 VÁLVULA REGULADORA DA VAZÃO NO BANCO DE GELO

No processo de "queima de gelo", o que em geral ocorre durante o dia, a solução aquosa de etileno-glicol, aquecida pelo fan-coil, chega ao chiller onde é pré-resfriada. Em seguida, uma válvula modulante de mistura de três vias automática permite que uma parte desse fluido sofra um novo resfriamento, passando através do banco de gelo. Essa válvula é ajustada para que a temperatura de mistura das soluções vindas do chiller e banco de gelo se situe em 7°C que é um valor desejável para entrada no "fan-coil".

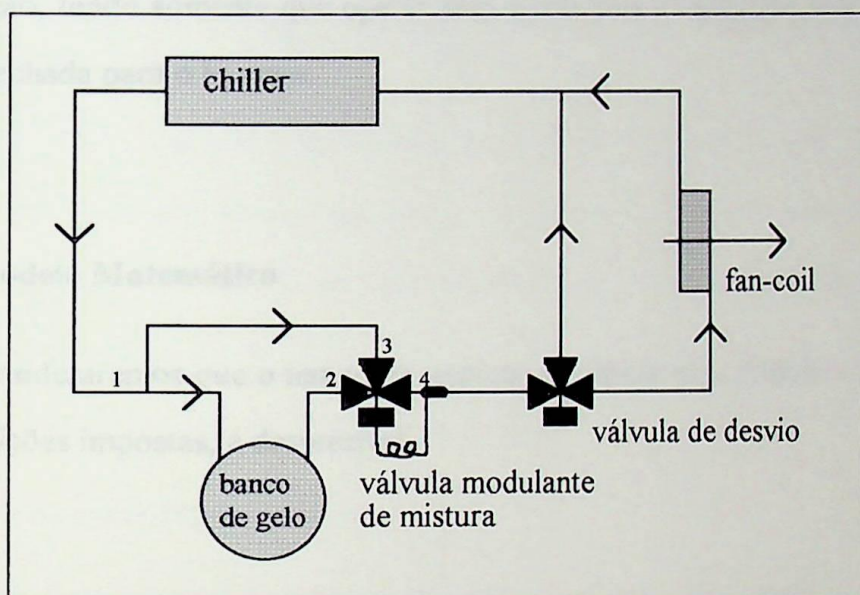


Figura 5.7.1.1 - Disposição das válvulas

Para determinar a vazão mássica da solução de etileno-glicol, através do banco de gelo, devemos considerar:

- a temperatura (T_1) da solução de etileno glicol à saída do chiller e
- a temperatura (T_2) da solução de etileno glicol à saída do banco de gelo.

Porém, estas temperaturas, T_1 e T_2 , variam com o decorrer do dia, uma vez que:

- a temperatura da solução de etileno-glicol à saída do chiller varia, pelo fato do fluxo de calor imposto ao "fan-coil" pela carga térmica não ser constante;
- a quantidade de gelo armazenada no banco decresce, implicando em uma diminuição de capacidade em remover calor da solução de etileno glicol que por ele passa.

Consequentemente, é necessário que a vazão da solução de etileno-glicol, através do banco de gelo, também seja variável, de forma a permitir que a temperatura (T_4) da solução à entrada do fan-coil permaneça estável.

Para atingir tal objetivo, faz-se o uso de uma válvula modulante de mistura de três vias automática, disposta conforme a Fig.5.7.1.1

Durante a fase de armazenagem de frio, toda a vazão da solução de etileno-glicol vinda do "chiller" passa pelo banco de gelo. Nesta situação, a válvula não necessita modular a vazão, tendo somente que operar toda aberta para a vazão que passa pelo banco de gelo e fechada para o by-pass.

5.7.1.1 Modelo Matemático

Consideraremos que o tempo de resposta da válvula para modular a vazão correta, às condições impostas, é desprezível.

Processo de Queima do Gelo:

O fluxo de calor (\dot{Q}_{1-2}) retirado da solução de etileno-glicol, para uma dada vazão mássica (\dot{m}_{1-2}), através do banco de gelo, é calculado pela Eq.(5.7.1.1-1):

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{1-2} C_{p_{eg}} (T_1 - T_2) \quad (5.7.1.1-1)$$

A vazão mássica que passa pelo by-pass não sofre variação na quantidade de calor, portanto:

$$\dot{Q}_{1-3} = \dot{m}_{1-3} C_{p_{eg}} (T_1 - T_3) = 0 \quad (5.7.1.1-2)$$

O fluxo de calor retirado da solução de etileno glicol do ponto 1 ao 4 é dado por:

$$\dot{Q}_{1-4} = \dot{m}_{1-4} C_{p_{eg}} (T_1 - T_4) \quad (5.7.1.1-3)$$

Onde \dot{m}_{1-4} é a vazão mássica total da solução de etileno-glicol, ou seja:

$$\dot{m}_{1-4} = \dot{m}_{1-2} + \dot{m}_{1-3} \quad (5.7.1.1-4)$$

O balanço térmico na saída da válvula modulante de mistura é feito pela Eq.(5.7.1.1-5):

$$\dot{Q}_{1-4} = \dot{Q}_{1-2} + \dot{Q}_{1-3} \quad (5.7.1.1-5)$$

Assim, a vazão mássica (\dot{m}_{1-2}) através do banco de gelo, necessária, para manter a temperatura estável, nas condições desejadas, à entrada do fan-coil será:

$$\dot{m}_{1-2} = \dot{m}_{1-4} \frac{(T_1 - T_4)}{(T_1 - T_2)} \quad (5.7.1.1-6)$$

A Eq.(5.7.1.1-6) só é válida se a vazão \dot{m}_{1-2} calculada for menor que a vazão total \dot{m}_{1-4} . Em caso contrário, toda a vazão proveniente do chiller passará pelo banco de gelo e a temperatura T_4 não mais será aquela desejável à entrada do fan-coil, e sim o resultado da Eq.(5.7.1.1-7):

$$T_4 = T_2 \quad (5.7.1.1-7)$$

Processo de Armazenagem de Frio

Nesta fase, toda vazão mássica (\dot{m}_{1-4}) da solução de etileno-glicol proveniente do “chiller” passa pelo banco de gelo, ou seja:

$$\dot{m}_{1-2} = \dot{m}_{1-4} \quad (5.7.1.1-8)$$

5.7.1.2 Simulação

A Fig.5.7.1.2.1 apresenta o funcionamento da válvula de mistura durante o processo de queima de gelo. Por meio desta figura, podemos observar a vazão que a válvula permite para a vazão da solução de etileno-glicol através do banco de gelo.

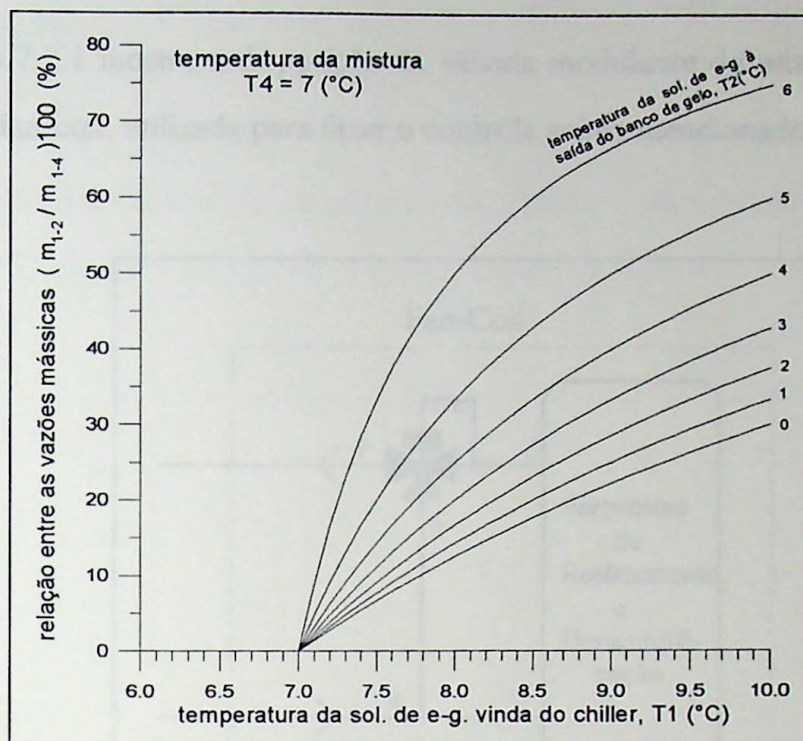


Figura 5.7.1.2.1.- Simulação da válvula de mistura

5.7.2 VÁLVULA REGULADORA DA VAZÃO NO FAN-COIL

Neste trabalho, não é estudado o funcionamento do “fan-coil”. O esquema da Fig.5.7.2.1 é uma simplificação que não existe em uma instalação real. Contudo, como nosso objetivo não é o estudo do ar no interior do ambiente condicionado, tal simplificação não altera análise dos resultados obtidos.

Portanto, para a simulação, foi adotado que o fan-coil funciona em condições ideais com a vazão mássica da solução de etileno glicol, entrando nele a 7°C (T₄) e saindo a 12,5°C (T₅).

O ajuste da temperatura de entrada da solução de etileno glicol no fan-coil é realizado pela válvula situada à saída do banco de gelo, descrita no item 5.7.1

Para que a temperatura de saída da solução de etileno glicol do fan-coil se estabeleça em 12,5°C, é necessário que a vazão mássica da solução seja variável, pois ao longo do dia, varia o fluxo de calor imposto ao fan-coil pela carga térmica.

A Fig.5.7.2.1 mostra a disposição da válvula modulante de mistura de três vias automática no fan-coil, utilizada para fazer o controle acima mencionado.

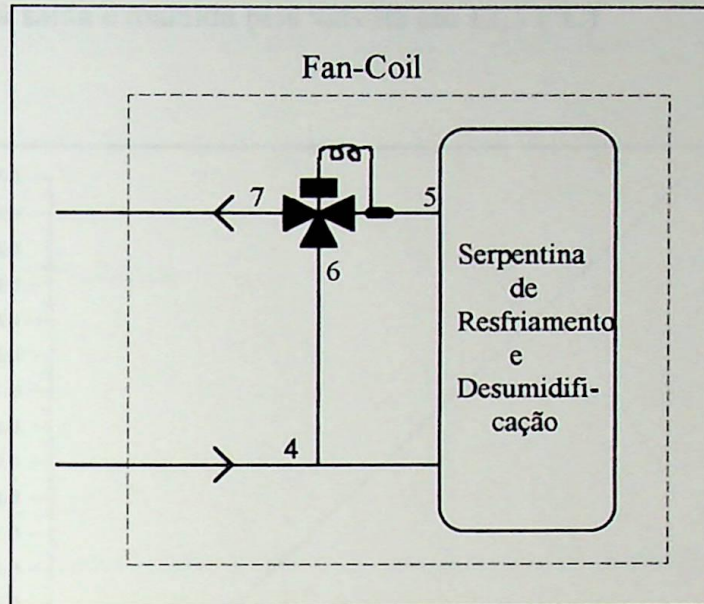


Figura 5.7.2.1 - Disposição da válvula

5.7.2.1 Modelo Matemático

Consideraremos aqui, também, que o tempo de resposta da válvula para modular a vazão correta, às condições impostas, é desprezível.

A vazão mássica da solução de etileno glicol que deve passar através do fan-coil, obedecendo às condições desejáveis para as temperaturas, à entrada e saída, é dada pela Eq.(5.7.2.1-1), onde \dot{Q}_{4-5} é o fluxo de calor imposto ao fan-coil pela carga térmica:

$$\dot{m}_{4-5} = \frac{\dot{Q}_{4-5}}{Cp_{eg}(T_4 - T_5)} \quad (5.7.2.1-1)$$

A Eq.(5.7.2.1-1) só é válida se a vazão \dot{m}_{4-5} for menor que a vazão total \dot{m}_{4-7} . Em caso contrário, a temperatura T_5 não mais será aquela desejável à saída do fan-coil, e sim o resultado da Eq.(5.7.2.1-2):

$$T_5 = T_4 + \frac{\dot{Q}_{4-5}}{\dot{m}_{4-7} Cp_{eg}} \quad (5.7.2.1-2)$$

5.7.2.2 Simulação

A Fig.5.7.2.2.1 apresenta a vazão da solução de etileno-glicol que flui através do fan-coil regulada pela válvula. A temperatura da solução à entrada do fan-coil é de 7,0 (°C) e a temperatura à saída é mantida pela válvula em 12,5 (°C).

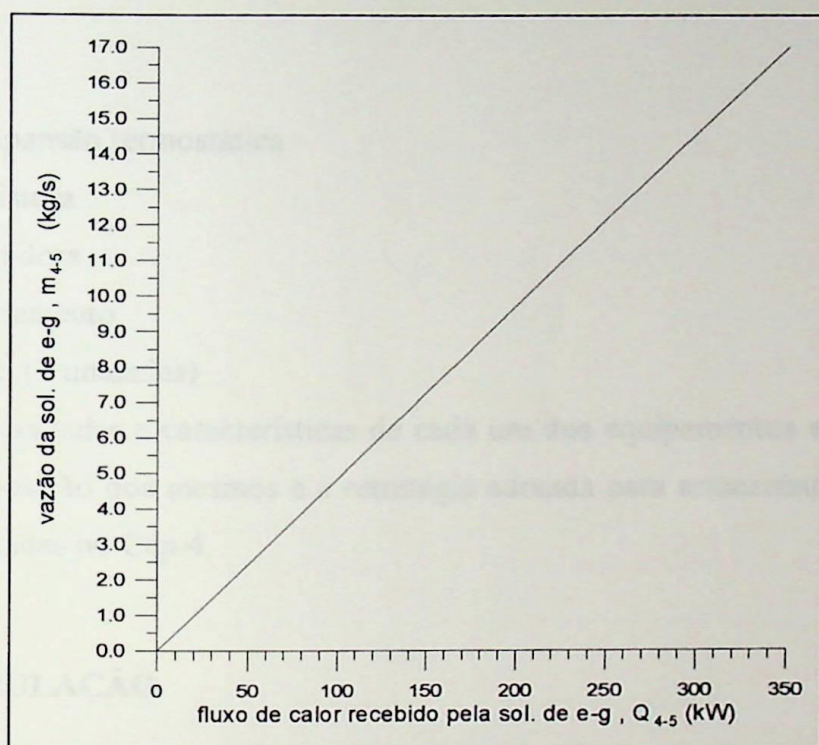


Figura 5.7.2.2.1 - Simulação da válvula reguladora da vazão no fan-coil

5.7.3 VÁLVULA DE DESVIO DA VAZÃO

Durante o processo de armazenagem de frio, toda a vazão da solução de etileno-glicol, após passar pelo banco de gelo, vai diretamente para o “chiller”, onde é novamente resfriada para retornar ao banco.

Na fase de remoção de calor do fan-coil, toda a vazão da solução de etileno-glicol, depois de passar pela válvula modulante de mistura, vai para o fan-coil e em seguida para o “chiller”.

Para realizar esse controle, é empregada uma válvula desviadora de três vias do tipo “on-off”, a qual trabalha, desviando a vazão a uma das saídas. O seu posicionamento no circuito é apresentado na Fig.5.7.1.1.

6. SIMULAÇÃO GERAL DO SISTEMA

6.1 O SISTEMA SIMULADO

O sistema simulado é constituído dos seguintes equipamentos:

- compressor
- condensador
- evaporador
- válvula de expansão termostática
- válvula de mistura
- válvula separadora
- torre de resfriamento
- banco de gelo (2 unidades)

As capacidades e características de cada um dos equipamentos encontram-se no Cap.5 e a disposição dos mesmos e a estratégia adotada para armazenagem são conforme as apresentadas no Cap.4.

6.2 A SIMULAÇÃO

Características da simulação:

- tempo simulado: 78 horas
- intervalo de tempo (incremento): 1 minuto
- solução do sistema de equações: método da dicotomia
- tempo de CPU : 4 minutos e 15 segundos
- "hardware": 486 DX, 50 MHz
- tamanho do programa executável: 92 kbytes

As condições iniciais do sistema são as seguintes:

- banco de gelo totalmente descongelado
- temperatura da água do banco de gelo à 5 (°C).

Os agentes externos que interferem no sistema são:

- temperatura de bulbo úmido do ar à entrada da torre de resfriamento e
- carga térmica no fan-coil.

A temperatura de bulbo úmido simulada varia senoidalmente com período de 24 horas, conforme Fig.6.1. Seu valor mínimo é 23 (°C) e o máximo de 25 (°C), ocorrendo às 15 horas (no primeiro período).

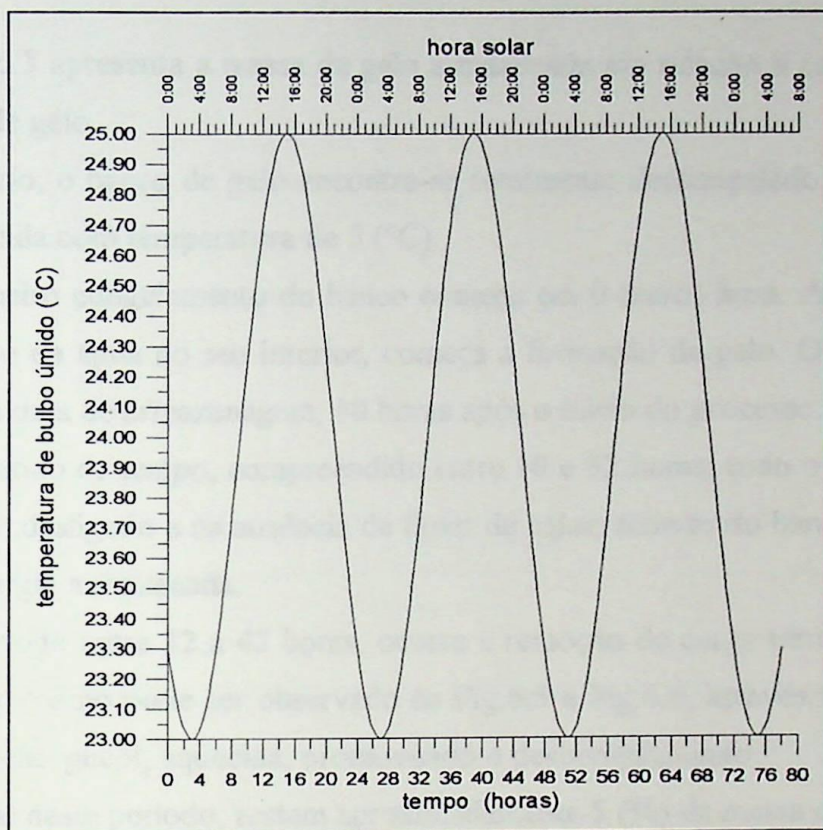


Figura 6.1

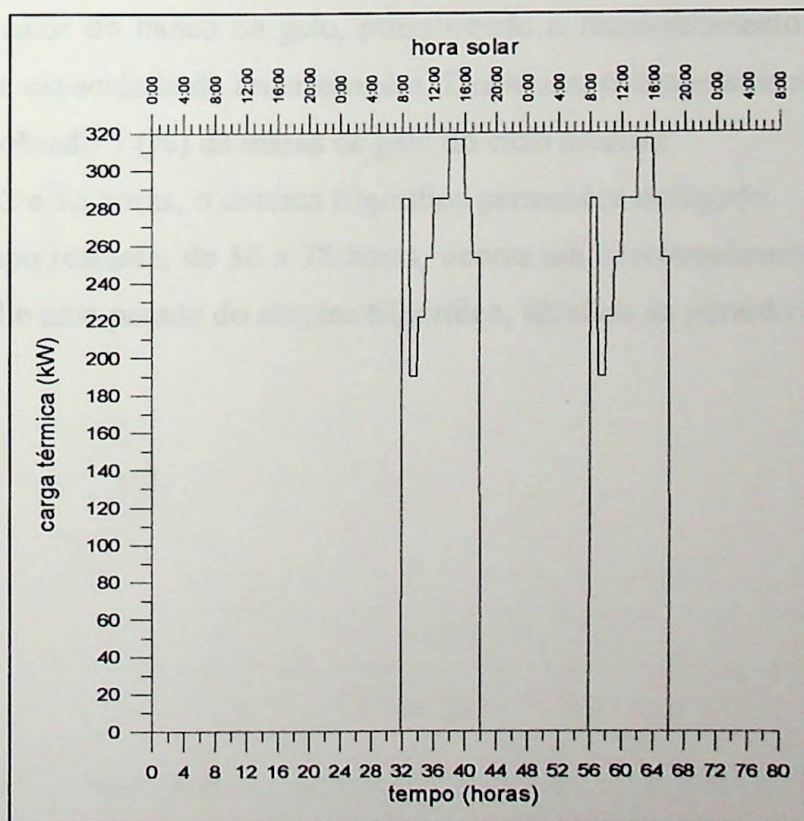


Figura 6.2

A Fig.6.2 apresenta o perfil da carga térmica simulada removida pelo fan-coil. A primeira hora de carga térmica corresponde ao período de pré-resfriamento do ambiente condicionado. O valor máximo da carga térmica no decorrer do dia é 317 (kW).

A Fig.6.3 apresenta a massa de gelo armazenada em relação à capacidade máxima do banco de gelo.

No início, o banco de gelo encontra-se totalmente descongelado e com água levemente aquecida com temperatura de 5 (°C).

O primeiro congelamento do banco começa em 0 (zero) hora. Após 20 minutos de resfriamento da água no seu interior, começa a formação de gelo. O banco atinge a capacidade máxima de armazenagem, 10 horas após o início do processo.

No período de tempo, compreendido entre 10 e 32 horas, todo o sistema frigorífico se mantém desligado e na ausência de fluxo de calor, através do banco de gelo, este conserva a energia armazenada.

No período entre 32 a 42 horas, ocorre a remoção de carga térmica do fan-coil. Neste intervalo, como pode ser observado na Fig.6.5 e Fig.6.6, através do banco, flui a solução de etileno-glicol, aquecida, promovendo o descongelamento.

Ao final deste período, restam aproximadamente 5 (%) da massa de gelo inicial.

No período seguinte, compreendido entre 42 e 52 horas, o sistema frigorífico volta a retirar calor do banco de gelo, promovendo o recongelamento, até este atingir 100 (%) de sua capacidade de armazenagem. Desta vez, o congelamento é parcial, pelo fato de terem sobrado 5 (%) da massa de gelo do ciclo anterior.

Entre 52 e 56 horas, o sistema frigorífico permanece desligado.

No tempo restante, de 56 a 78 horas, ocorre um descongelamento, um recongelamento parcial e uma parada do sistema frigorífico, idêntico ao período anterior (de 42 a 56 horas).

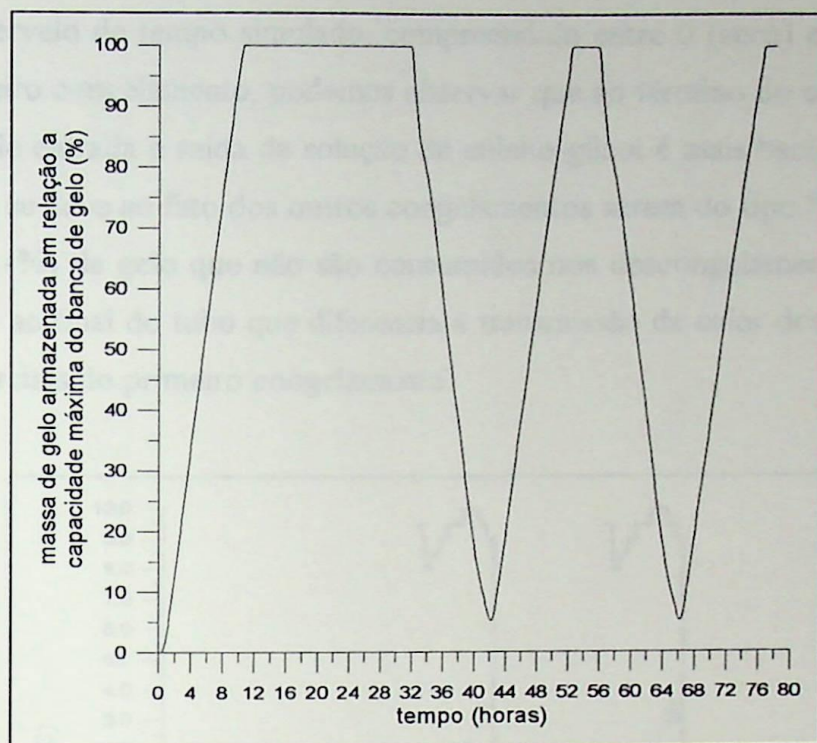


Figura 6.3

A Fig.6.4 apresenta a energia térmica armazenada no banco de gelo. Esta energia é composta pelo calor latente de fusão do gelo e calor sensível da água.

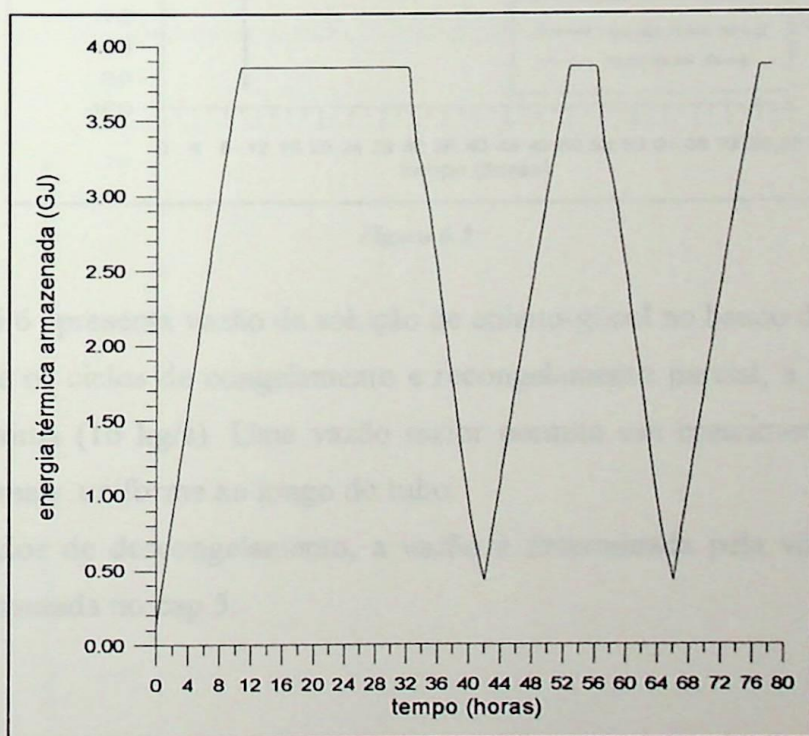


Figura 6.4

A Fig.6.5 apresenta as temperaturas de entrada e saída da solução de etileno-glicol no banco de gelo.

No intervalo de tempo simulado, compreendido entre 0 (zero) e 10 horas, onde ocorre o primeiro congelamento, podemos observar que ao término do congelamento, as temperaturas de entrada e saída da solução de etileno-glicol é mais baixa que nos ciclos seguintes. Isto se deve ao fato dos outros congelamentos serem do tipo “recongelamento parcial”. Os 5 (%) de gelo que não são consumidos nos descongelamentos formam um “toro” de gelo ao final do tubo que diferencia a transmissão de calor destes dois recongelamentos parciais do primeiro congelamento.

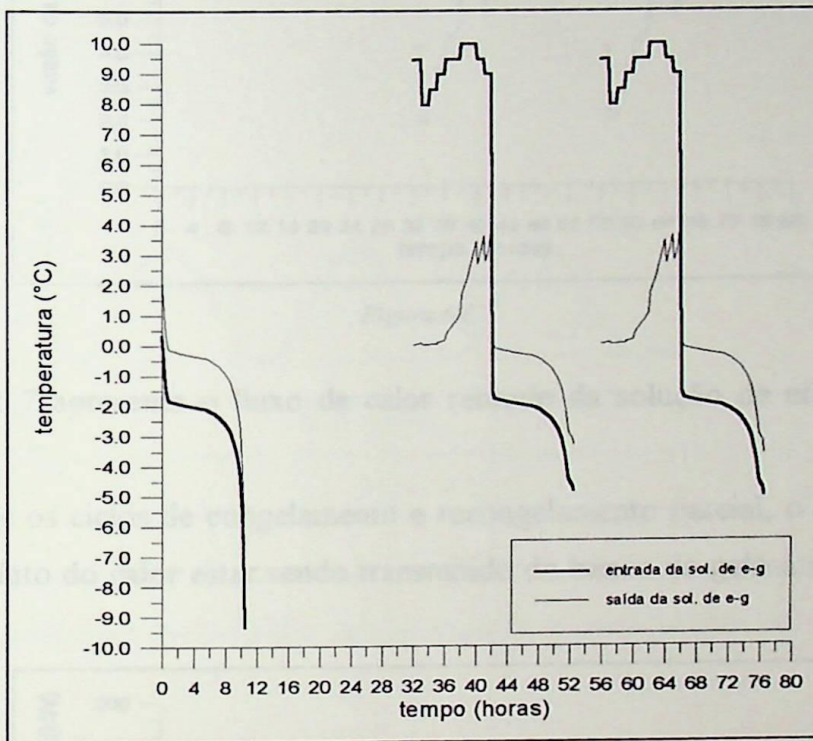


Figura 6.5

A Fig.6.6 apresenta vazão da solução de etileno-glicol no banco de gelo.

Durante os ciclos de congelamento e recongelamento parcial, a vazão foi fixada para ser a máxima (16 kg/s). Uma vazão maior permite um crescimento da frente de congelamento mais uniforme ao longo do tubo.

Nos ciclos de descongelamento, a vazão é determinada pela válvula de 3 vias, conforme apresentada no cap.5.

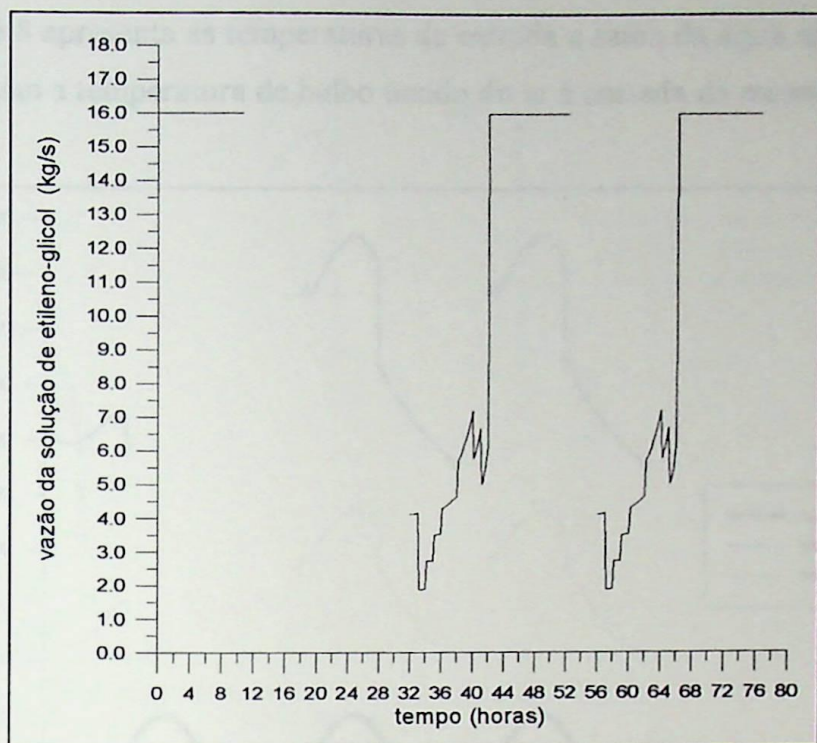


Figura 6.6

A Fig.6.7 apresenta o fluxo de calor retirado da solução de etileno-glicol pelo banco de gelo.

Durante os ciclos de congelamento e recongelamento parcial, o fluxo de calor é negativo pelo fato do calor estar sendo transmitido do banco de gelo à solução de etileno-glicol.

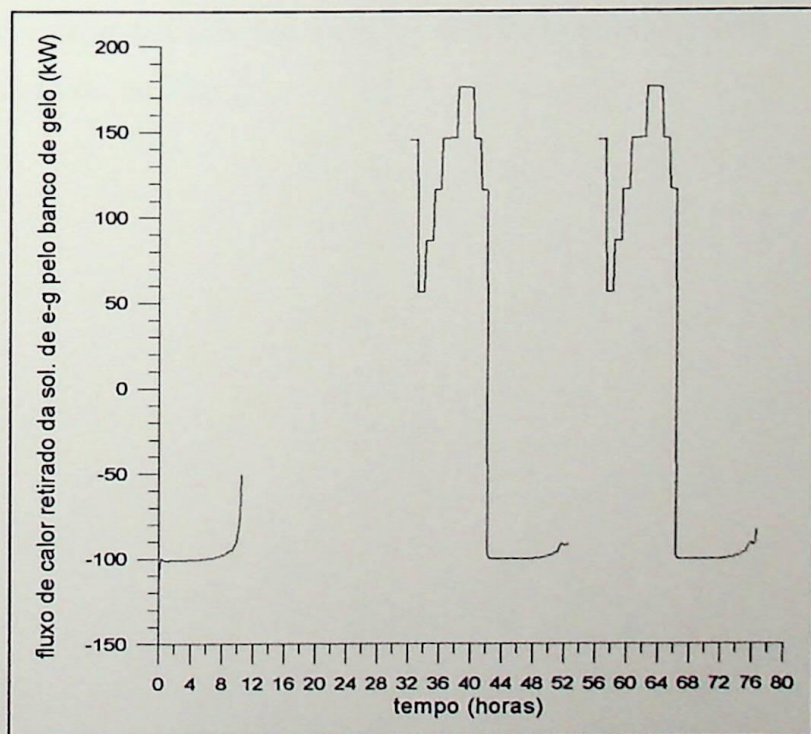


Figura 6.7

A Fig.6.8 apresenta as temperaturas de entrada e saída da água na torre de resfriamento e também a temperatura de bulbo úmido do ar à entrada da mesma.

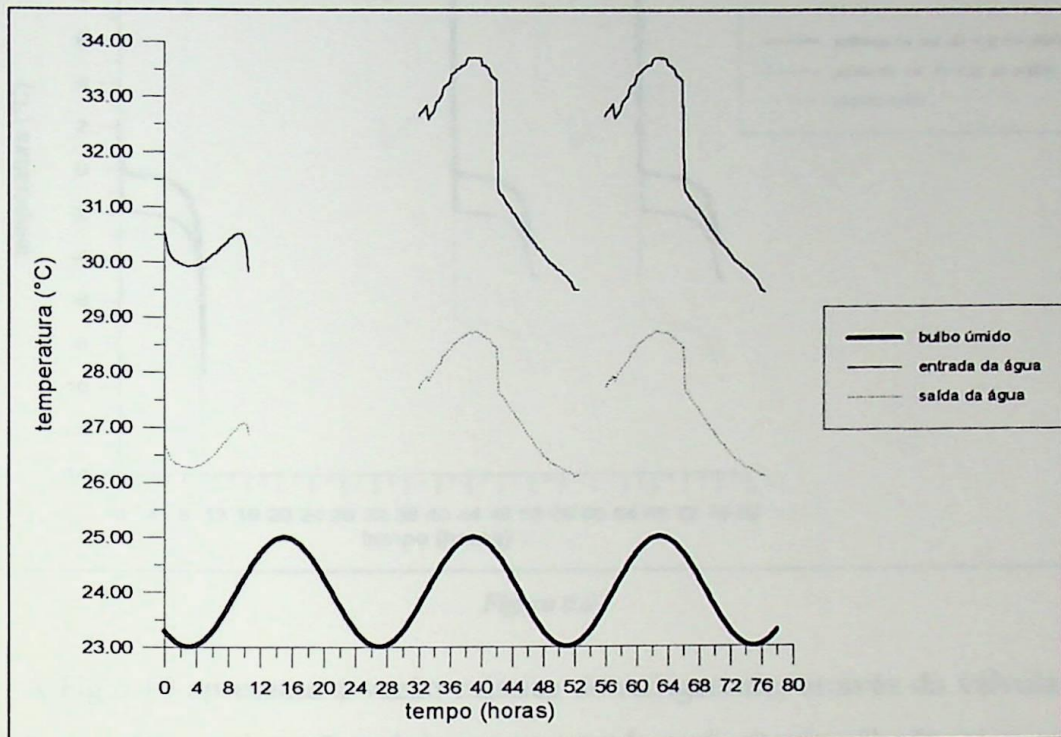


Figura 6.8

A Fig.6.9 apresenta as temperaturas da solução de etileno-glicol, à entrada e saída do chiller e também a temperatura de vaporização do refrigerante R22.



Figura 6.9

A Fig.6.10 apresenta a vazão mássica de refrigerante, através da válvula de expansão termostática. A vazão máxima corresponde ao limite da válvula, caso esta estivesse operando toda aberta. A vazão operacional é aquela que está realmente ocorrendo.

É notória a queda na vazão de refrigerante na fase de congelamento. Este fato está relacionado com a diminuição da temperatura de vaporização. Sob o ponto de vista da válvula, uma temperatura de vaporização mais baixa implica em um coeficiente " K_A ", conforme apresentado no Cap.5.

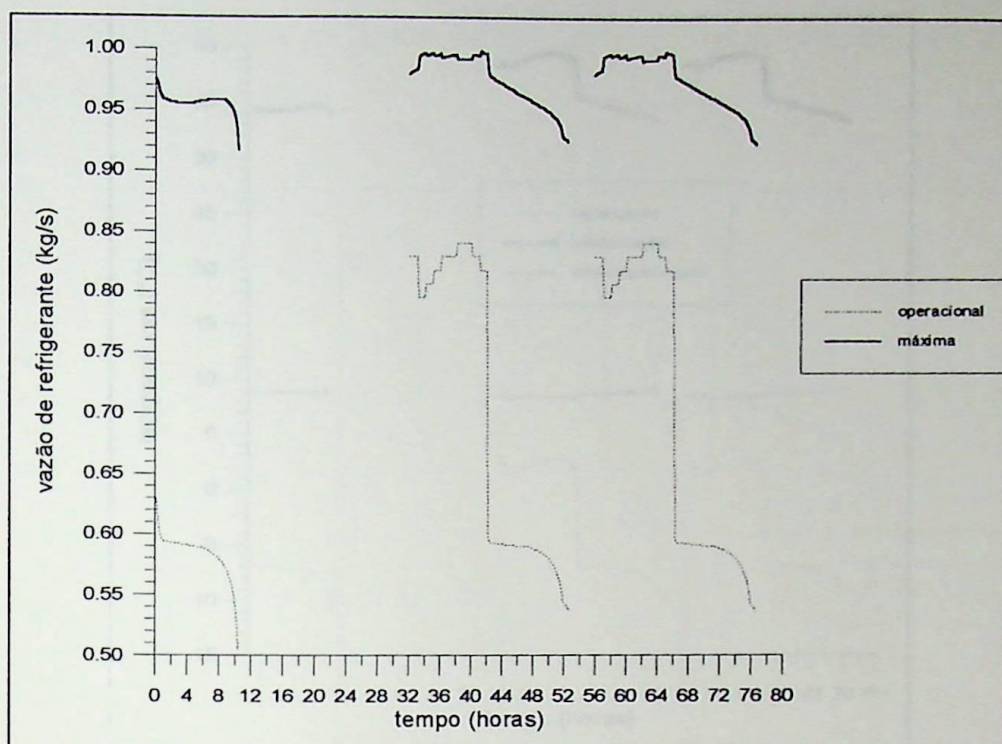


Figura 6.10

A Fig.6.11 apresenta as temperaturas de condensação, vaporização e o superaquecimento proporcionado pela válvula de expansão termostática..

As temperaturas de condensação e vaporização sofrem uma queda, durante os ciclos de congelamento e recongelamento, enquanto que o superaquecimento permanece praticamente constante. Contudo, conforme podemos ver na Fig.6.12, em escala ampliada, o superaquecimento sofre muitas variações de pequena amplitude.

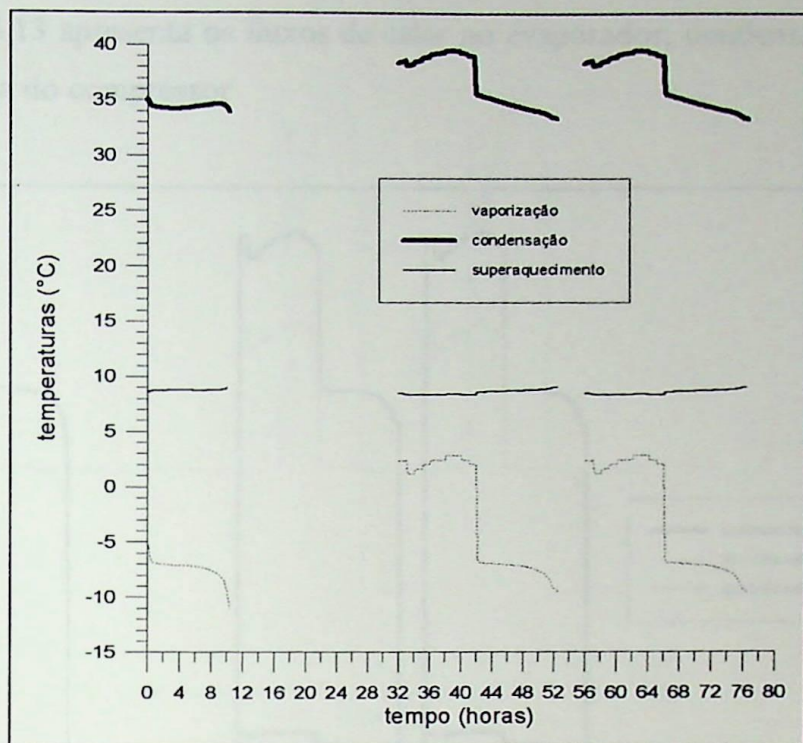


Figura 6.11

A Fig.6.12 apresenta o superaquecimento do refrigerante na linha de sucção do evaporador.

O aumento do superaquecimento nos ciclos de congelamento e recongelamento está relacionado com a baixa temperatura de vaporização que ocorre nestes períodos, influenciando no funcionamento da válvula.

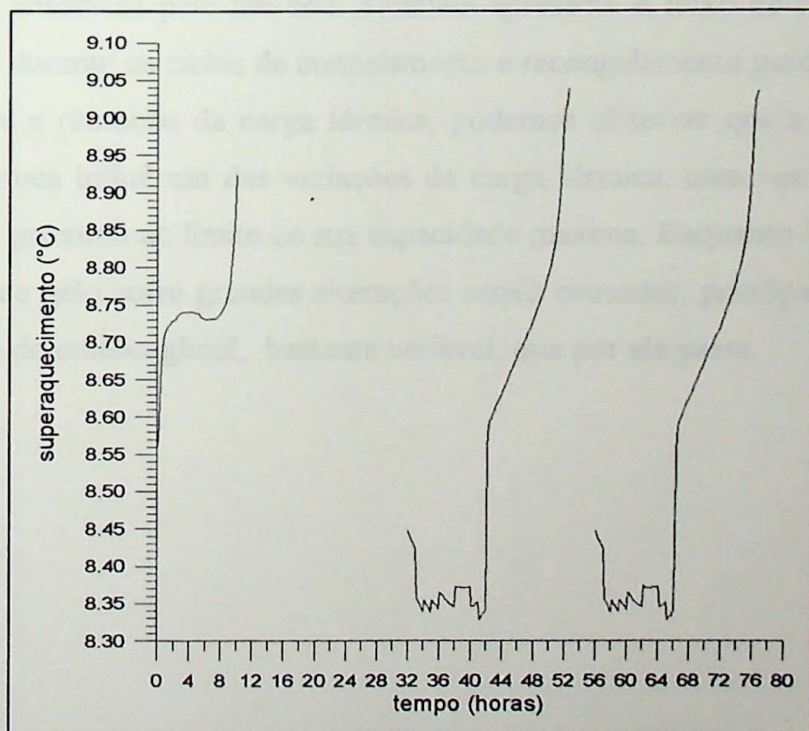


Figura 6.12

A Fig.6.13 apresenta os fluxos de calor no evaporador, condensador e também a potência teórica do compressor

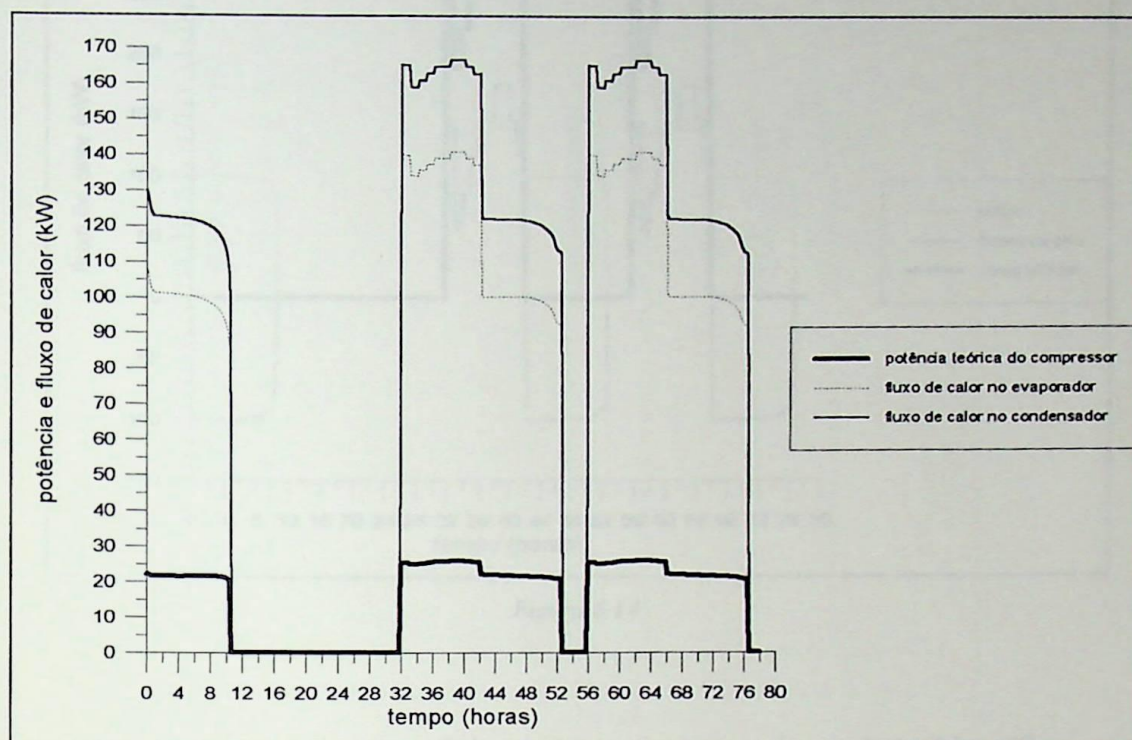


Figura 6.13

A Fig.6.14 apresenta as contribuições do chiller e banco de gelo na remoção da carga térmica, absorvida pelo fan-coil. Também apresenta o fluxo de calor no chiller e banco de gelo, durante os ciclos de congelamento e recongelamento parcial.

Durante a remoção da carga térmica, podemos observar que a contribuição do chiller sofre pouca influência das variações da carga térmica, uma vez que o chiller já está operando, próximo ao limite de sua capacidade máxima. Enquanto isso, a contribuição do banco de gelo sofre grandes alterações sendo causadas, principalmente, pela variação da solução de etileno-glicol, bastante variável, que por ele passa.

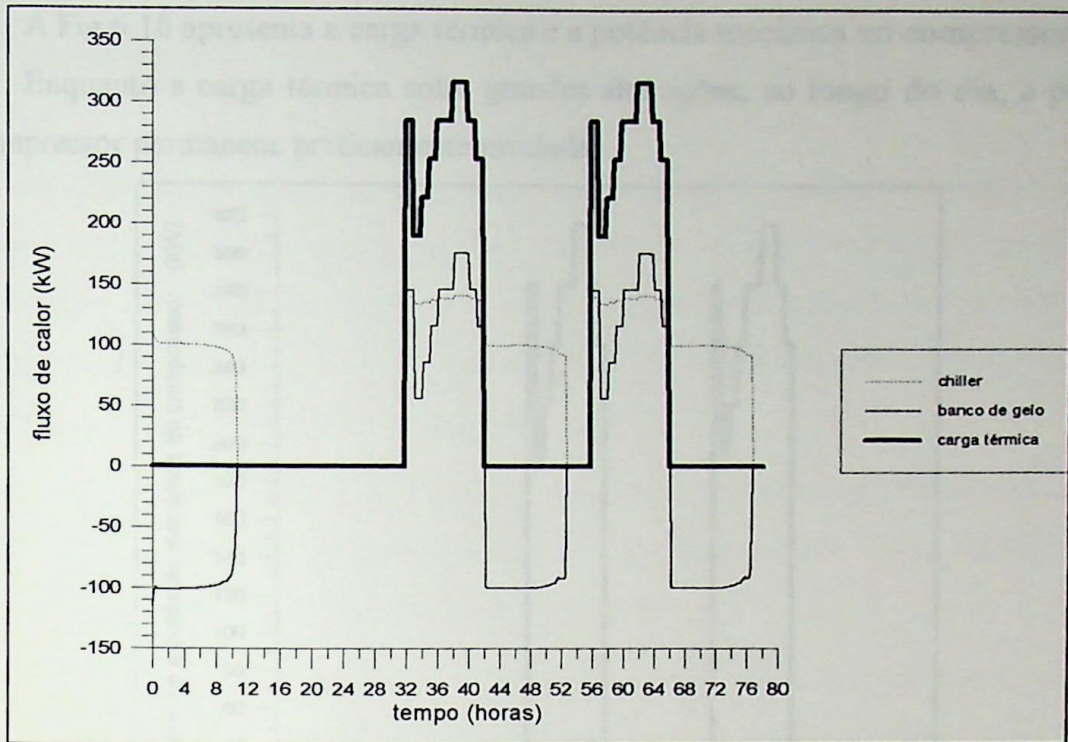


Figura 6.14

A Fig. 6.15 apresenta o coeficiente de performance da unidade frigorífica.

Nos ciclos de remoção da carga térmica, devido à alta temperatura de vaporização, o COP apresenta valores mais elevados, do que os dos ciclos de congelamento e recongelamento parcial.

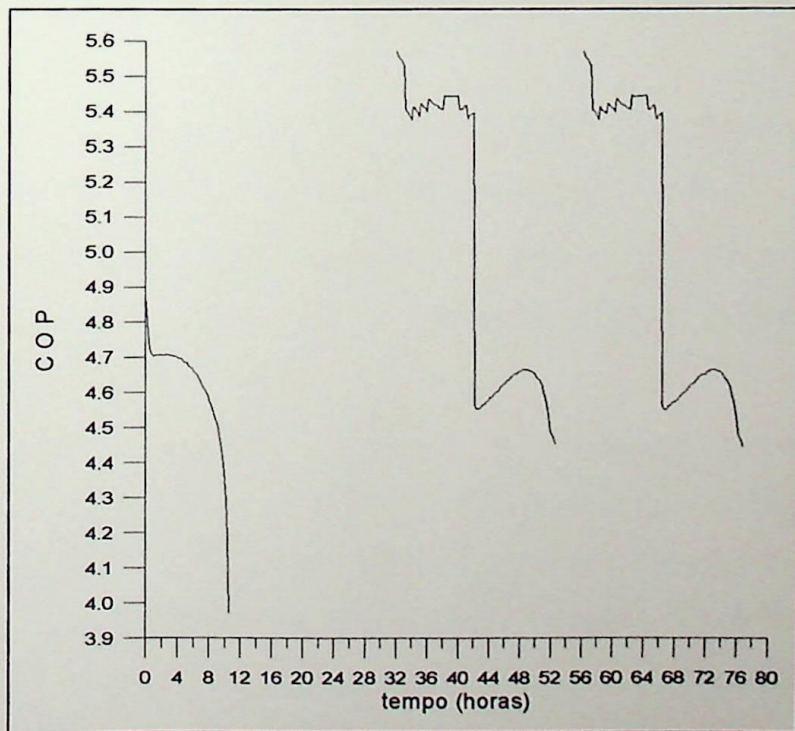


Figura 6.15

A Fig.6.16 apresenta a carga térmica e a potência mecânica no compressor.

Enquanto a carga térmica sofre grandes alterações, ao longo do dia, a potência do compressor permanece praticamente nivelada.

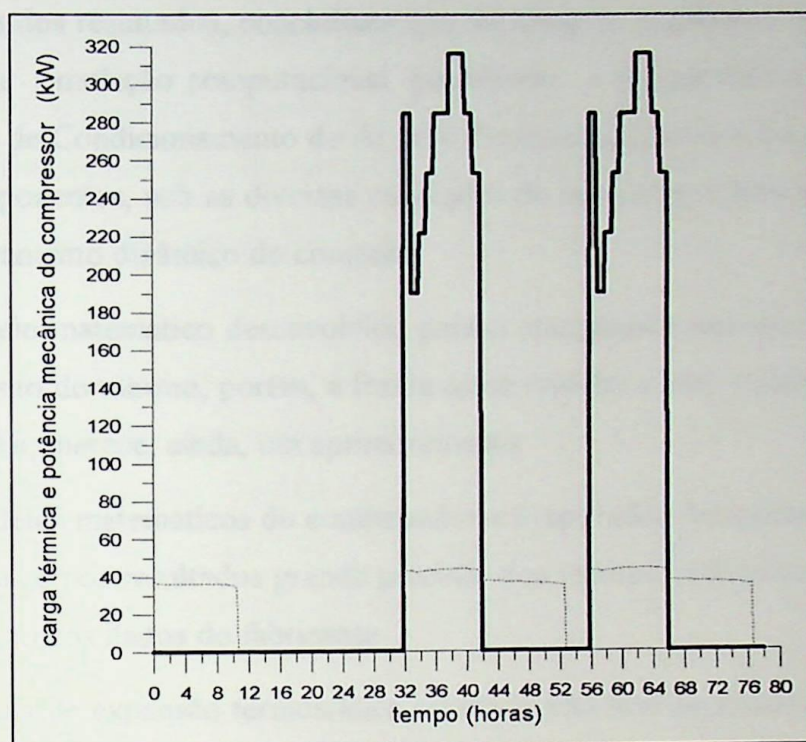


Figura 6.16

7. CONCLUSÃO

Através dos resultados, concluímos que foi atingido o objetivo deste trabalho de se realizar uma simulação computacional, permitindo o levantamento da performance de um Sistema de Condicionamento de Ar com Termoacumulação e de cada um de seus principais componentes, sob as diversas condições de operação, oferecendo uma avaliação do funcionamento dinâmico do conjunto.

O modelo matemático desenvolvido para o compressor representa bem o campo de funcionamento do mesmo, porém, a forma de se calcular o seu rendimento mecânico através da média, merece, ainda, um aprimoramento.

Os modelos matemáticos do condensador e evaporador demonstraram ser satisfatórios. Observa-se nos resultados grande precisão dos valores obtidos por meio da simulação, em relação aos dados do fabricante.

A válvula de expansão termostática estudada está bem representada pelo modelo matemático, apresentando desvios consideravelmente muito pequenos entre os valores obtidos por simulação e aqueles fornecidos pelo catálogo do fabricante.

A modelagem da torre de resfriamento, por meio do método do NUT (número de unidades de transferência), revelou-se simples e precisa, atendendo às necessidades deste trabalho.

É importante ressaltar que, para a simulação dos equipamentos acima citados, os modelos matemáticos são alimentados com dados dos fabricantes.

O modelo matemático das válvulas de 3 vias simuladas não envolve a complexidade de uma válvula real, porém, para os propósitos deste trabalho, as simplificações assumidas não interferem nos resultados.

Para o modelo matemático do banco de gelo, através das simulações, nota-se boa concordância entre os resultados obtidos e aqueles esperados. Contudo, para a completa validação do modelo, ainda falta um levantamento experimental do banco de gelo, uma vez que os dados obtidos da literatura técnica e dos catálogos de fabricantes são insuficientes para suprir o modelo, de modo a permitir uma análise comparativa de performances.

Na introdução deste trabalho, afirmou-se que a termoacumulação possibilita o nivelamento da potência demandada pela instalação frigorífica e ainda pode deslocar o consumo da energia elétrica para os horários cuja tarifa elétrica horo-sazonal é menos elevada, permitindo, assim, uma redução dos custos operacionais.

Através dos resultados apresentados no Cap.6, podemos constatar, como mostra a Fig.6.16, o nivelamento da potência demandada pelo compressor.

Quanto a redução dos custos operacionais, a comparação a seguir comprova a afirmação.

Foram comparados os resultados da simulação de dois sistemas constituídos pelos mesmos equipamentos apresentados neste trabalho, sendo que um foi acoplado ao banco de gelo e o outro não. Os dois sistemas estão atendendo a um ciclo de carga térmica, compreendido num período de 24 horas. Para o sistema com banco de gelo, o perfil da carga térmica considerada está representado pela Fig.6.2 e para o sistema sem banco de gelo foi utilizada na simulação um perfil de carga térmica cujo o valor máximo é a nominal do chiller, fornecida pelo fabricante, sendo de 141(kW).

VALORES OBTIDOS DE SIMULAÇÕES	SISTEMA	
	com banco de gelo	sem banco de gelo
carga térmica máxima suportada (kW)	317	141
energia removida do fan-coil (kWh)	2690	1195
energia solicitada pelo compressor (kWh)	796	353
relação entre as duas energias acima	3,379	3,385

Tabela 7-1 - Comparação entre os dois sistemas

Se levarmos em consideração que parte do consumo de energia do sistema com banco de gelo acontece durante a noite, no horário fora de ponta, cujo preço da tarifa elétrica é mais barato, torna-se claro o aumento da relação de energia térmica removida do fan-coil por custo de energia elétrica, solicitada pelo compressor.

Com o sistema operando com banco de gelo, existem consumos adicionais de energia que devem ser considerados em uma análise mais completa, tal como o custo do

bombeamento da solução de etileno-glicol, através do banco de gelo, que embora comparado ao custo da energia demandada pelo compressor seja bem menor, não pode ser desprezado.

A simulação realizada no Cap.6 não esgota todas as possibilidades de aplicações dos modelos matemáticos dos equipamentos desenvolvidos neste trabalho. Os modelos apresentados podem ser facilmente aproveitados, nas simulações de outros sistemas de ar condicionado, permitindo:

- o planejamento do tempo de funcionamento da unidade frigorífica, visando o melhor aproveitamento da tarifa elétrica horo-sazonal.
- a otimização de todo o sistema, estimando a capacidade ideal de cada equipamento;
- analisar a performance do banco de gelo, cujos tubos trocadores de calor são construídos com outros materiais (ex.: cobre, aço, outros plásticos, etc.).

Como sugestão para estudos futuros recomendamos:

- simulação de sistemas de ar condicionado, utilizando estratégias diferentes em relação à termoacumulação, tais como: prioridade para o banco de gelo, fluxo paralelo e armazenagem total.
- selecionar outros tipos de equipamentos frigoríficos (ex.: condensador evaporativo, compressor centrífugo, válvula de bóia, etc.) e analisar o comportamento dinâmico do conjunto.

[10] ALPINA-CALMA - "Técnicas de Gelo para Ar Condicionado de Alta Capacidade", Apina-Calma Engenharia de São Paulo.

[11] CRACIUN, A. - "Sistema de Termoacumulação em Banco de Gelo", Livro ABRAVA de Desenvolvimento Tecnológico, 1997.

[12] ALMEIDA, M.S.V. - "Modelamento Matemático de um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor com Banco de Gelo para Controle de Temperatura", Dissertação de Mestrado, Universidade de Engenharia de Curitiba, UNICAMP, Curitiba, 1992.

[13] MACCARTHY, C.D. - "Control of Temperature Storage Systems", Artificial Intelligence, vol. 18, pp. 11-12, 1984.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering - "HVAC Systems and Applications - Handbook", 1987.
- [2] HALÁSZ, L. - "Técnica de Refrigeração Avançada", apostila do curso de pós-graduação da UNICAMP, 1979.
- [3] MACCRAKEN, C.D. - "Design Considerations for Modular Glycol Ice Storage Systems", ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 90, pg374-386, 1984.
- [4] ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering - "Fundamentals - Handbook", 1977.
- [5] ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering - "Equipment - Handbook", 1979.
- [6] RAWLINGS, L.K. - "Ice Storage System Optimization and Control Strategies", ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 91, pg.12-23, 1985.
- [7] COSTA, E.C. - "Refrigeração", Editora Edgard Blücher Ltda., São Paulo, 1982.
- [8] STOECKER, W.F. e JONES, J.W. - "Refrigeração e Ar Condicionado", Editora MacGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.
- [9] ANDRÉA, C.M., SILVA, E., ALMEIDA, M.S.V. - "Refrigeração Industrial", FUPAI - Fundação de Pesquisa e Acessoramento à Indústria, Itajubá.
- [10] ALPINA-CALMAC - "Banco de Gelo para Armazenagem de Frio em Instalações de Ar Condicionado", Alpina-Calmac Equipamentos de Frio S.A.
- [11] CHIACHIA, A. - "Sistema de Termoacumulação em Banco de Gelo", Curso ABRAVA de Divulgação Tecnológica, 1993.
- [12] ALMEIDA, M.S.V. - "Modelamento Matemático de um Sistema de Refrigeração por Compressão em Regime Permanente e Transitório, com Análise Comparativa de dois Tipos de Controle de Temperatura", Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Campinas, UNICAMP, Campinas, 1982.
- [13] MACCRAKEN, C.D. - "Control of Brine - Type Ice Storage Systems", ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 91, pg.32-42, 1985.

- [14] MASSAFELLI, N. - "Análise de Resfriamento de Instalações Frigoríficas para Carne Bovina", Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajubá, 1991.
- [15] TAMBLYN, R.T. - "Control Concepts for Thermal Storage", ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 91, pg.5-11, 1985.
- [16] SHAVIT, G. e GOODMAN, H. - "Operation and Control of Energy Storage Systems", ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 91, pg.24-31, 1985.
- [17] DENKMANN, J.L. - "Performance Analysis of Brine-Based Ice Storage System" ASHRAE Transactions, part 1B, vol. 91, pg.876-891, 1985.
- [18] DOSSAT, R.J. - "Princípios de Refrigeração", Hemus Editora Limitada.
- [19] ALMEIDA, A.M. - "Desenvolvimento de um Software para Simulação de Sistemas Industriais Típicos", Relatório ao Programa Institucional de Bolsas de Iniciação Científica, EFEI, 1994.
- [20] MACÊDO, M.F. e SOUZA, Z. - "Transmissão de Calor", apostila do curso de graduação da EFEI, 1989.
- [21] ÖZISIK, M.N. - "Transferência de Calor - Um Texto Básico", Editora Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro, 1990.
- [22] PERRY, R.H. e CHILTON, C.H. - "Chemical Engineers Handbook", MacGraw-Hill Kogakusha LTD, Rio de Janeiro, 1973.

BIBLIOGRAFIA

- HELL, M.F. - "Linguagem de Programação Estruturada: FORTRAN 77 ", Editora MacGraw-Hill, São Paulo, 1987.
- KERN, D.Q. - "Processos de Transmissão de Calor", Editora Guanabara S.A., Rio de Janeiro, 1987.
- KREITH, F. - "Princípios da Transmissão de Calor", Editora Edigard Blücher, São Paulo, 1977.
- MACADAMS, W.F. - "Heat Transmission", MacGraw-Hill, New York, 1954.
- PIZZETTI, C. "Acondicionamiento del Ayre y Refrigeracion", Editorial Blume, Madrid - España, 1971.

APÊNDICE A PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA A SIMULAÇÃO DO SISTEMA

A seguir, é apresentado um programa em linguagem FORTRAN 77 para simulação de um sistema de refrigeração com controle de temperatura de um fluido de trabalho por condicionamento de ar.

APÊNDICE


```

CALL IMPR2 (TIME, T0, TC, MR, Wteor, Wcomp, COEF)
CALL IMPR3 (TIME, TCx, TAEcon, TAScon, MR, Ma, QC)
CALL IMPR4 (TIME, TBUamb, TAScon, TAEcon, Ma, Qt)
CALL IMPR5 (TIME, T0x, TGEeva, TGSeva, MR, MGeva, Q0, TG)
CALL IMPR6 (TIME, T0, TC, DTSAV, DP, MR, MRMAX)
CALL CONTR2 (TGSeva, MGeva, MEval, TEval, TSval, TSeg, Tfix)
CALL VALMIS (MEval, TEval, MSval, TSval, TMval, Tfix, CARGA, LIGA)
CALL IMPR7 (TIME, MEval, MSval, TEval, TSval, TMval)
CALL CONTR3 (MSval, Meg, TEval, TEeg)
CALL BANCO (dTIME, TEeg, TSeg, Ta, Meg, Xeg, D1, D2, D3, Qfrio,
& QB, Mgelo, LIGA)
CALL IMPR8 (TIME, TEeg, TSeg, Ta, Meg, Qfrio, QB, Mgelo, LIGA)
CALL CONTR1 (CARGA, TSeg, TMval, TEMeg, MTeg, MEval)
CALL FANCOI (TIME, TEMeg, TSMeg, MTeg, Xeg, CARGA, LIGA, MV)
CALL IMPR9 (TIME, TEMeg, TSMeg, MTeg, CARGA, MV, LIGA)
CALL IMPR10 (TIME, Q0, QB, CARGA)
CALL IMPR11 (TIME, Wteor, Q0, QC)
CALL IMPR17 (TIME, Wteor, CARGA)
CALL IMPR12 (TIME, TC, T0, DTSAV)
CALL IMPR17 (TIME, Wcomp, CARGA)
CALL CONTR4 (TSMeg, TGEeva)

c
PRINT *, TIME
TIME = TIME + DTIME

c
GO TO 1000

c
END IF

c
CALL FECHA( )

c
STOP
END

c
SUBROUTINE INICIO (D1, D2, D3, Ta, Meg, TGEeva, TSeg, TC, T0, TAEcon,
& DTSR, DTSA, TIME, TIMEF, DTIME, LIGA, CARGA)
c
IMPLICIT REAL (A-Z)
INTEGER X
DIMENSION D1 (100), D2 (100), D3 (100)

c
DO 100, X=1, 100
D1 (X) = 16.0e-3
D2 (X) = 16.0e-3
D3 (X) = 16.0e-3
100 CONTINUE
c
Ta = 5.0
TSeg = 1.0
TGEeva = 1.0
TC = 35.0
T0 = 5.0
TAEcon = 30.0
DTSR = 3.0
DTSA = 7.0
TIME = -2.0

```



```
TIMEF = 78.0*60.0
DTIME = 1.0
LIGA = 1.0
Meg = 420.0
CARGA = 0.0
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE AMBIEN (TIME, PBamb, TBUamb)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
TEMPO = TIME - 1440.0*INT (TIME/1440.0)
PBamb = 101325.0
TMAX = 25.0
TMIN = 23.0
MAX = 15.0*60.0
V = COS ((TEMPO-MAX)/720.0*3.141593)
TBUamb = (TMAX+TMIN)/2.0 + (TMAX-TMIN)/2.0*V
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE BOMBA1 (Xeg, MTeg, LIGA, CARGA)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
Xeg = 25.0
MTeg = 960.0
C
IF (CARGA.EQ.0) THEN
    MTeg = 960.0
END IF
C
IF (LIGA.EQ.0) THEN
    MTeg = 0.0
END IF
C
RETURN
END
C
SUBROUTINE BOMBA2 (Ma, LIGA)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
Ma = 480.0
C
IF (LIGA.EQ.0) THEN
    Ma = 0.0
END IF
C
RETURN
END
C
```



```

C
SUBROUTINE TORRE (TBU, TAE, P, TAS,L,Qt)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
A = 2.815915
B = -2.531424
C = 8.588416E-1
C
G = 450.0
C
IF(TBU.GT.TAE) THEN
C
STOP 'Subrotina Torre: TBU > TAE . Verifique!'
C
END IF
C
IF(L.EQ.0.0) THEN
C
TAS = TAE
GO TO 500
END IF
C
IF(TAE.LT.(TBU+0.5)) THEN
C
TAS = TBU
GO TO 500
END IF
C
NTU = A + B*L/G + C*(L/G)**2
DT = (TAE-TBU)/5.0
TAS = TAE - DT
ERRO= 0.0005
C
100 CONTINUE
C
CALL SNTU(TBU,TAE,TAS,P,L,G,NTUCAL)
C
IF((NTUCAL-NTU).GT.0.0) THEN
C
TAS = TAS + DT
DT = DT/2
END IF
C
TAS = TAS - DT
C
IF(ABS(DT).GE.ERRO) GOTO 100
C
500 CONTINUE
C
Qt = L*1.0*(TAE-TAS)
C
RETURN
END
C
SUBROUTINE SNTU(TBU,TAE,TAS,P,L,G,NTU)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
T = TAS
DT = (TAE - TAS)/50.0

```



```

C
PWS = FPWS(TBU)
W   = FW(P,PWS)
HAR = FH(TBU,W)

C
CL   = 4.186
DHAR = L/G * CL * DT

C
PWS   = FPWS(T)
W     = FW(P,PWS)
HFILM = FH(T,W)

C
CALC1 = 1/(HFILM - HAR)

C
T     = T + DT
SOMA = 0.0

100  IF(T.LE.TAE) THEN
C
      HAR   = HAR + DHAR
      PWS   = FPWS(T)
      W     = FW(P,PWS)
      HFILM = FH(T,W)
      CALC2 = 1/(HFILM - HAR)
      MEDIA = DT * (CALC1 + CALC2)/2
      SOMA  = SOMA + MEDIA
      CALC1 = CALC2
      T     = T + DT

C
      GO TO 100

C
END IF

C
NTU = CL * SOMA

C
RETURN
END

C
REAL FUNCTION FH(T,W)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
FH = T + W * ( 2501 + 1.805 * T )
C
RETURN
END

C
REAL FUNCTION FPWS(TSAT)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
IF((TSAT.LT.0).OR.(TSAT.GT.200)) THEN
      stop 'Funcao FPSAT:      TSAT fora da faixa'
END IF

```



```

C8 = -5800.2206
C9 = 1.3914993
C10 = -0.048640239
C11 = 0.41764768e-4
C12 = -0.14452093e-7
C13 = 6.5459673

```

```

C
T = TSAT + 273.15

```

```

C
PLOG = C8/T + C9 + C10*T + C11*T**2 + C12*T**3 + C13*log(T)

```

```

C
FPWS= EXP(PLOG)

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
FUNCTION FW(P, PW)

```

```

C
IMPLICIT REAL(A-Z)

```

```

C
FW = 0.62198 * PW / (P - PW)

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
SUBROUTINE R22(TO, TC, DTSA, DTSA, PO, PC, H1, H2, H2S, H3, H4, V1)

```

```

C
IMPLICIT REAL(A-Z)

```

```

C
TOK = TO+273.15
TCK = TC+273.15
PO = PRESSOES(TOK)
PC = PRESSOES(TCK)

```

```

C
CALL TEMPERATURAS(TOK, TCK, DTSA, DTSA, PO, PC, T1, T2, T3)
CALL ENTALPIAS(TOK, DTSA, T1, T2, T3, PO, PC, H1, H2, H2S, H3, H4)

```

```

C
V1 = VOL1(TOK, T1)

```

```

C
H1 = H1/4.1867
H2 = H2/4.1867
H3 = H3/4.1867
H4 = H4/4.1867

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
REAL FUNCTION PRESSOES(T)

```

```

C
IMPLICIT REAL(A-Z)

```

```

C
P1 = 71.554148092-4818.9575050/T-7.8610312200*ALOG(T) +
$ 0.0090806824483*T+0.445746703*((381.17-T)/T)*ALOG(381.17-T)
P2 = EXP(P1)

```



```

P = P2/1000
PRESSOES = P

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
C
SUBROUTINE TEMPERATURAS (TO, TC, DTSA, DTSR, PO, PC, T1, T2, T3)

```

```

C
IMPLICIT REAL (A-Z)

```

```

C
T1 = TO+DTSA
T3 = TC-DTSR
T2 = TEMP2 (TO, DTSA, PC, PO)

```

```

C
RETURN
END

```

```

C
C
SUBROUTINE ENTALPIAS (TO, DTSA, T1, T2, T3, PO, PC, H1, H2, H2S, H3, H4)

```

```

C
IMPLICIT REAL (A-Z)

```

```

C
IF (DTSA.EQ.0) THEN
H1 = 429.38090801+1.05721033*TO-0.00125970*TO*TO
END IF

```

```

C
IF (DTSA.GT.0) THEN

```

```

C
IF (PO.LT.650) THEN

```

```

H1 = 500.223141+0.37176210*T1+0.0004294579*T1*T1-
$ 0.1402281751*PO-0.0000035970*PO*PO+0.0006725036*T1*PO-
$ 0.0000008190*T1*T1*PO
END IF

```

```

C
IF ((PO.GE.90).AND.(PO.LT.660)) THEN

```

```

H1 = 500.223141+0.37176210*T1+0.0004294579*T1*T1-
$ 0.1402281751*PO-0.0000035970*PO*PO+0.0006725036*T1*PO-
$ 0.0000008190*T1*T1*PO
END IF

```

```

C
IF ((PO.GE.660).AND.(PO.LT.870)) THEN

```

```

H1 = 450.544440+0.68620304*T1-0.0000548378*T1*T1-
$ 0.0590626432*PO-0.0000013984*PO*PO+0.0001459160*T1*PO
END IF

```

```

C
IF ((PO.GE.870).AND.(PO.LT.2220)) THEN

```

```

H1 = 485.554366+0.45960404*T1+0.0003154859*T1*T1-
$ 0.0885258668*PO-0.0000009362*PO*PO+0.0003410522*T1*PO-
$ 0.0000003303*T1*T1*PO
END IF

```

```

C
ENDIF

```

```

C
IF (PC.LT.650) THEN

```

```

C
H2S = 500.223141+0.37176210*T2+0.0004294579*T2*T2-

```



```

C
C
REAL FUNCTION TEMP2 (TO, DTSA, PC, PO)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
T1 = TO+DTSA
K = 1.16
RP = PC/PO
S1 = ENTROPIA (T1, PO)
T2 = T1*(RP**((K-1)/K))
S2 = ENTROPIA (T2, PC)
XX = 0.0
YY = 0.0
DT = 4.0
C
100 IF (ABS (S2-S1) .GT. (5.0E-5)) THEN
C
    IF (S2.LT.S1) THEN
C
        XX = 1.0
        DT = DT / (XX+YY)
        T2 = T2 + DT
        YY = 0.0
    ELSE
        YY = 1.0
        DT = DT / (XX+YY)
        T2 = T2 - DT
        XX = 0.0
C
    END IF
C
    S2 = ENTROPIA (T2, PC)
    GO TO 100
C
END IF
C
TEMP2 = T2
C
RETURN
END
C
C
REAL FUNCTION ENTROPIA (T, P)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
IF (P.LT.740.0) THEN
    S=3.3666518816875879+0.0134308532970472*T-
$    0.0000251028111078*T*T-0.0069031999157664*P+
$    0.0000129080843247*P*P+0.0000311977686274*T*P-
$    0.0000000306151139*T*T*P-0.0000000755785249*T*P*P+
$    0.0000000001093455*T*T*P*P
ELSE
    S=4.0891985022021231+0.0045890249020278*T-
$    0.0000041802547823*T*T-0.0003658817436045*P+
$    0.0000000325987553*P*P+0.0000004483254453*T*P+

```



```

$      0.0000000003680439*T*T*P+0.000000000573881*T*P*P-
$      0.0000000000002465*T*T*P*P
  ENDIF
C
30  CONTINUE
    ENTROPIA = S
C
    RETURN
  END
C
C
  REAL FUNCTION TEMPSAT(P)
C
  IMPLICIT REAL(A-Z)
C
  IF((P.GE.105.0).AND.(P.LT.497.8)) THEN
    T = 2.0988614E2 + 2.66012E-1*P - 4.44383E-4*P**2 +
&    3.32680E-7*P**3
  ENDIF
C
  IF((P.GE.487.8).AND.(P.LT.1729.6)) THEN
    T = 2.36738560E2 + 9.0461E-2*P - 3.80907E-5*P**2 +
&    7.5286E-9*P**3
  END IF
C
C
  IF((P.GE.1729.6).AND.(P.LT.4444.0)) THEN
    T = 2.6366109E2 + 4.03966E-2*P - 5.81252E-6*P**2 +
&    3.96349E-10*P**3
  END IF
C
C
  IF((P.LT.105.0).OR.(P.GT.4444.0)) THEN
    STOP 'FUNCTION TEMPSAT: PRESSAO FORA DA FAIXA'
  END IF
C
  TEMPSAT = T
C
  RETURN
  END
C
C
  SUBROUTINE COMPRE(PS,PD,V1,H1,H2,MR,Wt,Wc,LIGA)
C
  IMPLICIT REAL(A-Z)
  INTEGER Z
C
  A1 = 9.68098e-1
  B1 = -6.53420e-2
  C1 = 3.01544e-3
  RG = 0.59136
  D = 68.2625E-3
  L = 73.025E-3
  Z = 6
  N = 1750.0
  NC = 1

```



```

c
IF(LIGA.EQ.0) THEN
  N = 0.0
END IF

c
RVR = A1 + B1*(PD/PS) + C1*(PD/PS)**2
VD = 3.1416 * D**2 / 4.0 * L * Z * N
MR = VD * RVR / V1 * NC
Wt = MR * (H2-H1)
Wc = Wt/RG

c
RETURN
END

SUBROUTINE CONDEN(TAE, MR, H2, H3, TC, QC, TAS,L)
c
IMPLICIT REAL(A-Z)
c
A = 2.47225
B = 2.12808
C = -0.63139E-1
c
QC = MR * (H2 - H3)
FC = (A + B*(L/60.0) + C*(L/60.0)**2)/4.1867*60.0
TC = TAE + QC/FC
TAS = TAE + QC/L

c
RETURN
END

SUBROUTINE EVAPO(TGEeva,TGSeva,MR,MTeg,Xeg,H1,H4,Q0,T0,TG)
c
IMPLICIT REAL(A-Z)
c
MM = 420.0
c
A = -3.736310
B = 4.502790
C = -0.262944
c
CP = CPEG(TGEeva,Xeg)/4186.7
c
M = MTeg
c
IF(MTeg.GT.MM) THEN
  M = MM
END IF
c
FC = (A+B*(M/60.0)+C*(M/60.0)**2)/4.1867*60.0
Q0 = MR * (H1 - H4)
T0 = TGEeva - Q0/FC
TG = TGEeva - Q0/M/CP
TGSeva = TGEeva - Q0/MTeg/CP

c
RETURN
END

```



```

C
C
SUBROUTINE VET (T0, TC, DTSAV, DTSR, DP, MRcomp, MRMAX)
C
C   IMPLICIT REAL (A-Z)
C   INTEGER NV
C   EXTERNAL PRESOES, DENS3, TEMPSAT
C
C   NV = 1
C   F = 1.0
C   T0max = 4.44
C   T0min = -28.89
C
C   A = 2.26423E-5
C   B = -2.77148E-8
C   C = -2.90255E-8
C   D = -5.82938E-10
C
C   T0r = 0.0
C   DTSAi = 3.0
C   DTSAf = 10.0
C
C   PMIN = PRESOES (T0r+DTSAi+273.15) - PRESOES (T0r+273.15)
C   PMAX = PRESOES (T0r+DTSAf+273.15) - PRESOES (T0r+273.15)
C
C   IF (T0.LT.T0min) THEN
C     Ka = A + B*T0min + C*T0min**2 + D*T0min**3
C   END IF
C
C   IF ((T0.GE.T0min).AND.(T0.LE.T0MAX)) THEN
C     Ka = A + B*T0 + C*T0**2 + D*T0**3
C   END IF
C
C   IF (T0.GT.T0max) THEN
C     Ka = A + B*T0max + C*T0max**2 + D*T0max**3
C   END IF
C
C   RO3 = DENS3 (TC-DTSR+273.15)
C
C   DP = ( PRESOES (TC-DTSR+273.15) - PRESOES (T0+273.15) ) * 1.0E3
C
C   MRmax = Ka * SQRT (2.0 * RO3 * DP) * 60.0 * NV * F
C
C   IF (MRcomp.GT.MRmax) THEN
C     PRINT *, 'SUBROUTINE VET: VALV. EXP. TERMOST. INSUFICIENTE'
C   END IF
C
C   P = MRcomp / MRmax * (PMAX - PMIN) + PMIN
C
C   Pbulbo = P + PRESOES (T0+273.15)
C   Tbulbo = TEMPSAT (Pbulbo)
C
C   DTSAV = Tbulbo - T0 - 273.15
C
C   RETURN
C   END
C

```



```

C
SUBROUTINE COP(Wteor,Q0,COEF)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
COEF = Q0/Wteor
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE CONVE(TC,TCx,T0,T0x,DTSA,DTSAB,CONV)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
INTEGER CONV
C
ERROTC = 0.0005
ERROT0 = 0.0005
ERROTA = 0.0005
ERROVE = 0.0005
C
CONV = 1
C
IF (ABS (TC-TCx) .GT. ERROTC) THEN
    CONV = 2
END IF
C
IF (ABS (T0-T0x) .GT. ERROT0) THEN
    CONV = 2
END IF
C
IF (ABS (DTSAB-DTSA) .GT. ERROVE) THEN
    CONV = 2
END IF
C
TC    = (TC+TCx)/2
T0    = (T0+T0x)/2
DTSA  = (DTSA+DTSAB)/2
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE DESLIG(MR,Wcomp,Wteor,TBUamb,TAEcon,TAScon,
&                Qc,Qt,Q0,DTSAB,COEF)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
MR      = 0.0
Wcomp   = 0.0
Wteor   = 0.0
TAEcon  = TBUamb
TAScon  = TBUamb
QC      = 0.0
Qt      = 0.0
Q0      = 0.0
DTSAB   = 0.0

```



```

C      COEF = 0.0
C
C      RETURN
C      END
C
C      SUBROUTINE VALMIS(MEval,TEval,MSval,TSval,TMval,Tfix,CARGA,LIGA)
C
C      IMPLICIT REAL(A-Z)
C
C      IF(LIGA.EQ.1.0) THEN
C
C          IF(CARGA.GT.0001) THEN
C
C              MSval = MEval*(TEval-Tfix)/(TEval-TSval)
C
C              IF(MSval.GT.MEval) THEN
C                  MSval = MEval
C              ENDIF
C
C              IF(MSval.LT.0.0) THEN
C                  MSval = 0.0
C              ENDIF
C
C              TMval = TEval - MSval/MEval*(TEval-TSval)
C
C          ELSE
C
C              MSval = MEval
C              TMval = TEval
C
C          END IF
C
C      ELSE
C
C          MSval = MEval
C          TMval = TEval
C
C      END IF
C
C      RETURN
C      END
C
C      SUBROUTINE BANCO(dTIME,TEeg,TSeg,Ta,MT,Xeg,D1,D2,D3,Qfrio,
C      &                    QC,Mgelo,LIGA)
C*
C      IMPLICIT REAL(A-Z)
C      INTEGER X,NB,NTP
C      EXTERNAL ROeg,CPeg,CONVIN,CONVEX
C      DIMENSION D1(100),D2(100),D3(100)
C      PARAMETER (PI=3.141592654)
C*
C      NB = 2
C      Tfc = 7.0
C      de = 16.0E-3

```



```

di = 15.0E-3
dg = 41.0E-3
L = 50.0
NTP = 100
Kg = 2.0/60
Ka = 0.476/60
Kt = 0.288/60
ROg = 913.0
ROa = 1000.0
qg = 80.0
Ca = 1.0
Xeg = 25.0
Tsg = 0.0
Meg = MT/NB
VMeg = Meg/NTP
c*
Mtanq = NTP*L*(Dg**2-PI*de**2/4.0)*ROa
GELmax = NTP*L*PI/4*(Dg**2-de**2)*ROg
c*
LX = L/100.0
TX = TEeg
TP = TX
Ma = Mtanq
c*
DO 400 X=1,100
    Ma = Ma - PI/4*(D3(X)**2-de**2)*LX*ROg*NTP
400 CONTINUE
c*
IF(VMeg.GT.0) THEN
    Qfrio = Ma*Ca*(Tfc-Ta)*NB + (Mtanq-Ma)*Ca*(Tfc-Tsg)*NB
END IF
c*
IF(VMeg.LE.0.0) THEN
    TSeg = 0.0
    TEeg = 0.0
    GO TO 9999
END IF
c*
X = 0
c*
500 IF(X.LT.100) THEN
c*
    X = X + 1
c*
    IF(TX.LE.0.0) THEN
        IF(D1(X).LT.D2(X)) GO TO 1000
        IF(D1(X).GE.D2(X)) GO TO 2000
    END IF
c*
    IF(TX.GT.0.0) THEN
        IF(D2(X).LT.D3(X)) GO TO 3000
        IF(D2(X).GE.D3(X)) GO TO 4000
    END IF
c*
END IF
c*
GO TO 9999

```



```

c*
1000 CONTINUE
c*
      CALL CONVIN(TX, VMeg, di, Xeg, hia, hir, LX)
c*
      R = 1/(hia*PI*di*LX) + LOG(de/di)/(2*PI*Kt*LX) +
&      LOG(D1(X)/de)/(2*PI*Kg*LX)
c*
      QX      = (Tsg-TX)/R
      CPXeg   = CPEG(TX, Xeg)/4186.0
      TX      = TX+QX/(VMeg*CPXeg)
      TSeg    = TX
      dD1     = 2*(QX)/(PI*D2(X)*LX*ROg*qq)*dTIME
c*
      CALL CONVEX(Ta, abs(Ta-Tsg), D3(X), he)
c*
      Q3      = PI*D3(X)*LX*he*(Ta-Tsg)
      dTa     = Q3*NTP/(Ma*Ca)*dTIME
      Ta      = Ta - dTa
      dD3     = 2*he*(Ta-Tsg)/(ROg*qq)*dTIME
      Ma      = Ma + PI/4*(D3(X)**2-(D3(X)-dD3)**2-de**2)*LX*ROg*NTP
      D1(X)   = D1(X) + dD1
      D3(X)   = D3(X) - dD3
      Qfrio   = Qfrio + (PI/4*LX*NTP*ROg*qq*(D3(X)**2-D2(X)**2+
&      D1(X)**2-de**2)+Q3*NTP*dTIME)*NB
      GO TO 500
c*
c*
2000 CONTINUE
c*
      IF(D3(X).GE.dg) THEN
          dD3      = 0.0
          GO TO 2500
      END IF
c*
      CALL CONVIN(TX, VMeg, di, Xeg, hia, hir, LX)
c*
      R = 1/(hia*PI*di*LX) + LOG(de/di)/(2*PI*Kt*LX) +
&      LOG(D3(X)/de)/(2*PI*Kg*LX)
c*
      QX      = (Tsg-TX)/R
      CPXeg   = CPEG(TX, Xeg)/4186.0
      TX      = TX+QX/(VMeg*CPXeg)
      TSeg    = TX
c*
      CALL CONVEX(Ta, Ta-Tsg, D3(X), he)
c*
      Qa      = PI*D3(X)*LX*he*(Ta-Tsg)
      dD3     = 2*(QX-Qa)/(PI*D3(X)*LX*ROg*qq)*dTIME
c*
      IF((D3(X)+dD3).LT.de) THEN
          TX     = TX-QX/(VMeg*CPXeg)
          GO TO 4000
      END IF
c*
      dTa     = Qa*NTP/(Ma*Ca)*dTIME
      Ta      = Ta - dTa

```



```

Ma = Ma - PI/4*((D3(X)+dD3)**2-D3(X)**2-de**2)*LX*ROg*NTP
c*
2500 CONTINUE
c*
D3(X) = D3(X) + dD3
D1(X) = de
D2(X) = de
c*
Qfrio = Qfrio + (PI/4*LX*NTP*ROg*qq*(D3(X)**2-de**2)+
& Qa*NTP*dTIME)*NB
c*
GO TO 500
c*
c*
3000 CONTINUE
c*
CALL CONVIN(TX,VMeg,di,Xeg,hia,hir,LX)
c*
R = 1/(hir*PI*di*LX) + LOG(de/di)/(2*PI*Kt*LX) +
& LOG(D2(X)/de)/(2*PI*Ka*LX)
c*
QX = (Tsg-TX)/R
CPXeg = CPEG(TX,Xeg)/4186.0
TX = TX+QX/(VMeg*CPXeg)
TSeg = TX
dD2 = 2*(QX)/(PI*D2(X)*LX*ROg*qq)*dTIME
c*
CALL CONVEX(Ta,Ta-Tsg,D3(X),he)
c*
Qa = PI*D3(X)*LX*he*(Ta-Tsg)
dD3 = 2*(Qa/NTP)/(PI*D3(X)*LX*ROg*qq)*dTIME
Ma = Ma + PI/4*(D3(X)**2-(D3(X)-dD3)**2-de**2)*LX*ROg*NTP
dTa = Qa*NTP/(Ma*Ca)*dTIME
Ta = Ta - dTA
D1(X) = de
D2(X) = D2(X) - dD2
D3(X) = D3(X) - dD3
Qfrio = Qfrio + (PI/4*LX*NTP*ROg*qq*(D3(X)**2-D2(X)**2+
& D1(X)**2-de**2)+Qa*NTP*dTIME)*NB
c*
GO TO 500
c*
c*
4000 CONTINUE
c*
CALL CONVIN(TX,VMeg,di,Xeg,hia,hir,LX)
c*
IF(TX.GE.Ta) THEN
    hi = hir
ELSE
    hi = hia
END IF
c*
R = 1/(hi*PI*di*LX) + LOG(de/di)/(2*PI*Kt*LX)
c*
XX = 0
YY = 0

```



```

      dT = 0.05
      TP = TX
c*
4100 CONTINUE
c*
      CALL CONVEX (Ta, ABS (Ta-TP), de, he)
      Qep = (TP-TX)/R
      Qa = he*PI*de*LX*(Ta-TP)
c*
      IF (Qep.GT.Qa) THEN
          XX = 1
          dT = dT/(XX+YY)
          TP = TP-dT
          YY = 0
      END IF
c*
      IF (Qep.LE.Qa) THEN
          YY = 1
          dT = dT/(XX+YY)
          TP = TP+dT
          XX = 0
      END IF
c*
      IF (ABS (Qep-Qa).GT.(5E-4)) GO TO 4100
c*
      CPXeg = CPEG (TX, Xeg)/4186.0
      TX = TX + QEP/(VMeg*CPXeg)
      TSeg = TX
      dTa = Qa*NTP/(Ma*Ca)*dTIME
      Ta = Ta - dTa
c*
      D1(X) = de
      D2(X) = de
      D3(X) = de
c*
      Qfrio = Qfrio - Qa*NTP*dTIME*NB
c*
      GO TO 500
c*
c*
9999 CONTINUE
c*
      Tm = (TEeg+TSeg)/2.0
      CP = CPEG (Tm, Xeg)/4186.7
      QC = MT*CP*(TEeg-TSeg)
c*
      IF (VMeg.GT.0) THEN
c*
          MGELO = 0.0
c*
          DO 888 X=1,100
              MGELO = MGELO+PI/4*(D3(X)**2-D2(X)**2+D1(X)**2-de**2)*
&                  LX*ROg*NTP
          888 CONTINUE
c*
          MGELO = MGELO/GELmax*100.0
c*

```



```

        IF(MGELO.GT.100) THEN
            MGELO = 100.0
        END IF
C*
    END IF
C*
C*
    LIGA = 1
C*
    IF((MGELO.GE.100.0).AND.(TEeg.LE.0.0)) THEN
        LIGA = 0
    END IF
C*
    RETURN
    END
C*
C*
    SUBROUTINE CONVIN(Teg,VPTEg,di,Xeg,hia,hir,LX)
C*
    IMPLICIT REAL(A-Z)
    EXTERNAL VISEG,ROEG,KEG,CPEG
    PARAMETER (PI=3.141592654)
C*
    RO = ROEG(Teg,Xeg)
    VAZ = VPTEg/RO/60.0
    VIS = VISEG(Teg,Xeg)
    K = KEG(Teg,Xeg)
    CP = CPEG(Teg,Xeg)
    NPR = ABS(CP*VIS/K)
    NRE = ABS(4*VAZ*RO/(PI*di*VIS))
C*
    IF(NRE.LT.2320) THEN
        NUr = 1.86*(NRE*NPR*di/LX)**0.3333333
        NUa = NUr
    END IF
C*
    IF((NRE.GE.2320).AND.(NRE.LE.8000)) THEN
        NUr = 0.116*(NRE**0.6666667-125.0)*NPR**0.333333
        NUa = NUr
    END IF
C*
    IF(NRE.GT.8000) THEN
        NUr = 0.023*NRE**0.8*NPR**0.3
        NUa = 0.023*NRE**0.8*NPR**0.4
    END IF
C*
    hir = NUr*K/di/4186.0*60.0
    hia = NUa*K/di/4186.0*60.0
C*
    RETURN
    END
C*
C*
    SUBROUTINE CONVEX(Ta,dTa,D,he)
C*
    IMPLICIT REAL(A-Z)
    EXTERNAL CEVA,VISA

```



```

C*
Cp = 4.2e3
RO = 999.0
K = 0.58
C*
IF(dTa.LE.(0.0005)) THEN
    he = 0.0
    GO TO 100
END IF
C*
dTa = ABS(dTa)
B = CEVA(Ta)
VIS = VISA(Ta)
NGR = 9.81*ABS(B)*DTa*D**3/VIS**2
NPR = Cp * RO * VIS / K
NRA = NGR*NPR
NU = 0.60+0.387*NRA**0.166667/(1.0+(0.559/NPR)**0.5625)**0.2963
NU = NU*NU
he = K*NU/D
he = he/4186*60
C*
100 CONTINUE
C*
C*
RETURN
END
C*
C*
SUBROUTINE FANCOI (TIME, TEMeg, TSMeg, MTeg, Xeg, CARGA, LIGA, MV)
C
C IMPLICIT REAL(A-Z)
C EXTERNAL CPEG
C
C Q = 90.0*3024.0/60.0
C TSV = 12.5
C DIA = INT(TIME/1440.0)
C TEMPO = TIME - 1440.0*DIA
C
C IF(DIA.LT.1.0) THEN
C GO TO 100
C END IF
C
C IF((TEMPO.GE.0).AND.(TEMPO.LT.480.0)) THEN
C FCARGA = 0.0
C END IF
C
C IF((TEMPO.GE.480).AND.(TEMPO.LT.540)) THEN
C FCARGA = 0.9
C END IF
C
C IF((TEMPO.GE.540).AND.(TEMPO.LT.600)) THEN
C FCARGA = 0.6
C END IF
C
C IF((TEMPO.GE.600).AND.(TEMPO.LT.660)) THEN
C FCARGA = 0.7
C END IF

```



```

C
  IF((TEMPO.GE.660).AND.(TEMPO.LT.720)) THEN
    FCARGA = 0.8
  END IF
C
  IF((TEMPO.GE.720).AND.(TEMPO.LT.840)) THEN
    FCARGA = 0.9
  END IF
C
  IF((TEMPO.GE.840).AND.(TEMPO.LT.960)) THEN
    FCARGA = 1.0
  END IF
C
  IF((TEMPO.GE.960).AND.(TEMPO.LT.1020)) THEN
    FCARGA = 0.9
  END IF
C
  IF((TEMPO.GE.1020).AND.(TEMPO.LT.1080)) THEN
    FCARGA = 0.8
  END IF
C
  IF((TEMPO.GE.1080).AND.(TEMPO.LT.1440)) THEN
    FCARGA = 0.0
  END IF
C
100 CONTINUE
C
  CARGA = Q * FCARGA
  CP    = CPEG(TMeg, Xeg)/4186.7
  MV    = CARGA/CP/(TSV - TEMeg)
C
  IF(MV.GT.MTeg) THEN
    MV = MTeg
  END IF
C
  IF((MTeg.GT.0.0).AND.(CARGA.GT.0.0)) THEN
    TSMeg = TEMeg + CARGA/(MTeg*CP)
  ELSE
    TSMeg = TEMeg
  END IF
C
  IF(CARGA.GT.0.0) THEN
    LIGA = 1
  END IF
C
  RETURN
  END
C
C
  REAL FUNCTION VISEG(Teg, Xeg)
C*
  IMPLICIT REAL(A-Z)
C*
  Aeg = 39.8194 + 1.41668*Xeg + 1.14590E-2*Xeg**2
  Beg = 18.0906 + 5.50880E-1*Xeg - 1.06170E-2*Xeg**2
  VISEG = Aeg/(Beg+Teg)*1E-3
C*

```



```

RETURN
END
C*
C*
REAL FUNCTION ROEG(Teg,Xeg)
C*
IMPLICIT REAL(A-Z)
C*
ROEG = 1012.17 - 0.528755*Teg - 2.7E-3*Teg**2 + 1.2081*Xeg
C*
RETURN
END
C*
C*
REAL FUNCTION KEG(Teg,Xeg)
C*
IMPLICIT REAL(A-Z)
C*
KEG = (0.4108 + 1.2037E-5*Teg + 4.7857E-8*Teg**2 -
&      3.5058E-4*Xeg + 1.294E-6*Xeg**2)*4186/3600
C*
RETURN
END
C*
C*
REAL FUNCTION CPEG(Teg,Xeg)
C*
IMPLICIT REAL(A-Z)
C*
CPEG = (1.0304 + 0.7336E-3*Teg - 8.268E-5*Teg**2 - 5.68E-3*Xeg +
&      4.127E-6*Xeg**2 + 1.1365E-5*Teg*Xeg)*4186
C*
RETURN
END
C*
C*
REAL FUNCTION VISA(Ta)
C*
IMPLICIT REAL(A-Z)
C*
VISA = 1.77920E-6 - 5.01400E-8*Ta + 5.6000E-10*Ta**2
C*
C*
RETURN
END
C
C
REAL FUNCTION CEVA(Ta)
C
IMPLICIT REAL(A-Z)
C
CEVA = -7.572857E-5 + 1.887738E-5*Ta - 2.87143E-7*Ta**2 +
&      2.58333E-9*Ta**3
C*
RETURN
END
C*

```



```
C*
SUBROUTINE CONTR1 (CARGA, TSeg, TMval, TEMeg, MTeg, MEval)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
C
IF (CARGA.EQ.0) THEN
    TEMeg = TSeg
ELSE
    TEMeg = TMval
END IF
C
MTeg = MEval
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE CONTR2 (TGSeva, MGeva, MEval, TEval, TSval, TSeg, Tfix)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
C
TEval = TGSeva
TSval = TSeg
MEval = MGeva
Tfix = 7.0
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE CONTR3 (MSval, Meg, TEval, TEeg)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
Meg = MSval
TEeg = TEval
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE CONTR4 (TSMeg, TGEeva)
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
TGEeva = TSMeg
C
RETURN
END
C
C
SUBROUTINE IMPR ( )
C
IMPLICIT REAL (A-Z)
C
```



```

100  FORMAT (1X,A,/)
200  FORMAT (1X,16(A14))
250  FORMAT (1X,20(A10))
300  FORMAT (1X,112('-'))
400  FORMAT (1X,16(F14.3))
500  FORMAT (1X,20(F10.5))
C
      OPEN (UNIT=1, FILE='AMBIENTE.DAT')
      OPEN (UNIT=2, FILE='COMPRES.DAT' )
      OPEN (UNIT=3, FILE='CONDENSA.DAT')
      OPEN (UNIT=4, FILE='TORRE.DAT' )
      OPEN (UNIT=5, FILE='EVAPORAD.DAT')
      OPEN (UNIT=6, FILE='VET.DAT' )
      OPEN (UNIT=7, FILE='VALMIS.DAT' )
      OPEN (UNIT=8, FILE='BANCO.DAT' )
      OPEN (UNIT=9, FILE='FANCOIL.DAT' )
      OPEN (UNIT=10, FILE='CAPACID.DAT' )
      OPEN (UNIT=11, FILE='CHILLER.DAT' )
      OPEN (UNIT=12, FILE='TEMPERAT.DAT')
      OPEN (UNIT=17, FILE='FUNC.DAT' )

      WRITE (1,100) 'CONDIÇÕES DO AMBIENTE'
      WRITE (1,200) 'TEMPO(h) ', 'PBamb (kPa) ', 'TBUamb (°C) '
      WRITE (1,300)
C
      WRITE (2,100) 'FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR'
      WRITE (2,200) 'TEMPO(h) ', 'To (°C) ', 'Tc (°C) ', 'MR(kg/s) ',
&                  'Wteor (kW) ', 'Wcomp (kW) ', 'COP'
C
      WRITE (2,300)
C
      WRITE (3,100) 'FUNCIONAMENTO DO CONDENSADOR'
      WRITE (3,200) 'TEMPO(h) ', 'Tc (°C) ', 'TAE (°C) ', 'TAS (°C) ', 'Mr (kg/s) ',
&                  'Ma (kg/s) ', 'Qc (kW) '
C
      WRITE (3,300)
C
      WRITE (4,100) 'FUNCIONAMENTO DA TORRE DE RESFRIAMENTO'
      WRITE (4,200) 'TEMPO(h) ', 'TBU (°C) ', 'TAE (°C) ', 'TAS (°C) ',
&                  'Ma (kg/s) ', 'Qt (kW) '
      WRITE (4,300)
C
      WRITE (5,100) 'FUNCIONAMENTO DO EVAPORADOR'
      WRITE (5,200) 'TEMPO(h) ', 'To (°C) ', 'TEGE (°C) ', 'TEGS (°C) ',
&                  'Mr (kg/s) ', 'Meg (kg/s) ', 'Qo (kW) ', 'TGS (°C) '
      WRITE (5,300)
C
      WRITE (6,100) 'FUNCIONAMENTO DA VALVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA'
      WRITE (6,200) 'TEMPO(h) ', 'To (°C) ', 'Tc (°C) ', 'DTSA (°C) ', 'DP (kPa) ',
&                  'Mr (kg/s) ', 'Mrmax (kg/s) '
      WRITE (6,300)
C
      WRITE (7,100) 'FUNCIONAMENTO DA VALVULA DE MISTURA'
      WRITE (7,200) 'TEMPO(h) ', 'MTEG (kg/s) ', 'MBEG (kg/s) ', 'TEeg', 'TSeg',
&                  'TMeg'
      WRITE (7,300)

```



```

C
WRITE(8,100) 'FUNCIONAMENTO DO BANCO DE GELO'
WRITE(8,200) 'TEMPO(h)', 'TEGE(°C)', 'TEGS(°C)', 'TA(°C)',
& 'MEG(kg/s)', 'Q(KJ)', 'Q(kW)', 'GELO(%)', 'ON/OFF'
WRITE(8,300)

C
WRITE(9,100) 'FUNCIONAMENTO DO FAN-COIL'
WRITE(9,200) 'TEMPO(h)', 'TEGE(°C)', 'TEGS(°C)', 'MEG(kg/s)',
& 'Mfc(kg/s)', 'QT(kW)', 'LIGA'
WRITE(9,300)

C
WRITE(10,100) 'CAPACIDADE FRIGORIFICA DO CONJUNTO'
WRITE(10,200) 'TEMPO(h)', 'Qo(kW)', 'Qb(kW)', 'CARGA(kW)'
WRITE(10,300)

C
WRITE(11,100) 'CALOR E POTENCIA NO CHILLER'
WRITE(11,200) 'TEMPO(h)', 'Wteor(kW)', 'Qo(kW)', 'Qc(kW)'
WRITE(11,300)

C
WRITE(12,100) 'TEMPERATURAS NO CHILLER'
WRITE(12,200) 'TEMPO(h)', 'Tc(°C)', 'To(°C)', 'DTSA(°C)'
WRITE(12,300)

C
WRITE(17,100) 'POTENCIA DO COMPRESSOR E CARGA TERMICA'
WRITE(17,200) 'TEMPO(h)', 'Wteor(kW)', 'CARGA(kW)'
WRITE(17,300)

C
RETURN

C
C
ENTRY IMPR1(TEMPO, PBamb, TBUamb)

C
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
WRITE(1,400) TEMPO/60.0, PBamb, TBUamb
END IF

C
RETURN

C
C
ENTRY IMPR2(TEMPO, T0, TC, MR, Wteor, Wcomp, COP)

C
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
MRsi = MR/60.0
WTsi = Wteor/60.0*4.1867
WCsi = Wcomp/60.0*4.1867
WRITE(2,400) TEMPO/60.0, T0, TC, MRsi, WTsi, WCsi, COP
END IF

C
RETURN

C
C
ENTRY IMPR3(TEMPO, Tc, TAE, TAS, Mr, Ma, Qc)

C
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
MRsi = MR/60.0
MAsi = Ma/60.0
QCsi = Qc/60.0*4.1867

```



```

        WRITE(3,400) TEMPO/60.0,Tc,TAE,TAS,MRsi,MAsi,QCsi
    END IF
C
    RETURN
C
C
    ENTRY IMPR4(TEMPO,TBU,TAE,TAS,Ma,Qt)
C
    IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
        MAsi = Ma/60.0
        QTsi = Qt/60.0*4.1867
        WRITE(4,400) TEMPO/60.0,TBU,TAE,TAS,MAsi,QTsi
    END IF
C
    RETURN
C
C
    ENTRY IMPR5(TEMPO,To,TEGE,TEGS,Mr,Meg,Qo,TGS)
C
    IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
        MRsi = Mr/60.0
        MEGsi = Meg/60.0
        Q0si = Qo/60.0*4.1867
        WRITE(5,400) TEMPO/60.0,To,TEGE,TEGS,MRsi,MEGsi,Q0si,TGS
    END IF
C
    RETURN
C
C
    ENTRY IMPR6(TEMPO,To,Tc,DTSA,DP,Mr,MRmax)
C
    IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
        MRsi = Mr/60.0
        MRMsi = MRmax/60.0
        WRITE(6,400) TEMPO/60.0,To,Tc,DTSA,DP,MRsi,MRMsi
    END IF
C
    RETURN
C
C
    ENTRY IMPR7(TEMPO,MTEG,MBEG,TEeg,TSeg,TMeg)
C
    IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
        MTEGsi = MTEG/60.0
        MBEGsi = MBEG/60.0
        WRITE(7,400) TEMPO/60.0,MTEGsi,MBEGsi,TEeg,TSeg,TMeg
    END IF
C
    RETURN
C
C
    ENTRY IMPR8(TEMPO,TEGE,TEGS,TA,MEG,Q,QC,M,LIGA)
C
    IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0)) THEN
        MEGsi = MEG/60.0

```



```

      Qsi    = Q*4.1867
      QCsi   = QC*4.1867/60.0
      WRITE(8,400) TEMPO/60.0,TEGE,TEGS,TA,MEGsi,Qsi,QCsi,M,LIGA
END IF

```

C

```
RETURN
```

C

C

```
ENTRY IMPR9(TEMPO,TEGE,TEGS,MEG,QT,MV,LIGA)
```

C

```
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0))THEN
  MEGsi = MEG/60.0
  MVsi  = MV/60.0
  QTsi  = QT/60.0*4.1867
  WRITE(9,400) TEMPO/60.0,TEGE,TEGS,MEGsi,MVsi,QTsi,LIGA
END IF

```

C

```
RETURN
```

C

C

```
ENTRY IMPR10(TEMPO,Q0,QB,CARGA)
```

C

```
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0))THEN
  Q0si = Q0/60.0*4.1867
  QBsi = QB/60.0*4.1867
  Csi  = CARGA/60.0*4.1867
  WRITE(10,400) TEMPO/60.0,Q0si,QBsi,Csi
END IF

```

C

```
RETURN
```

C

C

```
ENTRY IMPR11(TEMPO,Wt,Q0,QC)
```

C

```
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0))THEN
  Wsi  = Wt/60*4.1867
  Q0si = Q0/60*4.1867
  QCsi = QC/60*4.1867
  WRITE(11,400) TEMPO/60.0,Wsi,Q0si,QCsi
END IF

```

C

```
RETURN
```

C

C

```
ENTRY IMPR12(TEMPO,TC,T0,DTSA)
```

C

```
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0))THEN
  WRITE(12,400) TEMPO/60.0,TC,T0,DTSA
END IF

```

C

```
RETURN
```

C

C

```
ENTRY IMPR17(TEMPO,Wt,CARGA)
```

C

```
IF((INT(TEMPO/10.0).EQ.(TEMPO/10.0)).AND.(TEMPO.GE.0))THEN
  Wsi = Wt/60*4.1867

```



```
        CARGAsi = CARGA/60*4.1867
        WRITE(17,400) TEMPO/60.0,Wsi,CARGAsi
END IF
C
RETURN
C
C
ENTRY FECHA( )
C
        CLOSE (UNIT=1 )
        CLOSE (UNIT=2 )
        CLOSE (UNIT=3 )
        CLOSE (UNIT=4 )
        CLOSE (UNIT=5 )
        CLOSE (UNIT=6 )
        CLOSE (UNIT=7 )
        CLOSE (UNIT=8 )
        CLOSE (UNIT=9 )
        CLOSE (UNIT=10)
        CLOSE (UNIT=11)
        CLOSE (UNIT=12)
        CLOSE (UNIT=17)
C
RETURN
END
```


APÊNDICE - B PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE 22

Segundo Almeida [20]:

Para o campo saturado pressão e temperatura são relacionados por:

$$\ln P = F_1 + F_2 / T + F_3 \cdot \ln T + F_4 \cdot T + F_5 \cdot \ln(\gamma - T) \cdot (\gamma - T) / T$$

onde:

$$F_1 = 7.1554148092 \cdot 10^1$$

$$F_2 = -4.8189575050 \cdot 10^3$$

$$F_3 = -7.8610312200 \cdot 10^0$$

$$F_4 = 9.0806824483 \cdot 10^{-3}$$

$$F_5 = 4.4574670300 \cdot 10^{-1}$$

$$\gamma = 381.17$$

onde :

T temperatura de saturação absoluta [K]

P pressão de saturação absoluta [Pa]

Entalpia específica para líquido saturado (hls), [kJ/kg]

Equação da forma:

$$hls = C1 + C2 \cdot Ts + C3 \cdot Ts \cdot Ts$$

onde:

$$C1 = 335,136168916095$$

$$C2 = -0,484380406928$$

$$C3 = 0,002905541126$$

Faixa:

$$293,15 < Ts < 333,15 \text{ [K]}$$

Entalpia específica para vapor saturado (h_{vs}), [kJ/kg]

Equação da forma:

$$h_{vs} = C1 + C2 \cdot T_s + C3 \cdot T_s \cdot T_s$$

onde:

$$C1 = 429,380908005465$$

$$C2 = 1,057210333332$$

$$C3 = -0,001259696970$$

Faixa:

$$233,15 < T_s < 278,15$$

Entalpia específica para vapor super- aquecido (h_{vsa}), [kJ/kg]

Equação da forma:

$$h_{vsa} = C1 + C2 \cdot T + C3 \cdot T \cdot T + C4 \cdot P + C5 \cdot P \cdot P + C6 \cdot T \cdot P + \\ + C7 \cdot T \cdot T \cdot P$$

Para a faixa: $0,91 < P < 6,8$ [bar] e $233,15 < T < 318,15$ [K], os coeficientes são:

$$C1 = 500,2231410939$$

$$C2 = 0,3717620953$$

$$C3 = 0,0004294579$$

$$C4 = -0,1402281751$$

$$C5 = -0,0000035970$$

$$C6 = 0,0006725036$$

$$C7 = -0,0000008190$$

Para a faixa: $6,4 < P < 8,8$ [bar] e $283,15 < T < 373,15$ [K], os coeficientes são:

$$C1 = 450,5444402634$$

$$C2 = 0,6862030401$$

$$C3 = -0,0000548378$$

$$C4 = -0,0590626432$$

$$C5 = -0,0000013984$$

$$C6 = 0,0001459160$$

$$C7 = 0,0$$

Para a faixa: $8,0 < P < 22,2$ [bar] e $313,15 < T < 423,15$ [K], os coeficientes são:

$$C1 = 485,5543660291$$

$$C2 = 0,4596040353$$

$$C3 = 0,0003154859$$

$$C4 = -0,0885258668$$

$$C5 = -0,0000009362$$

$$C6 = 0,0003410522$$

$$C7 = -0,0000003303$$

Volume específico para o vapor super-aquecido, [m³/kg]

Equação da forma:

$$v = \exp \left[C1 + C2 \cdot (T - T_s) - C3 \cdot (T - T_s)^2 - C4 \cdot \ln T_s + C5 \cdot (\ln T_s)^2 \right]$$

Onde: T_s temperatura do vapor saturado

T temperatura do vapor superaquecido na pressão correspondente à

T_s

Faixa:

$$0,0 < T - T_s < 30,0 \text{ [K]} \quad \text{e} \quad 233,15 < T_s < 283,15 \text{ [K]}$$

Onde:

$$C1 = 195,1261106053$$

$$C2 = 0,0051366029$$

$$C3 = -0,0000154843$$

$$C4 = -62,1283200218$$

$$C5 = 4,7775501243$$

Entropia específica para o vapor saturado (svs), [kJ/kg.K]

Equação da forma:

$$svs = C1 + C2*Ts + C3*Ts*Ts + C4*Ts*Ts*Ts$$

Para a faixa: $233,15 < T < 283,15$ [K], os coeficientes são:

$$C1 = 7,28797625269001514425$$

$$C2 = -0,02114454251132058538$$

$$C3 = 0,00006573019813615457$$

$$C4 = -0,00000007249417249540$$

Para a faixa: $273,15 < T < 333,15$ [K], os coeficientes são:

$$C1 = 7,78298812129148132044$$

$$C2 = -0,02606244552996128672$$

$$C3 = 0,00008192492292738917$$

$$C4 = -0,00000009015617715652$$

Entropia específica para o vapor superaquecido (svsa), [kJ/kg.K]

Equação da forma

$$hvs_a = C1 + C2*T + C3*T*T + C4*P + C5*P*P + C6*T*P + \\ + C7*T*T*P + C8*T*P*P + C9*T*T*P*P$$

Para a faixa: $233,15 < T < 318,15$ [K] e $0,90 < P < 7,60$ [bar], os coeficientes são:

$$C1 = 3,3666518816875879$$

$$C2 = 0,0134308532970472$$

$$C3 = -0,0000251028111078$$

$$C4 = -0,0069031999157664$$

$$C5 = 0,0000129080843247$$

$$C6 = 0,0000311977686274$$

$$C7 = -0,0000000306151139$$

$$C8 = -0,0000000755785249$$

$$C9 = 0,0000000001093455$$

Para a faixa: $293,15 < T < 423,15$ [K] e $7,20 < P < 22,20$ [bar], os coeficientes são:

$$C1 = 4,0891985022021231$$

$$C2 = 0,0045890249020278$$

$$C3 = -0,0000041802547823$$

$$C4 = -0,0003658817436045$$

$$C5 = 0,0000000325987553$$

$$C6 = 0,0000004483254453$$

$$C7 = 0,000000003680439$$

$$C8 = 0,0000000000573881$$

$$C9 = -0,0000000000002465$$

Faixa de Validade:

$$293,15 < T < 423,15 \quad \text{e} \quad 7,20 < P < 22,20$$

Os dados utilizados para o levantamento desta curva de regressão foram extraídos do Chemical Engineers Handbook [22].

Densidade

Parâmetros

ρ_0 densidade da mistura (kg/m^3)

T temperatura da mistura ($^{\circ}\text{C}$)

X concentração da mistura (%)

Cálculo, segundo Almeida [12]:

$$\rho_0 = 1012,17 - 0,528753 T - 2,793 T^2 - 1,202 X$$

Faixa de Validade:

$$293,15 < T < 423,15 \quad \text{e} \quad 20 < X < 90$$

APÊNDICE C - PROPRIEDADES DA SOLUÇÃO AQUOSA DE ETILENO-GLICOL

Viscosidade Dinâmica

Parâmetros:

T temperatura da solução (°C)

X concentração (%)

VIS viscosidade dinâmica (kg/ms)

Cálculo:

$$A = 39,8194 + 1,41668 X + 1,14590E-2 X^2$$

$$B = 18,0906 + 5,50880E-1 X - 1,06170E-2 X^2$$

$$VIS = A/(B+T) 1E-3$$

Faixa de Validade:

$$-12 < T < 40 \quad e \quad 20 < X < 40$$

Os dados utilizados para o levantamento desta curva de regressão foram extraídos de Chemical Engineers Handbook [22].

Densidade

Parâmetros:

RO densidade da solução (kg/m³)

T temperatura da solução (°C)

X concentração da solução (%)

Cálculo, segundo Almeida [12] :

$$RO = 1012,17 - 0,528755 T - 2,7E-3 T^2 + 1,2081 X$$

Faixa de Validade:

$$-20 < T < 40 \quad e \quad 20 < X < 90$$

Condutividade Térmica

Parâmetros:

K condutividade térmica da solução (W/m°C)

T temperatura da solução (°C)

X concentração da solução (%)

Cálculo, segundo Almeida [12] :

$$K = (0,4108 + 1,2037E-5 T + 4,7857E-8 T^2 - 3,5058E-4 X + 1,294E-6 X^2) 4186 / 3600$$

Faixa de Validade:

$$-20 < T < 100 \quad e \quad 20 < X < 40$$

Calor Sensível Específico

Parâmetros:

Cp calor sensível específico da solução (J/kg°C)

T temperatura da solução (°C)

X concentração da solução (%)

Cálculo, segundo Almeida [12] :

$$Cp = (1,0304 + 0,7336E-3 T - 8,268E-5 T^2 - 5,68E-3 X + 4,127E-6 X^2 + 1,1365E-5 T X) 4186$$

Faixa de Validade:

$$-20 < T < 100 \quad e \quad 20 < X < 90$$

APÊNDICE D - PROPRIEDADES DA ÁGUA

Viscosidade Cinemática

Parâmetros:

VIS viscosidade cinemática (m^2/s)

T temperatura da água ($^{\circ}\text{C}$)

Cálculo:

$$\text{VIS} = 1,77920\text{E-}6 - 5,01400\text{E-}8 T + 5,6000\text{E-}10 T^2$$

Faixa de Validade:

$$0 < T < 40$$

Coefficiente de Expansão Volumétrica

Parâmetros:

CEV coeficiente de expansão volumétrica ($1/^{\circ}\text{C}$)

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

Cálculo:

$$\text{CEV} = -7,572857\text{E-}5 + 1,887738\text{E-}5 T - 2,87143\text{E-}7 T^2 + 2,58333\text{E-}9 T^3$$

Faixa de Validade:

$$0 < T < 40$$

APÊNDICE E - Coeficientes de convecção da água e da solução aquosa de etileno-glicol no interior do banco de gelo

E1 - Cálculo do coeficiente de convecção forçada da solução aquosa de etileno-glicol no interior do tubo

Seqüência de cálculos:

1) Número de Reynolds:

$$N_{Re} = \frac{4 V \rho}{\pi D_i \mu}$$

2) Número de Prandtl:

$$N_{Pr} = \frac{C_P v}{K}$$

3) Número de Nusselt:

3.1) para regime laminar ($N_{Re} < 2320$), fórmula de Sieder e Tate [20]:

$$N_u = 1,86 \left[N_{Re} N_{Pr} \frac{D_i}{\Delta L} \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14}$$

3.2) para regime transitório ($2320 < N_{Re} < 8000$), fórmula de Hausen [20]:

$$N_u = 0,116 \left[N_{Re}^{1/3} - 125,0 \right] N_{Pr}^{1/3}$$

3.3) para regime turbulento ($N_{Re} > 8000$), fórmula de Mac Adams [20]:

$$N_u = 0,023 N_{Re}^{0,8} N_{Pr}^x$$

onde $x = 0,3$ para resfriamento

$x = 0,4$ para aquecimento

4) Coeficiente de convecção:

$$h_i = \frac{N_u K}{D_i}$$

Nomenclatura:

Propriedades físicas da solução aquosa de etileno-glicol:

V	vazão [m^3/s]
μ	viscosidade dinâmica [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]
μ_p	viscosidade dinâmica à temperatura da parede [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]
ρ	densidade [kg/m^3]
K	condutividade térmica [$\text{W}/\text{m}\cdot^\circ\text{C}$]
C_p	calor específico [$\text{J}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$]

Números adimensionais:

N_{Re}	Número de Reynolds
N_{Pr}	Número de Prandtl
N_u	Número de Nusselt

Geometria do tubo:

D_i	diâmetro interno [m]
ΔL	comprimento [m]

E2 - Cálculo do coeficiente de convecção natural da água ao redor da superfície externa do tubo durante o resfriamento da água

Seqüência de cálculos:

1) Número de Grashof:

$$N_{Gr} = \frac{g \beta (T_a - T_p) D_e^3}{\nu^2}$$

2) Número de Prandtl:

$$N_{Pr} = \frac{C_p \rho \mu}{K}$$

3) Número de Rayleigh:

$$N_{Ra} = N_{Gr} N_{Pr}$$

4) Número de Nusselt, fórmula de Churchill e Chu [21]:

$$N_u^{1/2} = 0,60 + \frac{0,387 N_{Ra}^{1/6}}{\left[1 + (0,559 / N_{Pr})^{9/16}\right]^{8/27}}$$

5) Coeficiente de convecção:

$$h_e = \frac{K N_u}{D_e}$$

Nomenclatura:

Propriedades físicas da água:

V	vazão [m^3/s]
ν	viscosidade cinemática [$\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]
ρ	densidade [kg/m^3]
K	condutividade térmica [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$]
C_p	calor específico [$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$]
β	coeficiente de expansão volumétrica [$1/^\circ\text{C}$]

Números adimensionais:

N_{Re}	Número de Reynolds
N_{Pr}	Número de Prandtl
N_{Ra}	Número de Rayleigh
N_u	Número de Nusselt
N_{Gr}	Número de Grashof

Geometria do tubo:

D_e	diâmetro interno [m]
ΔL	comprimento [m]

Outras:

g	aceleração da gravidade local [m^2/s]
T_a	temperatura da água no tanque
T_p	temperatura da parede externa do tubo

E3 - Cálculo do coeficiente de convecção natural da água ao redor da superfície externa do tubo durante o aquecimento da água

Seqüência de cálculos:

É a mesma do item E2 com exceção do Número de Grashof:

Número de Grashof:

$$N_{Gr} = \frac{g \beta (T_p - T_a) D_e^3}{\nu^2}$$

Nomenclatura:

É a mesma do item E2

E4 - Cálculo do coeficiente de convecção natural da água ao redor da superfície externa do gelo

Seqüência de cálculos:

É a mesma do item E2 com exceção do Número de Grashof:

Número de Grashof:

$$N_{Gr} = \frac{g \beta (T_a - T_{sg}) D_g^3}{\nu^2}$$

Nomenclatura:

É a mesma do item E2, incluindo:

T_{sg} temperatura da superfície do gelo

D_g diâmetro externo do gelo

