

Simulação de Sistemas de Climatização Combinada à Simulação Higrotérmica de Edificações

por

Rogério Marcos Barbosa

**Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**

Trabalho apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.

Curitiba, 4 de outubro de 2006

APROVAÇÃO

Nome: Rogério Marcos Barbosa
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Título da Tese: Simulação de Sistemas de Climatização Combinada à Simulação Higtérmica de Edificações

Banca Examinadora:

Mediador: Dr. Mediador do Comitê de Tese

Dr. Primeiro Membro do Comitê
Departamento - Instituição

Dr. Segundo Membro do Comitê
Departamento - Instituição

Dr. Terceiro Membro do Comitê
Orientador
Departamento - Instituição

Dr. último membro do comitê
Examinador Externo
Departamento - Instituição

Resumo

Devido à inexistência de programas de simulação de edificações capazes de modelar em detalhe tanto a transferência combinada de calor, vapor e líquido em elementos porosos de edificações como sistemas centrais de climatização, elaborou-se um algoritmo computacional genérico e flexível para simulação integrada de sistemas de climatização do tipo expansão-indireta com edificações multizonas.

Nesse algoritmo, foram descritos modelos matemáticos para o sistema primário, compreendendo *chiller*, torre de resfriamento e bombas de circulação primária e de condensação. Para o sistema secundário, foram considerados modelos para a serpentina de resfriamento e desumidificação, umidificador, ventilador e caixa de mistura. Esses modelos matemáticos foram integrados ao programa de simulação de edificações *DOMUS*, permitindo a realização de simulação higratérmica de edificações combinada à simulação do sistema e da planta de climatização.

Resultados de simulação são apresentados na seguinte ordem: *i*) comparação entre os programas *DOMUS* e *VisualDOE* para verificar o desempenho dos modelos do sistema de climatização, indicando uma concordância razoável entre os programas; *ii*) comparação entre sistemas primários resfriados a ar e a água, ilustrando a flexibilidade do uso do algoritmo e as vantagens do sistema à água; *iii*) análise da influência dos fenômenos de adsorção e dessorção no cálculo de carga térmica e no consumo de energia, mostrando que a desconsideração desse fenômeno pode resultar em superdimensionamento do sistema de climatização em 13% e subestimativa do consumo de energia em 4% para o estudo de caso definido neste trabalho.

Abstract

Due to the nonexistence of a building simulation program that can simulate in details the combined heat, vapor and liquid transfer in porous elements and the HVAC systems, a generic and flexible computational algorithm has been elaborated in order to integrate models for both HVAC systems and multizone building models.

In that algorithm, mathematical models for the primary system – composed of chiller, cooling tower, primary pumps and condensation pumps – have been described. For the secondary system, models for the cooling and dehumidifying coil, humidifier, fan and mixing box have been considered. Those mathematical models have been integrated into the whole-building simulation program *DOMUS*, allowing to perform hygrothermal building simulation combined to HVAC systems and plant simulation.

Simulation results are presented in the following order: i) comparison between *DOMUS* and *VisualDOE* programs to verify the performance of HVAC systems models, which has indicated a reasonable agreement between both programs; ii) comparison between air and water cooled primary systems, illustrating the flexibility of the use of the algorithm and the advantages of the water-based system. iii) analysis of the influence of the adsorption and desorption phenomena on the calculations of thermal loads and energy consumption, showing that the disregard of moisture may oversize the HVAC system in 13% and underestimate the cooling energy consumption in 4% for the case study defined in this work.

*Dedico este trabalho:
Ao meu Pai (em memória).
A minha Mãe por estar sempre me apoiando e
incentivado.
A minha namorada, Marianne Frank, que soube me dar
força e apoio nas horas difíceis.*

Agradecimentos

Ao meu orientador Prof. Dr. Nathan Mendes pela sua constante orientação e incentivo para o desenvolvimento deste trabalho.

A toda a minha família pela compreensão e apoio.

A minha namorada, Marianne Frank, pela força e paciência nas horas difíceis.

Ao Fernando Simon Westphal do LABEEE da UFSC pela colaboração e disposição.

Ao estagiário Bruno Leite Reis pelo grande apoio em programação.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC-PR.

A todos os companheiros do Laboratório de Sistemas Térmicos da PUCPR.

A empresa *ANNEMOS* pela colaboração e fornecimento de material didático.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Sumário

Aprovação	i
Resumo	ii
Abstract	iii
Publicações	Erro! Indicador não definido.
Prefácio	Erro! Indicador não definido.
Sumário	vi
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xv
Capítulo 1	
Introdução	1
1.1 Sistemas de Condicionamento de Ar.....	4
1.2 Revisão Bibliográfica.....	7
1.3 Contextualização	9
1.4 Descrição Sumária do Presente Trabalho	11
Capítulo 2	
Sistema Primário	14
2.1 Modelo do Resfriador de Líquido (<i>Chiller</i>).....	14
2.1.1 Modelo DOE-2.....	16
2.1.1.1 Descrição do Modelo.....	17
2.2 Modelo da Torre de Resfriamento	23
2.2.1 Descrição do Modelo	24
2.2.2 Método para Calcular a Temperatura de Saída da Água	27

2.2.3 Avaliação do Produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela Área - <i>UA</i>	31
2.2.4 Cálculo da Temperatura de Saída da Água Atual e da Potência do Ventilador	34
2.3 Modelo da Bomba de Circulação de Água.....	37
2.3.1 Descrição Matemática.....	37
Capítulo 3	
Sistema Secundário	43
3.1 Modelo da Serpentina de Resfriamento.....	43
3.1.1 Coeficiente de Transferência de Calor para o Escoamento Interno.....	46
3.1.2 Coeficiente de Convecção para Superfície Externa Seca	48
3.1.3 Coeficiente de Convecção para Superfície Externa Molhada.....	51
3.1.4 Eficiência de Superfícies Aletadas	52
3.1.5 Coeficiente Global de Transferência de Calor	58
3.1.6 Análise do Trocador de Calor: O Método da Efetividade – <i>NUT</i>	60
3.1.7 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Seca	62
3.1.8 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Molhada.....	64
3.1.9 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Parcialmente Molhada	70
3.1.10 Parâmetros da Serpentina de Resfriamento	73
3.1.11 Fluxograma de Cálculo da Serpentina de Resfriamento.....	74
3.2 Modelo do Umidificador – Injeção de Vapor.....	75
3.2.1 Descrição Matemática.....	75
3.2.2 Fluxograma do Modelo do Umidificador	78
3.3 Modelo do Ventilador	79
3.3.1 Descrição Matemática.....	79
3.4 Modelo da Caixa de mistura.....	84
3.4.1 Descrição Matemática.....	84
Capítulo 4	
Procedimento de Simulação	86
4.1 Dados Climáticos	86
4.2 Descrição das Edificações	88
4.2.1 Edificação Monozona (EMNZ).....	88
4.2.2 Edificação Multizona (EMTZ)	89
4.3 Carga Térmica das Edificações.....	91
4.3.1 Carga Térmica da Edificação Multizona	91
4.3.2 Carga Térmica da Edificação Monozona	95
4.4 Descrição dos Sistemas de Climatização	97
4.4.1 Sistema Primário com Condensação a Ar (SP-AR)	97
4.4.2 Sistema Primário com Condensação a Água (SP-AGUA).....	100
4.4.3 Sistema Secundário da Edificação MonoZona	104
4.4.4 Sistema Secundário da Edificação Multizona	106

Capítulo 5	
Resultados	109
5.1 Comparação com VisualDOE.....	110
5.1.1 Resultados sem Sistema de Climatização.....	110
5.1.2 Resultado com Sistema de Climatização.....	114
5.2 Análise de Resultados da Edificação Multizona.....	119
5.2.1 Resultados com o SP-AR.....	119
5.2.2 Análise Comparativa do Consumo entre o SP-AR e SP-ÁGUA	126
5.3 Análise do Efeito da Umidade nas Paredes	132
Capítulo 6	
Conclusões	138
Referências Bibliográficas	143
Índice Remissivo	150
Anexo A	
Catálogos de <i>Chillers</i>	151
A.1 Catálogo do <i>Chiller</i> com Condensação a Ar	152
A.2 Catálogo do <i>Chiller</i> com Condensação a Água	155
Anexo B	
Catálogo de Bomba	158

Lista de Figuras

Figura 1.1	Elementos principais da simulação de energia de edificações.	3
Figura 1.2	Esquema de um sistema de climatização de expansão indireta.	5
Figura 2.1	Exemplo de uma curva de capacidade (CAPFT) em função das temperaturas. ...	18
Figura 2.2	Exemplo de uma curva de eficiência (EIRFT) em função das temperaturas.	19
Figura 2.3	Exemplo de uma curva de eficiência em função do PLR (part-load ratio).	19
Figura 2.4	Fluxograma do modelo do chiller com condensação a ar.	21
Figura 2.5	Fluxograma do modelo do chiller com condensação a água.	22
Figura 2.6	Representação esquemática de uma torre de resfriamento em contra corrente.	23
Figura 2.7	Esquema simplificado da torre de resfriamento.	27
Figura 2.8	Fluxograma para calcular a temperatura de saída da torre.	30
Figura 2.9	Diagrama de fluxo para estimar o coeficiente UA.	31
Figura 2.10	Fluxograma do método para estimar o coeficiente UA.	33
Figura 2.11	Fluxograma para determinar a temperatura de saída da água e a potência do ventilador.	36
Figura 2.12	Representação esquemática de uma bomba de circulação de água.	37
Figura 2.13	Características do comportamento de uma bomba centrífuga (Stoecker, 1985).	39
Figura 2.14	Exemplo de uma curva da fração de potência em carga total (FFLP) em função da razão de carga parcial (PLR).	40
Figura 2.15	Fluxograma do modelo da bomba de circulação.	42
Figura 3.1	Representação esquemática de uma serpentina de resfriamento.	44
Figura 3.2	Comparação das temperaturas do ar de insuflamento obtida pelos modelos e medidas no sistema real para o 29 de Julho (Nassif <i>et al.</i> , 2003).	46
Figura 3.3	Fator de Colburn e fator de atrito num trocador de calor de tubos circulares aletados (Kays e London, 1984).	50

Figura 3.4	Fator de Colburn e fator de atrito num trocador de calor de tubos circulares e aletas contínuas (Kays e London, 1984).....	50
Figura 3.5	Ilustração esquemática de tubos aletados (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	52
Figura 3.6	Ilustração esquemática de uma aleta em barra (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	53
Figura 3.7	Eficiência de uma aleta em barra (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	55
Figura 3.8	Ilustração esquemática de aletas planas circulares (a) tendo uma espessura uniforme, e (b) com uma seção transversal constante (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	56
Figura 3.9	Eficiência de uma aleta plana circular de espessura uniforme (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	56
Figura 3.10	Eficiência de uma aleta plana circular com uma seção transversal uniforme (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	57
Figura 3.11	Método de aproximação para tratar uma aleta plana retangular de espessura uniforme em termos de uma aleta plana circular de mesma área (Kuehn <i>et al.</i> , 1998).....	58
Figura 3.12	Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície seca.....	62
Figura 3.13	Fluxograma da serpentina com superfície seca.....	64
Figura 3.14	Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície molhada.....	65
Figura 3.15	Fluxograma da serpentina com superfície molhada.....	69
Figura 3.16	Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície parcialmente molhada.....	70
Figura 3.17	Fluxograma da serpentina parcialmente molhada.....	72
Figura 3.18	Representação em corte da serpentina de resfriamento.....	73
Figura 3.19	Fluxograma de cálculo da serpentina de resfriamento.....	74
Figura 3.20	Representação esquemática de um umidificador com injeção de vapor.....	75
Figura 3.21	Fluxograma do modelo do umidificador com Injeção de vapor.....	78
Figura 3.22	Representação esquemática de um ventilador.....	79
Figura 3.23	Curva de desempenho de ventilador.....	81
Figura 3.24	Fluxograma do modelo do ventilador.....	83
Figura 3.25	Esquema do processo de mistura.....	84
Figura 4.1	Temperatura e umidade relativa da cidade de Belém para o mês de janeiro.....	87
Figura 4.2	Radiação solar total da cidade de Belém para o mês de janeiro.....	87
Figura 4.3	Características geométricas da edificação monozona.....	89
Figura 4.4	Características geométricas da edificação multizona.....	90
Figura 4.5	Carga térmica total máxima de cada mês da EMTZ.....	92
Figura 4.6	Carga térmica total máxima de cada mês da EMNZ, obtida através do programa <i>DOMUS</i>	95

Figura 4.7	Esquema do sistema primário com condensação a ar.	97
Figura 4.8	Curvas de capacidade (<i>CAPFT</i>) e de eficiência (<i>EIRFT</i>) em função das temperaturas do <i>chiller</i> RTAA-70.....	99
Figura 4.9	Curva da eficiência (<i>EIRFPLR</i>) em função das condições de carga parcial do <i>chiller</i> RTAA-70.....	99
Figura 4.10	Esquema do sistema primário com condensação a água.	100
Figura 4.11	Curvas de capacidade (<i>CAPFT</i>) e eficiência (<i>EIRFT</i>) em função das temperaturas do <i>chiller</i> RTWA-70.....	102
Figura 4.12	Curva da eficiência (<i>EIRFPLR</i>) em função das condições de carga parcial do <i>chiller</i> RTWA-70.....	102
Figura 4.13	Esquema do sistema secundário da edificação monozona.	104
Figura 4.14	Esquema sistema secundário das zonas 5 e 6 da edificação multizona.....	106
Figura 5.1	Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através dos programas <i>VisualDoe</i> e <i>Domus</i> , sem radiação solar e sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.....	110
Figura 5.2	Diferença relativa entre as curvas de temperatura do <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i> em função do número de horas no ano, sem considerar a radiação solar.	111
Figura 5.3	Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através dos programas <i>VisualDOE</i> e <i>DOMUS</i> , com radiação solar, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.....	112
Figura 5.4	Diferença relativa entre as curvas de temperatura do <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i> em função do número de horas no ano, considerando a radiação solar.....	113
Figura 5.5	Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através do programa <i>VisualDOE</i> e <i>DOMUS</i> , sem radiação solar e sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.....	115
Figura 5.6	Consumo de energia elétrica mensal obtido através dos programas <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i>	116
Figura 5.7	Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica mensal obtido através dos programas <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i>	116
Figura 5.8	Comparação do consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e total obtido através dos programas <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i>	117
Figura 5.9	Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e total obtido através dos programas <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i>	118
Figura 5.10	Variação da temperatura e umidade relativa das zona 1, 2 e 3 para o dia 14 de janeiro.....	120
Figura 5.11	Variação da temperatura e umidade relativa das zona 4, 5 e 6 para o dia 14 de janeiro.....	120

Figura 5.12	Varição da capacidade de resfriamento total, sensível e latente da serpentina na zona 1.....	122
Figura 5.13	Varição da temperatura e umidade relativa na entrada da serpentina da zona 1.....	122
Figura 5.14	Varição da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina da zona 1 no período das 8:00 às 8:30 horas.....	123
Figura 5.15	Varição da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina da zona 1 no período das 16:00 às 16:30 horas.....	124
Figura 5.16	Varição da umidade absoluta (a) e da temperatura (b) na saída do componentes 4do sistema secundário, referente à zona 1, no período das 16:00 às 16:30 horas.....	125
Figura 5.17	Comparação entre o consumo de energia elétrica mensal do <i>chiller</i> com condensação a ar e a água.....	126
Figura 5.18	Comparação entre a curva de eficiência em função da razão de carga parcial (<i>EIRPLR</i>) do <i>chiller</i> a Ar e a Água.....	128
Figura 5.19	Média mensal da temperatura externa.....	129
Figura 5.20	Comparação do consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.....	130
Figura 5.21	Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.....	131
Figura 5.22	Comparação entre as cargas térmicas máximas total de cada mês obtidas através do nível 0 e do nível 5.....	133
Figura 5.23	Varição da temperatura e umidade relativa dentro da zona 6, com sistema de climatização, obtidas através do nível 0 e nível 5.....	134
Figura 5.24	Perfis de temperatura nas paredes, às 8:00 e às 18:00 horas, para o nível 0 e nível 5 com sistema de climatização (parede face norte).....	135
Figura 5.25	Perfis de umidade relativa nas parede, às 8:00 e às 18:00 horas, para o nível 0, com e sem sistema de climatização (parede face norte).....	136
Figura 5.26	Comparação do consumo de energia anual entre o modelo do nível 0 e nível 5.....	137

Lista de Tabelas

Tabela 3.1	Relações de efetividade nos trocadores de calor (Incropera e Witt, 1992).	61
Tabela 3.2	Parâmetros geométrico da serpentina de resfriamento.	73
Tabela 4.1	Características físicas do concreto celular monolítico.	88
Tabela 4.2	Relação das janelas existentes na EMTZ.	90
Tabela 4.3	Relação de ocupantes, equipamentos e iluminação da EMTZ.	91
Tabela 4.4	Relação do dia, mês e hora em que ocorreu a carga térmica máxima da EMTZ e a temperatura e umidade relativa externa.	92
Tabela 4.5	Relação da vazão de ar externo e total para as zonas da EMTZ.	93
Tabela 4.6	Relação das cargas térmicas devido a quantidade de ar externo introduzida nas zonas da EMTZ.	94
Tabela 4.7	Valores de carga térmica total de cada zona da EMTZ.	95
Tabela 4.8	Relação do dia e hora em que ocorreu a carga térmica máxima, do mês de janeiro, da EMNZ e a temperatura e umidade relativa externa.	96
Tabela 4.9	Relação da vazão de ar externo e total da EMNZ.	96
Tabela 4.10	Relação da carga térmica devido a quantidade de ar externo introduzida na EMNZ.	96
Tabela 4.11	Parâmetros de simulação do <i>chiller</i> com condensação a ar modelo RTAA-70.	98
Tabela 4.12	Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do <i>chiller</i> com condensação a ar, obtidos através da regressão de dados de catálogo.	98
Tabela 4.13	Parâmetros de simulação das bombas de água gelada modelo Meganorm 40-125.	100
Tabela 4.14	Parâmetros de simulação do <i>chiller</i> com condensação a água modelo RTWA-70.	101
Tabela 4.15	Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do <i>chiller</i> com condensação a água, obtidos através da regressão de dados de catálogo.	101
Tabela 4.16	Parâmetros de simulação das bombas de água gelada e de água de condensação modelo Meganorm 40-125.	103

Tabela 4.17	Parâmetros de simulação da torre de resfriamento modelo MD/3M.	103
Tabela 4.18	Parâmetros geométricos de simulação da serpentina de resfriamento e desumidificação da edificação monozona.....	105
Tabela 4.19	Parâmetros de simulação do ventilador da edificação monozona.	105
Tabela 4.20	Parâmetros geométricos de simulação das serpentinas de resfriamento e desumidificação da edificação multizona.	107
Tabela 4.21	Parâmetros de simulação dos ventiladores da edificação multizona.	107
Tabela 4.22	Lógica do sistema de controle de temperatura e umidade das zona 5 e 6 da edificação multizona.....	108
Tabela 4.23	Parâmetros de simulação do umidificador das zonas 5 e 6 da edificação multizona.	108
Tabela 5.1	Valores dos ângulos de altitude solar e azimuth solar do programa <i>DOMUS</i> e <i>VisualDOE</i> , para o dia 07 de janeiro, e as diferenças relativas entre estes valores.	114
Tabela 5.2	Valores do consumo de energia elétrica do <i>chiller</i> a ar e a água e da diferença relativa entre estes valores.....	127
Tabela 5.3	Valores médios mensais das curvas <i>CAPFT</i> , <i>EIRFT</i> e <i>EIRPLR</i> e do <i>PLR</i> para o <i>chiller</i> com condensação a ar e a água.....	128

Lista de Símbolos

A_T – Área total de uma superfície	(m^2)
A_{ff} – Área mínima de escoamento	(m^2)
A_{fr} – Área frontal	(m^2)
A_f – Área de aleta	(m^2)
$A_{sup,ext}$ – Área da superfície externa	(m^2)
$A_{sup,int}$ – Área da superfície interna	(m^2)
$A_{t,ext}$ – Área de tubo externa	(m^2)
$A_{t,int}$ – Área de tubo interna	(m^2)
a – Distância entre fileiras	(m)
$CAPFT$ – Curva de capacidade em função das temperaturas	$(-)$
c – Distância entre as faces dos tubos	(m)
c_p – Calor específico a pressão constante	$(J/kg\ K)$
$d_{t,ext}$ – Diâmetro externo do tubo	(m)
$d_{t,int}$ – Diâmetro interno do tubo	(m)
d_h – Diâmetro hidráulico	(m)
$EIRFT$ – Curva de eficiência em função das temperaturas	$(-)$
$EIRPLR$ – Curva de eficiência em função das condições de carga parcial	$(-)$
e – Espessura da aleta	(m)
F_t – Fator de incrustação para tubos	$(m^2\ ^\circ C/W)$
G – Velocidade mássica	$(kg/s\ m^2)$
g_{ext} – Coeficiente transferência de calor por convecção externo	$(W/m^2\ K)$
g_{int} – Coeficiente transferência de calor por convecção interno	$(W/m^2\ K)$
h – Entalpia específica do ar	(J/kg)
j – Fator de Colburn	$(-)$
k – Condutividade térmica	$(W/m\ K)$
L – Comprimento	(m)
L_v – Calor latente de vaporização	(J/kg)

Nu – Número de Nusselt	(-)
PLR – razão de carga parcial (<i>part-load-ratio</i>)	(-)
$\rho - \sqrt{g_{ext} / ky}$ para aletas secas; $\sqrt{g_{ext,m} / ky}$ para aletas molhadas	(1/m)
Pot – Potência	(-)
Pr – Número de Prandtl	(-)
q – Taxa de transferência de calor	(W)
$r_{t,ext}$ – Raio externo do tubo	(m)
$r_{t,int}$ – Raio interno do tubo	(m)
R_{ext} – Resistência térmica da superfície externa	(m ² °C/W)
R_f – Resistência térmica da aleta	(m ² °C/W)
R_{int} – Resistência térmica da superfície interna	(m ² °C/W)
R_p – Resistência térmica por condução no tubo	(m ² °C/W)
Re – Número de Reynolds	(-)
St – Número Stanton	(-)
T – Temperatura	(°C)
u – velocidade	(m/s)
u_{max} – Velocidade máxima	(m/s)
u_f – Velocidade de face	(m/s)
y – metade da espessura da aleta	(m)

Letras Gregas

η_f - Eficiência da aleta	(-)
$\eta_{sup,ext}$ - Eficiência da superfície externa	(-)
μ - Viscosidade dinâmica do fluido	(kg/s m)
r - Massa específica	(kg/m ³)
s - Razão entre a área mínima da seção reta de um trocador de calor e a área frontal	(-)

Subscritos

a – Ar
b – Base
bu – bulbo úmido
ext – Externo
e – entrada
eev, sev – entrada e saída do evaporador
ecd, scd – entrada e saída do condensador

ext - externo

f - aleta

int – Interno

ins - Insuflamento

m – Valor médio, superfície molhada

p – Parede

s – Superfície seca, saída

set – “*set-point*”

sen – sensível

sp – serpentina de resfriamento

t – Tubo

tot – Total

z - Zona

w - Água

Abreviações

EMTZ – Edificação multizona.

EMNZ – Edificação monozona.

SP-ÁGUA – Sistema primário com condensação a água.

SP-AR – Sistema primário com condensação a ar.

Capítulo 1

Introdução

A energia ou consumo de combustível necessário em sistemas de condicionamento de ar HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) tem um impacto direto no custo de operação de uma edificação e um impacto indireto no meio ambiente. A partir da década de 70, com a crise mundial de energia, muitos trabalhos de pesquisa foram iniciados com o objetivo de reduzir o consumo de energia em edificações, com projetos direcionados ao gerenciamento pelo lado da demanda (*Demand-Side Management -DSM*).

No Brasil, 46% do consumo de energia elétrica é atribuído a edificações residenciais, comerciais e públicas (MME, 2003), sendo que nas edificações comerciais a maior parte da energia consumida é devido principalmente aos sistemas de climatização, o que aponta para uma importante direção de tema de pesquisa.

Os aspectos relacionados ao consumo de energia de grandes edificações residenciais e comerciais levaram ao desenvolvimento de programas de computador capazes de analisar cenários complexos. Os objetivos eram a redução e o uso racional de energia nas construções, caracterizados por vários fatores que poderiam ser levados em conta tais como a geometria da edificação, padrões de uso, iluminação e os sistemas de climatização.

A necessidade de conhecer o comportamento detalhado do fenômeno

físico e o grande avanço dos computadores conduziram vários grupos de pesquisa a desenvolverem programas de simulação nos anos 70 e 80 tais como NBSLD, HVACSIM, DOE-2, BLAST, ESP-r e RADIANCE. Recentemente com o avanço extraordinário do hardware e software de computadores, programas de CFD (*Computational Fluid Dynamic*) começaram a ser desenvolvidos e usados intensamente tais como FLUENT, CFX e PHOENICS. Os resultados encontrados por esses programas de simulação podem ser usados diretamente no entendimento do comportamento térmico de edificações, fornecendo dados tais como a distribuição da temperatura do ar, a velocidade do ar e campos de pressão e umidade para análises de conforto ambiental (Mendes *et al.*, 2001a).

A simulação de energia em edificações é baseada nos métodos tradicionais de cálculos de carga e de energia em projetos de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (HVAC) (ASHRAE,1993). A finalidade do cálculo da carga é determinar os picos de carga térmica nos projetos dos sistemas de climatização para dimensionar e projetar os equipamentos e a planta; a finalidade do cálculo da energia é estimar a necessidade de energia da edificação para conhecer as cargas necessárias durante todo o ano. A simulação de energia em edificações é realizada para analisar o rendimento energético de uma edificação dinamicamente e para entender a relação entre os parâmetros de projeto e as características de uso da energia da edificação. Informações detalhadas sobre o consumo de energia da edificação, as condições ambientais internas e os equipamentos e o rendimento da planta podem ser obtidas para uma avaliação do projeto e da seleção do sistema.

A Figura (1.1) mostra os elementos principais da simulação de energia em edificações (Clarke e Irving, 1988). Dentro do sistema de simulação, são usados quatro modelos básicos para representar os principais componentes que afetam o fluxo de energia da edificação:

- Modelo da edificação.
- Modelo do sistema HVAC (sistema secundário).
- Modelo da planta HVAC (sistema primário).
- Modelo do sistema de controle.

As entradas para o sistema de simulação são as descrições da edificação e os parâmetros de projeto; a condição de contorno é o arquivo climático do ambiente externo. Os dados de saída são o consumo de energia, pico de demanda e as condições ambientais internas. Geralmente, o objetivo da modelagem é fornecer condições internas para conforto térmico mantendo níveis de consumo de energia aceitáveis - para otimizar o rendimento do sistema ou para comparar diferentes opções de projeto baseado em seus custos de instalação.

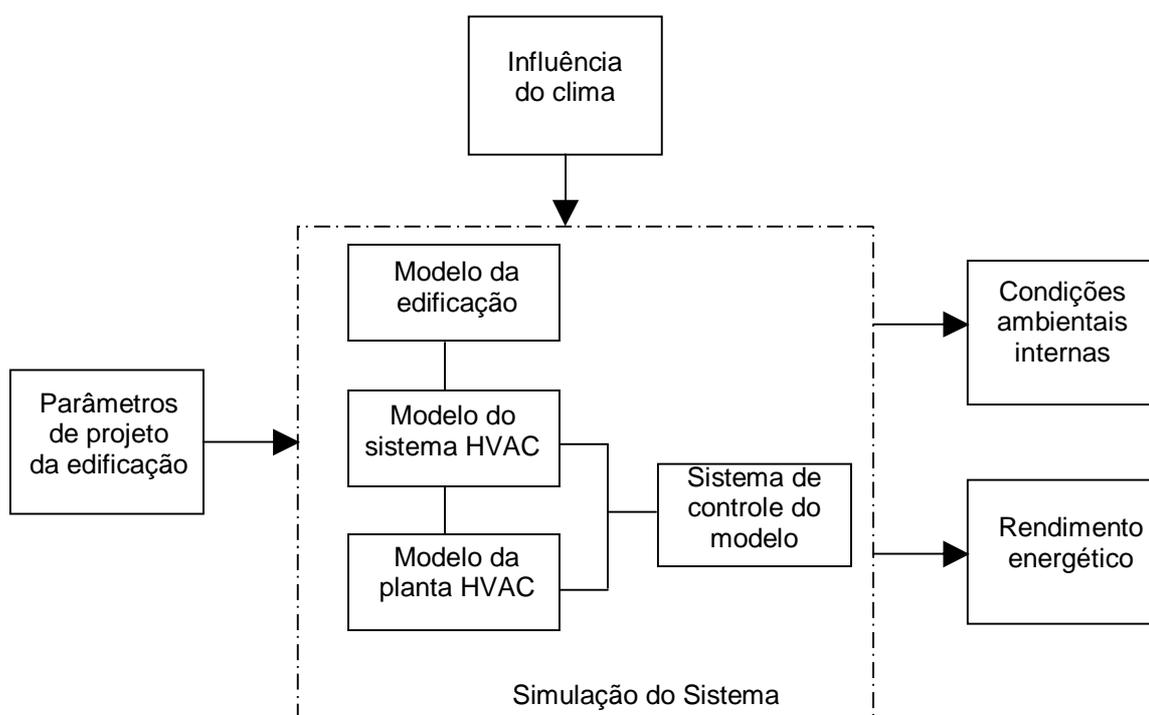


Figura 1.1 Elementos principais da simulação de energia de edificações.

Para implementar sistemas de simulação em programas de computador, podem ser utilizadas diferentes aproximações de modelagens e técnicas de solução (Hensen, 1995; Clarke, 1985). Embora o método e o nível de detalhe possam variar em diferentes programas, a aproximação geral para a simulação energética é similar.

1.1 Sistemas de Condicionamento de Ar

As principais funções de um sistema de condicionamento de ar (AC) são aquecer, resfriar, umidificar, desumidificar e distribuir o ar condicionado apropriadamente limpo para compensar as cargas latentes e sensíveis impostas ao ambiente condicionado.

Os sistemas de condicionamento de ar são divididos em dois grupos, os quais são denominados: sistema de expansão direta e sistema de expansão indireta (água gelada).

Os sistemas de expansão direta são denominados desta forma, pois o calor do ar é retirado diretamente por um sistema de refrigeração. Como exemplos de sistemas de expansão direta têm-se: sistema *Mini Split*, sistema *Self Contained* e central compacto com condensador resfriado a ar ou a água e com condensador remoto resfriado a ar.

Os sistemas de condicionamento de ar do tipo expansão indireta, também conhecidos como sistemas de água gelada, utilizam a água como líquido intermediário para retirar calor dos ambientes condicionados. Este tipo de sistema apresenta dois subsistemas interconectados, que são denominados de sistemas primário e secundário, conforme mostrado na Fig. (1.2).

O sistema secundário, também conhecido como *fan-coil*, é o responsável direto pelo condicionamento do ambiente. Pode ser instalado diretamente no local, ou próximo ao ambiente, sendo que neste último caso emprega-se uma rede de dutos para fazer a distribuição do ar. Os sistemas básicos secundários são do tipo zona única ou múltiplas zonas, ou seja, podem condicionar apenas um ambiente ou vários ao mesmo tempo. Podem ser projetados para fornecer ar a volume constante ou a volume variável. O condicionador de ar é freqüentemente instalado fora da área climatizada, podendo estar adjacente ao sistema primário ou a consideráveis distâncias (ASHRAE 1996). O sistema secundário (Fig. (1.2)) pode ser composto por diversos componentes, tais como: caixa de mistura, a qual tem a finalidade de fazer a mistura do ar externo com o ar de retorno; serpentina de resfriamento ou de aquecimento, onde circula água

gelada ou quente, responsável pelo resfriamento ou aquecimento do ar; umidificador, o qual faz a umidificação do ar quando existe a necessidade através da adição de

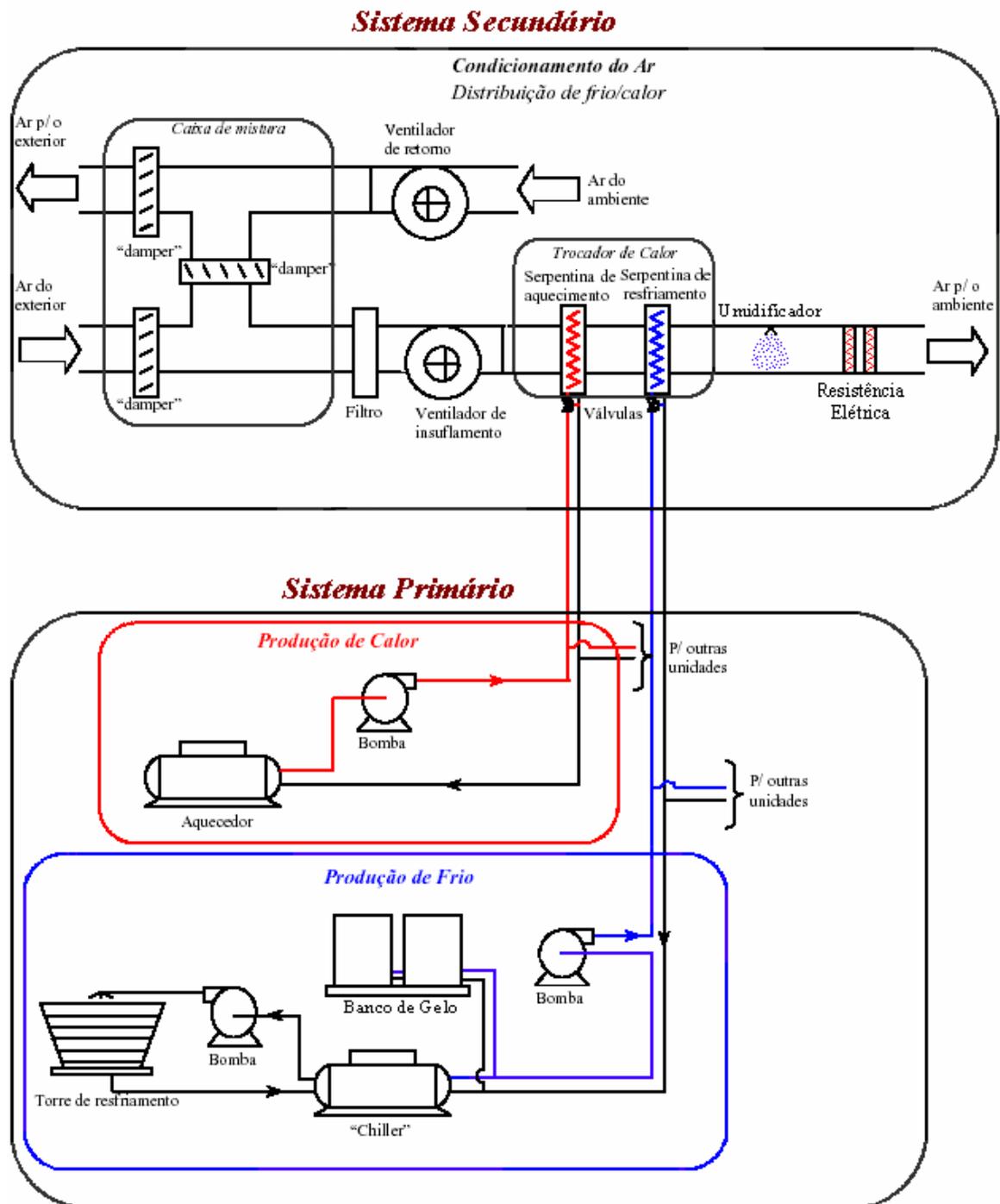


Figura 1.2 Esquema de um sistema de climatização de expansão indireta.

vapor; resistência elétrica, com a função de fazer o reaquecimento do ar quando a temperatura estiver abaixo da temperatura de insuflamento; e o ventilador responsável pelo fluxo de ar insuflado no ambiente a ser condicionado.

O sistema primário tem a função de suprir o sistema secundário com água quente para aquecer os ambientes ou água gelada para resfriá-los. Os componentes e equipamentos que fazem parte do sistema primário (ver Fig. (1.2)) são os resfriadores de líquido (*chillers*), torres de resfriamento, bombas de circulação, caldeiras e tanques de termoacumulação.

Os *chillers* são responsáveis pelo fornecimento de água gelada, enquanto a água quente é fornecida por caldeiras. Conforme mostrado na Fig. (1.2), a ligação entre os sistemas primário e secundário é feita através de tubulações que podem conduzir água gelada ou água quente.

O resfriamento ou aquecimento do ambiente é feito através da água gelada ou água quente que entra no climatizador (*fan-coil*) passando pela serpentina. Para um sistema de aquecimento a água ao passar pelo climatizador sofre uma diminuição na temperatura e retorna à caldeira para ser novamente aquecida.

No caso de um sistema de resfriamento, após passar através do climatizador, a água sofre um aumento de temperatura e retorna ao resfriador de líquido que através de um ciclo de refrigeração retira o calor da água e transfere para uma segunda rede de água, a de condensação, caso o resfriador seja com condensação a água ou para o ar através de um fluxo de ar forçado por ventiladores se o resfriador for com condensação a ar. O circuito de condensação faz com que a água que sai do condensador do resfriador levemente aquecida abaixe sua temperatura mediante contato com ar, o qual é otimizado através da torre de resfriamento, que à medida que produz o gotejamento da água que cai da parte mais alta, também produz uma corrente de ar com ventiladores cruzando os fluxos. A água arrefecida cai no reservatório da torre e retorna para o condensador do resfriador de líquido.

O foco deste presente trabalho está voltado ao estudo dos sistemas de expansão indireta levando em conta apenas o resfriamento.

1.2 Revisão Bibliográfica

Hensen (1991) em sua tese de doutorado apresentou o desenvolvimento de uma ferramenta para avaliar o desempenho energético em edificações a qual trata a edificação e a planta de condicionamento de ar como um sistema dinâmico integrado. Ele descreve uma técnica “modular-simultânea” para a simulação combinada do aquecimento e do escoamento do ar na edificação e na planta.

Bourdouxhe e André (1997) simularam uma planta de resfriamento de um edifício cuja demanda máxima de resfriamento era 5 MW. A planta era composta por resfriadores de líquido (chiller), torres de resfriamento e bancos de gelo. A simulação da planta foi realizada com o software TRNSYS. O objetivo de seu trabalho foi analisar o impacto no desempenho da planta através de mudanças na estratégia de controle do sistema.

Chow *et al.* (1997) descreveram em seu trabalho uma aproximação para a modelagem dos componentes de uma planta de condicionamento de ar, baseada na noção de “partes primitivas” para representar os processos fundamentais de transferência de calor e massa. Nesta aproximação, diferentes componentes podem ser representados pela combinação de diferentes sub-modelos. A principal vantagem da aproximação encontra-se na sua flexibilidade em relação à multiplicidade dos sistemas da planta.

Lam *et al.* (1997) apresentaram um trabalho sobre o desenvolvimento de modelos de regressão e equações de energia, para o prognóstico do rendimento energético de um sistema completo de condicionamento de ar de um edifício, usando técnicas de regressão simples e múltiplas. Os resultados encontrados com os modelos de regressão foram comparados com resultados simulados no programa DOE-2 (Winkelmann *et al.*, 1993), demonstrando os benefícios e os potenciais de uma aproximação para expressar o rendimento energético de uma edificação.

Corrêa (1998) apresentou em sua tese de doutorado o desenvolvimento de modelos de condicionadores de gabinete, onde estes modelos foram

integrados ao programa ESP-r (*Environmental System Performance*) para realizar as simulações e demonstrar as potencialidades dos modelos. Ele desenvolveu quatro modelos numéricos para representá-los: empírico com condensação a ar, empírico com condensação a água, semi-empírico com condensação a ar e semi-empírico com condensação a água acoplado a torre de arrefecimento em contra corrente.

Jacquard (1999) apresentou a modelagem dinâmica de uma pequena instalação com aquecimento e condicionamento do ar em um edifício residencial. O estudo foi realizado usando o software de modelagem ALLAN, que atualmente está acoplado com software CISI's NEPTUNIX. O objetivo de seu trabalho foi prever as características de desempenho do sistema global e determinar os parâmetros do modelo dinâmico os quais influenciam o COP do sistema. Foi observado que o COP depende das condições externas, tais como temperatura e umidade relativa.

Cui *et al.* (1999) desenvolveram um método de modelagem para um processo de controle automático de temperatura e umidade em uma típica sala de escritório. Uma parte do ambiente era condicionada por dois sistemas de expansão direta (FCU) e uma outra parte por um sistema de água gelada (AHU). O consumo total de energia no caso do controle simultâneo foi 60% maior do que no caso onde apenas o controle da temperatura era feito. O controle simultâneo da temperatura e umidade interna reduziu aproximadamente 10% da umidade relativa dentro da sala.

Villani (2000) apresentou uma metodologia para a modelagem e simulação de estratégias de gerenciamento de sistemas de condicionamento de ar onde focalizou-se a integração do sistema condicionamento de ar com os demais sistemas de um edifício. A metodologia apresentada em seu trabalho visou, através da simulação, fornecer dados para a análise do ambiente e do sistema de condicionamento de ar considerando estratégias de controle cuja evolução é determinada, entre outras coisas, pela ocorrência de eventos em outros sistemas.

Knabe e Le (2001) realizaram uma simulação em edificações em conjunto

com um sistema de climatização, especificamente um sistema “*split*”, considerando o comportamento térmico e a umidade no perímetro das paredes. Através desta simulação, pôde-se calcular o consumo de energia e o comportamento do controle em função da dinâmica da temperatura e da umidade.

Lebrun (2001) realizou uma simulação de um sistema de climatização com a ajuda do EES (*Engineering Equation Solver*). O sistema de climatização considerado era formado por um conjunto de quatro resfriadores de líquido (*chiller*), quatro tanques de banco de gelo e cinco torres resfriamento. A maioria dos modelos de componentes usados foi retirada do *ASHRAE HVAC1 Toolkit* (Bourdouxhe J.P. *et al*, 1999).

Nassif *et al.* (2003) apresentaram a modelagem dos componentes de um sistema de climatização existente. O sistema modelado era um sistema VAV (volume de ar variável) composto por ventiladores, dampers e serpentina de resfriamento. Foram obtidos os modelos de cada componente (ventilador, damper e serpentina de resfriamento), os quais foram validados através de dados monitorados no sistema real.

Yu e Paassen (2004) discutiram uma modelagem matemática, de uma sala com condicionamento de ar, com modelos construídos em duas aproximações diferentes, bloco *Simulink* e *bond graph*. Eles realizaram uma comparação entre os dois métodos e discutiram suas vantagens e desvantagens. Eles demonstram também que a combinação entre as duas aproximações, para elaborar modelos complicados de sistemas de climatização em edificações, na aplicação do modelo baseado na detecção e diagnóstico de falhas é uma boa solução.

1.3 Contextualização

Visando contribuir com o estudo de redução de consumo de energia em edificações e o aprimoramento de programas de simulação, alguns trabalhos na área de climatização vêm sendo realizados no âmbito da pesquisa do grupo do

Laboratório de Sistemas Térmicos (LST) da Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Cherem-Pereira (2003) desenvolveu modelos para simulação de condicionadores de ar de janela, integrando-os com o programa DOMUS (Cherem-Pereira e Mendes, 2003a-2003b). Barbosa e Mendes (2003, 2004) e Novak et al. (2004) elaboraram modelos para simulação em regime transiente de sistemas secundários, sendo que Novak também fez a integração com o sistema primário (*chiller* e torre de arrefecimento) através de modelos quasi-estáticos que utilizam equações de regressão, como utilizados nos programas americanos EnergyPlus, DOE-2 e BLAST. Na mesma linha de simulação de equipamentos, pode-se citar o desenvolvimento do programa HVAC-LST (Reis et al., 2005 (submetido)) que consiste de uma interface computacional apropriada ao ensino da disciplina de climatização de ambientes. Mendonça (2004) desenvolveu uma biblioteca de modelos para descrever o comportamento higrotérmico e energético de um ambiente condicionado, utilizando a abordagem zonal. Nesta abordagem, o ambiente em estudo foi dividido em um número reduzido de sub-volumes, nos quais as variáveis de estado do ar, com exceção da pressão, são consideradas uniformes.

Paralelamente, trabalhos em conjunto com o grupo de pesquisa do LAS (Laboratório de Automação e Sistemas da PUCPR) vêm sendo feitos também com a finalidade de integração das áreas de climatização e processos de controle, usando *MATLAB/SIMULINK* (Mendes et al. 2000, 2001a e 2002; Araújo et al., 2003; Oliveira et al., 2003a-2003b; Mendes et al., 2003a; Coelho et al., 2004, Freire et al., 2005). Como resultado desta colaboração, deve-se citar o desenvolvimento de um programa (ASTECCA) para Análise de Sistemas Térmicos e de Estratégias de Controle em Condicionamento de Ambientes (Mendes et al., 2003c).

Recentemente, o grupo de pesquisa do Laboratório de Sistemas Térmicos iniciou um trabalho junto à IEA (*International Energy Agency*) para auxiliar na formação do Anexo 41, intitulado *Whole-Building Heat, Air And Moisture Response (Moist-Eng)* - em colaboração com instituições de 19 países (Hens, 2003). O objetivo principal desse trabalho da IEA é investigar os efeitos

do fenômeno de adsorção e dessorção de umidade em materiais porosos no conforto e no consumo e demanda de energia de edificações, além de estudar o impacto na qualidade do ar interno (IAQ – *Indoor Air Quality*) e na durabilidade de materiais.

No entanto, segundo a revisão bibliográfica mostrada anteriormente, o histórico de pesquisa do LST e conforme mencionado por Augenbroe (2002) e relatado no Anexo 41 da IEA (<http://www.kuleuven.ac.be/bwf/projects/annex41/>) que contém o estado-da-arte nesta área de pesquisa, não há programas computacionais capazes de simular em detalhe a transferência combinada de calor, vapor e líquido em elementos porosos de edificações e sistemas centrais de climatização.

Assim, este presente trabalho visa à integração dos modelos matemáticos dos componentes pertinentes aos sistemas de climatização central, a modelos de edificações que consideram a transferência de calor e massa nas paredes. Desta forma, acredita-se que o presente trabalho possibilita contribuir não apenas com a formação do Anexo 41 da IEA, mas também com o avanço na área de simulação higrotérmica e energética de edificações no Brasil.

Na Seção 1.4 , descreve-se o conteúdo deste documento com detalhes da metodologia utilizada para modelar e simular os sistemas de climatização de forma integrada a edificações.

1.4 Descrição Sumária do Presente Trabalho

O Capítulo 2 apresenta os modelos matemáticos utilizados no desenvolvimento dos componentes do sistema primário (*chiller*, torre de resfriamento e bomba de circulação). Para o modelo do resfriador de líquido (*chiller*) foi utilizada uma abordagem híbrida, *i.e.*, modelos de regressão baseados em funções biquadráticas e polinomiais que descrevem como a capacidade de resfriamento e as eficiências variam em função das condições de operação, e como a potência do compressor varia em condições de cargas parciais. Este modelo é conhecido como modelo DOE-2, desenvolvido pelo

Departamento de Energia dos Estados Unidos (Pacific Gas and Electricity, 1996). Estas curvas são calibradas necessitando-se apenas de dados fornecidos em catálogos ou através de dados obtidos experimentalmente. Os modelos da torre de resfriamento e da bomba de circulação são baseados nos modelos incluídos no *ASHRAE HVAC 1 Toolkit* (Bourdouxhe *et al.*, 1999) e no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993), respectivamente. Os parâmetros de entrada destes dois modelos utilizam diretamente dados fornecidos em catálogos.

No Capítulo 3, são mostrados os modelos matemáticos dos componentes do sistema secundário, tais como o da serpentina de resfriamento, do umidificador, do ventilador e da caixa de mistura. Para o modelo da serpentina de resfriamento, utilizou-se o modelo descrito no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993), por ser um modelo mais completo levando em conta tanto o resfriamento como a desumidificação e também por alguns estudos realizados com este modelo onde foram obtidos bons resultados (Nassif *et al.*, 2003). Os modelos matemáticos do umidificador e do ventilador também são baseados nos modelos fornecidos pelo *ASHRAE HVAC 2 Toolkit*. Os dados de entrada destes modelos podem ser facilmente obtidos em catálogos. Já o modelo da caixa de mistura é baseado nas equações de conservação de energia e de massa para um processo de mistura.

O Capítulo 4 apresenta os procedimentos de simulação utilizados para a realização das simulações. São apresentadas as características construtivas e geométricas das edificações utilizadas, bem como os dados climáticos e os parâmetros de entrada dos modelos que compõem os sistemas de climatização utilizados na realização das simulações.

No Capítulo 5, são apresentados os resultados obtidos através das simulações realizadas utilizando os modelos matemáticos dos componentes dos sistemas primário e secundário descritos nos Capítulo 2 e Capítulo 3 integrados ao programa de simulação de edificações *DOMUS* (Mendes *et al.*, 2001b, 2003b). Inicialmente foi apresentada uma comparação entre os programas *DOMUS* e *VisualDOE*, com o intuito de avaliar o desempenho dos modelos do

sistema de climatização. Posteriormente, foram apresentados os resultados obtidos através da simulação de uma edificação multizona, para mostrar a flexibilidade dos modelos do sistema de climatização desenvolvidos. Também foi realizada uma análise da importância de se considerar o fenômeno da adsorção e dessorção de umidade em materiais porosos, fazendo uma comparação em termos da carga térmica da edificação e do consumo de energia elétrica do sistema de climatização, utilizando dois modelos de edificação, com e sem umidade nas paredes.

O Capítulo 6 apresenta as conclusões e as observações finais pertinentes ao presente trabalho, bem como as sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 2

Sistema Primário

Este capítulo apresenta os modelos matemáticos utilizados no desenvolvimento dos componentes do sistema primário. A Seção 2.1 apresenta o desenvolvimento do modelo do resfriador de líquido (*chiller*), seguida pela Seção 2.2, que mostra o modelo para a torre de resfriamento e pela Seção 2.3 que apresenta o modelo da bomba de circulação.

2.1 Modelo do Resfriador de Líquido (*Chiller*)

Na literatura os modelos matemáticos podem ser classificados em duas classes amplas: empíricos (caixa preta) e analíticos (princípios físicos ou primários)

Modelos empíricos não compreendem nenhum conhecimento prévio do sistema. Exemplos de modelos empíricos incluem o ajuste de curvas polinomiais e redes neurais artificiais. Uma vantagem dos modelos empíricos é que não há a necessidade de conhecimentos físicos detalhados do sistema. Uma desvantagem destes modelos é que são confiáveis apenas para pontos de operação dentro de uma faixa específica dos dados experimentais, e a extrapolação fora desta faixa pode levar a erros significativos. Para obter um bom modelo, devem-se ter dados experimentais adequados; quanto melhor

forem os dados, mais preciso será o modelo.

Modelos analíticos ou físicos, também conhecidos como modelos caixa-branca (*white-box*), são em grande parte baseados em leis físicas. Modelos físicos podem necessitar de uma quantidade menor de dados experimentais, desde que o modelo seja válido para todas as condições de operação para as quais as considerações inerentes ao próprio modelo são válidas. Uma desvantagem é a necessidade de se ter um bom entendimento do fenômeno físico na busca de um modelo preciso, que nem sempre está disponível. Na prática, um modelo pode ser parcialmente empírico e baseado parcialmente em princípios primários (Haves, 1999).

Sreedharan (2001) fez uma comparação entre três modelos de *chiller* para o uso em modelos baseados na detecção de falhas. Em seu trabalho foram estudados três diferentes modelos de *chillers*: o modelo Universal de Gordon-Ng (Ng *et. al.*, 1997), o modelo baseado no *ASHRAE HVAC 1 Toolkit* (Bourdouxhe *et al.*, 1999), os quais são ambos baseados nos princípios primários, e o modelo usado no programa de simulação de energia *DOE-2*, como implementado no *CoolTools* (Pacific Gas and Electricity, 1996), o qual é um modelo empírico.

O modelo Universal de *Gordon-Ng* é baseado na primeira e na segunda lei da termodinâmica, e também utiliza as relações de transferência de calor. Entretanto, não é um modelo baseado em componentes, mas usa uma aproximação de sistemas e a estrutura do modelo fornece uma simples solução explícita. O modelo do *Toolkit* é um modelo baseado em componentes (evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão), o qual tem como base a primeira lei da termodinâmica e as relações de transferência de calor, onde as equações são resolvidas de modo iterativo. O modelo do *DOE-2* é um modelo empírico baseado em ajuste de curvas polinomiais, as quais relacionam a eficiência, a capacidade, e a potência consumida para as condições de operação. Os três modelos foram elaborados para situação em regime permanente.

Segundo Sreedharan (2001), os três modelos apresentam níveis de precisão semelhantes. Entre os modelos analíticos, o modelo de *Gordon-Ng*

(1997) tem a vantagem de ser linear nos parâmetros, o que permite a utilização de um método de identificação mais robusto e facilita a estimativa da incerteza nos valores dos parâmetros. O modelo do *ASHRAE Toolkit* tem vantagens quando as medidas de temperatura do fluido refrigerante também estão disponíveis, desde que o desempenho do compressor, do condensador e do evaporador possa ser calculado separadamente com mais precisão do que com apenas as medidas da temperatura da água. O modelo *DOE-2* tem vantagens quando os dados para calibrar o modelo são muito limitados.

Tendo em vista o estudo realizado por Sreedharan, neste presente trabalho foi adotado o modelo *DOE-2* para a modelagem do *chiller*, por ser um modelo que não exige o conhecimento de dados físicos do equipamento, necessitando apenas de dados fornecidos em catálogos ou dados obtidos experimentalmente para calibrar o modelo. Ademais, estudos realizados (Zmeureanu, 2002) mostraram que este modelo pode promover bons resultados.

2.1.1 Modelo DOE-2

O modelo *DOE-2* foi desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos como uma ferramenta para ajudar arquitetos e engenheiros a projetarem edifícios energeticamente eficientes. Dentro do programa de simulação de energia *DOE-2* este modelo é um módulo responsável pela simulação do desempenho do *chiller*. O modelo de *chiller DOE-2* é baseado em três curvas polinomiais. Elas descrevem como a capacidade de resfriamento e as eficiências variam em função das condições de operação, e como a potência do compressor varia em condições de cargas parciais. Estas curvas são empíricas no sentido que a estrutura polinomial não é baseada em relações físicas. Entretanto, o modelo pode ser considerado como um modelo caixa-cinza (*grey-box*), desde que a estimativa da potência final do *chiller* seja baseada em quantidades fisicamente significativas obtidas através das curvas polinomiais. Uma consideração que é feita no modelo é que o fluxo de água no evaporador e no condensador é constante (Pacific Gas and Electricity, 1996).

2.1.1.1 Descrição do Modelo

Este modelo é um modelo empírico que fornece a potência consumida do *chiller* através das temperaturas da água na saída do evaporador (T_{sev}) e na entrada do condensador (T_{ecd}) e da taxa de calor retirado do ambiente, ou seja, na serpentina de resfriamento (Q_{ev}). Se o *chiller* for resfriado a ar, a temperatura T_{ecd} é a temperatura externa. O modelo é baseado em três curvas polinomiais da seguinte forma:

$$CAPFT = a_1 + b_1 T_{sev} + c_1 T_{sev}^2 + d_1 T_{ecd} + e_1 T_{ecd}^2 + f_1 T_{sev} T_{ecd} \quad (2.1)$$

$$EIRFT = a_2 + b_2 T_{sev} + c_2 T_{sev}^2 + d_2 T_{ecd} + e_2 T_{ecd}^2 + f_2 T_{sev} T_{ecd} \quad (2.2)$$

$$EIRPFPLR = a_3 + b_3 PLR + c_3 PLR^2, \text{ onde } PLR = \frac{Q_{ev}}{Q_{ev,avaliado}(T_{sev}, T_{ecd})} \quad (2.3)$$

onde

- T_{sev} é a temperatura da água na saída do evaporador do *chiller*;
- T_{ecd} , a temperatura da água na entrada do condensador do *chiller*;
- PLR , a razão de carga parcial (*part-load ratio*), definida como a razão entre a capacidade de refrigeração necessária no ambiente pela capacidade de refrigeração fornecida pelo *chiller* avaliada nas temperaturas T_{sev} e T_{ecd} ;
- a, b, c, \dots , são os coeficientes das curvas.

A primeira curva (Eq. (2.1)), é um polinômio bi-quadrático (Fig. 2.1) que descreve como a capacidade de refrigeração do *chiller* varia para diferentes temperaturas da água no evaporador e no condensador, em comparação com a capacidade de refrigeração nas condições de referência. As condições de referência podem ser quaisquer temperaturas, desde que sejam consistentes. De acordo com a norma *ARI Standards*, estas temperaturas de referência são 6.7 °C para a temperatura de saída da água do evaporador (T_{sev}) e 29.4 °C para a temperatura de entrada da água no condensador (T_{ecd}). Os parâmetros $Q_{ev,ref}$

e P_{ref} são, respectivamente, a capacidade de resfriamento em carga total e a potência consumida nas temperaturas de referência da água gelada e da água do condensador.

Assim,

$$CAPFT = \frac{Q_{e,avaliado}}{Q_{e,ref}} \quad (2.4)$$

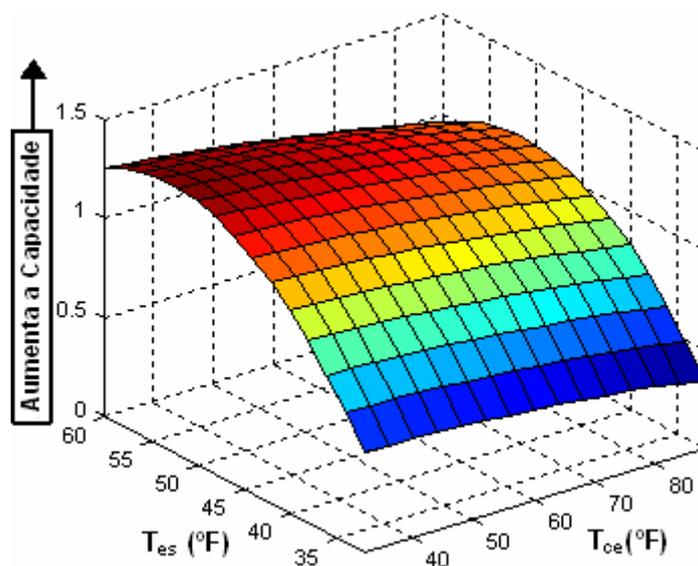


Figura 2.1 Exemplo de uma curva de capacidade (CAPFT) em função das temperaturas.

A segunda curva (Eq. (2.2)), também é um polinômio bi-quadrático (Fig. 2.2) que descreve como a eficiência em carga total, definida como potência consumida em kW por tons (toneladas) de refrigeração varia com as temperaturas da água. Este termo é adimensional definido da seguinte forma:

$$EIRFT = \frac{Pot_{max}}{Q_{ev,avaliado}} \frac{Q_{ev,ref}}{Pot_{ref}} \quad (2.5)$$

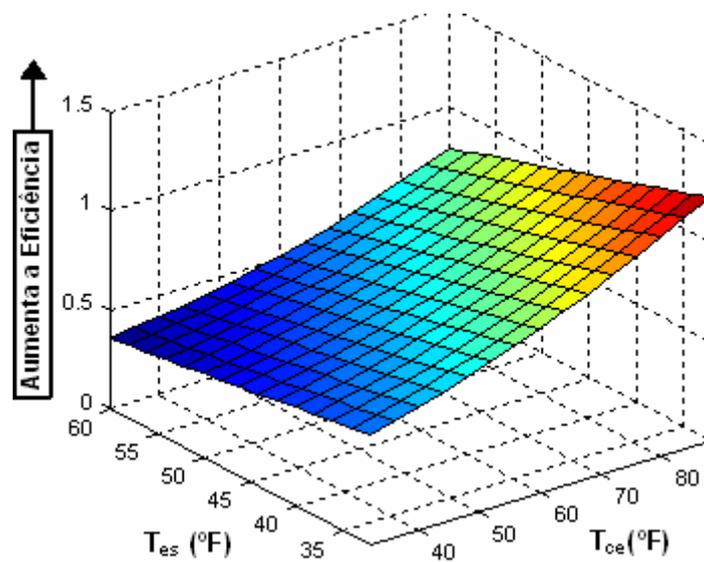


Figura 2.2 Exemplo de uma curva de eficiência (EIRFT) em função das temperaturas.

A terceira curva (Eq. (2.3)), é um polinômio cúbico (Fig. 2.3) que descreve como a potência consumida varia em condições de cargas parciais. Este termo também é adimensional definido como sendo:

$$EIRPLR = \frac{Pot(PLR)}{Pot_{max}} \quad (2.6)$$

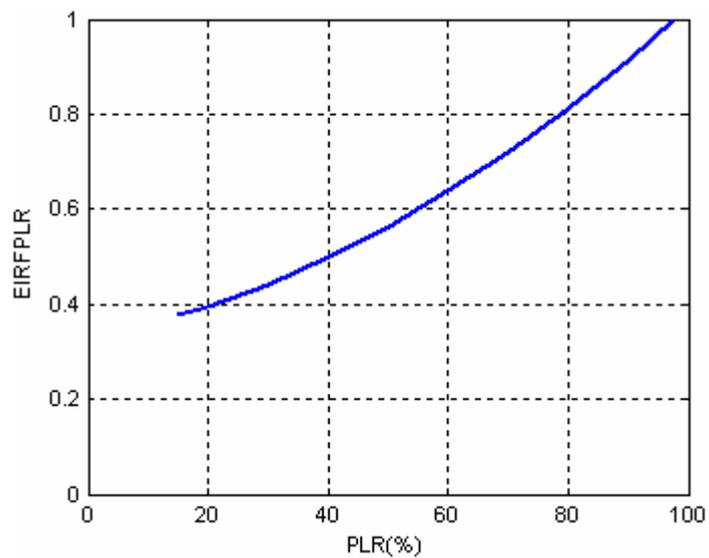


Figura 2.3 Exemplo de uma curva de eficiência em função do PLR (part-load ratio).

onde $EIRPLR$ é igual a 1, quando o *chiller* estiver trabalhando em regime de carga total.

Combinando as três equações (Eqs. 2.4- 2.6), a potência do compressor do *chiller* nas condições de operação especificadas pode ser obtida da seguinte forma:

$$Pot_{comp(T_{ecd}, T_{sev})} = Pot_{ref} \times CAPFT \times EIRFT \times EIRPLR \quad (2.7)$$

As três curvas acima podem ser calibradas de duas formas: uma é através de dados experimentais e a outra é através de dados de catálogos, desde que o catálogo forneça os dados necessários para a calibração, como a variação da capacidade e da eficiência (COP) em função das temperaturas da água e também a variação da eficiência em regime de carga parcial.

A Figura (2.4) apresenta o fluxograma do modelo do *chiller* com condensação a ar onde é mostrada a seqüência dos cálculos utilizada na modelagem.

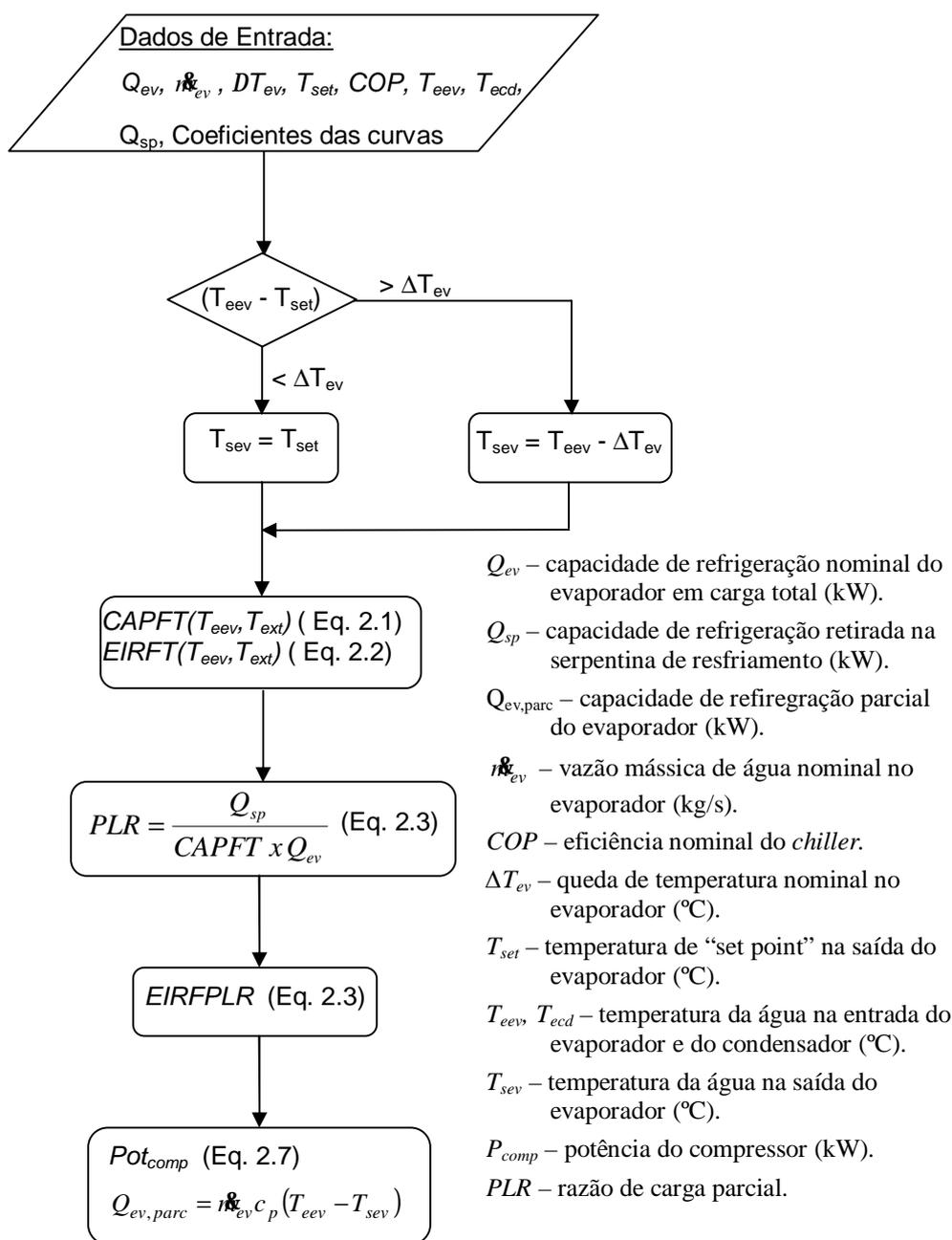


Figura 2.4 Fluxograma do modelo do chiller com condensação a ar.

A Figura (2.5) apresenta o fluxograma do modelo do *chiller* com condensação a água. Neste fluxograma é mostrado o procedimento de cálculo utilizado pelo modelo.

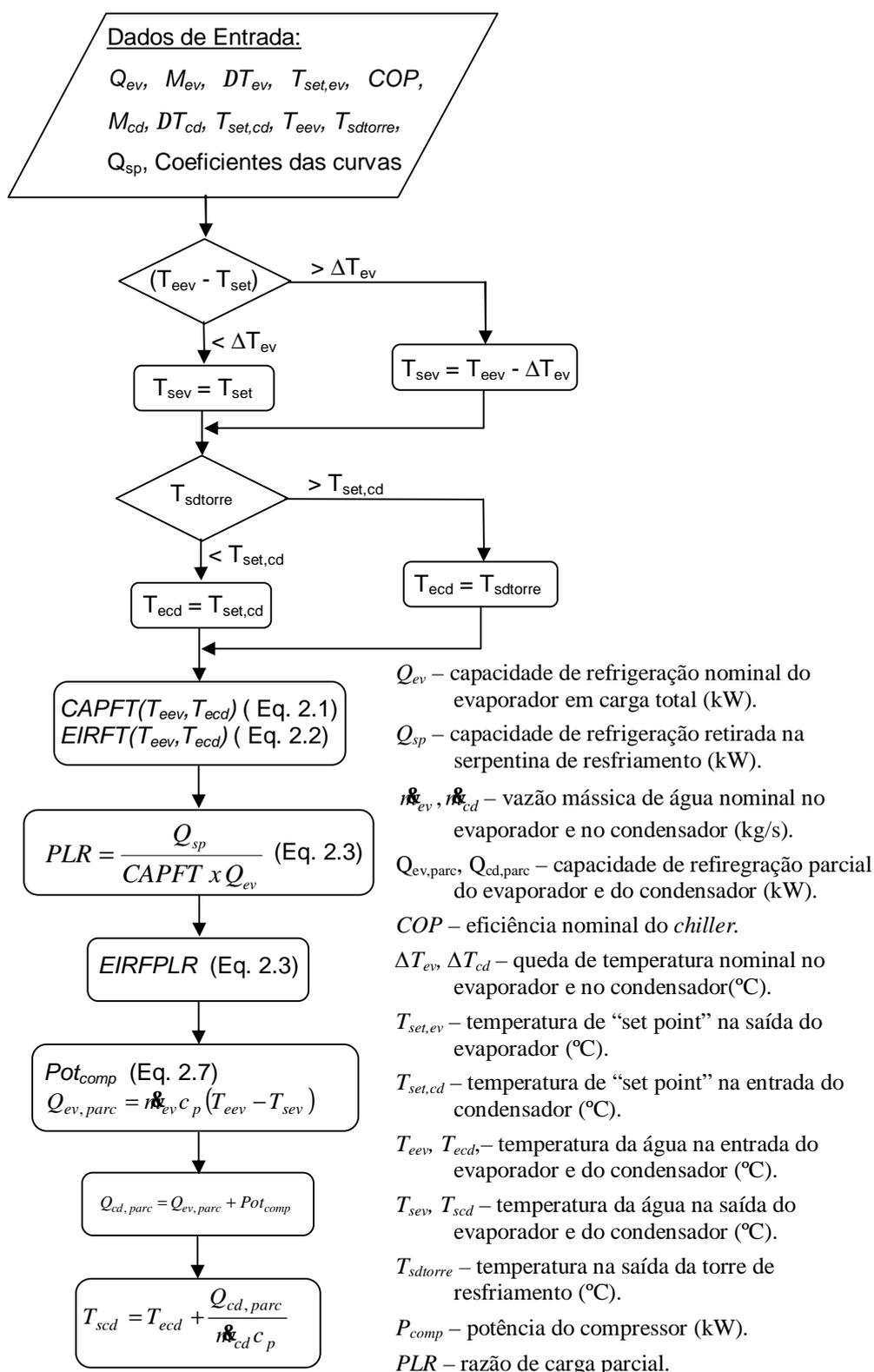


Figura 2.5 Fluxograma do modelo do chiller com condensação a água.

2.2 Modelo da Torre de Resfriamento

O modelo da torre de resfriamento (Fig. 2.6) utilizado neste trabalho é baseado na teoria de Merkel's (Merkel, 1925), a qual também é base do modelo incluído no *ASHRAE HVAC 1 Toolkit* (Bourdouxhe *et al.*, 1999). Merkel (1925) desenvolveu uma teoria para torre de resfriamento através da transferência de massa e calor sensível entre o ar e a água em uma torre de resfriamento com escoamento em contra corrente, combinando a transferência de calor e de massa em um simples processo baseado no potencial entálpico. A teoria de Merkel despreza o efeito da perda de água devido à evaporação e assume o número de Lewis como 1 ($Le = 1$).

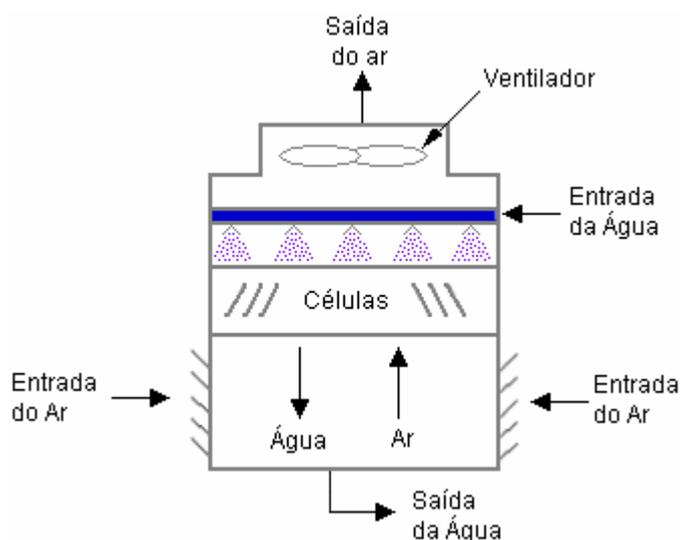


Figura 2.6 Representação esquemática de uma torre de resfriamento em contra corrente.

O desempenho da torre de resfriamento é modelado utilizando as relações de efetividade- NUT para um trocador de calor em contra corrente. O modelo leva em conta o desempenho da torre em regime de “convecção livre”, ou seja, quando o ventilador da torre está desligado e a bomba de água permanece ligada. Para que o modelo leve em conta a convecção livre, deve-se fornecer o diferencial de temperatura da água quando o ventilador da torre está desligado. Caso este diferencial de temperatura for zero, a temperatura de saída da água é igual a temperatura de entrada. Para operação em regime de carga

parcial, o modelo assume uma simples interpolação linear entre dois estados de regime permanente.

2.2.1 Descrição do Modelo

Baseado na teoria de Merkel (1925), a transferência total de calor em regime permanente entre o ar e a água que entram na torre pode ser definida pela equação abaixo:

$$dq_{total} = \frac{UdA}{c_p} (h_{a,sat} - h_a) \quad (2.8)$$

onde

- $h_{a,sat}$, entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada (J/kg);
- h_a , entalpia do ar em corrente livre (J/kg);
- c_p , calor específico do ar úmido (J/kg K);
- U , coeficiente global de transferência de calor da torre de resfriamento ($W/m^2 K$);
- A , área de transferência de calor (m^2);

A Equação (2.8) é baseada nas seguintes considerações:

- ∅ o ar e o vapor d'água comportam-se como gás ideal.
- ∅ o efeito de evaporação da água é desprezado.
- ∅ o ganho de calor no ventilador é desprezado.
- ∅ o filme de ar na interface é assumido estar saturado.
- ∅ o número de Lewis é igual a 1.

Neste modelo também é assumido que a entalpia do ar é uma função somente da temperatura de bulbo úmido. Desde que as linhas de temperatura de bulbo úmido constante na carta psicrométrica seguem próximas as linhas de entalpia constante (Stoecker e Jones, 1985), a entalpia do ar úmido pode ser

calculada, com uma precisão razoável, usando-se a equação abaixo:

$$h = C_0 + C_1 T_{a,bu} + C_2 T_{a,bu}^2 + C_3 T_{a,bu}^3 \quad (2.9)$$

onde os valores dos coeficientes C_0 , C_1 , C_2 , C_3 dependem da pressão atmosférica.

Uma outra consideração é que o ar úmido pode ser tratado como um gás ideal equivalente com um calor específico médio definido pela seguinte equação:

$$\bar{c}_{pe} = \frac{\Delta h}{\Delta T_{bu}} \quad (2.10)$$

onde

- Di , diferença de entalpia do ar entre a entrada e a saída da torre (J/kg).
- DT_{bu} , diferença da temperatura de bulbo úmido do ar entre a entrada e a saída da torre ($^{\circ}\text{C}$).

Considerando que a condutância do lado do líquido é muito maior que a condutância do lado do gás, a temperatura da superfície molhada é assumida igual a temperatura da água. Baseado nesta consideração e nas Eqs. (2.8) e (2.10), a expressão para a transferência de calor total torna-se:

$$dq_{total} = U_e dA (T_w - T_{a,bu}) \quad (2.11)$$

onde

$$U_e = \frac{U \bar{c}_{pe}}{c_p}$$

- T_{bu} , temperatura de bulbo úmido do ar ($^{\circ}\text{C}$).
- T_w , temperatura da água ($^{\circ}\text{C}$).

Fazendo-se um balanço de energia, tanto no lado da água quanto do lado

do ar, na fronteira entre o ar e a água, obtêm-se as seguintes equações:

$$dq_{total} = \dot{m}_w c_{pw} dT_w \quad (2.12)$$

$$dq_{total} = \dot{m}_a \bar{c}_{pe} dT_{a,bu} \quad (2.13)$$

onde

- \dot{m}_w , vazão mássica de água (kg/s).
- \dot{m}_a , vazão mássica de ar (kg/s).

Assumindo que a capacidade calorífica da água ($\dot{m}_w c_p$) da torre de resfriamento é menor do que a do ar, a efetividade da torre de resfriamento pode ser definida pela analogia à efetividade de um simples trocador de calor (Incropera e Witt, 1992):

$$e = \frac{T_{w,e} - T_{w,s}}{T_{w,e} - T_{a,bu,e}} \quad (2.14)$$

onde

- e , efetividade do trocador de calor.
- $T_{w,e}$, temperatura de entrada da água.
- $T_{w,s}$, temperatura de saída da água.
- $T_{a,bu,e}$, temperatura de bulbo úmido do ar na entrada.

Combinando as Eqs. (2.11), (2.12) e (2.13) e integrando sobre a área da superfície de transferência de calor e combinando ainda o resultado com a Eq. (2.14), obtêm-se a seguinte expressão para a efetividade da torre de resfriamento:

$$e = \frac{1 - \exp\{-NUT[1 - (C_w/C_a)]\}}{1 - (C_w/C_a)\exp\{-NUT[1 - (C_w/C_a)]\}} \quad (2.15)$$

onde

$$C_w = \dot{m}_w c_{pw} \text{ e } C_a = \dot{m}_a \bar{c}_{pa} \quad (2.16)$$

$$NUT = \text{Número de Unidades de Transferência} = \frac{UA_e}{C_w}$$

A Equação (2.15) é idêntica à expressão para a efetividade de um

trocador de calor em contra corrente de contato indireto (isto é, os fluidos são separados por uma parede sólida) (Incropera e Witt, 1992). Portanto, a torre de resfriamento pode ser modelada, em regime permanente, por um trocador de calor em contra corrente equivalente como mostrado na Fig. (2.7).

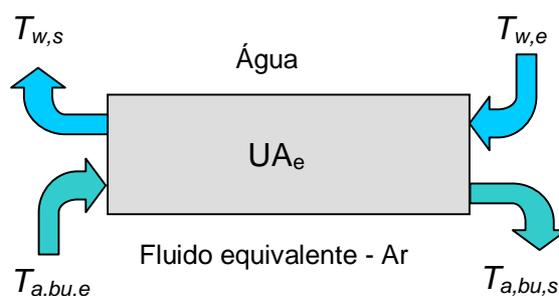


Figura 2.7 Esquema simplificado da torre de resfriamento.

O primeiro fluido é a água e o segundo é um fluido equivalente que neste caso é o ar que entra no trocador de calor à temperatura $T_{a,bu,e}$ e com calor específico \bar{c}_{pe} . O trocador de calor é caracterizado por um único parâmetro que é o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área – doravante denominado coeficiente UA . O coeficiente UA atual, da torre de resfriamento, está relacionado ao coeficiente UA_e pela seguinte expressão:

$$UA = UA_e \frac{c_p}{\bar{c}_{pe}} \quad (2.17)$$

O coeficiente UA é assumido como sendo função apenas da vazão mássica de ar e pode ser estimado através de testes em laboratório ou através de dados de catálogos fornecidos por fabricantes.

2.2.2 Método para Calcular a Temperatura de Saída da Água

O objetivo do modelo da torre de resfriamento é prever a temperatura de saída da água e a potência necessária do ventilador para fornecer água na temperatura de saída estabelecida (“set point”). Como são conhecidas apenas

as temperaturas de entrada da água e de entrada do ar para qualquer passo de tempo de simulação, é necessário um processo iterativo para determinar as temperaturas de saída dos fluidos, utilizando as equações definidas na Seção (2.2.1). As iterações são realizadas para determinar a temperatura de bulbo úmido do ar na saída da torre de resfriamento. A temperatura de saída da água é então calculada baseada em um balanço de energia que assume que a energia absorvida pelo ar é equivalente a energia removida da água. O processo para calcular a temperatura de bulbo úmido do ar é explicado abaixo.

Conforme mencionado na Seção (2.2.1), é assumido que a entalpia do ar úmido pode ser definida apenas pela temperatura de bulbo úmido do ar. Portanto, o primeiro passo no processo é calcular a entalpia do ar úmido na entrada da torre de resfriamento baseado na temperatura de bulbo úmido do ambiente através de um arquivo climático. Como este processo exige uma solução iterativa, faz-se então uma primeira suposição da temperatura de bulbo úmido do ar na saída e calcula-se a entalpia. Baseado nestas condições de entrada e saída do ar, o calor específico médio do ar é calculado de acordo com a Eq. (2.10), mostrada abaixo:

$$\bar{c}_{pe} = \frac{\Delta h}{\Delta T_{bu}}$$

Com o coeficiente UA da torre de resfriamento, que é fornecido ao modelo ou calculado conforme a Seção 2.2.3, o produto do coeficiente de transferência de calor pela área efetivo é calculado através da Eq. (2.17), mostrada abaixo:

$$UA = UA_e \frac{c_p}{\bar{c}_{pe}}$$

Com \bar{c}_{pe} e UA_e conhecidos, a efetividade do trocador de calor é calculada da seguinte forma:

$$e = \frac{1 - \exp\{-NUT[1 - (C_{\min}/C_{\max})]\}}{1 - (C_{\min}/C_{\max})\exp\{-NUT[1 - (C_{\min}/C_{\max})]\}} \quad (2.18)$$

onde

$$C_{\min} = \text{Mínimo}(C_w, C_a) \text{ e } C_{\max} = \text{Máximo}(C_w, C_a)$$

$$C_w = \dot{m}_w c_{pw} \text{ e } C_a = \dot{m}_a \bar{c}_{pa}$$

$$NUT = \text{Número de Unidades de Transferência} = \frac{UA_e}{C_{\min}}$$

Assim, a taxa de transferência de calor é calculada da seguinte forma (Incropera e Witt, 1992):

$$q_{total} = eC_{\min}(T_{w,e} - T_{a,bu,e}) \quad (2.19)$$

E a temperatura de bulbo úmido do ar na saída é então recalculada:

$$T_{a,bu,s} = T_{a,bu,e} + \frac{q_{total}}{C_a} \quad (2.20)$$

O processo iterativo para o cálculo de $T_{a,bu,s}$ continua até a convergência. Após a convergência da temperatura de bulbo úmido do ar, calcula-se a temperatura de saída da água através da equação abaixo:

$$T_{w,s} = T_{w,e} + \frac{q_{total}}{C_w} \quad (2.21)$$

A Figura (2.8) apresenta o fluxograma para calcular a temperatura da água de saída da torre, onde é mostrado o procedimento de cálculo utilizado pelo modelo.

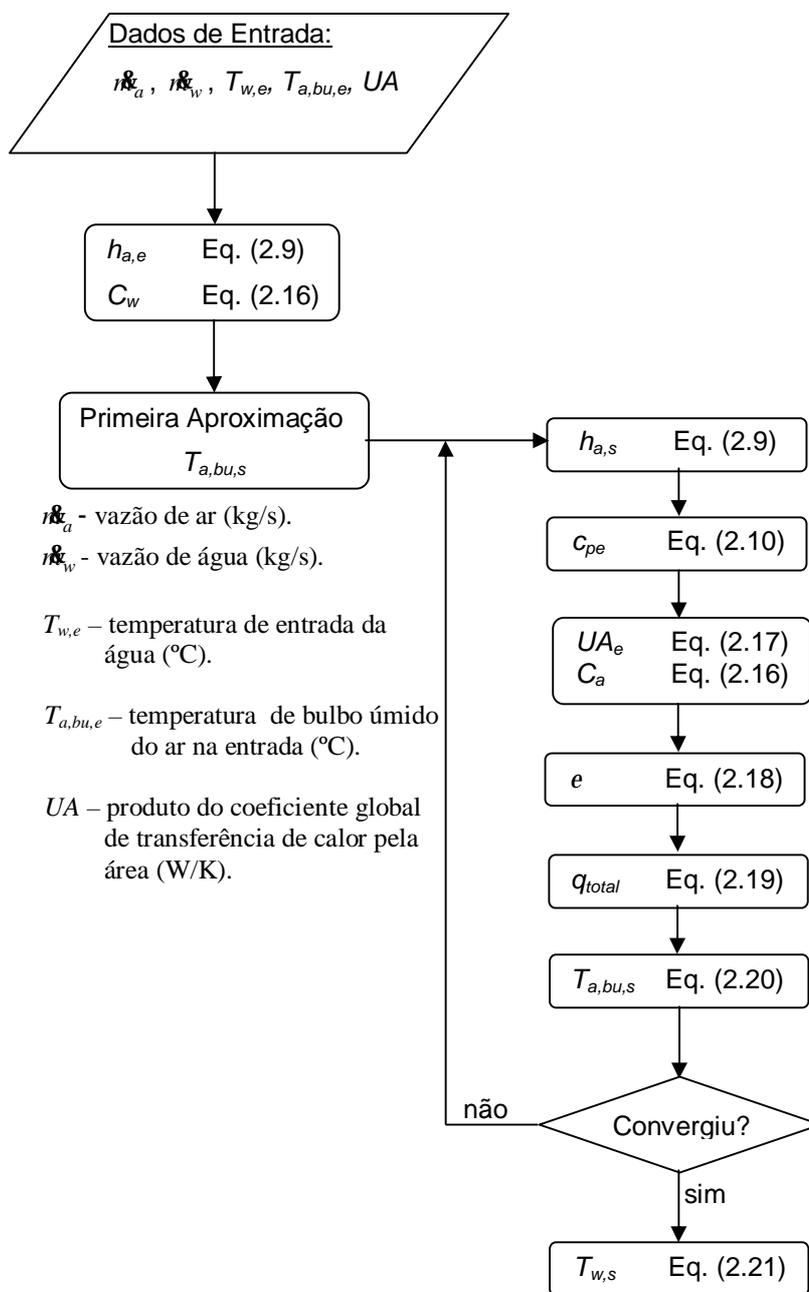


Figura 2.8 Fluxograma para calcular a temperatura de saída da torre.

2.2.3 Avaliação do Produto do Coeficiente Global de Transferência de Calor pela Área - UA

O produto do coeficiente global de transferência de calor pela área é o parâmetro que caracteriza a torre de resfriamento quanto a sua capacidade. Conforme mencionado anteriormente este coeficiente poder ser estimado através de testes em laboratório ou através de dados de catálogos fornecidos por fabricantes. Nesta seção é apresentado um método para estimar o coeficiente UA da torre de resfriamento através de dados nominais fornecidos em catálogos (Bourdouxhe *et al.*, 1999). A Figura (2.9) apresenta o diagrama de fluxo para avaliar o coeficiente UA , o qual mostra os dados de entrada necessários para estimar este coeficiente.

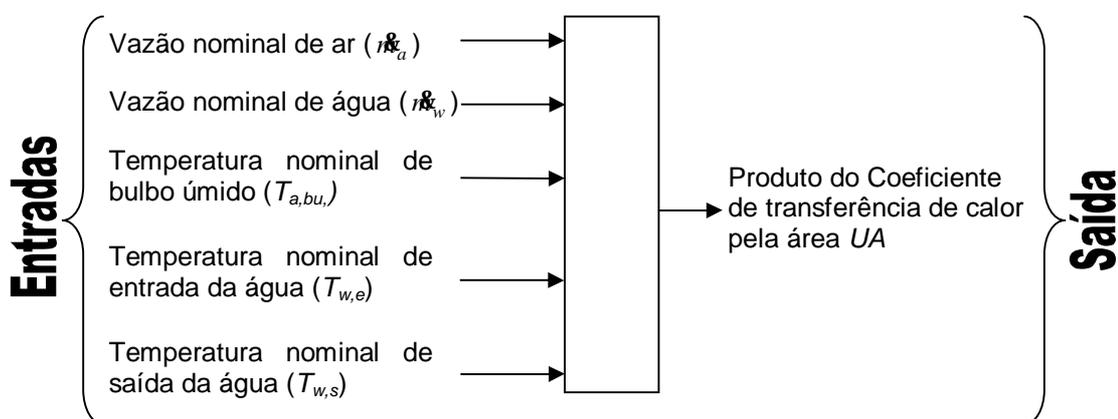


Figura 2.9 Diagrama de fluxo para estimar o coeficiente UA .

O método de avaliação consiste no uso da Eq. (2.9) para calcular a entalpia do ar úmido na entrada da torre de resfriamento $h_{a,e}$ em função da temperatura nominal de bulbo úmido do ar $T_{a,bu,e}$, enquanto a Eq. (2.16) fornece a capacidade calorífica da água C_w .

A taxa de transferência de calor entre o ar e a água pode ser calculada pela Eq. (2.21) em função das temperaturas nominais de entrada e saída da água da torre de resfriamento.

Para calcular a temperatura de bulbo úmido na saída da torre $T_{a,bu,s}$ é

necessário um processo iterativo. Faz-se uma primeira aproximação do valor de $T_{a,bu,s}$ para calcular o calor específico efetivo c_{pe} do ar através da Eq. (2.10) para depois calcular a capacidade calorífica do ar C_a (Eq. (2.16)). A temperatura de saída do ar deve ser recalculada usando a Eq. (2.20). O processo iterativo deve continuar até a convergência.

Assumido a torre de resfriamento como um trocador de calor em contra corrente (Fig. (2.7)), coeficiente UA efetivo é dado pela seguinte relação:

$$UA_e = \frac{q_{total}}{\left(T_{w,e} - T_{a,bu,s} \right) - \left(T_{w,s} - T_{a,bu,e} \right)} \ln \left(\frac{T_{w,e} - T_{a,bu,s}}{T_{w,s} - T_{a,bu,e}} \right) \quad (2.22)$$

Nestas condições, o coeficiente UA atual pode ser calculado pela Eq. (2.17), a qual é mostrada abaixo:

$$UA = UA_e \frac{C_p}{\bar{C}_{pe}}$$

Na Figura (2.10) é apresentado em detalhe o procedimento de cálculo usado para estimar o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área (UA).

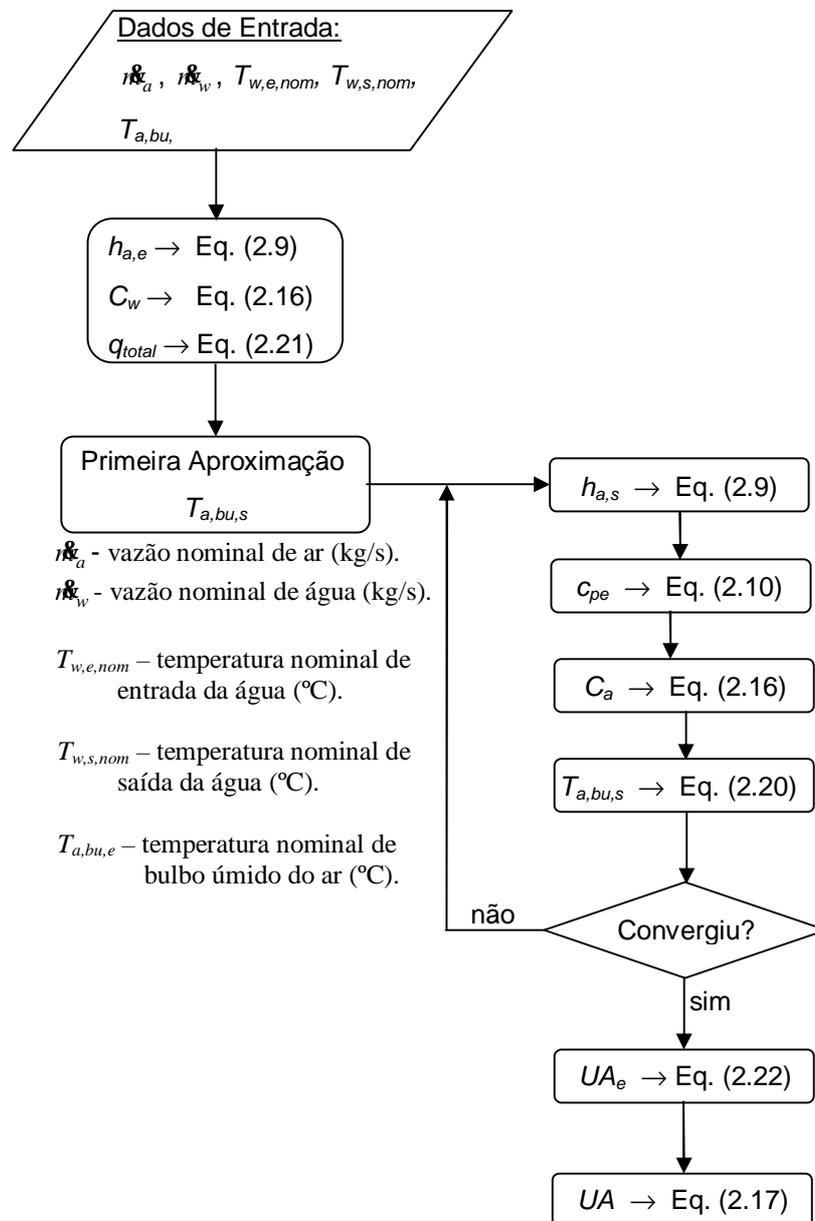


Figura 2.10 Fluxograma do método para estimar o coeficiente UA.

2.2.4 Cálculo da Temperatura de Saída da Água Atual e da Potência do Ventilador

A Seção (2.2.2) apresentou a metodologia utilizada para calcular a temperatura de saída da água da torre de resfriamento em regime permanente. Esta metodologia é utilizada para calcular a temperatura de saída da água com o ventilador da torre em operação. O cálculo da temperatura de saída da água usa as vazões dos fluidos (água e ar) e os valores de UA como dado de entrada para o regime em que tanto a bomba e o ventilador da torre estão ligados. Em regime de convecção livre (bomba ligada e ventilador desligado) o modelo utiliza apenas o diferencial de temperatura da água quando o ventilador está desligado, que deve ser fornecido ao modelo, para determinar a temperatura de saída da água da torre de resfriamento. Neste caso, o modelo faz a diferença entre a temperatura de entrada da água e o diferencial de temperatura fornecido para calcular a temperatura de saída da água da torre.

O modelo procura manter a temperatura de saída da água da torre de resfriamento abaixo ou igual à temperatura nominal de saída da água especificada (“*set-point*”). O modelo inicia determinando o impacto da convecção livre na temperatura de saída da água. Se o diferencial de temperatura da convecção livre for igual zero, então a temperatura de saída da água assume o valor da temperatura de entrada da água. Se a temperatura de saída da água em regime permanente baseada na convecção livre for igual ou menor que a temperatura de saída nominal especificada, então o ventilador da torre está desligado.

Se a temperatura de saída da água na convecção livre for maior que a temperatura de saída nominal especificada, calcula-se a temperatura de saída conforme mostrada na Seção (2.2.4), e o ventilador é ligado para reduzir a temperatura de saída da água até a temperatura imposta. O modelo assume que a operação em regime de carga parcial é representada por uma simples interpolação linear entre dois estados de regime permanente (com ventilador da torre ligado e ventilador da torre desligado dentro do mesmo passo de tempo da simulação).

A fração de tempo (w) que o ventilador da torre deve operar é calculada conforme a seguinte equação (Energyplus, 2004):

$$W = \frac{T_{set} - T_{ws,off}}{T_{ws,on} - T_{ws,off}} \quad (2.23)$$

onde

- T_{set} , temperatura de saída da água nominal especificada (°C).
- $T_{ws,off}$, temperatura de saída da água com ventilador desligado (°C).
- $T_{ws,on}$, temperatura de saída da água com ventilador ligado (°C).

A potência média do ventilador ($Pot_{vent,m}$) para o passo de tempo da simulação é calculada multiplicando w pela potência nominal do ventilador ($Pot_{vent,nom}$) em regime permanente que deve ser fornecida ao modelo (Eq. (2.24)).

$$Pot_{vent,m} = w Pot_{vent,nom} \quad (2.24)$$

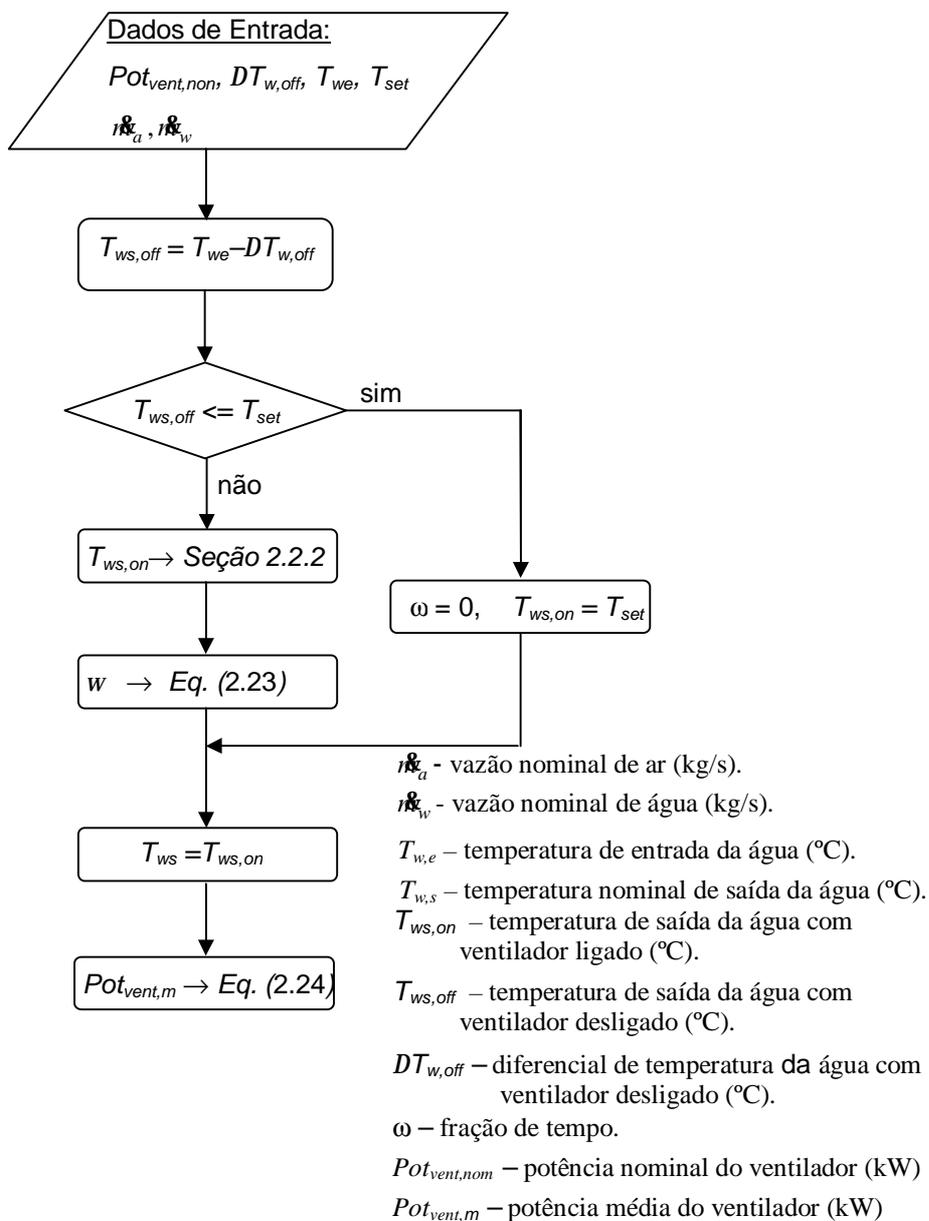


Figura 2.11 Fluxograma para determinar a temperatura de saída da água e a potência do ventilador.

2.3 Modelo da Bomba de Circulação de Água

O modelo da bomba de circulação (Fig. (2.12)) utilizado neste trabalho tem como base o modelo apresentado no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993). O modelo calcula a potência consumida da bomba bem como a temperatura de saída do líquido através da vazão volumétrica e das condições de entrada do líquido, sem considerar a influência da pressão do líquido. O modelo considera dois tipos de bomba: com fluxo variável e com fluxo constante. A potência consumida da bomba, com fluxo variável, é calculada através da regressão da potência consumida em carga parcial em função da vazão do líquido.

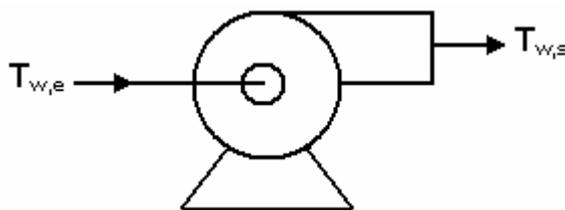


Figura 2.12 Representação esquemática de uma bomba de circulação de água.

A bomba é caracterizada por um diferencial de pressão (altura manométrica), uma vazão volumétrica e uma potência consumida da bomba/motor nas condições nominais. A potência consumida em carga parcial é determinada por uma relação empírica função da razão entre a vazão atual sobre a vazão nominal. A diferença de pressão gerada pela bomba não é calculada. O aumento da temperatura do líquido é determinado para uma dada potência necessária (*shaft power*), assumindo a hipótese de que a eficiência do motor e a eficiência combinada bomba/motor são constantes.

2.3.1 Descrição Matemática

Conforme mencionado anteriormente, a seleção da bomba de um sistema de condicionamento de ar é caracterizada pelo aumento de pressão, pela vazão volumétrica e pela potência nominal em carga total. Para um aumento de

pressão através da bomba, a vazão de líquido nominal e a potência são as duas variáveis que caracterizam o consumo de energia da bomba. O desempenho fora das condições nominais é calculado através do desempenho nominal utilizando uma aproximação da razão de carga parcial (*part-load ratio*).

Para um ponto de funcionamento fora das condições nominais, a razão de carga parcial (*PLR*) é definida como a razão entre a vazão volumétrica atual pela vazão volumétrica nominal:

$$PLR = \frac{\dot{m}_w / \rho_w}{\dot{V}_{w,nom}} \quad (2.25)$$

onde

- \dot{m}_w , vazão mássica de água (kg/s);
- ρ_w , massa específica da água (kg/m³);
- $\dot{V}_{w,nom}$, vazão volumétrica de água nominal (m³/s);

O consumo em carga parcial é representado como uma fração da potência nominal. Para um ponto de funcionamento onde vazão é reduzida, esta fração de potência em carga total (*FFLP – fraction of full-load power*) é calculada utilizando uma curva polinomial em função da razão de carga parcial (*PLR*), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \quad (2.26)$$

onde *FFLP* é a razão entre a potência atual pela potência nominal da bomba. A soma dos coeficientes deve ser sempre igual a um, pois quando a razão de carga parcial (*PLR*) for 1, isto implica que a bomba está operando em carga total e valor de *FFLP* também deve ser igual a um.

Através de dados fornecidos em catálogos é possível obter as características do comportamento da bomba em vários pontos de operação. A

Figura (2.13) mostra uma curva com os dados de características do comportamento de um bomba centrífuga, que é fornecida pelos fabricantes de bombas, onde é mostrado a potência necessária e as curvas de isoeficiências (curvas de eficiência constante) em vários pontos ao longo da curva.

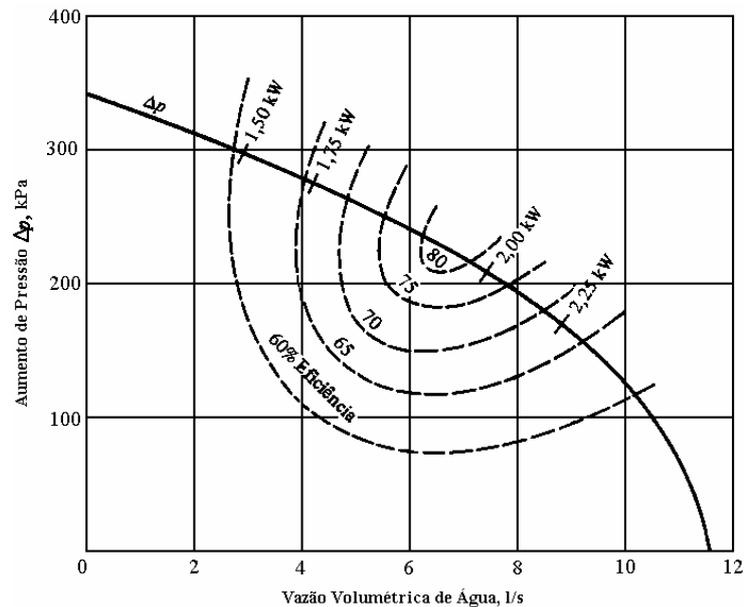


Figura 2.13 Características do comportamento de uma bomba centrífuga (Stoecker, 1985).

Através da Fig. (2.13) é possível calibrar o coeficientes da Eq. (2.26) fazendo uma varredura da vazão volumétrica desde o ponto das condições nominais até um valor mínimo possível, obtendo os valores de potência correspondentes para uma altura manométrica constante. Com os vários pontos obtidos fora das condições nominais pode-se levantar uma curva de *FFLP* em função de *PLR*, conforme mostrado na Fig. (2.14), e através desta curva fazer uma regressão cúbica e obter os valores dos coeficientes da Eq. (2.26).

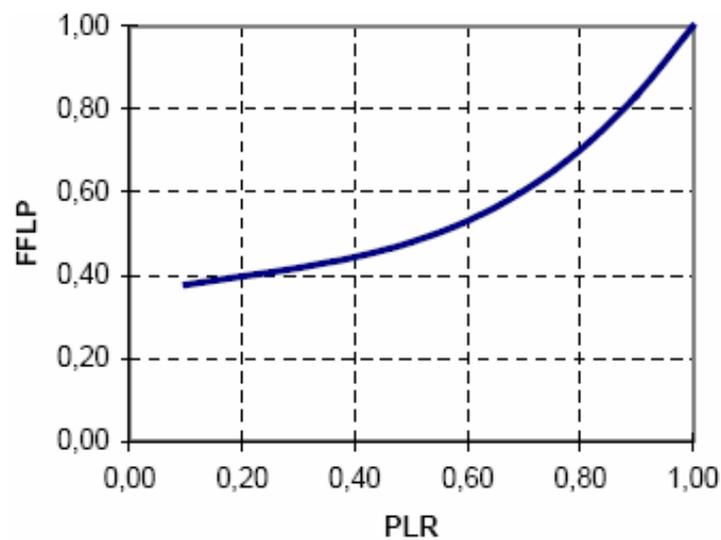


Figura 2.14 Exemplo de uma curva da fração de potência em carga total (FFLP) em função da razão de carga parcial (PLR).

Os valores dos coeficientes de regressão devem ser obtidos através de no mínimo três pontos de funcionamento da bomba considerada. Assim, a potência atual da bomba/motor nas condições de carga parcial é calculada através da potência em carga total e da fração de potência em carga total, da seguinte forma:

$$Pot_{n,parc} = FFLP \times Pot_{n,nom} \quad (2.27)$$

onde

- $Pot_{n,parc}$, potência de eixo (*shaft power*) parcial da bomba (kW);
- $Pot_{n,nom}$, potência de eixo (*shaft power*) nominal da bomba (kW);

A potência total (bomba e motor) em condições de carga parcial é calculada em função da eficiência do motor elétrico da seguinte forma (ASHRAE, 1996):

$$Pot_{t,parc} = \frac{Pot_{n,parc}}{h_m} \quad (2.28)$$

O aumento de temperatura da água na bomba é determinado a partir da eficiência da bomba. A eficiência total da bomba/motor é assumida constante e igual a eficiência nominal, e pode ser calculada da seguinte forma (ASHRAE, 1996):

$$h_t = \frac{\dot{V}_{nom} \Delta P_{nom}}{Pot_{n,nom}} \quad (2.29)$$

onde

- ΔP_{nom} , aumento de pressão nominal na bomba ou altura manométrica (kPa);
- h_t , eficiência total da bomba/motor;

A eficiência da bomba (h_b) pode ser determinada através da eficiência total (h_t) e da eficiência do motor (h_m), a qual é um parâmetro de entrada do modelo, da seguinte forma (ASHRAE, 1996):

$$h_b = \frac{h_t}{h_m} \quad (2.30)$$

Fazendo a hipótese de uma bomba adiabática, o aumento da temperatura da água na bomba está relacionado à potência total pela seguinte expressão:

$$f_{m,perda}(1-h_m)Pot_{t,parc} + (1-h_b)h_m Pot_{t,parc} = \dot{m} c_{pw} (T_{w,s} - T_{w,e}) \quad (2.31)$$

O primeiro termo leva em conta a influência das perdas do motor no aumento de temperatura do líquido e o segundo termo leva em conta a influência das perdas na bomba. O fator $f_{m,perda}$ é a fração das perdas do motor que são transmitidas ao líquido (tipicamente 5-10% das perdas totais do motor). Para bombas, este fator é praticamente zero ou muito pequeno.

A Figura (2.15) apresenta o fluxograma do modelo da bomba de circulação, onde é mostrado o procedimento de cálculo utilizado para determinar

o desempenho da bomba.

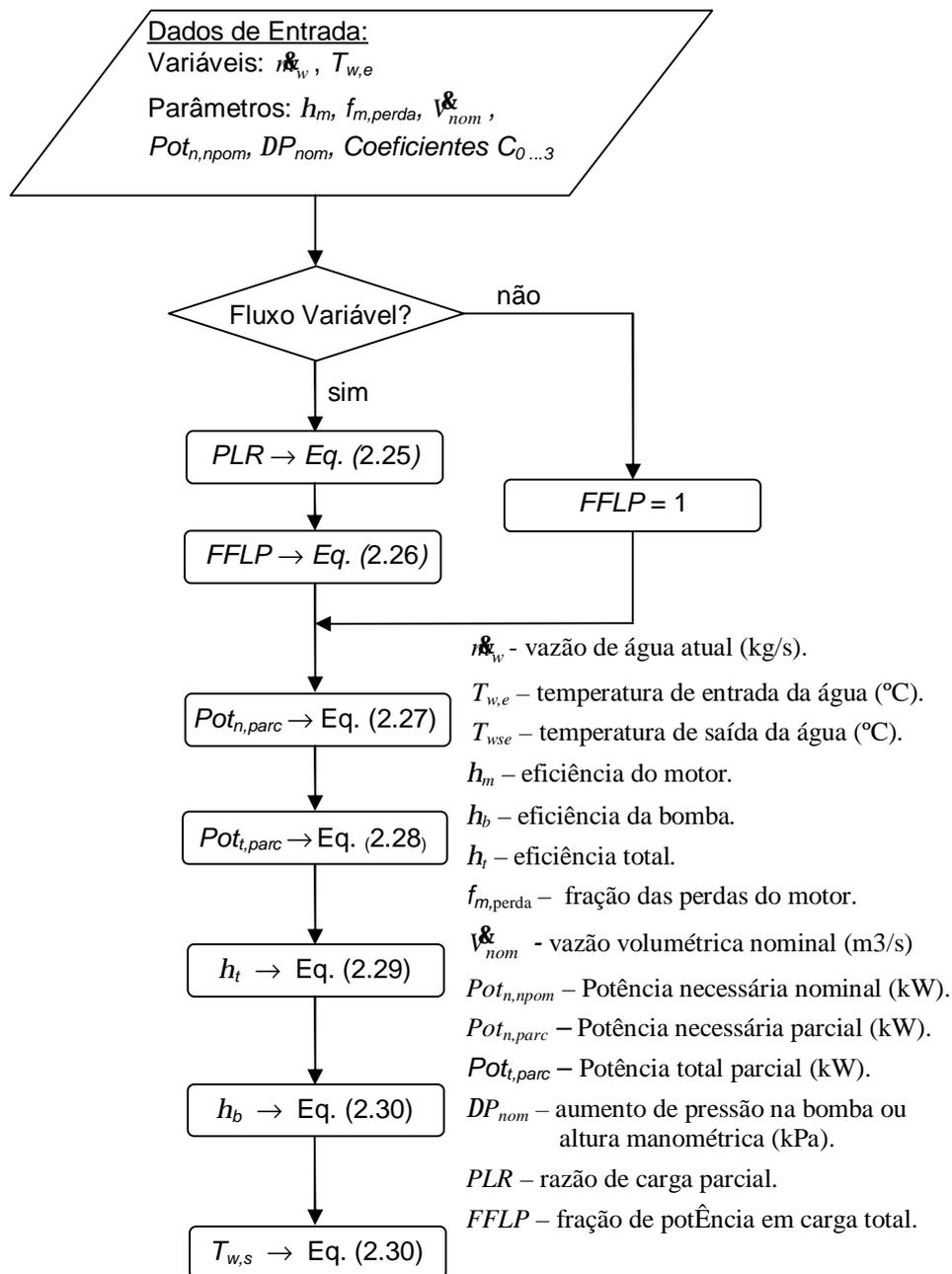


Figura 2.15 Fluxograma do modelo da bomba de circulação.

Capítulo 3

Sistema Secundário

Nesta seção são apresentados os modelos matemáticos dos componentes do sistema secundário. A Seção 3.1 mostra o desenvolvimento matemático do modelo da serpentina de resfriamento, seguido pelas Seções (3.2), (3.3) e (3.4) as quais apresentam os modelos do umidificador, do ventilador e da caixa de mistura, respectivamente.

3.1 Modelo da Serpentina de Resfriamento

A serpentina de resfriamento (Fig. 3.1) é um dos principais componentes de qualquer sistema de condicionamento de ar, pois é responsável pelo resfriamento e pela desumidificação do ar dentro do ambiente, através de convecção forçada, para promover o conforto térmico. As serpentinas são trocadores de calor compactos em contracorrente e corrente cruzada com tubos aletados com aletas planas contínuas ou aletas circulares.

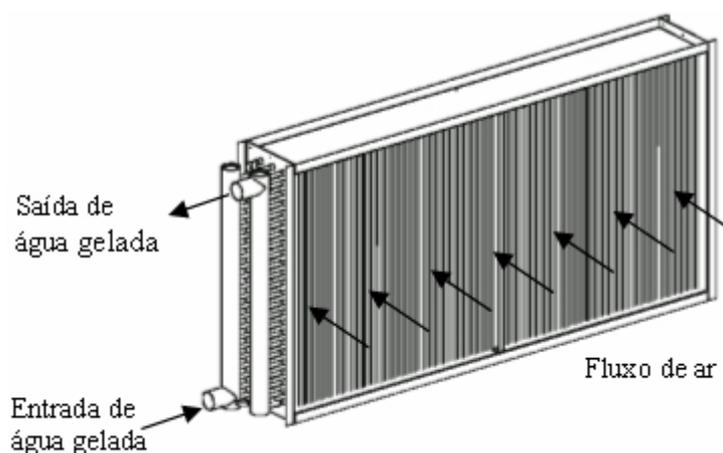


Figura 3.1 Representação esquemática de uma serpentina de resfriamento.

Um dos modelos mais importantes e necessários para estimar o consumo energético dos sistemas de climatização (HVAC – *Heating, Ventilation and Air Conditioning*) é o modelo da serpentina de resfriamento, pois é responsável pela remoção tanto de calor sensível como também de calor latente (desumidificação). Os sistemas HVAC operam freqüentemente usando apenas o controle de temperatura, mas a carga provocada pelo não controle da desumidificação não é desprezível comparada ao consumo anual de energia e necessita ser determinada.

Algumas análises destes tipos de trocadores de calor podem ser encontradas na literatura, incluindo análises experimentais bem como o estudo de alguns modelos teóricos. A seguir são apresentados alguns estudos realizados sobre serpentinas de resfriamento.

Elmahdy e Biggs (1985) desenvolveram uma correlação para a transferência de calor em superfície seca de um trocador de calor de tubos aletados, usando dados experimentais obtidos de serpentinas de seis ou mais fileiras.

Brandemuehl *et al.* desenvolveram um modelo detalhado para serpentina de resfriamento, conhecido como modelo *CCDET* (*ASHRAE HVAC 2 Toolkit*, 1993), que leva em conta tanto o resfriamento quanto a desumidificação do ar para determinar o desempenho da serpentina. O modelo associa a transferência

de calor e massa com a camada de condensado sobre a superfície aletada do lado do ar da serpentina de acordo com os métodos da *ASHRAE*. O modelo determina se a superfície está seca, completamente molhada ou parcialmente molhada.

Chuah *et al.* (1998) apresentaram um estudo do desempenho de um trocador de calor de tubos aletados em um *fan-coil*. Os dados experimentais foram comparados com dados obtidos a partir de correlações encontradas na literatura.

Rabehl *et al.* (1999) desenvolveram uma técnica para modelar a transferência de calor em um trocador de calor (serpentina de resfriamento) que evita algumas das suposições e complicações de modelos detalhados. A técnica é baseada nas relações fundamentais de transferência de calor e massa e inclui parâmetros característicos cujos valores são determinados usando dados de catálogo.

Tendo em vista os estudos realizados sobre serpentinas de resfriamento, procurou-se escolher um modelo que pudesse representar da forma mais real o comportamento da serpentina, levando em conta tanto o resfriamento como também a desumidificação do ar. Assim, neste presente trabalho foi adotado o modelo descrito no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993), por proporcionar bons resultados conforme descrito por Nassif *et al.* (2003) que apresentaram a modelagem dos componentes de um sistema de climatização, sendo um deles a serpentina de resfriamento. Neste trabalho, foram adotados dois modelos para modelar a serpentina de resfriamento, sendo um deles o modelo *CCDET*, os quais foram validados através de dados monitorados no sistema real. A Figura (3.2) apresenta a comparação das temperaturas do ar de insuflamento para o dia 29 de Julho de 2002. É possível observar que o modelo *CCDET* é bem preciso. O erro relativo determinado é de 1.8% para este modelo. Assim, pode-se concluir que o modelo *CCDET* fornece resultados confiáveis.

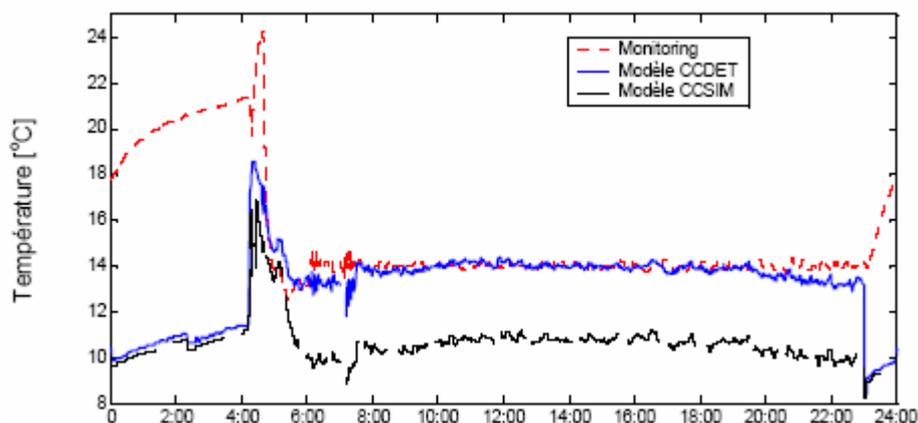


Figura 3.2 Comparação das temperaturas do ar de insuflamento obtida pelos modelos e medidas no sistema real para o 29 de Julho (Nassif *et al.*, 2003).

A seguir é apresentada a descrição matemática do modelo *CCDET*, o qual é baseado no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993) onde é mostrado o procedimento de cálculo utilizado pelo modelo.

3.1.1 Coeficiente de Transferência de Calor para o Escoamento Interno

O coeficiente de transferência de calor por convecção forçada é calculado para um escoamento completamente desenvolvido em um tubo usando as relações de transferência de calor para um escoamento padrão laminar ou turbulento. Pode ser aplicado para uma seção não circular usando o diâmetro hidráulico ao invés do diâmetro do tubo circular. As correlações são válidas para escoamento laminar ou turbulento em tubos lisos, com diferenças de temperatura moderadas entre a parede do tubo e o fluido, para fluidos com número de Prandtl entre 0.6 e 100.

O número de Reynolds para o escoamento num tubo circular é definido por:

$$\text{Re}_w = \frac{G_w d_{i,\text{int}}}{m_w} \quad (3.1)$$

onde

$$G_w = r_w u_w \quad (3.2)$$

G_w é o fluxo de massa do fluido (taxa de escoamento de massa por unidade de área do tubo), $d_{t,int}$ é o diâmetro interno do tubo, e μ_w é a viscosidade dinâmica do fluido na temperatura média da água.

O coeficiente de transferência de calor por convecção (g) é calculado da definição do número de Nusselt.

$$g_{int} = Nu_w \frac{k_w}{d_{t,int}} \quad (3.3)$$

Para um número de Reynolds maior do que 3000 é utilizada a correlação de Sieder e Tate (1936), para um escoamento turbulento completamente desenvolvido, para calcular o número de Nusselt.

$$Nu_w = 0.027 Re_w^{0.8} Pr_w^{1/3} \left(\frac{m_w}{m_{w,p}} \right) \quad (3.4)$$

onde

$$Pr_w = \frac{m_w c_{p,w}}{k_w} \quad (3.5)$$

Para um número de Reynolds menor que 2000 é utilizado a correlação de Sieder e Tate (1936) para a transferência de calor laminar em tubos.

$$Nu_w = 1.86 (Re_w Pr_w)^{1/3} \left(\frac{d_{t,int}}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{m_w}{m_{w,p}} \right)^{0.14} \quad (3.6)$$

para $Re_w Pr_w \frac{d_{t,int}}{L} > 10$

Para um número de Reynolds entre 2000 e 3000, o que caracteriza um escoamento transitório, é utilizado para o cálculo do número de Nusselt uma

interpolação linear que resulta na seguinte expressão (Brandemuel, 1993):

$$Nu_w = Nu_{w,la\ min\ ar} + \left(\frac{Re_w - 2000}{3000 - 2000} \right) \left(\frac{Nu_{w,turbulento}}{Nu_{w,la\ min\ ar}} \right) \quad (3.7)$$

3.1.2 Coeficiente de Convecção para Superfície Externa Seca

O coeficiente de transferência de calor por convecção de trocadores de calor com superfícies estendidas é determinado utilizando-se uma correlação entre o fator de Colburn (j), o número de Reynolds (Re) e o número de Stanton (St) para o ar baseado no fluxo de massa máximo (G) (Incropera e Witt, 1992), de forma:

$$G_a \equiv r_a u_{m\acute{a}x} = \frac{r_a u A_{fr}}{A_{ff}} = \frac{r_a}{A_{ff}} = \frac{r_a}{s A_{fr}} \quad (3.8)$$

onde

- A_{fr} é a área frontal do trocador de calor ;
- A_{ff} é a área mínima de escoamento livre das passagens aletadas (área da seção reta perpendicular à direção do escoamento);
- s é a razão entre a área mínima de escoamento e a área frontal;

Número de Stanton (St):

$$St = \frac{g_{ext,s}}{G_a c_{p,a}} \quad (3.9)$$

Fator de Colburn (j):

$$j = St Pr^{2/3} \quad (3.10)$$

Sob a condição de serpentina seca, o coeficiente de transferência de calor médio pode ser calculado através da seguinte correlação do fator Colburn,

do número de Prandtl e das propriedades do escoamento:

$$g_{ext,s} = j G_a c_{p,a} \text{Pr}_a^{-2/3} \quad (3.11)$$

O fator de transferência de calor de Colburn é determinado usando o número de Reynolds e parâmetros geométricos da serpentina.

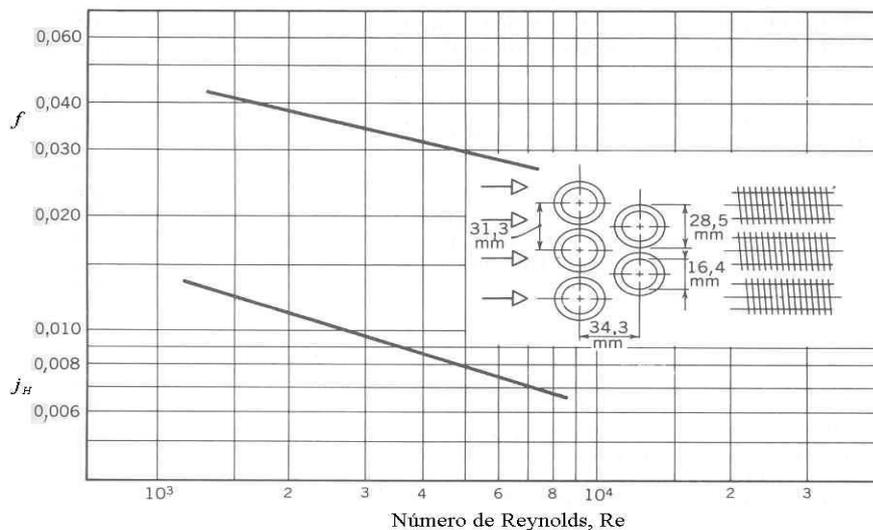
$$j = c_1 \text{Re}_a^{c_2} \quad (3.12)$$

Os coeficientes c_1 e c_2 determinados por Elmahdy e Biggs (1985) para a Eq. (3.12) através de dados geométricos para $200 < \text{Re}_a < 2000$ são os seguintes:

$$c_1 = 0.159 \left(\frac{2y}{l} \right)^{0.141} \left(\frac{d_h}{2y} \right)^{0.065} \quad (3.13)$$

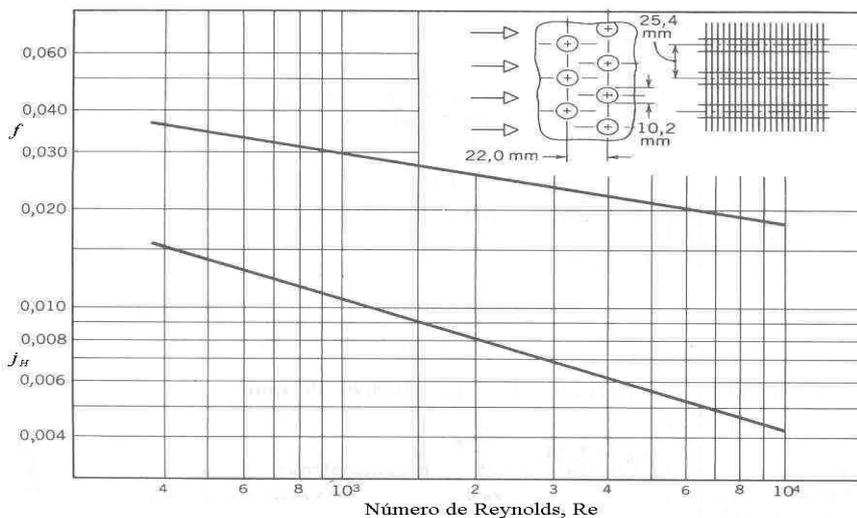
$$c_2 = -0.323 \left(\frac{2y}{l} \right)^{0.049} \left(\frac{e}{2y} \right)^{0.077} \quad (3.14)$$

As Figuras (3.3) e (3.4) apresentam as correlações Kays e London (1984) para os fatores de Colburn (j) e de atrito (f) em função do número de Reynolds para um determinado arranjo de tubos aletados.



Diâmetro externos dos tubos, $D_o = 16.4 \text{ mm}$
 Passo das aletas = 275 por metro
 Diâmetro hidráulico do canal de escoamento, $D_h = 6.68 \text{ mm}$
 Espessura das aletas, $t = 0.254 \text{ mm}$
 Área do escoamento livre / área frontal, $\sigma = 0.449$
 Área de transferência de calor / volume total, $\alpha = 269 \text{ m}^2 / \text{m}^3$
 Área das aletas / área total, $A_f / A = 0.830$
 Nota: A área mínima do escoamento livre está nos espaços transversais à corrente

Figura 3.3 Fator de Colburn e fator de atrito num trocador de calor de tubos circulares aletados (Kays e London, 1984).



Diâmetro externos dos tubos, $D_o = 10.2 \text{ mm}$
 Passo das aletas = 315 por metro
 Diâmetro hidráulico do canal de escoamento, $D_h = 3.63 \text{ mm}$
 Espessura das aletas, $t = 0.330 \text{ mm}$
 Área do escoamento livre / área frontal, $\sigma = 0.534$
 Área de transferência de calor / volume total, $\alpha = 587 \text{ m}^2 / \text{m}^3$
 Área das aletas / área total, $A_f / A = 0.913$
 Nota: A área mínima do escoamento livre está nos espaços transversais à corrente

Figura 3.4 Fator de Colburn e fator de atrito num trocador de calor de tubos circulares e aletas contínuas (Kays e London, 1984).

O número de Reynolds é calculado da seguinte forma:

$$\text{Re}_a = \frac{G_a d_h}{m} \quad (3.15)$$

O fluxo de massa, G_a , é baseado na área mínima de escoamento. O diâmetro hidráulico, d_h , é um diâmetro efetivo dentro dos canais da aleta, e é definido como:

$$d_h = \frac{4A_{ff} L}{A_T} \quad (3.16)$$

3.1.3 Coeficiente de Convecção para Superfície Externa Molhada

A presença de uma camada de líquido em uma superfície faz com que seu coeficiente de convecção aumente, pois esta camada dificulta a transferência de calor nesta superfície. Portanto, quando se deseja estudar superfícies molhadas deve-se levar em conta a resistência térmica da camada de líquido.

O coeficiente de transferência de calor por convecção para uma superfície estendida de um trocador de calor com uma superfície molhada é calculado através do coeficiente de convecção para uma superfície seca usando um fator de correção baseado na velocidade de face.

O coeficiente de convecção médio para uma superfície molhada pode ser determinado pelo coeficiente para uma superfície seca (Eq. (3.11)) com um simples fator de correção dado por Myers (1967):

$$g_{ext,m} = C_f g_{ext,s} \quad (3.17)$$

O fator de correção é uma função da velocidade de face para o ar padrão e foi determinado pela regressão de dados experimentais. Para unidades da velocidade de face em m/s o fator de correção pode ser expresso da seguinte

forma:

$$C_f = 1.0673 u_f^{0.101} \quad (3.18)$$

onde a velocidade de face u_f é

$$u_f = \frac{G_a}{r_a} \quad (3.19)$$

onde G_a é calculado pela Eq. (3.8).

Esta correlação foi desenvolvida para $600 < Re_a < 2000$. O número de Reynolds é dado pela Eq. (3.15).

3.1.4 Eficiência de Superfícies Aletadas

Trocadores de calor usados para aquecimento ou resfriamento podem ter aletas de vários tipos na superfície em contato com o ar. A Figura (3.5) mostra dois tipos de tubos aletados. A Figura (3.5a) apresenta aletas em espiral, enquanto a Fig. (3.5b) tem aletas planas contínuas. Vários outros tipos podem ser empregados como aletas circulares e aletas em barra.

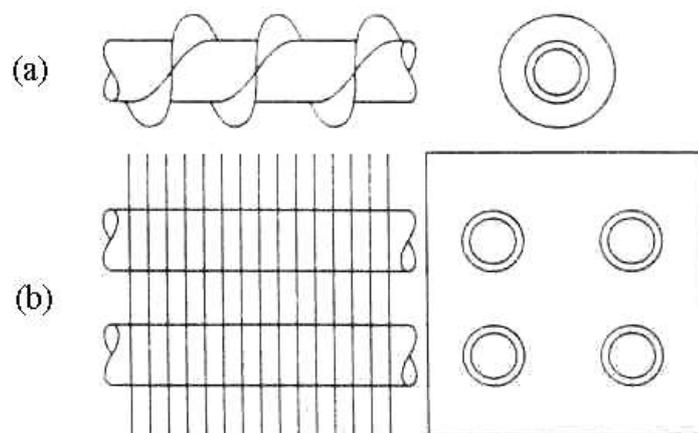


Figura 3.5 Ilustração esquemática de tubos aletados (Kuehn *et al.*, 1998).

A adição de aletas aos tubos aumenta a área externa, mas com a

diminuição da diferença média de temperatura entre a superfície e a corrente de ar. Considerando que a resistência térmica do tubo pode ser desprezível, a resistência térmica da superfície estendida pode ser considerável.

Um fator significativo na avaliação da efetividade térmica de aletas é a *eficiência da aleta*, h_f , definida como:

$$h_f = \frac{T_{f,m} - T}{T_{f,b} - T} = \frac{\Delta T_{f,m}}{\Delta T_{f,b}} \quad (3.20)$$

onde $T_{f,m}$ é a temperatura média da aleta, $T_{f,b}$ é a temperatura na base da aleta e T a temperatura de bulbo seco do ar.

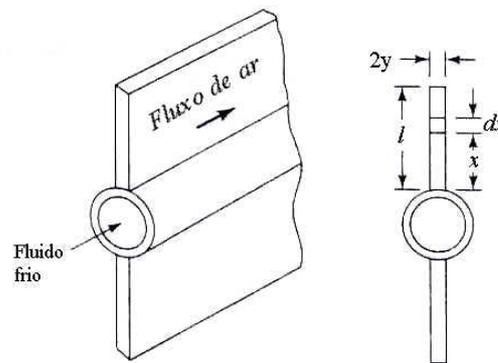


Figura 3.6 Ilustração esquemática de uma aleta em barra (Kuehn *et al.*, 1998).

Nesta seção será apresentado o estudo das eficiências de vários tipos de superfícies aletadas. Primeiramente será a eficiência de uma aleta em barra, a qual é matematicamente o tipo mais elementar. A Figura (3.6) mostra esquematicamente uma aleta em barra conectada ao tubo. Em geral, as equações para a eficiência de aletas são baseadas em suposições padrão de (1) transferência de calor em regime permanente, (2) condutividade térmica da aleta constante, (3) temperatura constante na base da aleta, (4) condução de calor unidimensional na aleta, (5) transferência de calor desprezível através da

borda exterior da aleta, (6) temperatura uniforme da corrente de ar, e (7) coeficiente de convecção na superfície externa constante.

Para qualquer seção transversal de comprimento unitário na Fig. (3.6) tem-se (Kuehn *et al.*, 1998):

$$q_f = -kA \frac{dT_f}{dx} = -2ky \frac{dT_f}{dx}$$

ou

$$dq_f = -2ky \frac{d^2T_f}{dx^2} dx = -2ky \frac{d^2\Delta T_f}{dx^2} dx$$

mas

$$dq_f = -2g_{ext} dx (T_f - T) = -2g_{ext} dx \Delta T_f$$

Assim

$$\frac{d^2\Delta T_f}{dx^2} = \frac{g_{ext}}{ky} \Delta T_f \quad (3.21)$$

Resolvendo a Eq. (3.21) para seguintes condições: $x=0$, $DT_f=DT_{f,b}$, e $x=l$, $dDT_f/dx=0$, obtém-se:

$$DT_f = DT_{f,b} \left[\frac{e^{p(l-x)} + e^{-p(l-x)}}{e^{pl} + e^{-pl}} \right] \quad (3.22)$$

onde $p = \sqrt{g_{ext} / ky}$ e $DT_{f,b} = T_{f,b} - T$.

Pode-se encontrar a taxa de transferência de calor total por unidade de comprimento de uma aleta da seguinte forma:

$$q_f = 2g_{ext} \int_0^L \Delta T_f dx$$

Com a Eq. (3.22), tem-se

$$q_f = \frac{2g_{ext}\Delta T_{f,b}}{p} (\tanh pl) \quad (3.23)$$

Pela definição da temperatura média da aleta $T_{f,m}$

$$q_f = g_{ext} A_f (T_{f,m} - T) = 2g_{ext} l \Delta T_{f,m} \quad (3.24)$$

Assim, pelas Eqs. (3.20), (3.23) e (3.24), a eficiência da aleta em barra é dada por:

$$h_f = \frac{\tanh pl}{pl} \quad (3.25)$$

A Figura (3.7) mostra a eficiência de uma aleta em barra calculada pela Eq. (3.25) para valores de pl até 5.0.

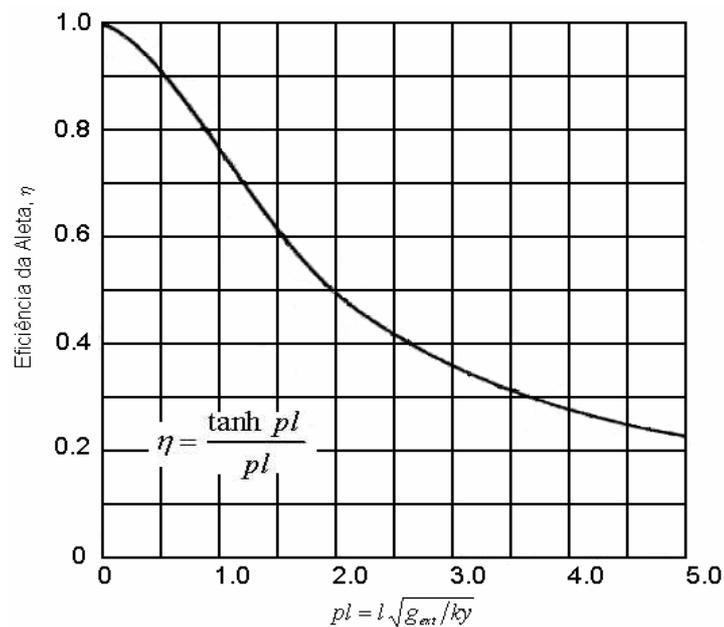


Figura 3.7 Eficiência de uma aleta em barra (Kuehn *et al.*, 1998).

Aletas circulares são mais comumente aplicadas em trocadores de calor do que aletas em barra. A Figura (3.8) mostra dois esquemas de aletas circulares. A aleta (a) tem uma espessura uniforme, enquanto a aleta (b) tem uma seção transversal constante. Gráficos da eficiência da aleta para estas duas geometrias são dados nas Figs. (3.9) e (3.10). Outras configurações de aleta são consideradas em Rohsenow *et al.* (1985).

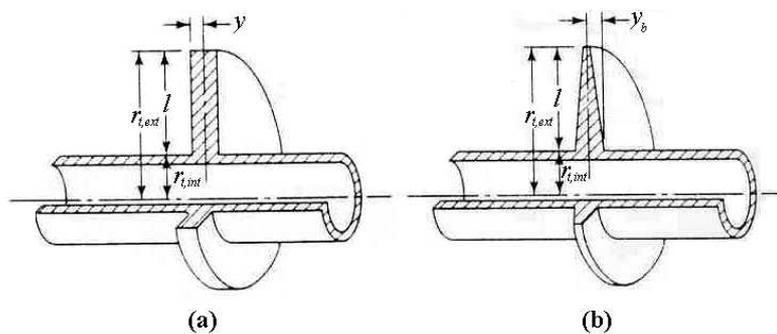


Figura 3.8 Ilustração esquemática de aletas planas circulares (a) tendo uma espessura uniforme, e (b) com uma seção transversal constante (Kuehn *et al.*, 1998).

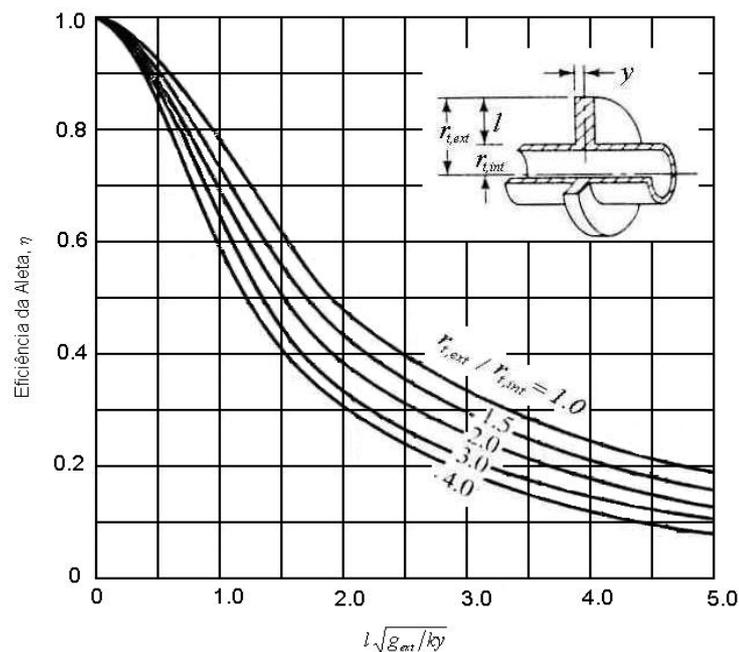


Figura 3.9 Eficiência de uma aleta plana circular de espessura uniforme (Kuehn *et al.*, 1998).

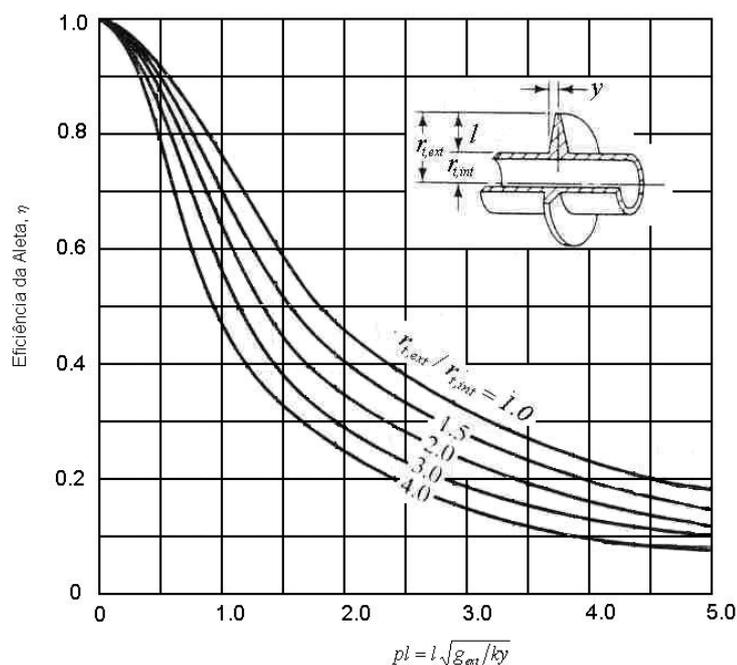


Figura 3.10 Eficiência de uma aleta plana circular com uma seção transversal uniforme (Kuehn *et al.*, 1998).

A aleta retangular de espessura uniforme é comumente usada em serpentinas aletadas para aquecimento ou resfriamento do ar. Não é possível obter uma solução matemática exata para a eficiência de tais aletas. Uma aproximação normalmente utilizada é assumir que a área da aleta é equivalente em desempenho a uma aleta plana circular de mesma área. A Figura (3.11) mostra o método onde o raio externo equivalente da aleta circular é determinado como

$$r_{t,ext} = \sqrt{\frac{ab}{p}} \tag{3.26}$$

Após a determinação do raio externo equivalente, a eficiência da aleta pode ser encontrada através da Fig. (3.11).

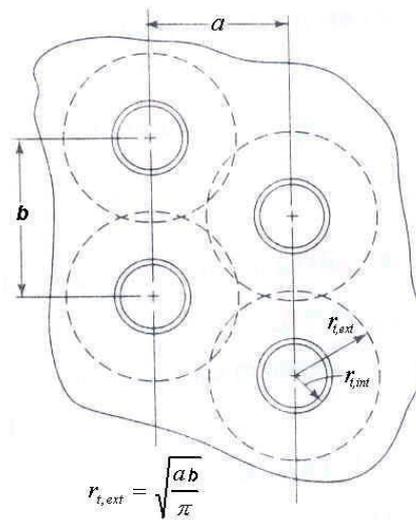


Figura 3.11 Método de aproximação para tratar uma aleta plana retangular de espessura uniforme em termos de uma aleta plana circular de mesma área (Kuehn *et al.*, 1998).

3.1.5 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor necessário para o modelo do trocador de calor é determinado através das resistências térmicas individuais da serpentina.

A resistência térmica devido à condução através do tubo e devido à incrustação no tubo é:

$$R_p = \frac{A_{t,ext}}{A_{t,int}} \left[\frac{(r_{t,ext} - r_{t,int})}{k_t} + F_t \right] \quad (3.27)$$

As resistências de superfície do lado do ar e do lado da água são:

$$R_{ext} = \frac{1}{g_{ext}} \quad (3.28)$$

$$R_{\text{int}} = \frac{A_{\text{sup,ext}}}{A_{\text{sup,int}}} \frac{1}{g_{\text{int}}} \quad (3.29)$$

A resistência térmica devido à eficiência das aletas é:

$$R_f = \frac{(1 - h_{\text{sup,ext}})}{h_{\text{sup,ext}}} \frac{1}{g_{\text{ext}}} \quad (3.30)$$

onde a efetividade da superfície é definida em termos da eficiência da aleta.

$$h_{\text{sup,ext}} = 1 - \frac{A_f}{A_{\text{sup,ext}}} (1 - h_f) \quad (3.31)$$

O coeficiente global de transferência de calor é calculado em termos de R_i , R_p , R_{ext} e R_f . Para a superfície seca, usa-se o coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor entre as temperaturas do ar e do líquido.

$$UA = \frac{A_{\text{sup,ext}}}{R_p + R_{\text{ext}} + R_f + R_{\text{int}}} \quad (3.32)$$

Para a superfície molhada, usa-se um coeficiente global interno para a transferência de calor entre o líquido e a base da aleta e um coeficiente global externo para a transferência de calor entre a base da aleta e o ar.

$$UA_{\text{int}} = \frac{A_{\text{sup,ext}}}{R_p + R_{\text{int}}} \quad (3.33)$$

$$UA_{\text{ext}} = \frac{A_{\text{sup,ext}}}{R_f + R_{\text{ext}}} \quad (3.34)$$

3.1.6 Análise do Trocador de Calor: O Método da Efetividade – *NUT*

O método da efetividade é utilizado para calcular as condições de saída de um trocador de calor simples quando são conhecidas somente as temperaturas de entrada e as capacidades caloríficas.

A efetividade de um trocador de calor é definida como razão entre a taxa real de transferência de calor no trocador de calor e a taxa máxima possível de transferência de calor para uma dada condição de entrada do fluido (Incropera e Witt, 1992). Desde que a transferência de calor possa ser expressa em termos da taxa de escoamento e das condições de entrada e saída do fluido, o estado de saída de um trocador de calor pode ser determinado através do estado de entrada, da taxa de escoamento e da efetividade e . As seguintes equações indicam estas relações:

$$q = C_a (X_{a,e} - X_{a,s}) = C_w (X_{w,s} - X_{w,e}) \quad (3.35)$$

$$q_{máx} = C_{\min} (X_{a,e} - X_{w,e}) \quad (3.36)$$

$$q = e q_{máx} \quad (3.37)$$

onde X é uma variável de estado que pode ser tanto a temperatura como a entalpia. A capacidade calorífica C relaciona a transferência com a variável de estado.

A Equação (3.37) define a efetividade, a qual pode ser determinada pelas características físicas do trocador de calor, como a capacidade calorífica das duas correntes e a configuração do escoamento. Para uma dada configuração, a efetividade de um trocador de calor pode ser expressa como uma função de duas variáveis adimensionais: o número de unidades de transferência, N ou NUT , e a razão entre as capacidades caloríficas das correntes, C_r .

$$N = NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.38)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.39)$$

onde C_{\min} é a capacidade calorífica mínima e C_{\max} é a capacidade calorífica máxima das duas correntes e UA é o coeficiente global de transferência de calor para o trocador de calor.

O método da efetividade- NUT é tipicamente aplicado na análise de trocadores de calor sensível. Para o cálculo da transferência de calor sensível, a temperatura do fluido é a variável de estado e a capacidade calorífica é o produto entre a vazão mássica e o calor específico do fluido. Contudo, o método da efetividade- NUT também pode ser usado na análise da variação de “entalpia” envolvendo transferência acoplada de calor e massa (serpentina de resfriamento e desumidificação) para calcular a entalpia de saída do fluido. Para o cálculo da entalpia, a capacidade calorífica tem unidades de vazão mássica e o UA é modificado para expressar a variação de entalpia.

A Tabela (3.1) apresenta algumas expressões para a efetividade em função de C_r e NUT para determinadas configurações de escoamento.

As condições de saída do fluido podem ser calculadas a partir da definição da efetividade da seguinte forma:

$$\begin{aligned} X_{a,s} &= X_{a,e} - e \frac{C_{\min}}{C_a} (X_{a,e} - X_{w,e}) \\ X_{w,s} &= X_{w,e} - e \frac{C_{\min}}{C_w} (X_{a,e} - X_{w,e}) \end{aligned} \quad (3.40)$$

Tabela 3.1 Relações de efetividade nos trocadores de calor (Incropera e Witt, 1992).

DISPOSIÇÃO DAS CORRENTES	RELAÇÃO
Escoamento em contra corrente	$e = \frac{1 - e^{-N(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-N(1-C_r)}} \quad (3.41)$
	$e = \frac{N}{N+1} \quad \text{se } C_r = 1 \quad (3.42)$
Escoamento Paralelo	$e = \frac{1 - e^{-N(1+C_r)}}{1 + C_r} \quad (3.43)$
Escoamento Cruzado, com os dois fluidos não misturados	$e = 1 - \exp\left[\frac{e^{-N^{0.78}C_r} - 1}{C_r N^{-0.22}}\right] \quad (3.44)$
Escoamento Cruzado, com os dois fluidos misturados	$e = \left[\frac{1}{1 - e^{-N}} + \frac{C_r}{1 - e^{-NC_r}} - \frac{1}{N}\right]^{-1} \quad (3.45)$
Escoamento Cruzado, C_{\min} (não-misturado) e C_{\max} (misturado)	$e = \frac{1 - e^{-C_r(1-e^{-N})}}{C_r} \quad (3.46)$
Escoamento Cruzado, C_{\min} (misturado) e C_{\max} (não-misturado)	$e = 1 - e^{-\frac{1-e^{-NC_r}}{C_r}} \quad (3.47)$
Todos os trocadores (aproximado, $C_r=0$)	$e = 1 - e^{-N} \quad (3.48)$

3.1.7 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Seca

Trocadores de calor com superfície seca são definidos como trocadores de calor nos quais não há transferência de massa ou remoção de umidade, ou seja, só ocorre transferência de calor sensível.

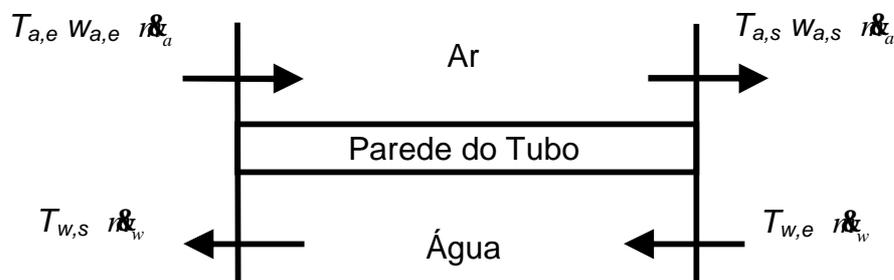


Figura 3.12 Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície seca.

A Figura (3.12) mostra um esquema simplificado da serpentina de

resfriamento com um escoamento em contra corrente. A análise de uma serpentina com superfície seca é realizada usando as relações convencionais para um trocador de calor sensível. A serpentina é modelada utilizando o método da efetividade- NUT . O cálculo da efetividade- NUT é realizado conforme mostrado na seção (3.1.6), o qual necessita do coeficiente global de transferência de calor e as capacidades caloríficas das duas correntes. Aplicando um balanço de energia na serpentina (Fig. (3.12)), obtém-se as seguintes expressões para o cálculo da transferência de calor:

$$\begin{aligned}
 q_s &= C_a (T_{a,e} - T_{a,s}) \\
 q_s &= C_w (T_{w,s} - T_{w,e}) \\
 C_a &= \dot{m}_a c_{pa} \\
 C_w &= \dot{m}_w c_{pw}
 \end{aligned}
 \tag{3.49}$$

onde C_a é a capacidade calorífica do ar e C_w é a capacidade calorífica da água.

As temperaturas de saída do ar e da água são calculadas através do método da efetividade dado valores de UA , C_a e C_w .

A Figura (3.13) apresenta o procedimento de cálculo utilizado para determinar as condições de saída do ar e da água quando a superfície da serpentina está seca.

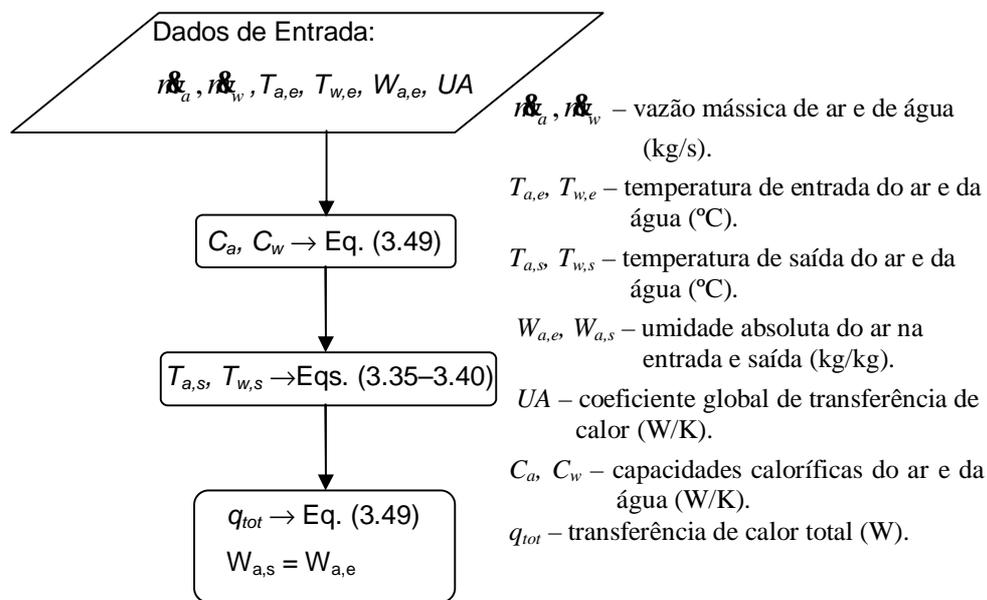


Figura 3.13 Fluxograma da serpentina com superfície seca.

3.1.8 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Molhada

Se a temperatura da superfície na entrada da serpentina for menor que a temperatura de orvalho do ar na entrada, considera-se que a serpentina está operando com a superfície completamente molhada. Para a condição de superfície molhada, as condições do ar e da água em regime permanente podem ser determinadas usando as relações padrão de efetividade do trocador de calor baseadas nas entalpias ao invés das temperaturas. É utilizado um modelo de efetividade, para uma configuração de escoamento em contracorrente, para a variação da entalpia o qual se aproxima do desempenho de um trocador de calor com várias fileiras e com escoamento cruzado e contracorrente. As resistências para a transferência de entalpia são computadas em termos dos coeficientes convencionais de transferência de calor, das eficiências das aletas, e dos parâmetros da entalpia fictícia como descrito em Kuehn *et al.* (1998) e resumido abaixo.

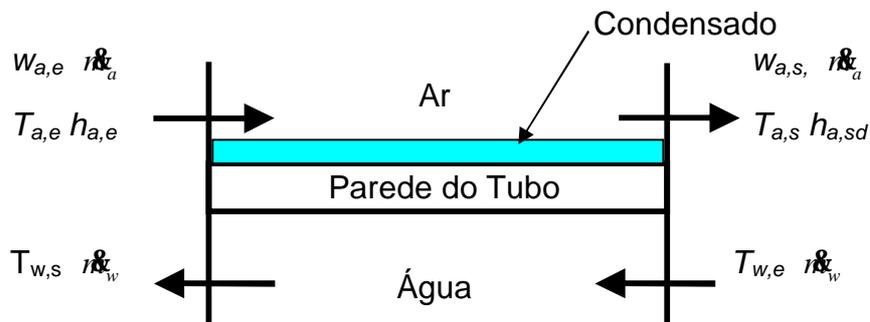


Figura 3.14 Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície molhada.

A Figura (3.14) mostra um esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície molhada com um escoamento em contra corrente. A transferência de calor em uma serpentina molhada é calculada baseada na entalpia para incluir os efeitos latentes. As entalpias do ar são calculadas utilizando as equações psicrométricas convencionais. As entalpias correspondentes da serpentina e da água são relacionadas com a do ar através das “entalpias fictícias”, definida como a entalpia do ar saturado à temperatura da serpentina ou da água.

O cálculo da transferência de calor baseado na entalpia para uma superfície molhada usa a relação fundamental entre a transferência de calor, a entalpia e a capacidade calorífica. Aplicando um balanço de energia na serpentina (Fig. (3.14)), obtêm-se as seguintes expressões para o cálculo da transferência de calor:

$$\begin{aligned}
 q_a &= C_a (h_{a,e} - h_{a,s}) \\
 q_w &= C_w (h_{aw,sat,s} - h_{aw,sat,e}) = (\dot{m} c_p)_w (T_{w,s} - T_{w,e})
 \end{aligned}
 \tag{3.50}$$

O sub-índice da entalpia aw,sat refere-se a entalpia do ar saturado avaliado à temperatura da água e representa a “entalpia fictícia”. A capacidade calorífica depende da relação entre a transferência de calor e as entalpias. No lado do ar, a capacidade calorífica da entalpia é a vazão mássica de ar. No lado

da água, a capacidade calorífica da entalpia é baseada na entalpia do ar saturado à temperatura da água.

$$\begin{aligned} C_a &= \dot{m}_a \\ C_w &= \left(\dot{m}_w \frac{c_p}{c_{p,sat}} \right) \end{aligned} \quad (3.51)$$

onde

$$\Delta h_{sat} = c_{p,sat} \Delta T_{sat} \quad (3.52)$$

A variável $c_{p,sat}$ é o calor específico efetivo do ar saturado, definido pela Eq. (3.52). Para obter a melhor aproximação, um valor médio de $c_{p,sat}$ é determinado utilizando a temperatura da superfície aletada na entrada e na saída da serpentina molhada. Cálculos rigorosos de $c_{p,sat}$ sob essas suposições necessitam conhecer o estado de saída do fluido, resultando em uma solução iterativa. Para evitar um processo iterativo, $c_{p,sat}$ é calculado usando a temperatura de orvalho do ar na entrada $T_{orv,e}$ e a temperatura da água na entrada $T_{w,e}$. A temperatura real da superfície da aleta na entrada do ar será menor e a temperatura real na entrada da água será maior, mas a curva entre esses dois pontos é muito próxima pelas temperaturas do ar e da água.

$$c_{p,sat} = \frac{(h_{a,sat,e}(T_{orv,e}) - h_{aw,sat,e}(T_{w,e}))}{(T_{orv,e} - T_{w,e})} \quad (3.53)$$

A entalpia de saída do ar e a entalpia do ar saturado à temperatura da água pode ser determinada pela modelagem da serpentina como um trocador de calor em contracorrente (Fig. (3.14)). Contudo, visto que os cálculos da transferência de calor são realizados baseados nas entalpias, o coeficiente global de transferência de calor deve ser baseado no potencial entálpico ao invés do potencial de temperatura. O coeficiente de transferência de calor baseado na entalpia, UA_h , é relacionado ao coeficiente convencional baseado

na temperatura pelo calor específico.

$$UA_h = \frac{UA}{c_p} \quad (3.54)$$

Para uma serpentina molhada, a transferência de calor local pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$q = UA_{h,tot} (h_a - h_{w,sat}) \quad (3.55)$$

onde $UA_{h,tot}$ é o coeficiente global entálpico de transferência de calor.

Expressando o coeficiente global de transferência de calor entre o líquido e o ar como um par de resistências térmicas em série, uma entre a água e a aleta e outra entre a aleta e o ar, o coeficiente global entálpico pode ser relacionado aos coeficientes convencionais de transferência de calor interno e externo como:

$$\frac{1}{UA_{h,tot}} = \frac{c_{p,sat}}{UA_{int}} + \frac{c_{p,a}}{UA_{ext}} \quad (3.56)$$

Usando o coeficiente global de transferência de entalpia e as capacidades caloríficas, a entalpia de saída do ar e a entalpia do ar saturado na temperatura de saída do líquido pode ser calculado utilizando o modelo de trocador de calor pelo método da efetividade- NUT (Seção (3.1.6)). A temperatura de saída do líquido é calculada através da entalpia de saturação usando as relações psicrométricas.

Através das condições do ar e da água e dos coeficientes globais de transferência de calor interno UA_{int} e externo UA_{ext} , é possível determinar as condições de entrada e saída da superfície externa

A temperatura de bulbo seco e a umidade absoluta do ar na saída são calculadas através da entalpia do ar usando o método da efetividade, o qual é baseado na estimativa da temperatura da superfície aletada. A temperatura do

condensado na serpentina é desconhecida, mas é assumida constante. Portanto, o condensado representa uma corrente de fluido com capacidade calorífica térmica infinita ($C_r=0$), e aplica-se a seguinte relação de efetividade (Tab. 3.1):

$$e = 1 - e^{-N} \quad (3.57)$$

Usando esta relação junto com a entalpia do ar na entrada da serpentina e a entalpia do ar na saída que são conhecidas, a entalpia saturada na temperatura do condensado para o cálculo da efetividade pode ser determinada da seguinte forma:

$$h_{sat,cond} = h_{a,e} - \frac{h_{a,e} - h_{a,s}}{e} \quad (3.58)$$

A temperatura do condensado (superfície) é determinada através da entalpia saturada usando-se as relações psicrométricas. Dada a temperatura do condensado, T_{cond} , a temperatura de bulbo seco do ar na saída é calculada pela seguinte expressão:

$$T_{a,s} = T_{a,e} - e(T_{a,e} - T_{cond}) \quad (3.59)$$

Logo, o calor sensível pode ser determinado usando um simples balanço de energia:

$$q_{sen,m} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,e} - T_{a,s}) \quad (3.60)$$

A Figura (3.15) apresenta o procedimento de cálculo utilizado para determinar as condições de saída do ar e da água quando a superfície da serpentina está completamente molhada.

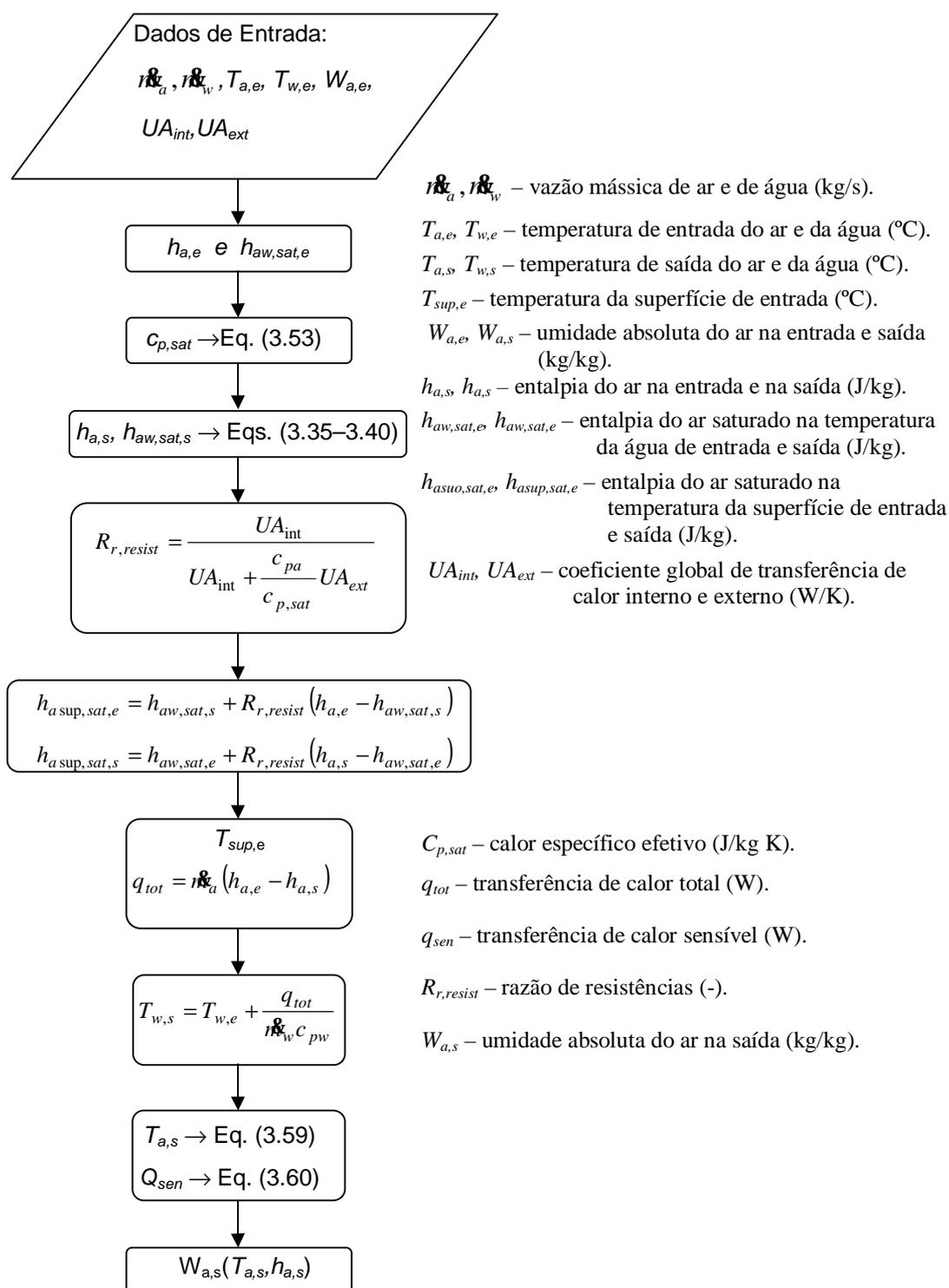


Figura 3.15 Fluxograma da serpentina com superfície molhada.

3.1.9 Transferência de Calor na Serpentina com Superfície Parcialmente Molhada

Uma serpentina de resfriamento pode operar com a superfície parcialmente molhada, ou seja, pode existir uma região da serpentina onde a superfície esta seca e uma outra onde a superfície esta molhada tendo assim duas regiões distintas dentro da serpentina. Se temperatura da superfície na entrada do ar é maior do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, mas a temperatura da superfície na saída do ar é menor do que a temperatura de orvalho na entrada, então é considerado que a superfície da serpentina esta parcialmente molhada. A serpentina é modelada como duas serpentinhas separadas uma seca e outra molhada com condições comuns na fronteira (Fig. (3.16)). Sob condições secas, as condições do ar e da água em regime permanente podem ser determinadas usando as relações padrão de efetividade do trocador de calor. Sob condições molhadas, as mesmas relações podem ser usadas.

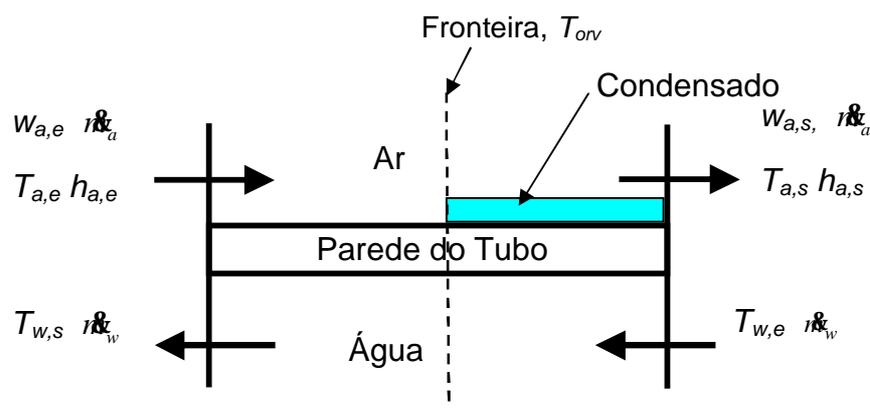


Figura 3.16 Esquema simplificado da serpentina de resfriamento com a superfície parcialmente molhada.

A transferência de calor em uma serpentina com parte da superfície seca e parte molhada é calculada tratando as duas seções da serpentina como trocadores de calor separados com uma fronteira comum como mostrado na

Fig. (3.16). A parte seca da serpentina é analisada pelo método descrito na Seção (3.1.7) e a parte molhada da serpentina é analisada pelo método descrito na Seção (3.1.8). Os trocadores de calor seco e molhado são unidos por uma fronteira comum entre eles.

Para que as condições de saída do ar possam ser calculadas é necessário determinar exatamente qual fração da área da superfície externa total está molhada (f_{am}). A área é determinada sabendo-se que o vapor d'água presente no ar (umidade) começa a se condensar na superfície da serpentina quando a temperatura da superfície é igual a temperatura de orvalho do ar na entrada. A fração de área da superfície molhada é ajustada iterativamente para obter esta temperatura na superfície da fronteira entre as seções seca e molhada.

A Figura (3.17) apresenta o procedimento de cálculo utilizado para determinar as condições de saída do ar e da água quando a superfície da serpentina está parcialmente molhada.

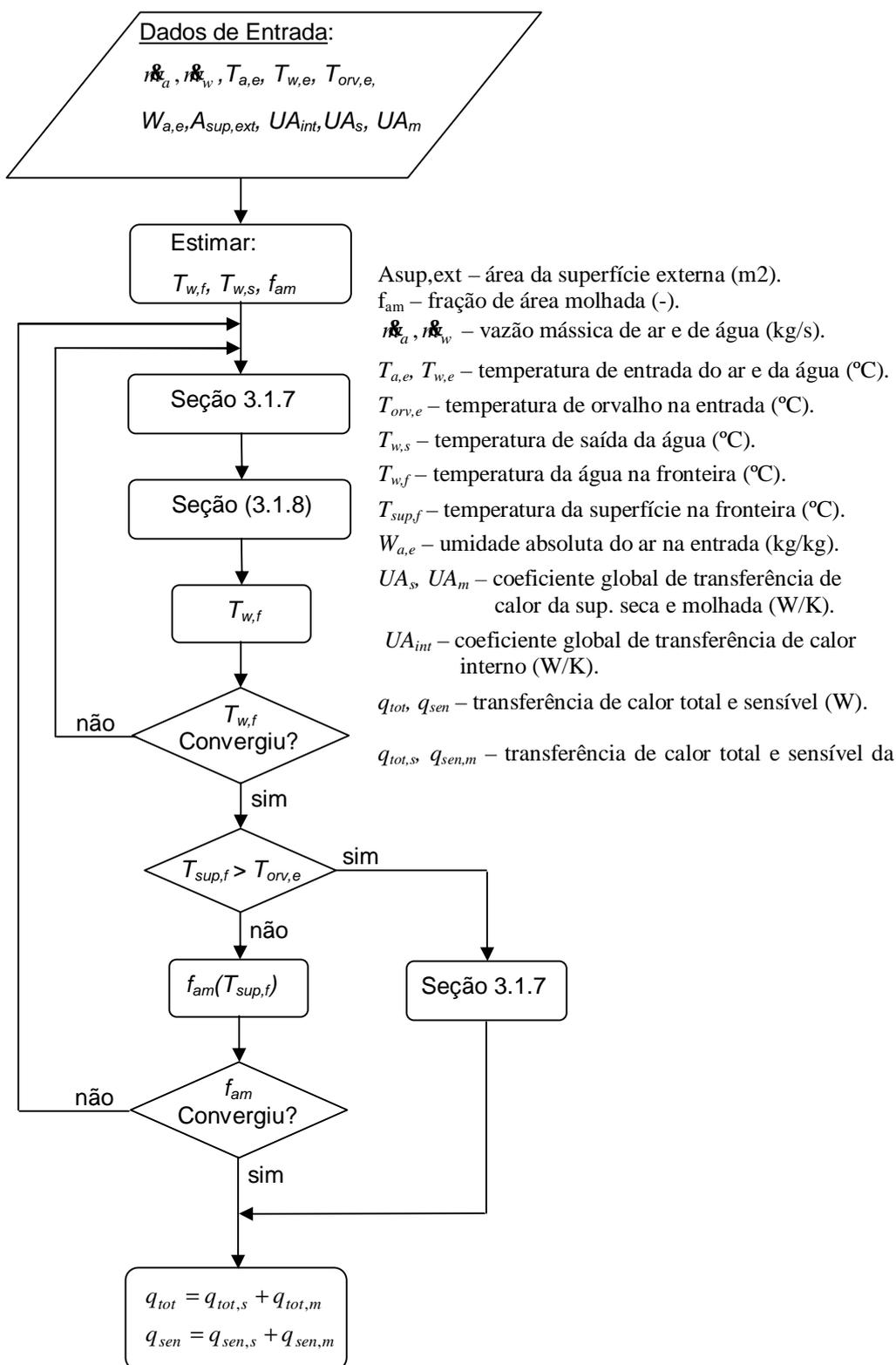


Figura 3.17 Fluxograma da serpentina parcialmente molhada.

3.1.10 Parâmetros da Serpentina de Resfriamento

O modelo da serpentina de resfriamento necessita de alguns parâmetros geométricos. A Tabela (3.2) apresenta os parâmetros geométricos necessários para modelar a serpentina de resfriamento.

Tabela 3.2 Parâmetros geométrico da serpentina de resfriamento.

PARÂMETRO	UNIDADE
Altura da serpentina (H)	m
Comprimento da serpentina (C)	m
Largura da serpentina (L)	m
Distância entre tubos (b)	m
Distância entre fileiras (a)	m
Diâmetro do tubo externo ($d_{t,ext}$)	m
Diâmetro do tubo interno ($d_{t,int}$)	m
Espessura da aleta (e)	m
Número de aletas por metro	1/m
Número de fileiras	–
Número de Tubos por fileira	–
Número circuitos	–
Condutividade térmica da aleta (k_f)	W/m K
Condutividade térmica do tubo (k_t)	W/m K

A Figura (3.18) mostra uma representação em corte da serpentina de resfriamento.

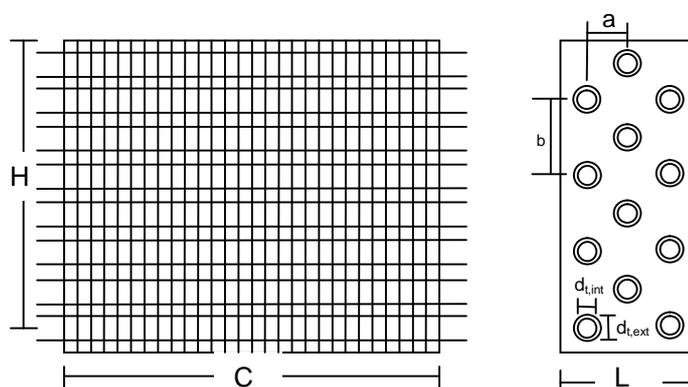


Figura 3.18 Representação em corte da serpentina de resfriamento.

3.1.11 Fluxograma de Cálculo da Serpentina de Resfriamento

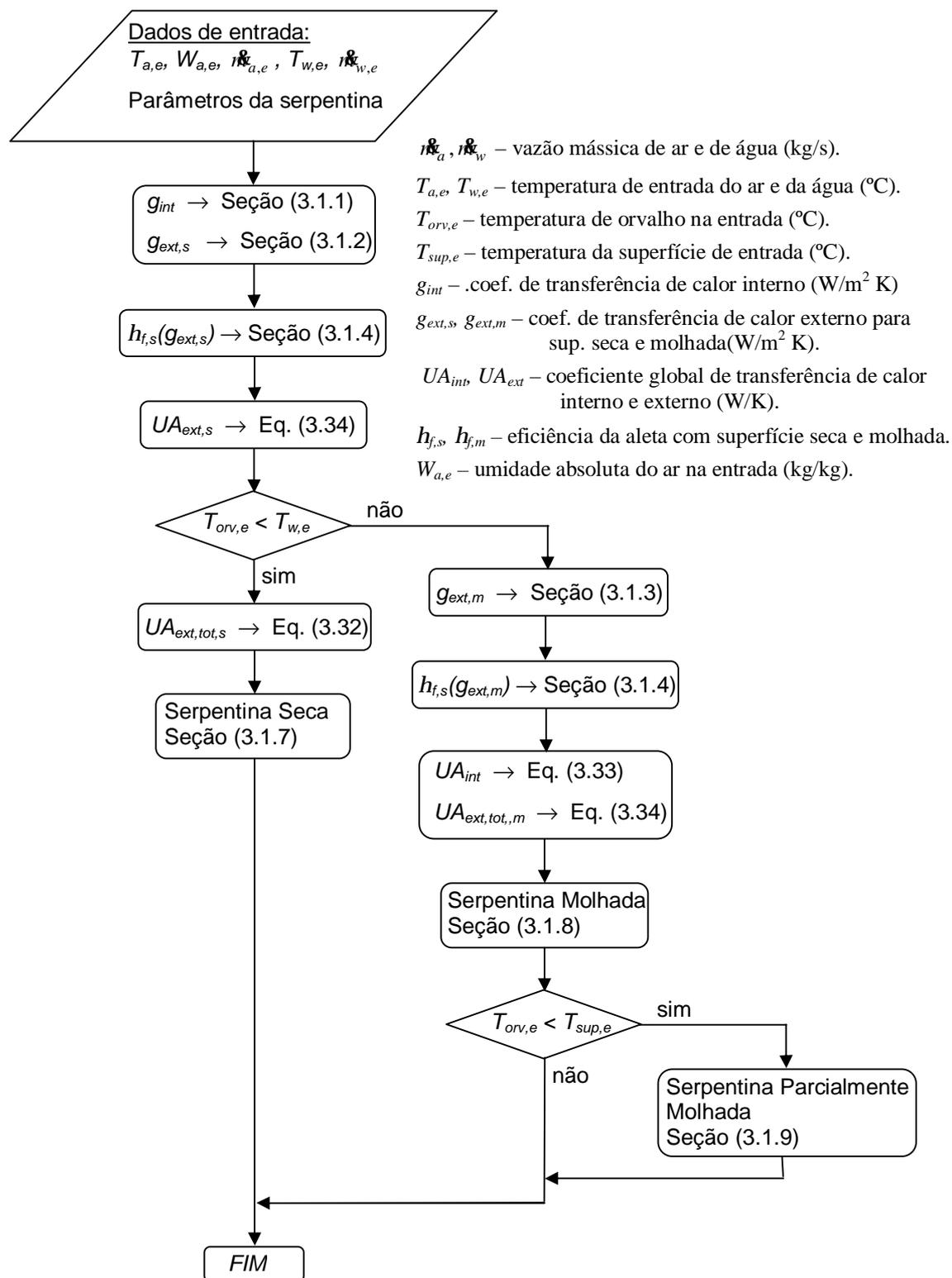


Figura 3.19 Fluxograma de cálculo da serpentina de resfriamento.

3.2 Modelo do Umidificador – Injeção de Vapor

O umidificador é responsável por umidificar uma corrente de ar quando este estiver com a umidade abaixo da desejada.

Neste trabalho foi utilizado um modelo de umidificador com injeção de vapor, o qual realiza o processo de umidificação do ar através da adição de um fluxo de vapor d'água. O modelo é baseado no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993), o qual utiliza um simples balanço térmico no umidificador (Fig. (3.20)) levando em conta a saturação do ar. Este modelo determina a temperatura e umidade absoluta ar considerando um processo isobárico (pressão constante) onde é injetado um fluxo de vapor na corrente de ar aumentando assim a sua umidade. A umidade de saída do ar é limitada por uma eficiência de saturação h_{sat} onde a umidade não pode exceder esta eficiência.

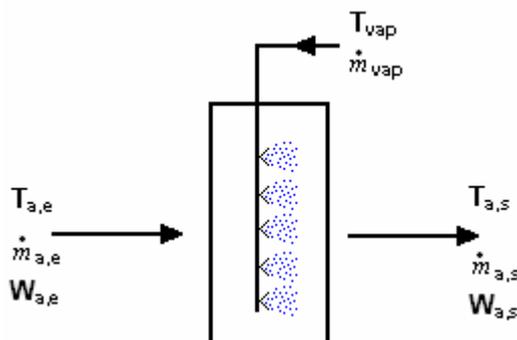


Figura 3.20 Representação esquemática de um umidificador com injeção de vapor.

3.2.1 Descrição Matemática

A temperatura de saída do ar é determinada através de uma média ponderada entre as condições de entrada do ar e do fluxo de vapor, da seguinte forma:

$$T_{a,s} = \frac{\dot{m}_{vap} c_{p,vap} T_{vap} + \dot{m}_a c_{p,a} T_{a,e}}{\dot{m}_{vap} c_{p,vap} + \dot{m}_a c_{p,a}} \quad (3.61)$$

onde

- $T_{a,e}$, $T_{a,s}$, temperatura do ar na entrada e na saída do umidificador ($^{\circ}\text{C}$).
- T_{vap} , temperatura de entrada do vapor ($^{\circ}\text{C}$).
- $c_{p,vap}$, massa específica do vapor d'água (kg/m^3).
- c_{pa} , $c_{p,au}$, massa específica do ar seco e do ar úmido (kg/m^3).
- \dot{m}_{vap} , vazão mássica de vapor (kg/s).
- \dot{m}_a , vazão mássica de ar (kg/s).

A massa específica do ar úmido pode ser determinada através da equação abaixo (Stoecker e Jones, 1985):

$$c_{p,au} = c_{pa} + W_{a,e} c_{p,vap} \quad (3.62)$$

Considerando que todo o vapor é absorvido pela corrente de ar, a umidade absoluta do ar na saída do umidificador pode ser determinada através de um balanço de massa, da seguinte forma:

$$W_{a,s} = W_{a,e} + \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_a} \quad (3.63)$$

A umidade absoluta de saturação do ar na temperatura de saída pode ser determinada através da pressão de saturação, da seguinte forma (Stoecker e Jones, 1985):

$$W_{a,sat,s} = 0.622 \frac{P_{sat}(T_{a,s})}{P_{atm} - P_{sat}(T_{a,s})} \quad (3.64)$$

onde

- P_{atm} , pressão atmosférica (Pa).
- $P_{sat}(T_{a,s})$, pressão de saturação do ar em função da temperatura de saída

do ar (Pa).

- $W_{a,sat,s}$, umidade absoluta de saturação do ar na saída do umidificador (kg/kg).

A umidade absoluta do ar na saída do umidificador é limitada por uma eficiência de saturação h_{sat} , definida como a razão entre a umidade absoluta atual máxima pela umidade absoluta de saturação na mesma temperatura. A eficiência de saturação é aproximadamente igual a máxima umidade relativa que o ar pode sair do umidificador. A umidade do ar na saída do umidificador corresponde ao menor valor entre a umidade absoluta determinada considerando que todo o vapor seja absorvido pela corrente de ar (Eq. (3.63)) e a umidade absoluta de saturação multiplicada pela eficiência de saturação (Eq. (3.64)), conforme mostrado abaixo:

$$W_{a,s} = MIN(W_{a,s}, W_{a,sat,s} h_{sat}) \quad (3.65)$$

A taxa de transferência de calor é determinada através de um balanço de energia no umidificador. A equação abaixo mostra como pode ser determinada a taxa de transferência de calor total (q_{tot}) e a taxa de transferência de calor sensível (q_{sen}):

$$\begin{aligned} q_{tot} &= \dot{m}_a (h_{a,e} - h_{a,s}) \\ q_{sen} &= \dot{m}_a c_{p,au} (T_{a,e} - T_{a,s}) \end{aligned} \quad (3.66)$$

3.2.2 Fluxograma do Modelo do Umidificador

A Figura (3.21) apresenta o fluxograma do modelo do umidificador onde é mostrado o procedimento de cálculo utilizado no modelo.

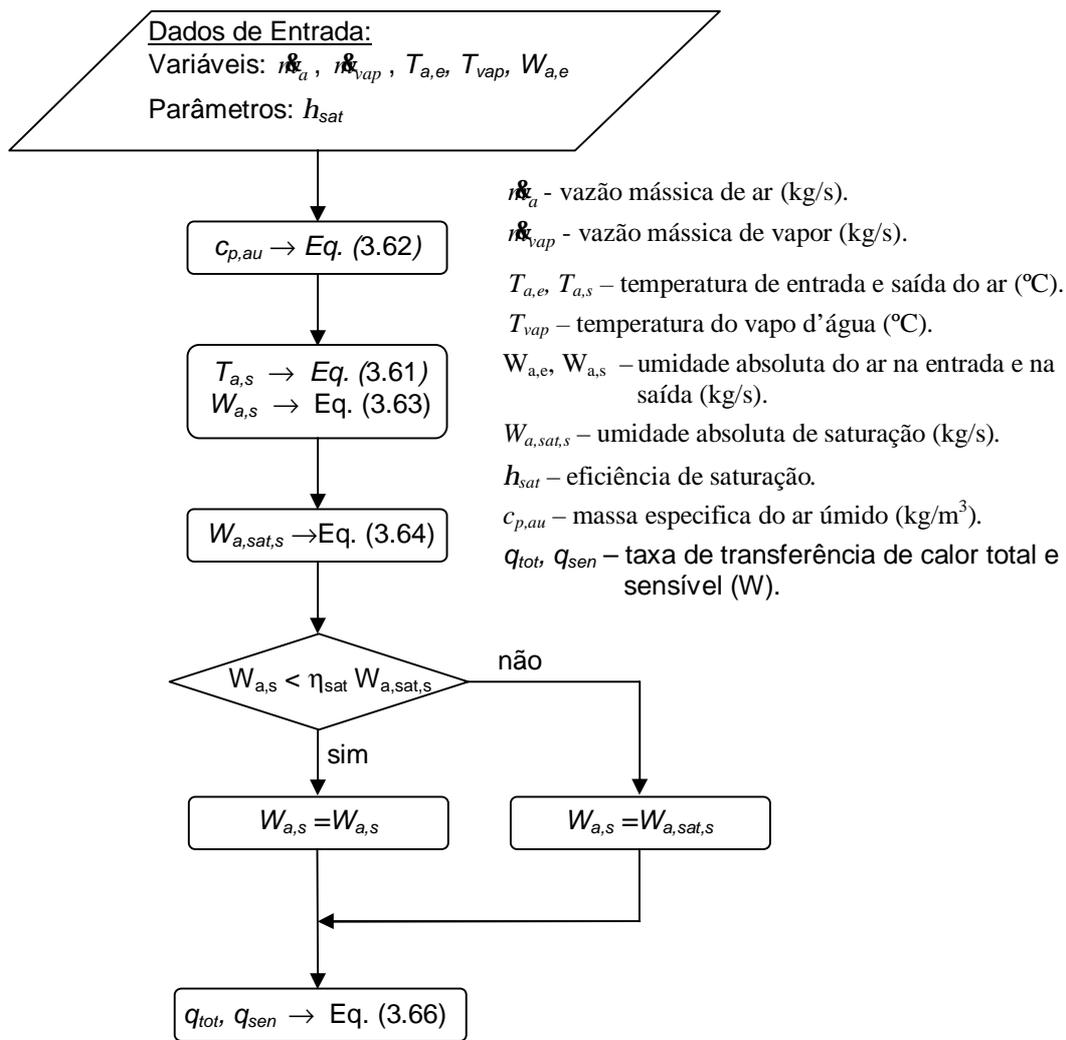


Figura 3.21 Fluxograma do modelo do umidificador com Injeção de vapor.

3.3 Modelo do Ventilador

O modelo do ventilador (Fig. (3.22)) determina a potência e as condições de saída do ar, como a temperatura e umidade absoluta, para uma dada vazão e condições de entrada do ar. O modelo do ventilador utilizado neste trabalho é baseado no modelo apresentado no *ASHRAE HVAC 2 Toolkit* (Brandemuel, 1993). Este modelo considera um aumento de pressão constante através do ventilador. A hipótese de aumento de pressão constante no ventilador é o mesmo que assumir uma pressão estática de insuflamento fixa, o que é comum em sistemas HVAC.

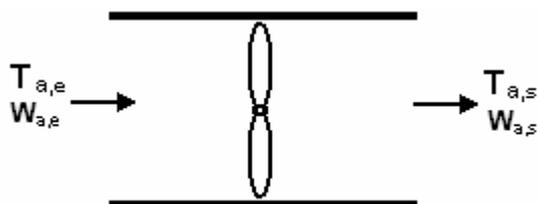


Figura 3.22 Representação esquemática de um ventilador.

O ventilador é caracterizado pela potência em carga total e pela vazão volumétrica de ar nas condições nominais. A potência consumida em carga parcial é determinada por uma relação empírica função da razão entre a vazão atual sobre a vazão nominal. O aumento de pressão através do ventilador não é determinado. O aumento da temperatura do ar é determinado para uma dada potência de eixo (*shaft power*) e do motor. O modelo também não considera a variação na massa específica do ar através do ventilador.

3.3.1 Descrição Matemática

A seleção de um ventilador de um sistema de condicionamento de ar é caracterizada pelo aumento de pressão, pela vazão volumétrica e pela potência necessária nominal em condição de carga total. Para um aumento de pressão através do ventilador, a vazão de ar nominal e a potência necessária são as duas variáveis que caracterizam o consumo de energia do ventilador. O

desempenho do ventilador fora das condições nominais é determinado através do desempenho nominal utilizando uma aproximação da razão de carga parcial (*part-load ratio*).

Para um ponto de funcionamento fora das condições nominais, a razão de carga parcial (*PLR*) é definida como a razão entre a vazão volumétrica atual pela vazão volumétrica nominal:

$$PLR = \frac{\dot{V}_a / \rho_a}{\dot{V}_{a,nom}} \quad (3.67)$$

onde

- \dot{V}_a é a vazão mássica de ar (kg/s).
- ρ_a , a massa específica do ar (kg/m³).
- $\dot{V}_{a,nom}$, a vazão volumétrica de ar nominal (m³/s).

O consumo em carga parcial é representado como uma fração da potência nominal. Para um ponto de funcionamento onde a vazão é reduzida, esta fração de potência em carga total (*FFLP* – *fraction of full-load power*) é calculada utilizando uma curva polinomial em função da razão de carga parcial (*PLR*), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \quad (3.68)$$

onde *FFLP* é a razão entre a potência atual pela potência nominal do ventilador. A soma dos coeficientes deve ser sempre igual a um, pois quando a razão de carga parcial (*PLR*) for 1, isto implica que o ventilador esta operando em carga total e valor de *FFLP* também deve ser igual a um.

Cada tipo e tamanho de ventilador têm características diferentes, onde estas características são mostradas através das curvas de desempenho de ventiladores (Fig. (3.23)) que devem ser desenvolvidas por fabricantes. Uma curva de desempenho de um ventilador é uma representação gráfica de seu

desempenho, onde normalmente cobre todo o intervalo desde a descarga livre (sem obstruções ao fluxo) até vazão zero (um sistema totalmente vedado sem nenhum fluxo de ar). As seguintes características podem ser representadas graficamente em função da vazão: a pressão estática, pressão total, potência, rendimento estático do ventilador e rendimento total do ventilador. A densidade do gás, o tamanho do ventilador e a rotação são geralmente constantes durante toda a curva e devem ser expressos.

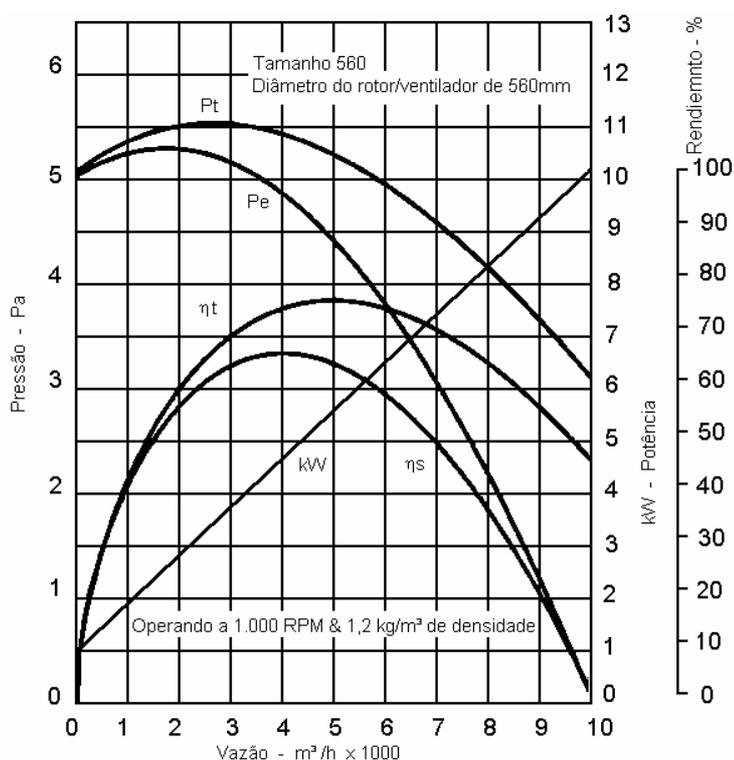


Figura 3.23 Curva de desempenho de ventilador.

Através da curva de desempenho de um ventilador (Fig. (3.23)) é possível calibrar o coeficientes da Eq. (3.68) fazendo uma varredura da vazão volumétrica desde o ponto das condições nominais até um valor mínimo possível, obtendo os valores de potência correspondentes para uma pressão constante. Com os vários pontos obtidos fora das condições nominais pode-se levantar uma curva de *FFLP* em função de *PLR* e através desta curva fazer uma regressão cúbica e obter os valores dos coeficientes da Eq. (3.68).

A potência necessária atual do ventilador em condições de carga parcial

é determinada através da potência em carga total e da fração de potência em carga total, da seguinte forma:

$$Pot_{n,parc} = FFLP \times Pot_{n,nom} \quad (3.69)$$

onde

- $Pot_{n,parc}$, potência de eixo parcial do ventilador (kW).
- $Pot_{n,nom}$, potência eixo nominal do ventilador (kW).

A potência total do ventilador em condições de carga parcial é calculada em função da eficiência do motor elétrico da seguinte forma (ASHRAE, 1996):

$$Pot_{t,parc} = \frac{Pot_{n,parc}}{h_m} \quad (3.70)$$

O aumento da temperatura do ar depende da posição onde é colocado o ventilador. Enquanto a potência necessária do ventilador sempre contribui para a transferência de calor do ar, o efeito das ineficiências do motor pode ou não afetar esta transferência de calor dependendo de onde está localizado o motor, dentro ou fora do fluxo de ar. A equação abaixo fornece um modelo conveniente e geral para levar em conta a transferência de calor do motor:

$$q_p = Pot_{n,parc} + (Pot_{t,parc} - Pot_{n,parc})f_{m,perda} \quad (3.71)$$

onde o fator $f_{m,perda}$ é a fração das ineficiências do motor transferida para o fluxo de ar e q_p é a perda de calor do ar. O valor desta fração é 1 se o motor estiver dentro do fluxo de ar e 0 se estiver fora do fluxo. As condições de saída do ar são determinadas em termos da entalpia (Eq. (3.72)) e umidade absoluta e a temperatura de saída é determinada utilizando relações psicrométricas.

$$q_p = m_a (h_{a,s} - h_{a,e}) \quad (3.72)$$

A Figura. (3.24) apresenta o fluxograma do modelo do ventilador, onde é

mostrado o procedimento de cálculo utilizado para determinar o desempenho do ventilador.

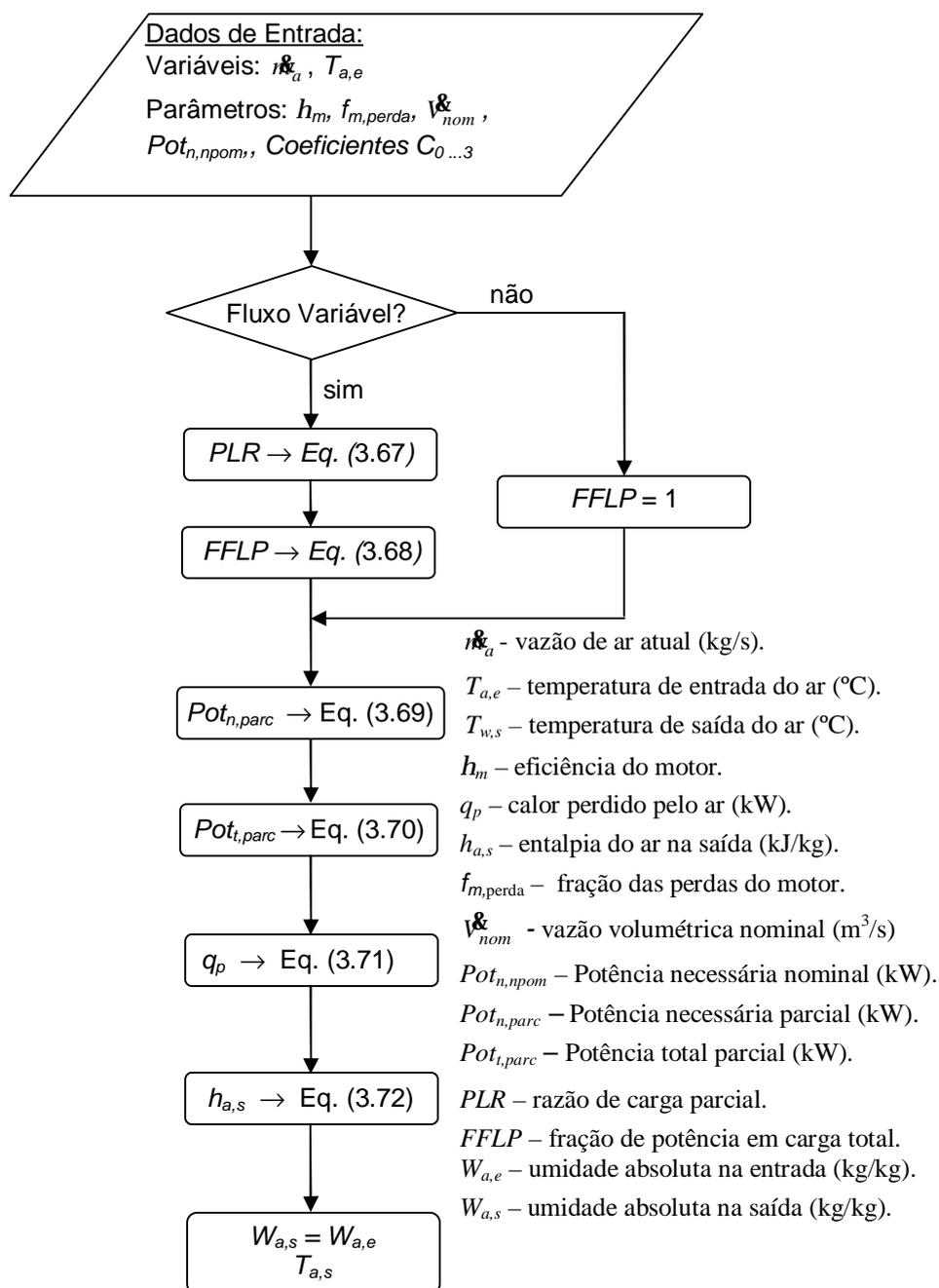


Figura 3.24 Fluxograma do modelo do ventilador.

3.4 Modelo da Caixa de Mistura

Em um sistema de condicionamento de ar a caixa de mistura é responsável pela mistura da corrente de ar de retorno com a corrente de ar externo (renovação). O modelo determina as condições de saída do ar para um processo de mistura baseado nas equações de conservação de energia e de massa para o ar úmido (Stoecker e Jones, 1985). A Figura (3.25) apresenta o esquema do processo de mistura de duas correntes de ar em dois estados diferentes.

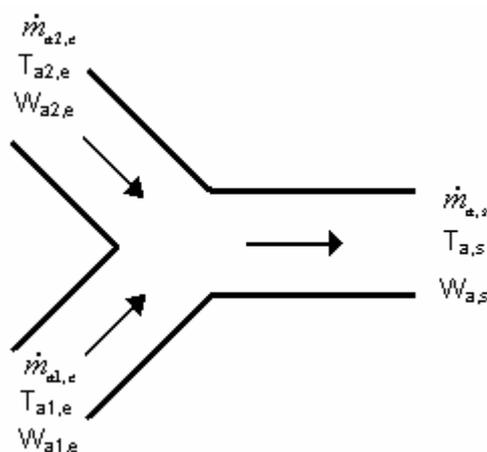


Figura 3.25 Esquema do processo de mistura.

3.4.1 Descrição Matemática

Aplicando a equação de conservação de massa no esquema acima é possível determinar a vazão mássica de ar seco após a mistura da seguinte forma:

$$\dot{m}_{a,s} = \dot{m}_{a1,e} + \dot{m}_{a2,e} \quad (3.73)$$

A umidade absoluta do ar após a mistura é determinada da conservação de massa de água, através da equação abaixo:

$$W_{a,s} = \frac{\dot{m}_{a1,e} W_{a1,e} + \dot{m}_{a2,e} W_{a2,e}}{\dot{m}_{a,s}} \quad (3.74)$$

A entalpia do ar misturado é obtida através da equação da conservação de energia da seguinte forma:

$$h_{a,s} = \frac{\dot{m}_{a1,e} h_{a1,e} + \dot{m}_{a2,e} h_{a2,e}}{\dot{m}_{a,s}} \quad (3.75)$$

A temperatura do ar é determinada através da entalpia e da umidade absoluta pelas relações psicrométricas.

As Equações (3.74) e (3.75) mostram que a entalpia final do ar é a média ponderada das entalpias das correntes que se misturam, o mesmo ocorrendo com a umidade absoluta final em relação às umidade absolutas das correntes que se misturam.

Capítulo 4

Procedimento de Simulação

Este capítulo apresenta os parâmetros de simulação (características construtivas) das edificações utilizadas para realizar as simulações que serão mostradas no Capítulo 5. Serão apresentadas duas edificações, uma composta por uma única zona, utilizada para fazer uma comparação entre os programas *DOMUS* (Mendes *et al.*, 2001b, 2003b) e *VisualDOE* (Winkelmann *et. al*, 1993),, e uma outra composta por seis zonas sobrepostas Também serão apresentados os parâmetros de simulação dos dados climáticos e dos sistemas de climatização utilizados para a realização das simulações e a carga térmica das edificações.

4.1 Dados Climáticos

Para realizar as simulações foi utilizado o arquivo climático (*TRY-Test Reference Year*) da cidade de Belém (latitude: -1.38°; longitude: -48.48°; GMT: -3h; altitude: 16m). As Figuras (4.1) e (4.2) mostram os dados de temperatura, umidade relativa e radiação solar total para o mês de janeiro.

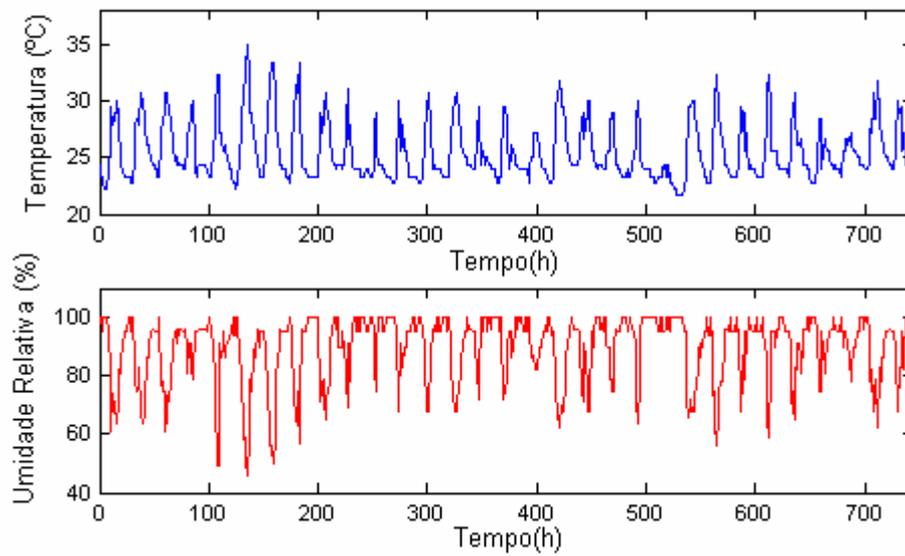


Figura 4.1 Temperatura e umidade relativa da cidade de Belém para o mês de janeiro.

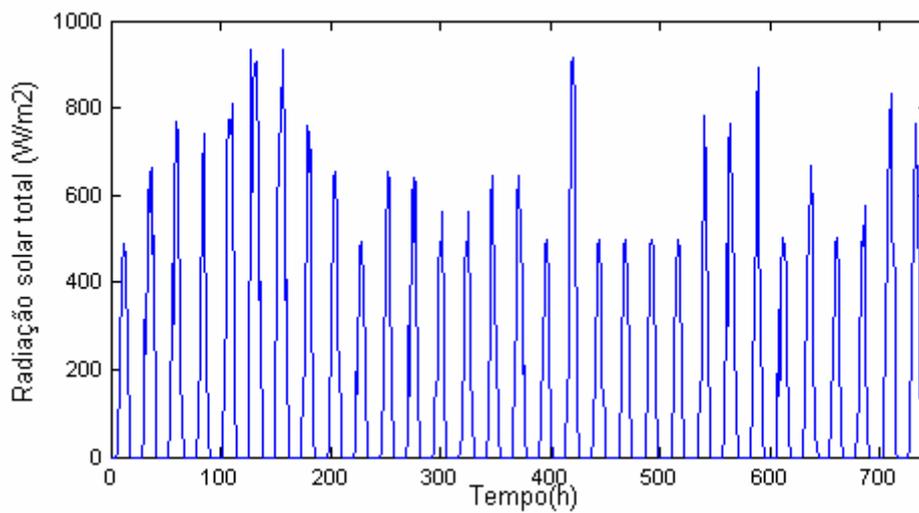


Figura 4.2 Radiação solar total da cidade de Belém para o mês de janeiro.

A radiação solar total apresentada na Fig. (4.2) foi calculada pelo modelo do DOE-2 (Winkelmann *et al*, 1993) o qual se baseia na nebulosidade do céu.

4.2 Descrição das Edificações

As características construtivas das edificações são iguais para os dois casos (monozona e multizona). As paredes laterais, o teto e piso são feitos de concreto celular monolítico com uma espessura de 15 cm não possuindo nenhum revestimento interno ou externo, com uma permeância na superfície externa de $9e-10 \text{ kg}/(\text{Pa}\cdot\text{m}^2\cdot\text{s})$ e na interna de $2e-10 \text{ kg}/(\text{Pa}\cdot\text{m}^2\cdot\text{s})$, com uma divisão de 20 seções em cada parede. A Tabela (4.1) mostra as características físicas do concreto monolítico utilizado nas edificações. O ambiente abaixo do piso das edificações é o ar externo, ou seja, não existe solo.

Tabela 4.1 Características físicas do concreto celular monolítico.

	Cond. Térmica (W/mK)	Espessura (m)	U (W/m ² K)	R (m ² K/W)	Densidade (kg/m ³)	C _p (J/kgK)
Paredes Laterais (interna para externa)						
Coeficiente de convecção interno			8.29	0.121		
Concreto	0.18	0.15	1.33	0.750	650	840
Coeficiente de Convecção externo			29.30	0.034		
Piso (interno para externo – o externo é o ar)						
Coeficiente de convecção interno			8.29	0.121		
Concreto	0.18	0.15	1.33	0.750	650	840
Coeficiente de Convecção externo			29.30	0.034		
Teto (interno para externo)						
Coeficiente de convecção interno			8.29	0.121		
Concreto	0.18	0.15	1.33	0.750	650	840
Coeficiente de Convecção externo			29.300	0.034		

4.2.1 Edificação Monozona (EMNZ)

A Figura (4.3) apresenta as características geométricas da edificação monozona que possui um volume de 1190 m^3 . Todas as paredes laterais, piso e teto possuem características físicas conforme mostrado na Tab. (4.1). Para esta

edificação não são considerados os fenômenos da adsorção e dessorção de umidade nas paredes. A edificação não possui janelas. O piso da edificação, no lado externo, possui uma camada de isolante térmico de 1 metro de espessura com uma densidade de 40 kg/m^3 , condutividade térmica de 0.045 W/m-K e um calor específico de 750 J/kg-K . O ambiente abaixo da camada de isolante é o ar externo.

A edificação possui um ganho de calor interno de 1300 W sendo 100% sensível e 100% convectivo. Este ganho de calor interno é configurado para ficar ligado 24h por dia durante todo o ano.

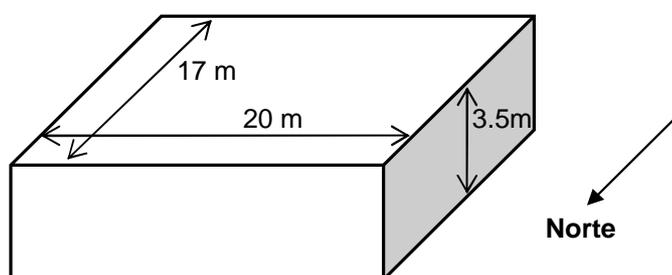


Figura 4.3 Características geométricas da edificação monozona.

4.2.2 Edificação Multizona (EMTZ)

A Figura (4.4) apresenta as características geométricas da edificação multizona. As zonas possuem as mesmas dimensões ($13 \times 10 \times 3 \text{ m}$). Todas as paredes laterais, piso e teto das zonas possuem características físicas conforme mostrado na Tab. (4.1). Neste caso são considerados os fenômenos da adsorção e dessorção de umidade nas paredes. O ambiente abaixo do piso da zona 1, a qual é a zona mais inferior, é o ar externo. As janelas existentes nas zonas são de vidros do tipo duplo com um coeficiente global de transferência de calor igual a $3 \text{ W/m}^2\text{K}$. O coeficiente de ganho de calor solar é igual a 1 (incidência normal) e não possuem qualquer proteção interna contra o Sol. A Tabela (4.2) mostra a relação das janelas existentes em cada zona de acordo com as fachadas e as dimensões.

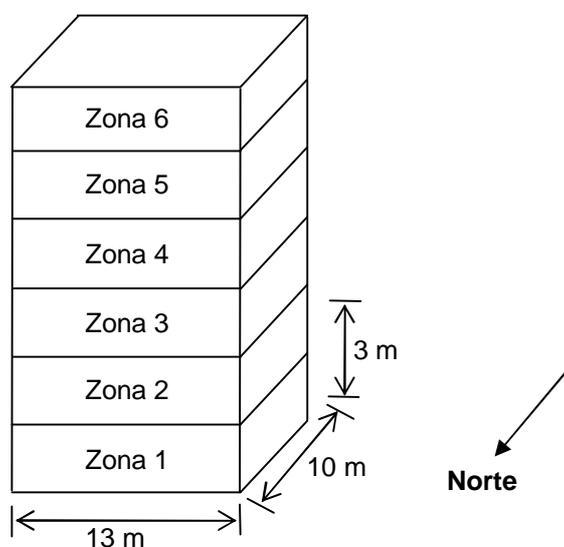


Figura 4.4 Características geométricas da edificação multizona.

Tabela 4.2 Relação das janelas existentes na EMTZ.

	Fachada	Nº janelas	Dimensão: Altura x Largura
Zona 1	Norte	1	1.5 m x 4.0 m
	Sul	2	1.5 m x 4.0 m
	Leste	2	1.5 m x 4.0 m
	Oeste	2	1.5 m x 4.0 m
Zona 2 à Zona 6	Norte	2	1.5 m x 5.0 m
	Sul	4	1.5 m x 2.0 m
	Leste	4	1.5 m x 2.0 m
	Oeste	4	1.5 m x 2.0 m

As cargas térmicas internas eventuais são provenientes dos ocupantes, da iluminação artificial e dos equipamentos. As configurações dos horários das cargas internas são de segunda à sexta-feira das 8:00 às 18:00 horas. Os ocupantes das zonas estão sentados e cada um dissipa 60 W de calor sensível, sendo 100% convectivo e 80 W de calor latente. A iluminação fluorescente dissipa 45 W/m² de área útil de piso, 100% convectivo. Os equipamentos dissipam 100 W de calor sensível cada um 100% convectivo. A Tabela (4.3) apresenta a relação das quantidades dos ocupantes, equipamentos e iluminação de cada zona.

Tabela 4.3 Relação de ocupantes, equipamentos e iluminação da EMTZ.

	Número de Ocupantes	Número de Equipamentos	Iluminação (W)
Zona 1	20	10	5850
Zona 2	20	12	5850
Zona 3	20	10	5850
Zona 4	20	8	5850
Zona 5	20	12	5850
Zona 6	20	10	5850

4.3 Carga Térmica das Edificações

Para selecionar os sistemas de climatização que atendem as edificações a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas, é necessário conhecer a carga térmica máxima (calor latente e sensível) introduzida nos ambientes através da condução, insolação, pessoas, equipamentos, infiltração e também a carga térmica devido à renovação de ar externo no ambiente. Normalmente os sistemas de climatização são dimensionados para fornecer as condições de conforto desejadas quando a carga térmica do ambiente condicionado é máxima.

4.3.1 Carga Térmica da Edificação Multizona

A Figura (4.5) mostra a carga térmica total (sensível e latente) máxima de cada mês da edificação multizona que deve ser retirada dos ambientes condicionados (zonas) para manter uma condição de conforto interna de 24°C de temperatura e 50% de umidade relativa. Esta carga térmica foi calculada considerando a transferência acoplada de calor e massa nas paredes da edificação. Na Tabela (4.4) é apresentado a relação do dia, mês e hora em que ocorreu a carga térmica máxima de cada zona bem como a temperatura e a umidade relativa externa.

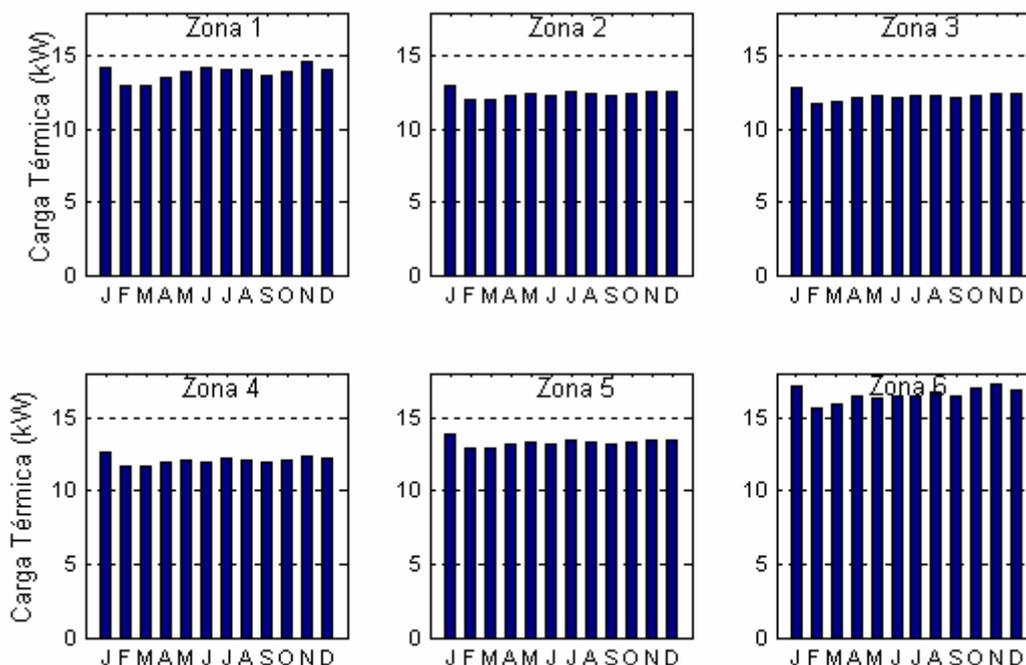


Figura 4.5 Carga térmica total máxima de cada mês da EMTZ.

Tabela 4.4 Relação do dia, mês e hora em que ocorreu a carga térmica máxima da EMTZ e a temperatura e umidade relativa externa.

	Carga Sensível (kW)	Carga Total (kW)	Dia/Mês – Hora	Temperatura Ext. (°C)	Umidade Relativa Ext. (%)
Zona 1	12.912	14.678	18/11 – 16h	30.6	65
Zona 2	11.220	12.959	06/01 – 16h	35	46
Zona 3	11.029	12.780	06/01 – 16h	35	46
Zona 4	10.836	12.599	06/01 – 16h	35	46
Zona 5	11.243	13.794	06/01 – 16h	35	46
Zona 6	14.526	17.207	18/11 – 16h	30.6	65

Conhecendo a carga térmica de calor sensível a ser retirada da zona e as condições de conforto internas desejadas e de insuflamento, pode-se determinar a quantidade de ar que deve ser insuflado no ambiente da seguinte forma (Creder, 1996):

$$q_{sen} = \dot{V}_a c_{pa} (T_z - T_{ins}) \quad \text{ou} \quad \dot{V}_a = \frac{q_{sen}}{c_{pa} (T_z - T_{ins})} \quad (4.1)$$

onde

- q_{sen} , taxa de transferência de calor sensível (W).
- \dot{m}_a , vazão mássica de ar total (kg/s).
- T_z , temperatura interna da zona (°C).
- T_{ins} , temperatura de insuflamento (°C).
- c_{pa} , calor específico do ar (J/kg K).

Para determinar a quantidade de ar insuflado em cada zona foi considerada uma condição de conforto de 24°C de temperatura e 50% de umidade relativa e uma temperatura de insuflamento do ar no ambiente de 14°C. A vazão de ar externo de cada zona é de 30% da vazão total de ar insuflado no ambiente. A Tabela (4.5) mostra os valores das vazões de ar externo e total para as zonas da edificação multizona determinados através da Eq. (4.1).

Tabela 4.5 Relação da vazão de ar externo e total para as zonas da EMTZ.

	Vazão de Ar Externo (kg/s)	Vazão Total De Ar (kg/s)
Zona 1	0.3847	1.2823
Zona 2	0.3343	1.1142
Zona 3	0.3286	1.0952
Zona 4	0.3228	1.0761
Zona 5	0.3349	1.1165
Zona 6	0.4327	1.4425

O ar externo introduz calor sensível e latente ao ser misturado com o ar de retorno antes de passar pela serpentina. Portanto, além da carga térmica total da zona, o sistema de climatização também deve retirar o calor adicionado pela renovação de ar. O calor sensível e latente adicionado pelo ar externo é determinado da seguinte forma (Creder, 1996):

$$q_{sen} = \dot{m}_{a,ext} c_{pa} (T_{ext} - T_z) \quad (4.2)$$

$$q_{lat} = \dot{m}_{a,ext} L_v (W_{ext} - W_z) \quad (4.3)$$

onde

- q_{sen} , q_{lat} , taxa de transferência de calor sensível e latente (W).
- W_{ext} , umidade absoluta externa (kg/kg).
- W_z , umidade absoluta da zona (kg/kg).
- L_v , calor latente de vaporização (J/kg).
- $\dot{m}_{a,ext}$, vazão mássica de ar externo (kg/s).

A Tabela (4.6) apresenta as cargas de calor sensível e latente que são introduzidas devido ao ar externo em cada zona. Estes valores são determinados através das Eqs. 4.2 e 4.3, onde são utilizadas as temperaturas e vazões do ar externo de acordo com as Tabs. (4.4) e (4.5) respectivamente.

Tabela 4.6 Relação das cargas térmicas devido a quantidade de ar externo introduzida nas zonas da EMTZ.

	Carga Latente de Ar Externo (kW)	Carga Sensível de Ar Externo (kW)	Carga Total de Ar externo (kW)
Zona 1	8.418	2.557	10.975
Zona 2	5.869	3.703	9.572
Zona 3	5.769	3.639	9.408
Zona 4	5.668	3.576	9.244
Zona 5	5.881	3.710	9.591
Zona 6	9.470	2.876	12.346

Para determinar qual a capacidade de refrigeração que o sistema de climatização deve possuir é necessário fazer o somatório das cargas térmicas devido à condução, insolação, pessoas, equipamentos, infiltração e também devido à renovação de ar externo. A tabela mostra a carga térmica total das zonas que deve ser retirada para manter as condições de conforto desejadas (24°C e 50%). Estes valores são obtidos através do somatório da carga total mostrada na Tab. (4.4) e (4.6) para cada zona.

Tabela 4.7 Valores de carga térmica total de cada zona da EMTZ.

	Carga Térmica Total (kW)
Zona 1	25.653
Zona 2	22.531
Zona 3	22.188
Zona 4	21.843
Zona 5	23.385
Zona 6	29.553

4.3.2 Carga Térmica da Edificação Monozona

A Figura (4.6) mostra a carga térmica total (sensível e latente) máxima de cada mês da edificação monozona, obtida através do programa *DOMUS*, que deve ser retirada dos ambientes condicionados (zonas) para manter uma condição de conforto interna de 24°C de temperatura e 50% de umidade relativa. Esta carga térmica foi calculada considerando apenas a transferência de calor nas paredes da edificação.

O sistema de climatização da EMNZ será dimensionado para atender a carga térmica máxima do mês de janeiro. Na Tabela (4.8) é apresentado a relação do dia e hora em que ocorreu a carga térmica máxima do mês de janeiro da EMNZ.

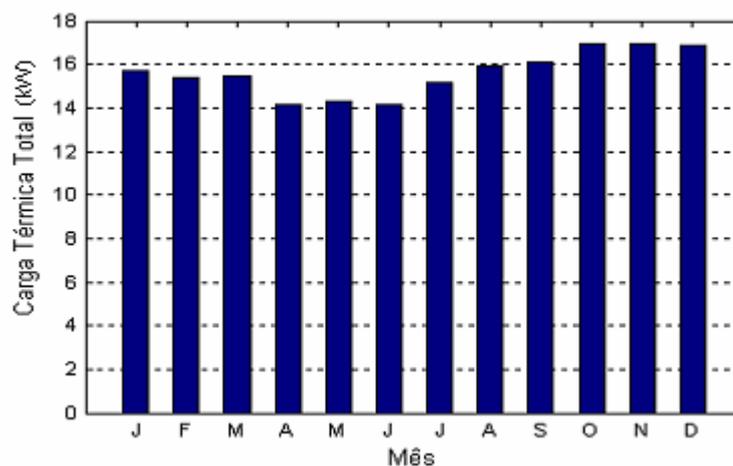


Figura 4.6 Carga térmica total máxima de cada mês da EMNZ, obtida através do programa *DOMUS*.

Tabela 4.8 Relação do dia e hora em que ocorreu a carga térmica máxima, do mês de janeiro, da EMNZ e a temperatura e umidade relativa externa.

	Carga Sensível (kW)	Carga Total (kW)	Dia/Mês – Hora	Temperatura Ext. (°C)	Umidade Relativa Ext. (%)
Monozona	15.695	15.695	06/01 – 16h	35	46

Com a carga térmica de calor sensível a ser retirada da zona e as condições de conforto internas desejadas e de insuflamento (24 °C e 14°, respectivamente), determina-se a quantidade de ar que deve ser insuflado no ambiente através da Eq. (4.1). A vazão de ar externo da zona é de 50% da vazão total do ar insuflado no ambiente. A Tabela (4.9) mostra os valores das vazões de ar externo e total determinados através da Eq. (4.1).

Tabela 4.9 Relação da vazão de ar externo e total da EMNZ.

	Vazão de Ar Externo (kg/s)	Vazão Total De Ar (kg/s)
Monozona	0.7793	1.5586

O calor sensível e latente adicionado pelo ar externo é determinado através das Eq. (4.2) e (4.3), em função da temperatura e vazão de ar externo mostradas nas Tabs. (4.8) e (4.9), respectivamente. A Tabela (4.10) apresenta as cargas de calor sensível e latente que são introduzidas devido ao ar externo.

Tabela 4.10 Relação da carga térmica devido a quantidade de ar externo introduzida na EMNZ.

	Carga Latente de Ar Externo (kW)	Carga Sensível de Ar Externo (kW)	Carga Total de Ar externo (kW)
Monozona	14.033	5.571	19.604

A capacidade de refrigeração total que o sistema de climatização deve possuir é obtida fazendo-se o somatório das cargas térmicas devido à condução, insolação, equipamentos, infiltração e também devido à renovação de ar externo. A capacidade de refrigeração necessária para a EMNZ é de 35.299 kW.

4.4 Descrição dos Sistemas de Climatização

A seguir serão especificados os sistemas de climatização utilizados para a realização das simulações das edificações monozona e multizona. Estes sistemas foram selecionados considerando as cargas térmicas das edificações mostradas na Seção 4.3.

4.4.1 Sistema Primário com Condensação a Ar (SP-AR)

O sistema primário com condensação a ar (Fig. (4.7)) é composto de um resfriador de líquido (*chiller*) com condensação a ar e por duas bombas de circulação de água gelada (BAG). As especificações dos equipamentos serão mostradas a seguir.

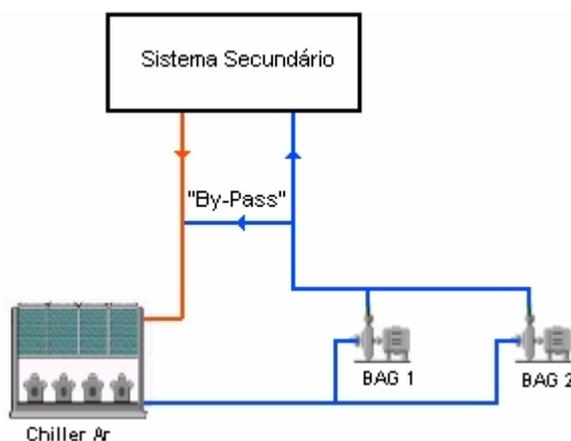


Figura 4.7 Esquema do sistema primário com condensação a ar.

Foi selecionado um resfriador de líquido com condensação a ar modelo RTAA-70 do fabricante *TRANE* com compressor tipo parafuso. Maiores detalhes de dados gerais e dados de desempenho deste equipamento estão especificados no Anexo A.1 .

A Tabela (4.11) e (4.12) mostram os parâmetros do *chiller* RTAA-70 que devem ser fornecidos ao modelo que são necessários para a simulação. A Tabela (4.11) apresenta os dados nominais do equipamento retirados de

catálogo e a Tab. (4.12) os coeficientes das curvas da capacidade (*CAPFT*) e eficiência (*EIRFT*) em função das temperatura de saída do evaporador e da temperatura de entrada no condensador e também a curva da eficiência em função das condições de carga parcial (*EIRFPLR*). Estes coeficientes foram obtidos através de uma regressão dos dados retirados de catálogo (Anexo A.1).

Tabela 4.11 Parâmetros de simulação do *chiller* com condensação a ar modelo RTAA-70.

Parâmetros Nominais	Evaporador
Capacidade (<i>kW</i>)	245.90
Queda de temperatura (°C)	5.5
Vazão de água (<i>L/s</i>)	10.68
COP	3.05
Temperatura de saída da água (°C)	7.0

Tabela 4.12 Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do *chiller* com condensação a ar, obtidos através da regressão de dados de catálogo.

	a	b	c	d	e	f
<i>CAPFT</i>	1.08622	3.56512e-2	2.10534e-4	-6.95675e-3	-3.66968e-5	-2.35492e-4
<i>EIRFT</i>	0.646851	-6.51409e-3	4.66783e-4	-1.77684E-5	4.41528e-4	-6.22135e-4
<i>EIRPLR</i>	0.600954	7.72655e-2	3.46559e-1	–	–	–

A Figura (4.8) mostra a curva da capacidade (*CAPFT*) e da eficiência (*EIRFT*) em função das temperatura de saída do evaporador do *chiller* RTAA-70. Os limites de operação destas duas curvas variam entre 23 °C à 41 °C para a temperatura de entrada do condensador e entre 4 °C à 10 °C para a temperatura de saída do evaporador. A Figura. (4.9) mostra a curva da eficiência (*EIRFPLR*) em função das condições de carga parcial (*PLR – part-load-ratio*).

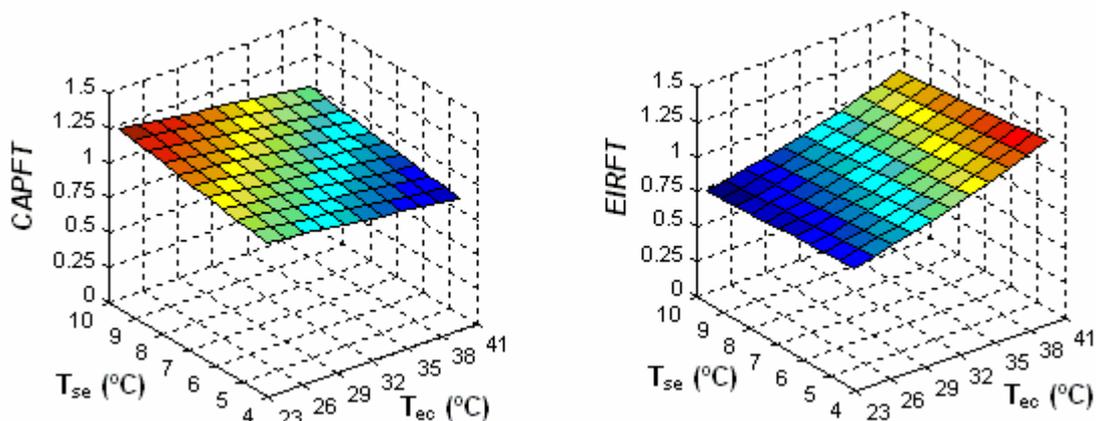


Figura 4.8 Curvas de capacidade (*CAPFT*) e de eficiência (*EIRFT*) em função das temperaturas do *chiller* RTAA-70.

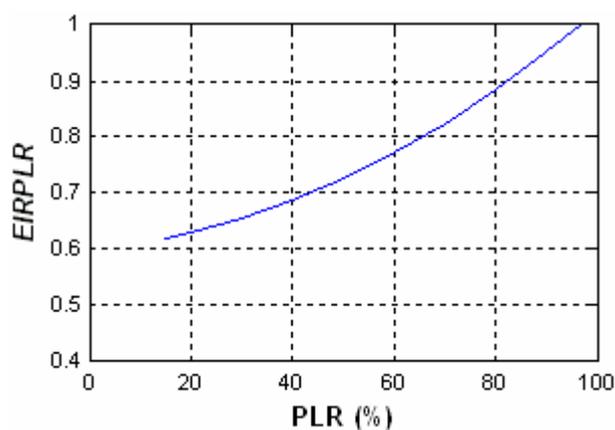


Figura 4.9 Curva da eficiência (*EIRFPLR*) em função das condições de carga parcial do *chiller* RTAA-70.

Foram selecionadas duas bombas centrífugas de fluxo constante, modelo Meganorm 40-125 do fabricante *KSB* cada uma com uma vazão de 5.34 L/s, para promover a circulação da água gelada resfriada pelo *chiller* até o sistema secundário. A Tabela (4.13) mostra os parâmetros nominais das bombas centrífugas Meganorm 40-125 retirados de catálogo (Anexo B) necessários para a simulação. No Anexo B pode-se encontrar as curvas características destas bombas.

Tabela 4.13 Parâmetros de simulação das bombas de água gelada modelo Meganorm 40-125.

Parâmetros Nominais	BAG 1	BAG 2
Potência necessária (<i>kW</i>)	0.6847	0.6847
Eficiência do motor (%)	70	70
Rotação (<i>rpm</i>)	1750	1750
Vazão de água (<i>L/s</i>)	5.34	5.34
Altura manométrica (<i>m</i>)	9.15	9.15

4.4.2 Sistema Primário com Condensação a Água (SP-ÁGUA)

O sistema primário com condensação a água (Fig. (4.10)) é composto de um resfriador de líquido (*chiller*) com condensação a água, duas bombas de circulação de água gelada (BAG), duas bombas de circulação de água de condensação (BAC) e três torres de resfriamento. As especificações dos equipamentos utilizados serão mostradas a seguir.

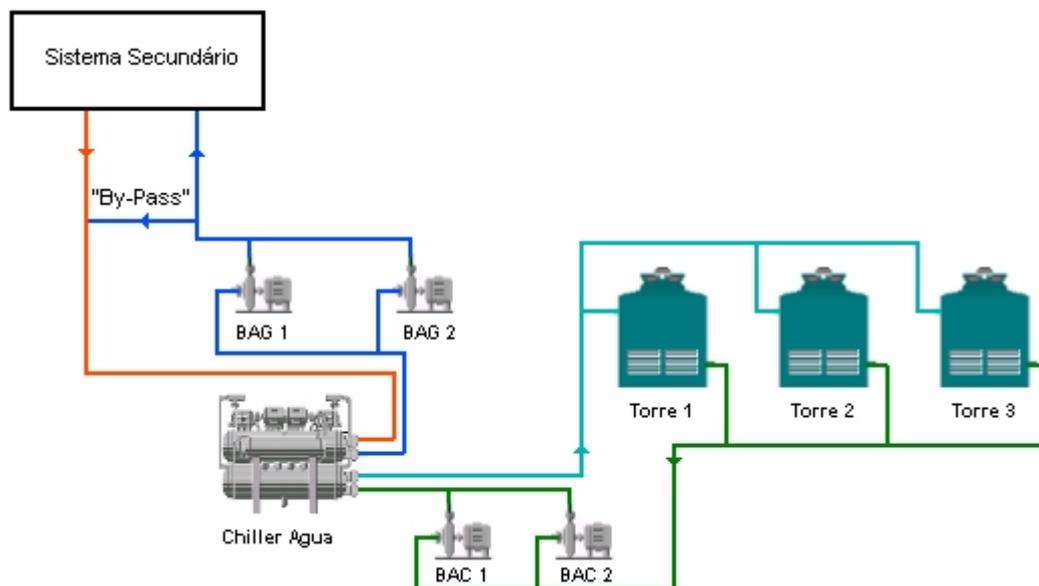


Figura 4.10 Esquema do sistema primário com condensação a água.

Para este sistema foi selecionado um resfriador de líquido (*chiller*) com condensação a água modelo RTWA-70 também do fabricante *TRANE*. O Anexo A.2 apresenta maiores detalhes de dados gerais e de desempenho do

chiller RTWA-70. A Tabela (4.14) e (4.15) mostram os parâmetros do *chiller* RTWA-70 fornecidos pelo usuário necessários para a simulação. A Tabela (4.14) apresenta os dados nominais do evaporador e do condensador e a Tab. (4.15) os coeficientes das curvas da capacidade (*CAPFT*) e eficiência (*EIRFT*) em função das temperatura de saída do evaporador e da temperatura de entrada no condensador e também a curva da eficiência em função das condições de carga parcial (*EIRFPLR*). Estes coeficientes também foram obtidos através da regressão de dados de catálogo (Anexo A.2).

Tabela 4.14 Parâmetros de simulação do *chiller* com condensação a água modelo RTWA-70.

Parâmetros Nominais	Evaporador	Condensador
Capacidade (<i>kW</i>)	261.60	322.30
Queda de temperatura (°C)	5.5	5.5
Vazão de água (<i>L/s</i>)	11.36	14
COP	4.138	–
Temperatura de saída da água (°C)	7.0	–
Temperatura de entrada da água (°C)	–	29.44

Tabela 4.15 Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do *chiller* com condensação a água, obtidos através da regressão de dados de catálogo.

	a	b	c	d	e	f
<i>CAPFT</i>	0.78987	3.84934e-2	1.54618e-4	8.44142e-3	-2.77510e-4	-3.35687e-4
<i>EIRFT</i>	0.66151	-9.66258e-3	7.35535e-4	6.77953e-4	6.14440e-4	-8.82759e-4
<i>EIRPLR</i>	0.78805	-3.74650e-1	5.90249e-1	–	–	–

A Figura (4.11) mostra a curva da capacidade (*CAPFT*) e da eficiência (*EIRFT*) em função das temperatura de saída do evaporador do *chiller* RTWA-70. Os limites de operação destas duas curvas variam entre 23 °C à 41 °C para a temperatura de entrada do condensador e entre 4 °C à 10 °C para a temperatura de saída do evaporador. A Figura (4.12) mostra a curva da eficiência (*EIRFPLR*) em função das condições de carga parcial (*PLR* – *part-load-ratio*).

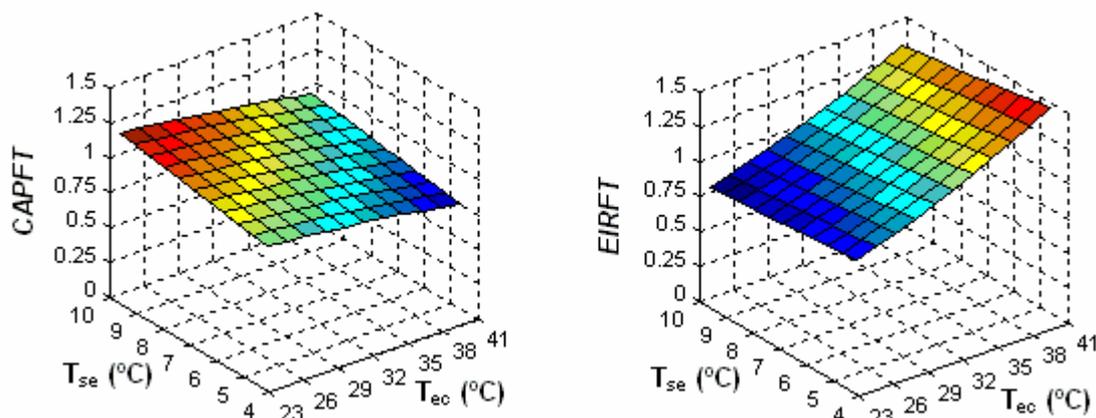


Figura 4.11 Curvas de capacidade (*CAPFT*) e eficiência (*EIRFT*) em função das temperaturas do *chiller* RTWA-70.

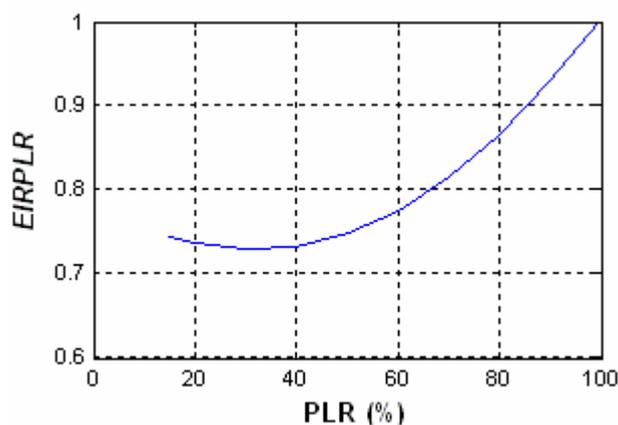


Figura 4.12 Curva da eficiência (*EIRFPLR*) em função das condições de carga parcial do *chiller* RTWA-70.

As bombas de água gelada e de água de condensação selecionadas também são do fabricante *KSB* modelo Meganorm 40-125. O sistema possui duas bombas de água gelada cada uma com vazão de 5.68 L/s para promover a circulação da água resfriada pelo *chiller* até o sistema secundário e duas bombas de condensação cada uma com vazão de 7 L/s para promover a circulação da água de condensação entre o condensador do *chiller* e as torres de resfriamento. A Tabela (4.16) mostra os parâmetros das bombas de água gelada e de condensação necessários para a simulação. O Anexo B apresenta

dados mais detalhados das bombas centrífugas selecionadas.

Tabela 4.16 Parâmetros de simulação das bombas de água gelada e de água de condensação modelo Meganorm 40-125.

Parâmetros Nominais	BAG 1	BAG 2	BAC 1	BAC 2
Potência necessária (kW)	0.7283	0.7283	0.633840	0.633840
Eficiência do motor (%)	70	70	66	66
Rotação (rpm)	1750	1750	1750	1750
Vazão de água (L/s)	5.68	5.68	7.0	7.0
Altura manométrica (m)	9.15	9.15	4.50	4.50

Para resfriar a água de condensação que entra no condensador do *chiller* foi selecionado uma torre de resfriamento com três módulos do fabricante *AMEMOS* modelo *MD/3M*. A Tabela (4.17) apresenta os parâmetros de simulação dos módulos da torre de resfriamento.

Tabela 4.17 Parâmetros de simulação da torre de resfriamento modelo MD/3M.

Parâmetros Nominais	Módulo 1	Módulo 2	Módulo 3
Capacidade (kW)	107.40	107.40	107.40
Vazão de água (L/s)	4.67	4.67	4.67
Temperatura de entrada da água (°C)	34.94	34.94	34.94
Temperatura de saída da água (°C)	29.44	29.44	29.44
Vazão de ar (m ³ /h)	15500	15500	15500
Potência do ventilador (kW)	2.237	2.237	2.237

4.4.3 Sistema Secundário da Edificação Monozona

O sistema secundário da edificação monozona (Fig. (4.13)) é composto por três componentes: caixa de mistura, serpentina de resfriamento e ventilador de insuflamento. A caixa de mistura faz a mistura do ar de retorno com o ar externo. A vazão de ar externo para este sistema é de 50% da vazão total de ar insuflado no ambiente. A serpentina é responsável pelo resfriamento e pela desumidificação do ar que vem da caixa de mistura. A Tabela (4.18) mostra os parâmetros geométricos da serpentina de resfriamento necessários para a simulação deste sistema. O ventilador faz o insuflamento do ar no ambiente resfriado na serpentina.

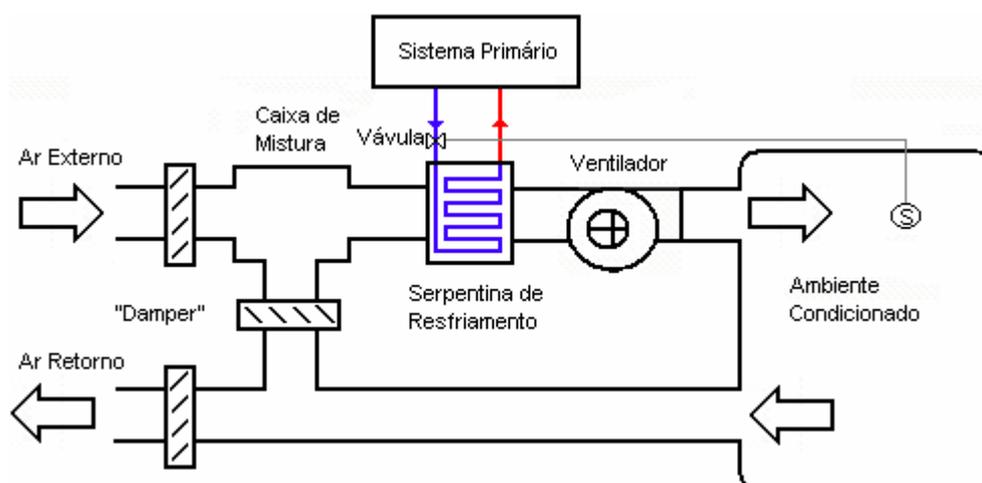


Figura 4.13 Esquema do sistema secundário da edificação monozona.

Na Tabela (4.19) são encontrados os parâmetros de simulação necessários do ventilador. O sistema de controle é do tipo "on-off", e atua durante todo o tempo de ocupação da edificação, mas apenas no controle da temperatura do ambiente condicionado. O termostato (S) avalia a temperatura no interior do ambiente e atua sobre a válvula abrindo ou fechando dependendo da necessidade. A válvula trabalha apenas com duas condições de vazão 0 ou 100%. O termostato é configurado para manter a temperatura interna em 24 °C com uma histerese de 2 °C, ou seja, a temperatura é mantida entre os limites de 23 e 25 °C pela ação do controle "on-off".

Tabela 4.18 Parâmetros geométricos de simulação da serpentina de resfriamento e desumidificação da edificação monozone.

Parâmetros da Serpentina	Monozone
Altura (<i>mm</i>)	610
Comprimento (<i>mm</i>)	1035
Largura (<i>mm</i>)	162
Distância entre tubos (<i>mm</i>)	38.125
Distância entre fileiras (<i>mm</i>)	27.0
Diâmetro ext. do tubo (<i>mm</i>)	15.875
Diâmetro int. do tubo (<i>mm</i>)	13.875
Espessura da aleta (<i>mm</i>)	0.1905
Nº de aletas por metro	314.96
Nº de fileiras	6
Nº de Tubos por fileira	16
Nº circuitos	816
Cond. da aleta (<i>W/m K</i>)	230
Cond. do tubo (<i>W/m K</i>)	380
Vazão de água (<i>L/s</i>)	1.60

Tabela 4.19 Parâmetros de simulação do ventilador da edificação monozone.

Parâmetros do Ventilador	Monozone
Potência necessária (<i>kW</i>)	1.20
Eficiência do motor (%)	70
Vazão de ar (<i>m³/h</i>)	4000

4.4.4 Sistema Secundário da Edificação Multizona

Os sistemas secundários das zonas 1, 2, 3 e 4 da edificação multizona (Fig. (4.4)) também são compostos por três componentes (caixa de mistura, serpentina de resfriamento e ventilador), conforme mostrado na Fig. (4.13). As zonas 5 e 6, além da caixa de mistura, serpentina de resfriamento e do ventilador, possuem também mais dois componentes no sistema secundário (Fig. (4.14)), os quais são o umidificador e resistências elétricas. O umidificador é utilizado para fazer a umidificação do ar quando houver necessidade, enquanto as resistências elétricas funcionam como um reaquecimento terminal utilizado para reaquecer o ar quando a temperatura de insuflamento estiver muito baixa.

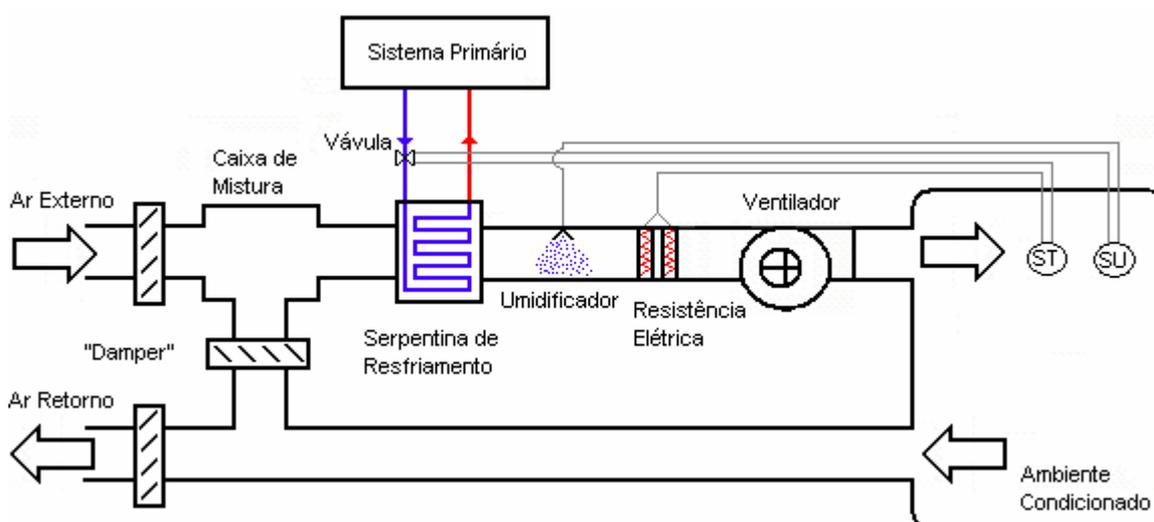


Figura 4.14 Esquema sistema secundário das zonas 5 e 6 da edificação multizona.

A vazão de ar externo do sistema secundário para todas as zonas é 30% da vazão total do ar insuflado no ambiente. Na Tabela (4.20) são apresentados os parâmetros geométricos de simulação das serpentinas de resfriamento e desumidificação para todas as zonas da edificação multizona.

Tabela 4.20 Parâmetros geométricos de simulação das serpentinas de resfriamento e desumidificação da edificação multizona.

Parâmetros da Serpentina	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Zona 6
Altura (mm)	457	457	457	457	457	457
Comprimento (mm)	1050	850	850	850	850	1050
Largura (mm)	198	264	264	264	264	198
Distância entre tubos (mm)	38.083	38.083	38.083	38.083	38.083	38.083
Distância entre fileiras (mm)	33.0	33.0	33.0	33.0	33.0	33.0
Diâmetro ext. do tubo (mm)	15.875	15.875	15.875	15.875	15.875	15.875
Diâmetro int. do tubo (mm)	13.875	13.875	13.875	13.875	13.875	13.875
Espessura da aleta (mm)	0.1905	0.1905	0.1905	0.1905	0.1905	0.1905
Nº de aletas por metro	314.96	314.96	314.96	314.96	314.96	314.96
Nº de fileiras	6	8	8	8	8	6
Nº de Tubos por fileira	12	12	12	12	12	12
Nº circuitos	6	6	6	6	6	6
Cond. da aleta (W/m K)	230	230	230	230	230	230
Cond. do tubo (W/m K)	380	380	380	380	380	380
Vazão de água (L/s)	1.20	1.10	1.10	1.10	1.10	1.30

Os parâmetros de simulação dos ventiladores dos sistemas secundários das zonas da edificação multizona são descritos na Tabela (4.21).

Tabela 4.21 Parâmetros de simulação dos ventiladores da edificação multizona.

Parâmetros do Ventilador	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 5	Zona 6
Potência necessária (kW)	0.7457	0.7457	0.7457	0.7457	0.7457	0.7457
Eficiência do motor (%)	68	67	68	67.5	67.9	69
Vazão de ar (m ³ /h)	3846	3342	3285	3228	3349	4327

Os sistemas de controle das zonas são todos do tipo “on-off”, e atuam durante todo o período de ocupação da edificação. As zonas 1, 2, 3 e 4 possuem um sistema de controle que atua apenas no controle de temperatura do ambiente. Enquanto, as zonas 5 e 6 são atendidas por um sistema que controla tanto a temperatura quanto a umidade do ambiente condicionado. O

controle de temperatura e umidade das zonas 5 e 6 são feitos através de um sensor de temperatura (ST) que atua na serpentina de resfriamento e desumidificação e nas resistências elétricas e um sensor de umidade (SU) que atua no umidificador e também na serpentina de resfriamento e desumidificação, os quais estão instalados dentro do ambiente. A lógica deste sistema de controle é mostrada na Tabela (4.22), onde T_z e ϕ_z são a temperatura e umidade relativa da zona, T_{set} e ϕ_{set} são a temperatura e umidade relativa de “set-point” e H_T e H_ϕ a histerese da temperatura e da umidade relativa.

Tabela 4.22 Lógica do sistema de controle de temperatura e umidade das zona 5 e 6 da edificação multizona.

Condição Lógica	Sinal de Controle		
	Serpentina	Umidificador	Reaquecedor
$Se, T_z > (T_{set} + H_T/2) \text{ e } \phi_z > (\phi_{set} + H_\phi/2)$	1	0	0
$Se, T_z > (T_{set} + H_T/2) \text{ e } \phi_z < (\phi_{set} - H_\phi/2)$	1	1	0
$Se, T_z < (T_{set} - H_T/2) \text{ e } \phi_z < (\phi_{set} - H_\phi/2)$	0	1	0
$Se, T_z < (T_{set} - H_T/2) \text{ e } \phi_z > (\phi_{set} + H_\phi/2)$	1	0	1
$Se, (T_{set} - H_T/2) < T_z < (T_{set} + H_T/2) \text{ e } (\phi_{set} - H_\phi/2) < \phi_z < (\phi_{set} + H_\phi/2)$	0	0	0

A Tabela (4.23) mostra os parâmetros de simulação do umidificador do sistema secundário das zonas 5 e 6 da edificação multizona. As resistências elétricas do sistema secundário das zonas 5 e 6 têm uma potência de aquecimento de 500 W cada uma.

Tabela 4.23 Parâmetros de simulação do umidificador das zonas 5 e 6 da edificação multizona.

Parâmetros do Umidificador	Zona 5	Zona 6
Vazão de Vapor (kg/s)	0.0008120	0.0008120
Temperatura do Vapor (°C)	100	100

Capítulo 5

Resultados

Este capítulo apresenta os resultados obtidos através das simulações realizadas utilizando os modelos matemáticos dos componentes dos sistemas primário e secundário, descritos nos Capítulo 2 e Capítulo 3, integrados ao programa de simulação de edificações *DOMUS* (Mendes *et al.*, 2001b, 2003b). São realizados três estudos de casos. Inicialmente é apresentada uma comparação entre os programas *DOMUS* e *VisualDOE* (Winkelmann *et. al*, 1993), com o intuito de avaliar o desempenho dos modelos do sistema de climatização. Posteriormente, são apresentados os resultados obtidos através da simulação de uma edificação multizona, para mostrar a flexibilidade dos modelos do sistema de climatização desenvolvidos. Também é realizada uma análise da importância de se considerar o fenômeno da adsorção e dessorção de umidade em materiais porosos, fazendo uma comparação em termos da carga térmica da edificação e do consumo de energia elétrica do sistema de climatização, utilizando dois modelos de edificação, com e sem umidade nas paredes. As descrições das edificações e dos sistemas de climatização foram apresentadas no Capítulo 4 .

5.1 Comparação com VisualDOE

Esta seção apresenta uma comparação entre resultados obtidos através de simulações da edificação monozona (Seção 4.2) realizadas com os programas de simulação termoenergética *DOMUS* e *VisualDOE*. Estas simulações foram realizadas considerando apenas a transferência de calor nas paredes da edificação. Para fazer esta comparação foram utilizados os sistemas primário e secundário conforme descrito nas Seções 4.4.1 e 4.4.3, respectivamente.

As simulações no programa *DOMUS* foram realizadas utilizando um passo de tempo de 1 minuto, enquanto que no *VisualDOE* o passo de tempo foi de 1 hora. Foi adotado um passo de tempo de 1 minuto no programa *DOMUS* para se manter uma coerência quando o sistema de climatização for inserido, pois o passo de tempo do sistema de climatização, para o *DOMUS*, deve ser baixo devido à resposta ser mais rápida que a da edificação.

5.1.1 Resultados sem Sistema de Climatização

A Figura (5.1) mostra uma comparação entre as temperaturas internas da zona obtidas pelas simulações realizadas com o programa *VisualDOE* e

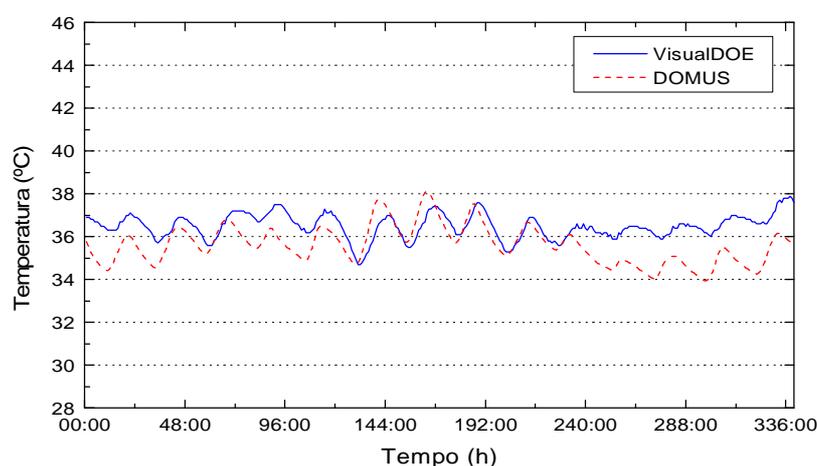


Figura 5.1 Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através dos programas VisualDoe e Domus, sem radiação solar e sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.

DOMUS sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro, não considerando a radiação solar e com um ganho interno de 6400 W.

Analisando a Figura (5.1) é possível observar que as duas curvas apresentam um comportamento semelhante, mas com diferenças entre os valores das temperaturas em alguns instantes maiores e em outros menores. Pode-se dizer que esta diferença ocorre pela diferença entre os métodos utilizados pelos programas, pois o *VisualDOE* utiliza o método do fator de resposta e o *DOMUS* utiliza volumes finitos. A Figura (5.2) mostra a diferença relativa entre as curvas de temperatura do programa *DOMUS* e *VisualDOE* (Fig. (5.1)) em função do número de horas do ano. Estas diferenças relativas entre as curvas foram determinadas segundo a equação abaixo:

$$Dif_{relativa} = \frac{|T_{DOMUS} - T_{VisualDOE}|}{T_{DOMUS}} \times 100 \quad (5.1)$$

onde, T_{DOMUS} e $T_{VisualDOE}$ são respectivamente a temperatura interna obtida pelo programa *DOMUS* e pelo *VisualDOE*. A Figura (5.2) mostra que em aproximadamente 5200 horas, ou seja, 60% das horas do ano a diferença relativa entre as temperaturas obtidas através do *DOMUS* e do *VisualDOE*, em relação ao *DOMUS*, são inferiores à 3% e, no restante das horas, ficaram

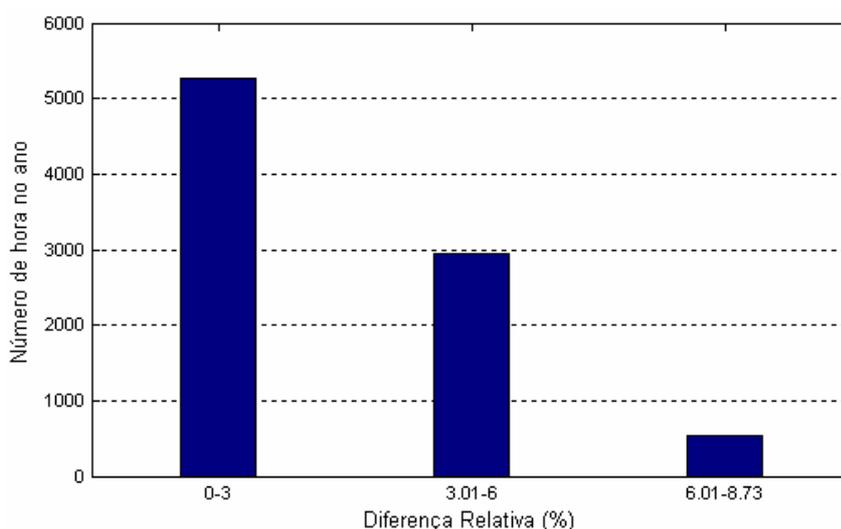


Figura 5.2 Diferença relativa entre as curvas de temperatura do *DOMUS* e *VisualDOE* em função do número de horas no ano, sem considerar a radiação solar.

divididas entre as faixas de 3.01 à 6% com 2950 horas e 6.01 à 8.73% com 610 horas do ano. As diferenças relativas mínima, máxima e média entre as temperaturas das curvas são 0, 8.73 e 2.72% respectivamente.

A Figura (5.3) mostra uma comparação entre as temperaturas internas da zona obtidas pelas simulações realizadas nos programas *VisualDOE* e *DOMUS* sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro, mas considerando a radiação solar e com um ganho interno de 1300 W. Analisando a Fig. (5.3) é possível observar que para este caso as curvas também apresentam um comportamento semelhante e que as diferenças maiores entre as temperaturas ocorrem nos picos, enquanto que nos vales estas diferenças são menores.

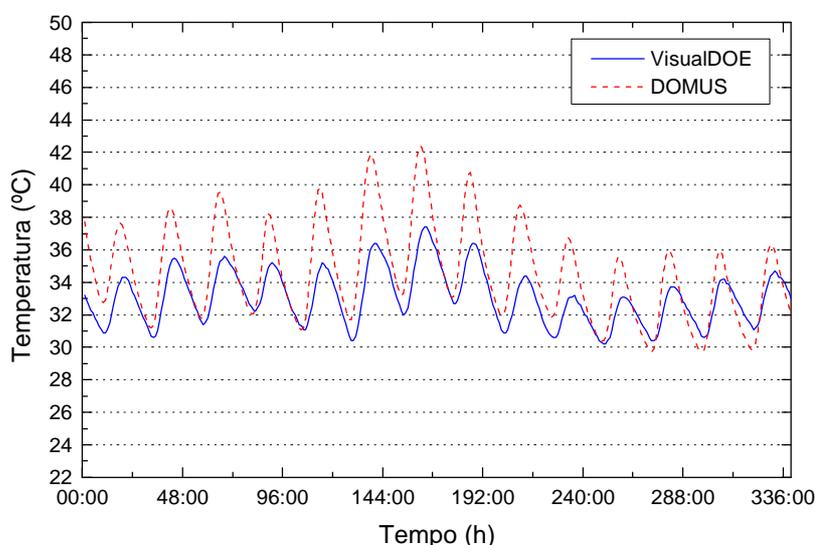


Figura 5.3 Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através dos programas *VisualDOE* e *DOMUS*, com radiação solar, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.

Para este caso com radiação solar, o número de horas do ano que as diferenças relativas entre as temperaturas são inferiores à 3% foi de 2583 horas, ou seja, aproximadamente 30% das horas do ano conforme mostrado na Fig. (5.4). As diferenças relativas mínima, máxima e média entre as temperaturas são 0, 18.24 e 6.03%, respectivamente. Comparando o caso sem

e com radiação solar (Figs. 5.1 e 5.3) pode-se observar que as diferenças relativas no caso com radiação são maiores.

Acredita-se que as diferenças relativas neste caso são maiores, pois além da diferença entre os métodos utilizados pelos programas (fator de resposta pelo *VisualDOE* e volumes finitos pelo *DOMUS*) existe também uma diferença entre os ângulos altitude e azimute solar calculados pelos dois programas, como pode ser visto na Tab. (5.1). A Tabela (5.1) mostra a variação dos ângulos solares altitude e azimute e também as diferenças destes valores em relação ao programa *DOMUS* para o dia 07 de janeiro no período das 7:00 às 18:00 horas, que não utiliza o algoritmo da ASHRAE como o *VisualDOE*, mas sim o proposto por Reda e Andreas (2003). As diferenças relativas entre os ângulos de altitude solar são maiores que as do azimute solar, alcançando um valor máximo de 127.3% às 18:00 horas e um valor mínimo de 2.76% às 13:00 horas com uma diferença relativa média de 27.15%. As diferenças relativas da altitude solar mínima, máxima e média são 0.11, 9.50 e 3.09%, respectivamente.

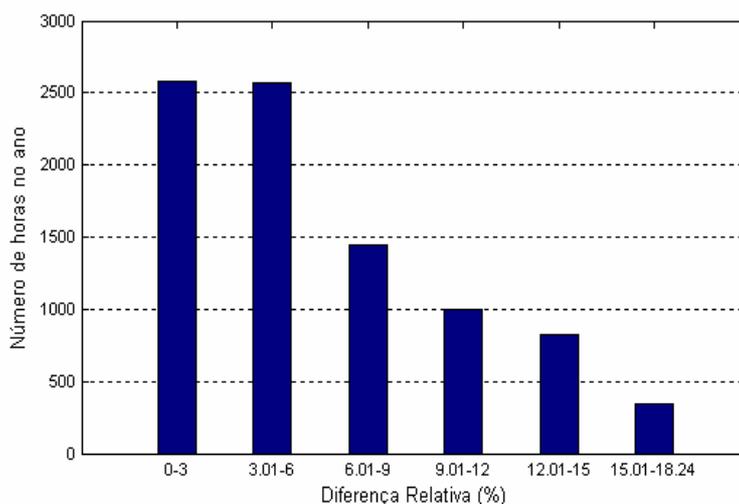


Figura 5.4 Diferença relativa entre as curvas de temperatura do *DOMUS* e *VisualDOE* em função do número de horas no ano, considerando a radiação solar.

Tabela 5.1 Valores dos ângulos de altitude solar e azimute solar do programa *DOMUS* e *VisualDOE*, para o dia 07 de janeiro, e as diferenças relativas entre estes valores.

Hora	Domus		VisualDOE		Diferença Relativa entre Altitudes (%)	Diferença Relativa entre Azimutes (%)
	Altitude Solar (°)	Azimute Solar (°)	Altitude Solar (°)	Azimute Solar (°)		
7:00	9.77	112.53	5.00	112.40	48.83	0.11
8:00	23.56	113.94	16.80	113.10	28.69	0.74
9:00	37.10	117.39	30.50	115.50	17.78	1.61
10:00	50.01	124.38	43.80	120.50	12.41	3.12
11:00	61.35	138.70	56.10	130.60	8.56	5.84
12:00	68.42	167.30	65.70	151.40	3.97	9.50
13:00	66.85	204.04	68.70	186.90	2.76	8.40
14:00	57.90	227.26	62.70	217.80	8.30	4.16
15:00	45.86	238.52	51.80	233.90	12.96	1.94
16:00	32.67	244.08	39.10	241.70	19.66	0.98
17:00	19.02	246.76	25.60	245.60	34.56	0.47
18:00	5.19	247.66	11.80	247.30	127.30	0.15

5.1.2 Resultado com Sistema de Climatização

Na Figura (5.5) é apresentada uma comparação entre as curvas de temperatura obtidas pelas simulações realizadas nos programas *DOMUS* e *VisualDOE* com sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro, considerando a radiação solar e um ganho interno de 1300 W. Nas duas curvas é mostrada a média aritmética horária da temperatura. Nos dois programas foram utilizados sistemas de controle de temperatura “on-off” com um “set-point” de 24 °C e uma histerese de 2 °C com uma configuração horária para permanecerem ligados todos os dias do ano das 8:00 às 18:00 horas.

Quando o sistema de climatização entra em funcionamento às 8:00 horas os dois programas tentam manter a temperatura no interior da zona dentro da faixa de controle (entre 23 °C e 25 °C). No primeiro dia de simulação a curva de temperatura do programa *DOMUS* não permanece dentro da faixa de controle enquanto que o *VisualDOE* a mantém dentro da faixa.

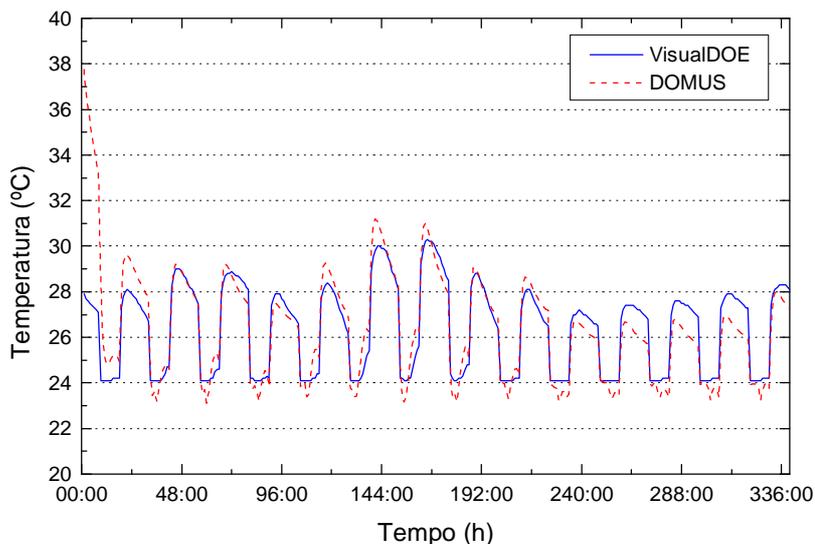


Figura 5.5 Comparação entre as temperaturas da zona obtidas através do programa *VisualDOE* e *DOMUS*, sem radiação solar e sem sistema de climatização, para os primeiros 15 dias do mês de janeiro.

Uma das possíveis causas desta diferença são as temperaturas dentro da zona no início do acionamento do sistema de climatização. A temperatura da zona obtida através do *DOMUS* às 8:00 horas é aproximadamente 33.20 °C enquanto que na curva fornecida pelo *VisualDOE* a temperatura é 27.10 °C, correspondendo a uma diferença de 6.10°C.

A Figura (5.6) mostra uma comparação entre o consumo de energia elétrica total (*chiller*, bombas e ventilador) mensal obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE*. O consumo elétrico mensal obtido pelo *DOMUS* é superior ao consumo obtido pelo *VisualDOE*. As diferenças relativas dos valores do consumo elétrico mensal em relação ao *DOMUS* são apresentadas na Fig. (5.7). Fevereiro, abril e setembro são os meses onde ocorrem as máximas diferenças, alcançando aproximadamente 20% do consumo obtido pelo *DOMUS*.

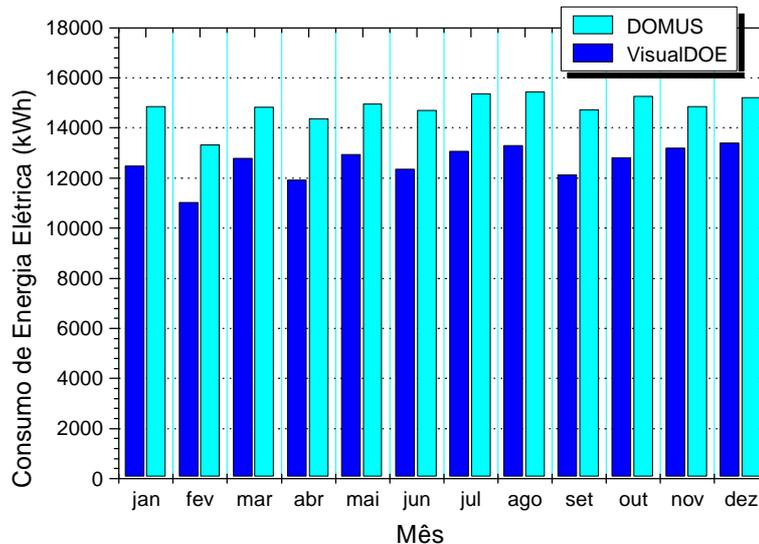


Figura 5.6 Consumo de energia elétrica mensal obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE*.

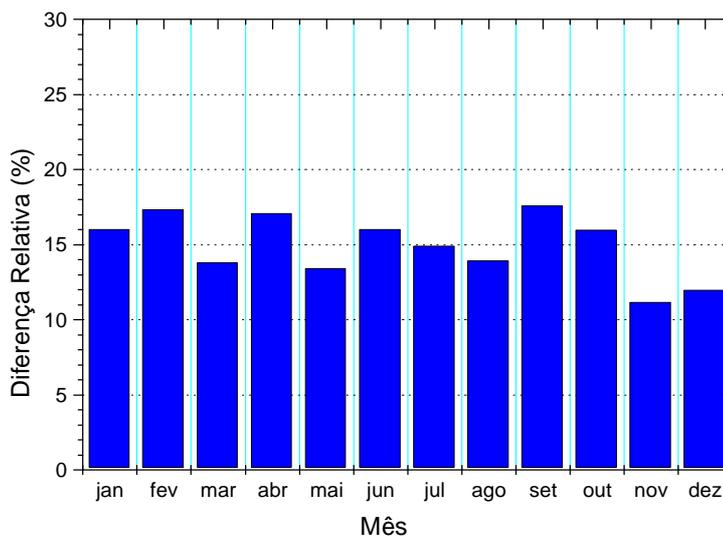


Figura 5.7 Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica mensal obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE*.

Na Figura (5.8) e (5.9) são apresentadas, respectivamente, uma comparação do consumo de energia elétrica anual do *chiller*, das bombas, do ventilador e o total obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE* e as

diferenças relativas do consumo de energia elétrica em relação ao *DOMUS*.

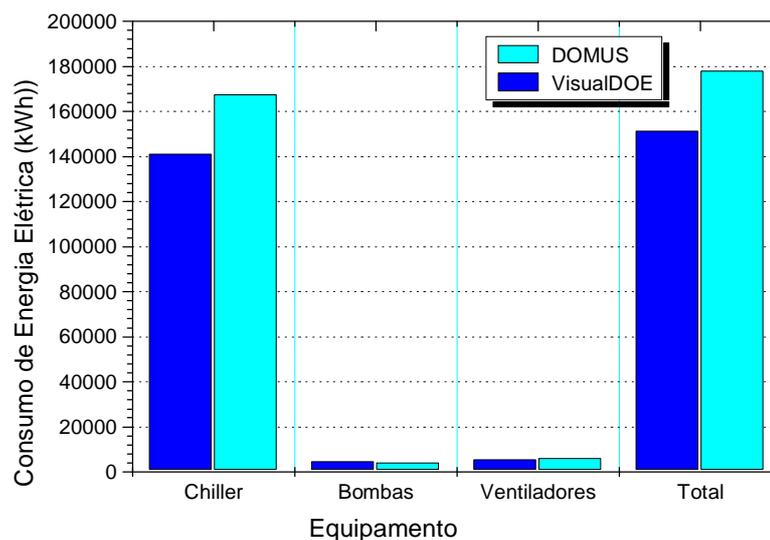


Figura 5.8 Comparação do consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e total obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE*.

A diferença relativa do consumo anual do *chiller* (compressor) é de 15.69%. Apesar do modelo matemático do *chiller* utilizado pelo programa *DOMUS* ser igual ao modelo utilizado pelo *VisualDOE*, uma das possíveis causas desta diferença está relacionada às diferenças encontradas nas curvas de temperatura sem sistema de climatização (Fig. (5.3)), conforme discutido anteriormente. Além disso, um outro fator que contribui é a diferença no modelo da serpentina de resfriamento utilizado pelos programas, que está diretamente ligada ao consumo elétrico do *chiller* em função da capacidade de resfriamento.

Devido à diferença nos modelos existe a dificuldade de se configurar as serpentinas de resfriamento com as mesmas características. No consumo de energia elétrica anual das bombas e do ventilador, as diferenças relativas entre os dois programas foram de 10.36% e 11.95%, respectivamente, em relação ao *DOMUS*. Nestes dois casos (bombas e ventilador), as diferenças relativas no consumo elétrico podem estar associadas principalmente às diferenças nos

modelos matemáticos utilizados pelos programas *DOMUS* e *VisualDOE*. No consumo de energia elétrica anual total a diferença relativa entre os dois programas em relação ao *DOMUS* foi de aproximadamente 14.92%.

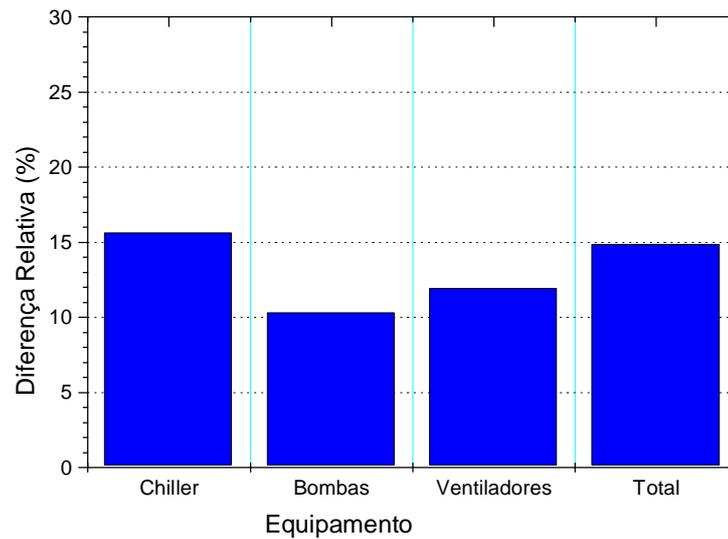


Figura 5.9 Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e total obtido através dos programas *DOMUS* e *VisualDOE*.

5.2 Análise de Resultados da Edificação Multizona

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos através das simulações realizadas com a edificação multizona, utilizando os sistemas de climatização com condensação a ar e com condensação a água e considerando o fenômeno de adsorção e dessorção de umidade em materiais porosos. Foi adotado para estas simulações um passo de tempo de 10 segundos, para que fosse possível ter uma sensibilidade maior na variação das temperaturas internas das zonas com o sistema de climatização.

5.2.1 Resultados com o SP-AR

Neste caso, as simulações foram realizadas utilizando um sistema de climatização com o sistema primário com condensação a ar e o sistema secundário da edificação multizona conforme descrito nas Seções 4.4.1 e 4.4.3. Foram adotados para todas as zonas um sistema de controle de temperatura “*on-off*”, com um “*set-point*” de 24 °C e uma histerese de 2 °C. Os resultados das simulações apresentados a seguir referem-se ao dia 14 de janeiro, onde foi utilizado o arquivo climático da cidade de Belém, conforme descrito na Seção (4.1).

As Figuras (5.10) e (5.11) mostram a variação da temperatura e umidade relativa dentro das zonas da EMTZ para o período das 7:00 às 19:00 horas. Pode-se observar que as temperaturas internas das zonas ficam oscilando entre os limites de 23 e 25°C, devido à ação do sistema de controle “*on-off*” que atua na serpentina de resfriamento, durante o período de ocupação da edificação das 8:00 às 18:00 horas. A umidade relativa das zonas também fica oscilando acompanhando a variação da temperatura.

A partir das 8:00 horas as cargas térmicas das zonas começam a aumentar, devido às cargas eventuais provenientes das pessoas, iluminação e equipamentos, e os sistemas de climatização começam a funcionar. Quando a temperatura da zona atinge 25°C a válvula da serpentina de resfriamento é acionada e a zona começa ser resfriada até que a temperatura atinja 23°C, quando a válvula é fechada.

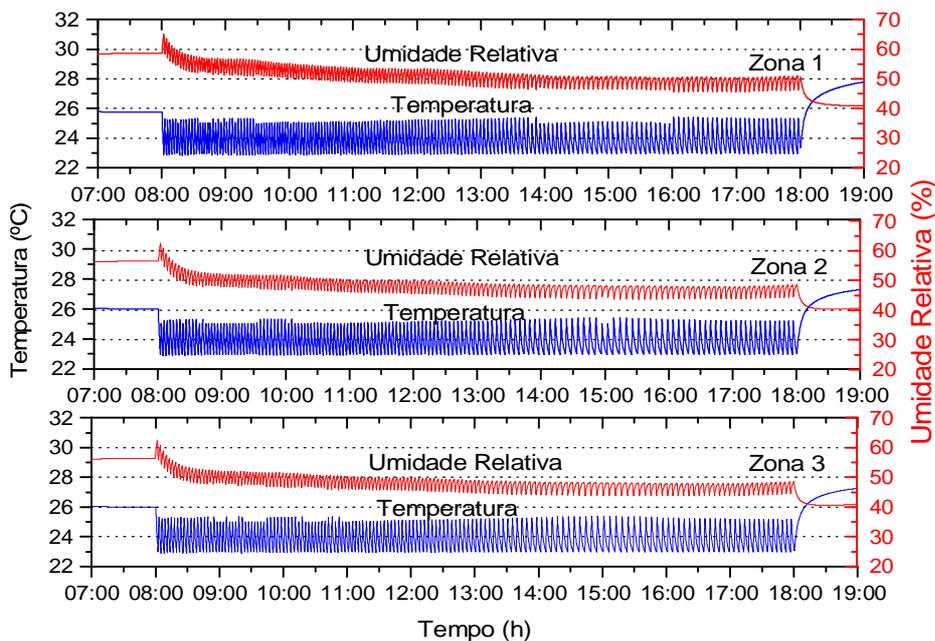


Figura 5.10 Variação da temperatura e umidade relativa das zona 1, 2 e 3 para o dia 14 de janeiro.

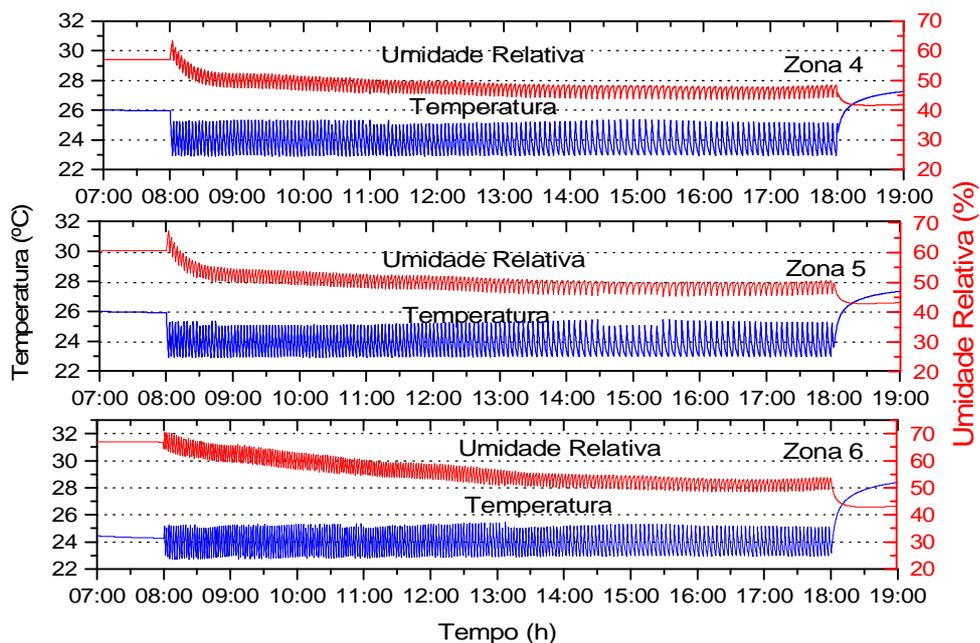


Figura 5.11 Variação da temperatura e umidade relativa das zona 4, 5 e 6 para o dia 14 de janeiro.

As Figuras (5.12) e (5.13) mostram, respectivamente, a variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total da serpentina e a variação da temperatura e umidade relativa na entrada da serpentina (caixa de mistura), referentes à zona 1, no período das 7:00 às 19:00 horas. Antes das 8:00 horas quando o sistema ainda não entrou em funcionamento a temperatura e a umidade relativa na caixa de mistura são iguais as condições dentro da zona de aproximadamente 25.76 °C e 58.7% e a capacidade de resfriamento igual a zero. A partir das 8:00 horas, o sistema entra em funcionamento e sob a ação do controle “*on-off*” a temperatura na entrada da serpentina começa a aumentar e a umidade relativa a diminuir acompanhado as condições externas e de retorno que são as mesmas da zona.

A capacidade de resfriamento sensível da serpentina acompanha a variação da temperatura na entrada da serpentina enquanto a capacidade de resfriamento latente segue a variação da umidade relativa. A capacidade de calor sensível começa baixa e vai aumentando ao longo do dia alcançando um valor de pico máximo igual a 19.90 kW às 13:51 horas coincidindo quando a temperatura na entrada da serpentina é máxima, com um valor de 26.96 °C. O valor de pico mínimo da capacidade sensível é 16.99 kW e ocorre às 8:03 horas, o qual coincide com o valor de pico mínimo da temperatura na entrada da serpentina que é 25 °C.

No entanto, a capacidade de calor latente retirada na serpentina inicia com um valor um pouco maior que a capacidade sensível atingindo o valor de pico máximo igual a 17.9 kW no início do funcionamento do sistema às 8:00 horas, ocorrendo quando a umidade relativa na entrada da serpentina é máxima. A capacidade latente vai diminuindo e, logo às 8:06 horas, já é menor que a capacidade sensível, atingindo o valor de pico mínimo de 11.85 kW às 17:00 horas.

A capacidade de resfriamento total é máxima às 8:00 horas quando a capacidade latente também é máxima com um valor de pico de 35.12 kW e atinge um valor de pico mínimo de 31.06 kW às 17:00 horas que também coincide quando a capacidade latente é mínima. Os valores de máximo e

mínimo da capacidade total ocorreram no mesmo instante da capacidade latente devido à variação da capacidade sensível ter um comportamento mais estável enquanto a latente tem uma variação maior o que determinou os picos da capacidade de resfriamento total.

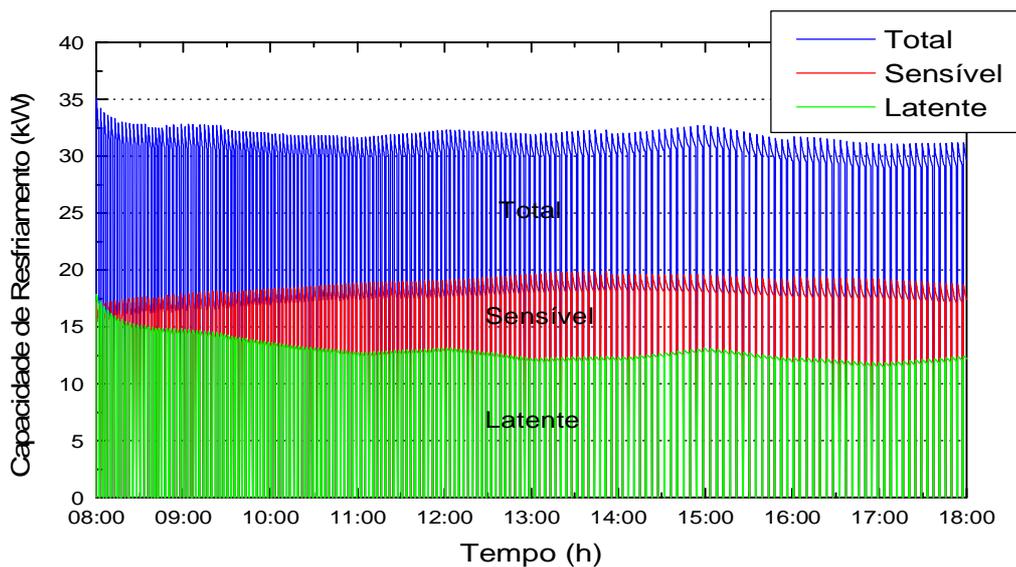


Figura 5.12 Variação da capacidade de resfriamento total, sensível e latente da serpentina na zona 1.

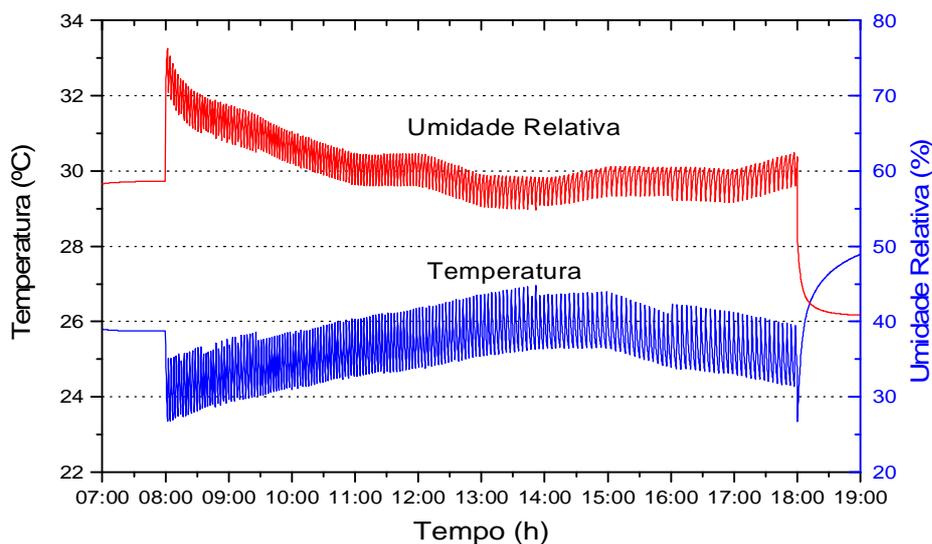


Figura 5.13 Variação da temperatura e umidade relativa na entrada da serpentina da zona 1.

A Figura (5.14) mostra a variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total em detalhe na serpentina da zona 1 no período das 08:00 às 08:30 horas. Quando a temperatura da zona fica acima de 25 °C, a válvula da serpentina é aberta e começa a ser retirado o calor latente e sensível do ar que passa através dela. A serpentina vai retirando o calor latente e sensível do ar até que a temperatura dentro da zona fique abaixo dos 23 °C, quando a válvula é então desligada.

Pode-se observar que quando a válvula é desligada, a capacidade de resfriamento da serpentina cai instantaneamente para zero, pois o modelo matemático da serpentina não leva em conta a inércia térmica da água que permanece dentro dos tubos. Para este período das 8:00 às 8:30 horas ocorreram 12 ciclos na serpentina. O período de cada ciclo em que a válvula permaneceu ligada foi de 1 minuto e 50 segundos. Já o período em que a válvula permaneceu desligada foi de 47 segundos para todos os ciclos deste período.

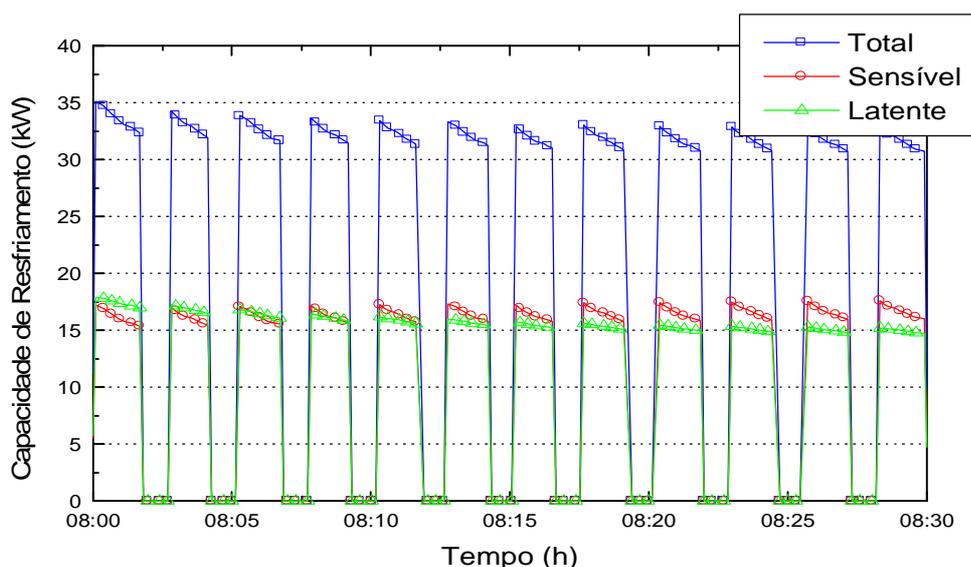


Figura 5.14 Variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina da zona 1 no período das 8:00 às 8:30 horas.

A Figura (5.15) mostra o comportamento da capacidade de resfriamento

sensível, latente e total na serpentina da zona 1 no período das 16:00 às 16:30 horas. Neste período ocorreram aproximadamente 7 ciclos na serpentina. O período de cada ciclo em que a válvula permaneceu ligada foi de 3 minutos e 40 segundos e o período que ficou desligada foi de 40 segundos. Comparando com o período das 8:00 às 8:30 horas (Fig. (5.14)) o número de ciclos deste período é quase duas vezes menor. Isto ocorre pelo aumento da carga térmica na zona devido aos ganhos internos e também pelo comportamento da temperatura e umidade relativa externa, fazendo com que a serpentina fique mais tempo ligada para compensar as cargas latentes e sensíveis geradas dentro da zona.

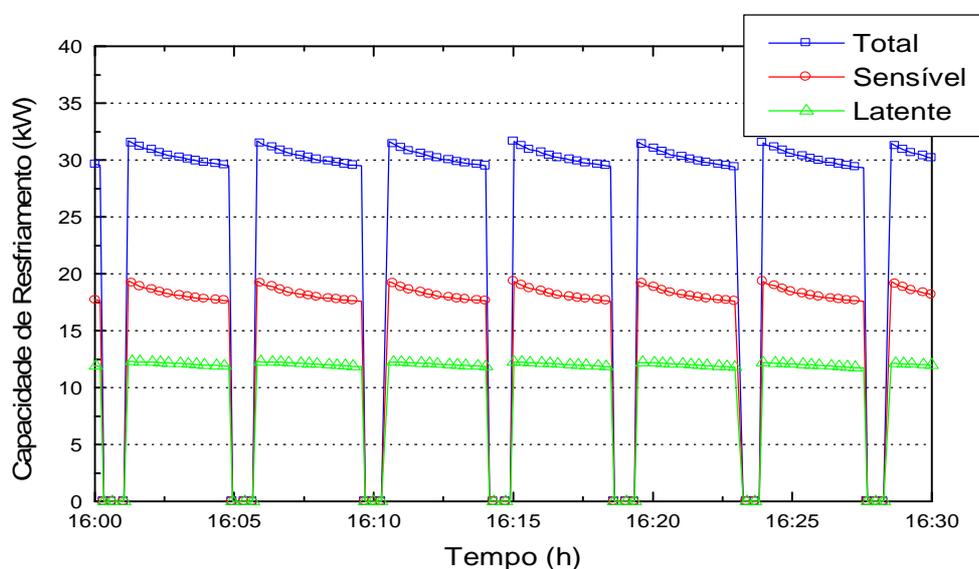


Figura 5.15 Variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina da zona 1 no período das 16:00 às 16:30 horas.

As Figuras (5.16a) e (5.16b) mostram, respectivamente, a variação da umidade absoluta e da temperatura na saída dos componentes do sistema secundário referente a zona 1, no período das 16:00 às 16:30 horas. Os valores de umidade absoluta e de temperatura na caixa de mistura (Fig. (5.16a) e (5.16b)) encontram-se entre as curvas do ar externo e do ar de retorno, aproximando-se mais da curva do ar de retorno, pois a razão de ar externo é de apenas 30% da quantidade total do ar insuflado no ambiente.

Durante o período do ciclo em que a válvula da serpentina permanece

ligada, tanto a temperatura e a umidade absoluta do ar ao passar através da serpentina diminuem. Isto ocorre, pois o modelo matemático utilizado na serpentina considera a condensação de vapor que ocorre na serpentina. Ao passar através do ventilador (ponto de insuflamento), a temperatura do ar sofre um leve acréscimo de aproximadamente 0.84°C , pois o modelo matemático do ventilador considera a transmissão do calor gerado pelo motor para o ar. Já a umidade absoluta do ar permanece a mesma, pois no ventilador ocorre apenas um processo de aquecimento. Para o período do ciclo em que a válvula da serpentina permanece desligada as condições do ar na saída da serpentina e do ventilador são iguais às condições da caixa de mistura.

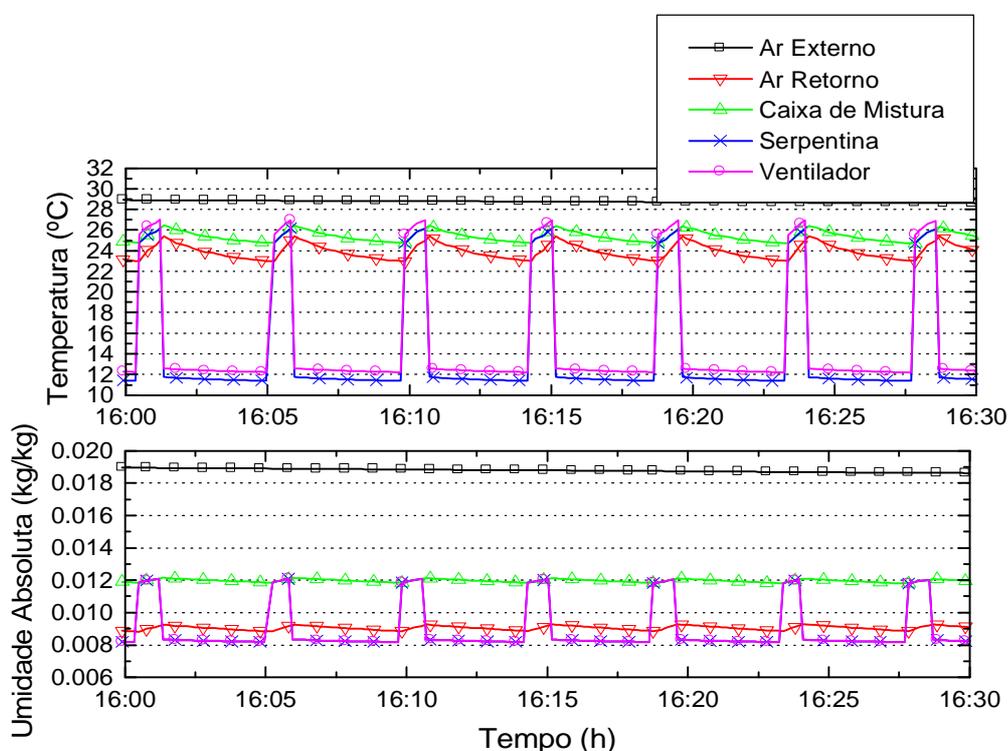


Figura 5.16 Variação da umidade absoluta (a) e da temperatura (b) na saída do componentes 4do sistema secundário, referente à zona 1, no período das 16:00 às 16:30 horas.

5.2.2 Análise Comparativa do Consumo entre o SP-AR e SP-ÁGUA

Nesta seção será apresentada uma comparação do consumo de energia obtido através das simulações realizadas com sistema primário com condensação a ar e com condensação a água, da edificação multizona utilizando um sistema de controle apenas da temperatura em todas as zonas. Os sistemas secundários utilizados nestas simulações são iguais nos dois casos, com características conforme descrito na Seção (4.4.3).

Na Figura (5.17) é apresentada uma comparação entre o consumo de energia elétrica mensal do *chiller* com condensação a ar e à água, obtido através das simulações realizadas com a EMTZ.

Analisando a Figura (5.17), pode-se observar que o consumo de energia elétrica do *chiller* com condensação a ar é superior ao consumo do *chiller* a água. Na Tabela (5.2) são apresentados os valores do consumo de energia elétrica mensal do *chiller* a ar e a água e a diferença relativa entre estes valores em relação ao *chiller* a ar. As diferenças relativas entre os valores do consumo para os quatros primeiros meses do ano ficaram na faixa de 8.90 à 10.89%, enquanto para o restante dos meses as diferenças aumentam permanecendo na faixa de 13.23 à 15.78%.

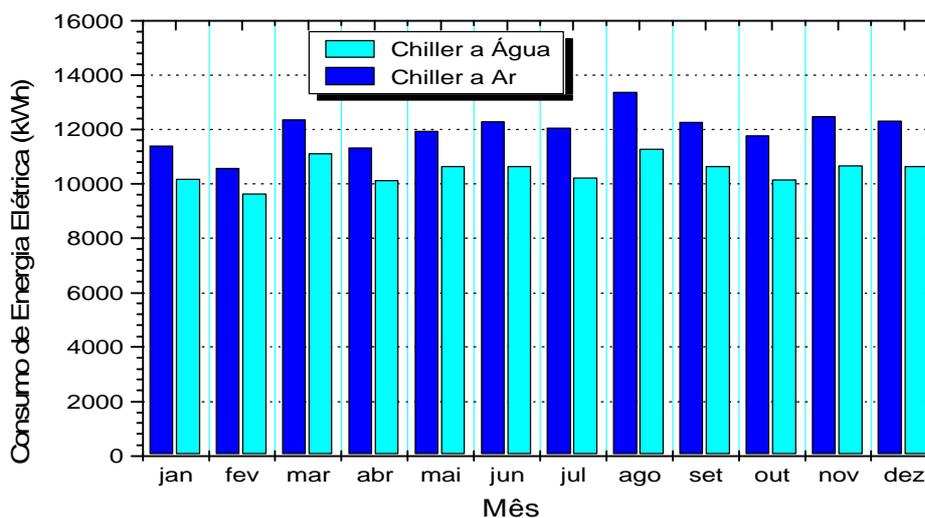


Figura 5.17 Comparação entre o consumo de energia elétrica mensal do *chiller* com condensação a ar e a água.

Tabela 5.2 Valores do consumo de energia elétrica do *chiller* a ar e a água e da diferença relativa entre estes valores.

Mês	Consumo do Chiller a Ar (kWh)	Consumo do Chiller a Água (kWh)	Diferença Relativa (%)
jan	11426.00	10182.00	10.89
fev	10600.00	9655.00	8.92
mar	12386.00	11135.00	10.10
abr	11346.00	10156.00	10.49
mai	11958.00	10656.00	10.89
jun	12302.00	10658.00	13.36
jul	12079.00	10253.00	15.12
ago	13401.00	11288.00	15.78
set	12287.00	10662.00	13.23
out	11791.00	10170.00	13.75
nov	12509.00	10676.00	14.65
dez	12341.00	10666.00	13.57

Para explicar esta variação na diferença relativa entre os dois sistemas, deve-se fazer uma análise dos valores das curvas da capacidade (*CAPFT*) e da eficiência (*EIRFT*) em função das temperaturas e dos valores da curva de eficiência em função da razão de carga parcial (*EIRPLR*), pois são estes valores que determinam a potência consumida pelo *chiller* (Seção (2.1)).

A Figura (5.18) mostra uma comparação entre a curva de eficiência em função da razão de carga parcial (*EIRPLR*) do *chiller* a ar e a água. Esta comparação mostra que para uma condição de operação abaixo de 60% da capacidade total o *chiller* com condensação a ar possui valores de *EIRPLR* mais baixos que o *chiller* com condensação a água, o que caracteriza uma eficiência maior (Seção (2.1)). Já para uma condição acima de 60% ocorre o inverso.

Conforme pode ser visto na Tab. (5.3), os valores médios mensais dos valores do *PLR* para os dois sistemas permanecem entre os limites de 48 à 56%, na faixa onde o *chiller* a ar tem uma eficiência maior. Além dos valores da curva *EIRPLR*, o consumo de energia também sofre influência dos valores das curvas *CAPFT* e *EIRFT*, os quais também são mostrados na Tab. (5.3). Estas

duas curvas estão relacionadas com a temperatura de saída da água do evaporador e com a temperatura do ar externo, para o *chiller* com condensação a ar, e com temperatura de entrada da água no condensador do *chiller* com condensação a água.

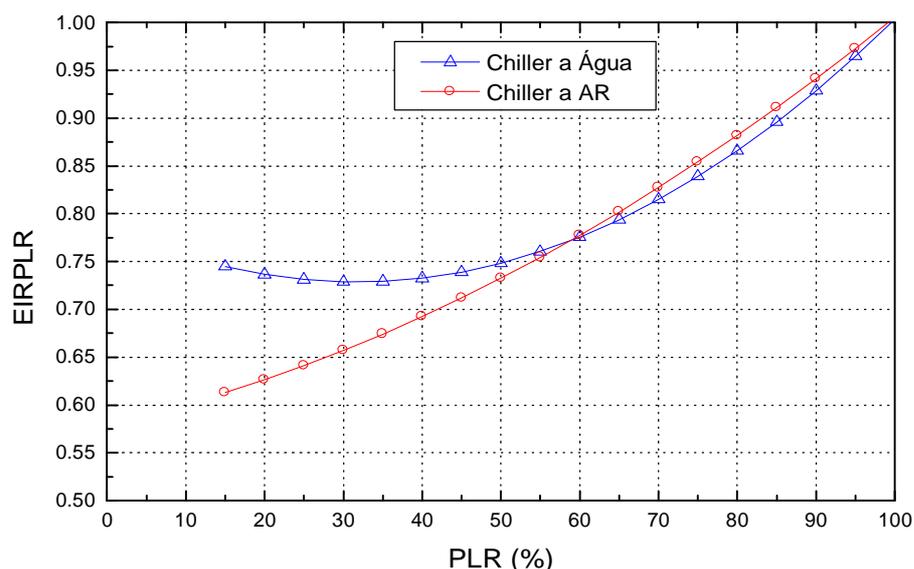


Figura 5.18 Comparação entre a curva de eficiência em função da razão de carga parcial (EIRPLR) do *chiller* a ar e a água.

Tabela 5.3 Valores médios mensais das curvas CAPFT, EIRFT e EIRPLR e do PLR para o *chiller* com condensação a ar e a água.

Mês	Chiller a Ar				Chiller a Água			
	CAPFT	EIRFT	EIRPLR	PLR (%)	CAPFT	EIRFT	EIRPLR	PLR (%)
jan	1.0792	0.8447	0.7395	50.55	1.0057	1.0005	0.7609	50.91
fev	1.0888	0.8261	0.7298	48.23	1.0057	1.0005	0.7577	49.00
mar	1.0825	0.8379	0.7355	49.59	1.0057	1.0005	0.7598	50.10
abr	1.0806	0.8414	0.7361	49.79	1.0057	1.0005	0.7590	50.20
mai	1.0790	0.8447	0.7389	50.45	1.0057	1.0005	0.7602	50.80
jun	1.0626	0.8763	0.7440	51.75	1.0057	1.0005	0.7603	51.34
jul	1.0544	0.8927	0.7569	54.67	1.0057	1.0005	0.7662	53.82
ago	1.0522	0.8975	0.7641	56.20	1.0057	1.0005	0.7702	55.17
set	1.0637	0.8742	0.7440	51.71	1.0057	1.0005	0.7605	51.34
out	1.0601	0.8810	0.7446	51.94	1.0057	1.0005	0.7600	51.41
nov	1.0554	0.8903	0.7494	53.09	1.0057	1.0005	0.7616	52.33
dez	1.0621	0.8773	0.7457	52.18	1.0057	1.0005	0.7609	51.73

Para o *chiller* com condensação a água os valores médios mensais das curvas *CAPFT* e *EIRFT* (Tab. (5.3)) são constantes, pois as temperaturas da água na saída do evaporador e na entrada do condensador são constantes, sendo iguais ao "set-point" do *chiller* e da torre de resfriamento, respectivamente. Já os valores médios mensais das curvas, para o *chiller* com condensação a ar não são constantes, pois neste caso apenas a temperatura na saída do evaporador é constante enquanto a temperatura na entrada do condensador é igual a do ar externo. A Figura (5.19) mostra a média mensal da temperatura externa, onde é possível verificar que para os primeiros quatro meses do ano as temperatura são menores que para o restante do ano. Com isto, pode-se dizer que a variação nas diferenças relativas dos valores do consumo de energia elétrica, do *chiller* a ar e a água (Tab. (5.2)), ocorrem principalmente devido à variação da temperatura externa.

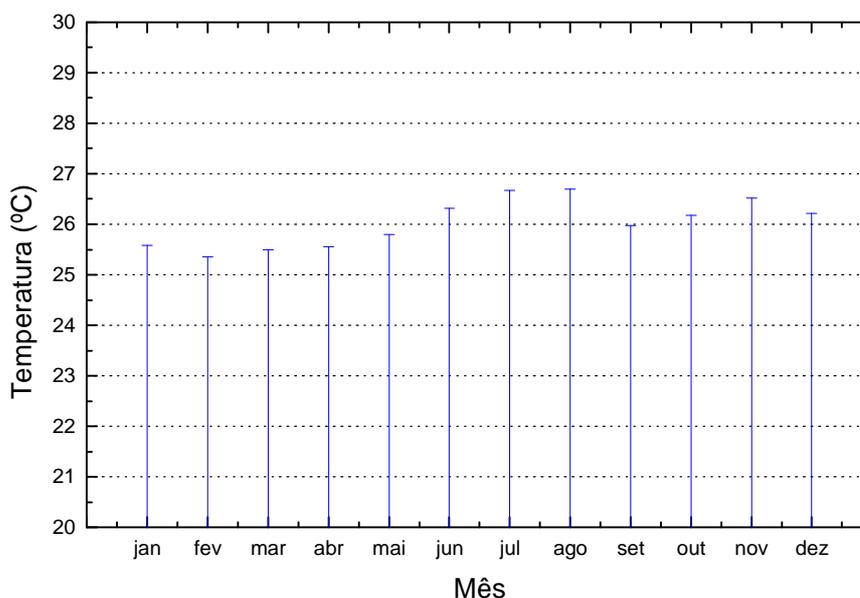


Figura 5.19 Média mensal da temperatura externa.

A Figura (5.20) mostra uma comparação do consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água. Além do consumo do *chiller*, das bombas primárias e dos ventiladores dos sistemas secundários, o SP-ÁGUA também apresenta o

consumo das bombas de condensação e das torres de resfriamento. O consumo do *chiller* a água apresenta uma diferença relativa de quase 13% menor em relação ao consumo do *chiller* a ar, conforme mostrado na Fig. (5.21). Já as bombas primárias do SP-ÁGUA possuem uma diferença relativa no consumo de aproximadamente 6% maior em relação ao SP-AR. A diferença relativa no consumo anual total, envolvendo todos os equipamentos de cada sistema (primário e secundário), do sistema com condensação a água foi de aproximadamente 1.6% menor em relação ao sistema com condensação a ar. Acredita-se que esta diferença seria mais acentuada se estivesse sendo utilizada uma capacidade média mensal dos *chillers* acima dos 60%, pois acima deste valor a eficiência em função da carga parcial do *chiller* com condensação a água é maior, conforme mostrado na Fig. (5.18).

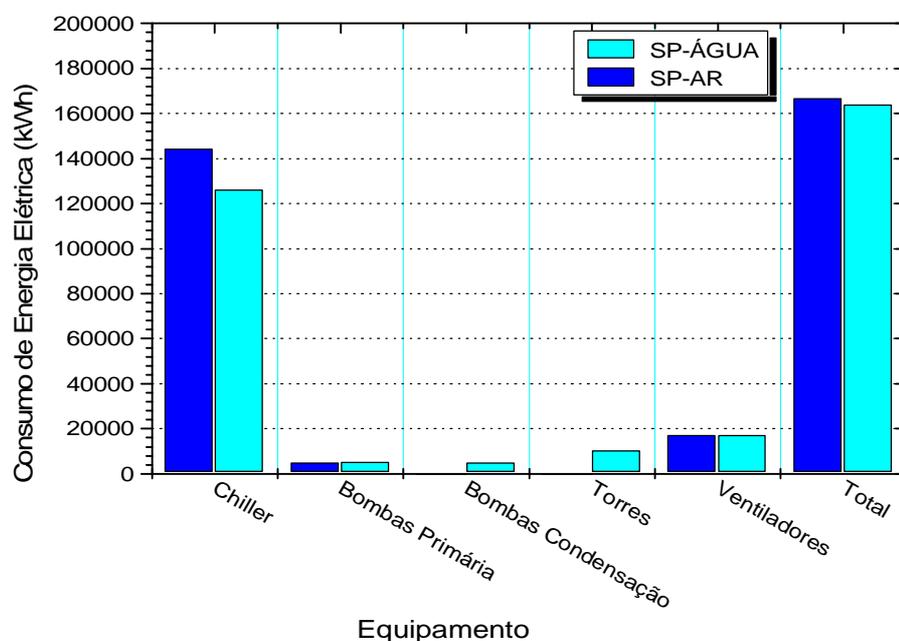


Figura 5.20 Comparação do consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

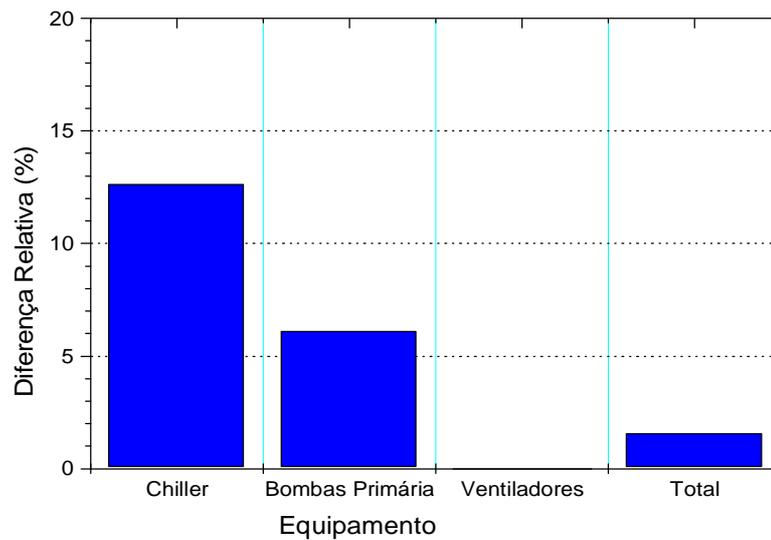


Figura 5.21 Diferença relativa entre o consumo de energia elétrica anual de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

5.3 Análise do Efeito da Umidade nas Paredes

Nesta seção será apresentada uma comparação entre os resultados obtidos tanto através das simulações realizadas considerando apenas a transferência de calor nas paredes, doravante chamada de nível 5, como através das simulações onde foi considerada a transferência de calor e de massa pelas paredes, doravante chamada de nível 0 (modelo mais completo do programa *DOMUS*).

Foram realizadas análises em termos de temperatura e de umidade, nas paredes e dentro zona, e o impacto sobre o consumo de energia quando são considerados ou não os fenômenos da adsorção e dessorção de umidade nas paredes da edificação. Estas simulações foram feitas utilizando a edificação multizona (EMTZ) descrita na Seção (4.2.2), com o sistema primário com condensação a ar mostrado na Seção (4.4.1) e o sistema secundário da EMTZ descrito na Seção (4.4.3). Para estas simulações foi adotado um passo de tempo de 1 minuto e os resultados apresentados são referentes à zona 6 da EMTZ para o dia 14 de janeiro.

A Figura (5.22) mostra uma comparação entre as cargas térmicas máximas totais de cada mês e as diferenças relativas entre estes valores, determinadas pelas simulações com o nível 0 e o com o nível 5. Na Fig. (5.22) , pode-se observar que quando é considerado o efeito da umidade nas paredes a carga térmica é sempre menor. Isto ocorre, pois a evaporação nas superfícies das paredes abaixa sua temperatura, diminuindo assim a carga térmica por condução.

Considerando apenas a transferência de calor nas paredes, corre-se o risco de superdimensionar o sistema de climatização em média de 13%, para os dados do presente estudo.

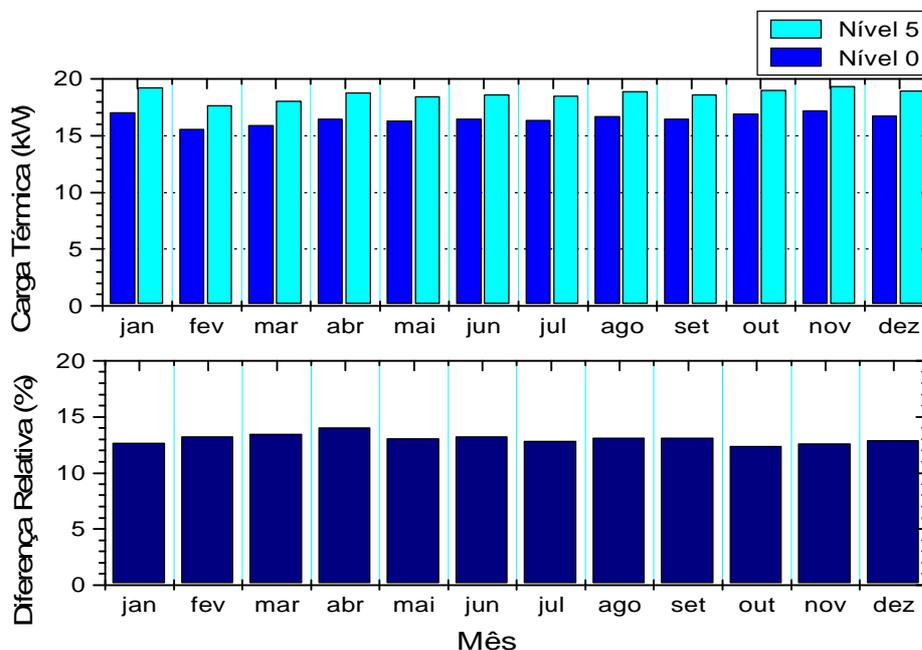


Figura 5.22 Comparação entre as cargas térmicas máximas totais de cada mês obtidas através do nível 0 e do nível 5.

Na Figura (5.23) é apresentado o comportamento da temperatura e umidade relativa dentro da zona 6 da EMTZ para o período da 1:00 às 24:00 horas do dia 14 de janeiro. O sistema de condicionamento de ar (AC) opera das 8:00 às 18:00 horas, com um sistema de controle de temperatura com “set-point” de 24°C e histerese de 2°C.

Nota-se que a temperatura dentro da zona, quando o sistema de condicionamento de ar (AC) está desligado, da 1:00 às 8:00 horas e das 18:00 às 24:00 horas, para o modelo do nível 0 é menor que a do nível 5. Isto pode ser explicado através do perfil de temperatura nas paredes, analisando o instante quando o sistema de climatização está entrando em funcionamento às 8:00 horas, mostrado na Fig. (5.24). Pode-se notar na Fig. (5.24) que a temperatura na superfície da parede interna para o nível 5 é aproximadamente 1°C maior que a do nível 0, justificando o fato de que a temperatura interna da zona, sem sistema de climatização em funcionamento, seja maior para o nível 5.

No caso da umidade relativa interna ocorre o inverso, uma vez que ela é

maior para o modelo do nível 0, quando o sistema está desligado. Isto ocorre, pois há um fluxo de vapor proveniente das superfícies das paredes internas, no caso do nível 0, o que não ocorre no nível 5, devido à presença de umidade nas superfícies das paredes, favorecendo o aumento da umidade relativa interna da zona.

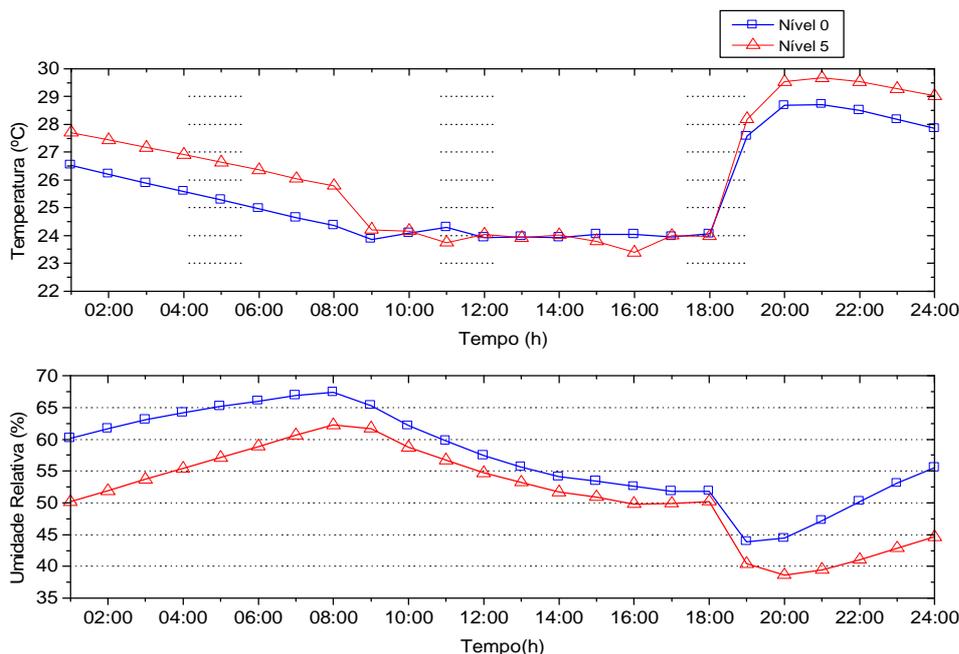


Figura 5.23 Variação da temperatura e umidade relativa dentro da zona 6, com sistema de climatização, obtidas através do nível 0 e nível 5.

Observa-se que mesmo com o sistema de climatização em funcionamento a umidade relativa da zona para o nível 0 é maior que para o nível 5 (Fig. (5.23)), o que mostra que o fluxo de vapor das paredes é relevante no balanço de massa de vapor d'água da zona.

O controle da temperatura interna da zona, no período das 8:00 às 18:00 horas, é melhor para o nível 0 em função de que o sistema de climatização foi dimensionado, considerando como modelo para o cálculo da carga térmica a transferência acoplada de calor e massa nas paredes (nível 0).

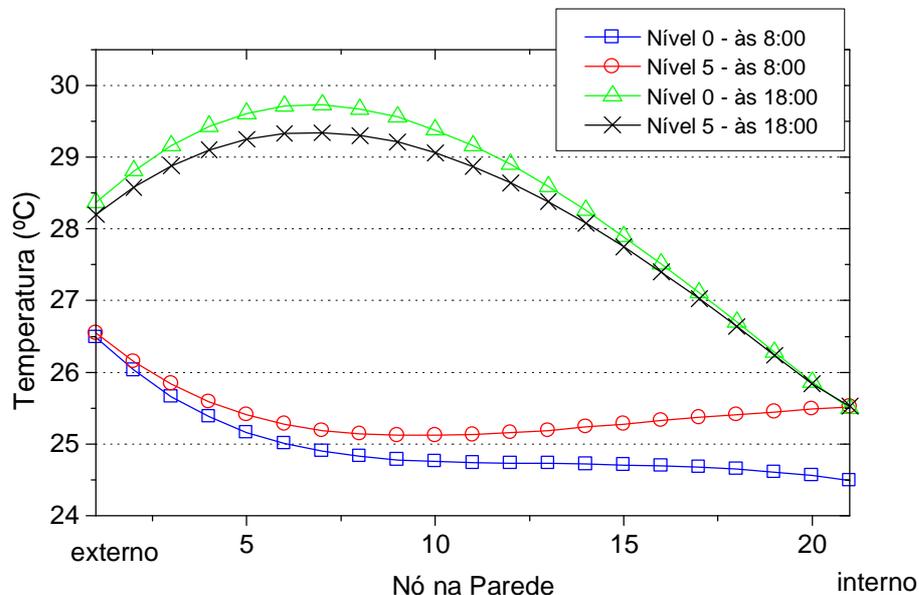


Figura 5.24 Perfis de temperatura nas paredes, às 8:00 e às 18:00 horas, para o nível 0 e nível 5 com sistema de climatização (parede face norte).

A Figura (5.25) mostra o perfil de umidade relativa na parede face norte, às 8:00 e às 18:00 horas, para o nível 0, com e sem sistema de climatização. Pode ser observado o efeito da secagem da parede devido à presença do sistema de condicionamento de ar (AC), comparando as curvas de umidade relativa na superfície da parede com e sem sistema de climatização às 18:00 horas. Nota-se que há uma diferença de 4% de umidade relativa para estas duas curvas. Em alguns casos esta secagem nas paredes pode reduzir o problema do crescimento de fungos e mofos.

Comparando as curvas de umidade relativa com sistema de condicionamento de ar e as curvas sem climatização, às 8:00 e às 18:00, observa-se o efeito da radiação solar na secagem da face externa, uma vez que a umidade relativa reduziu 10% com climatização e 9% sem climatização.

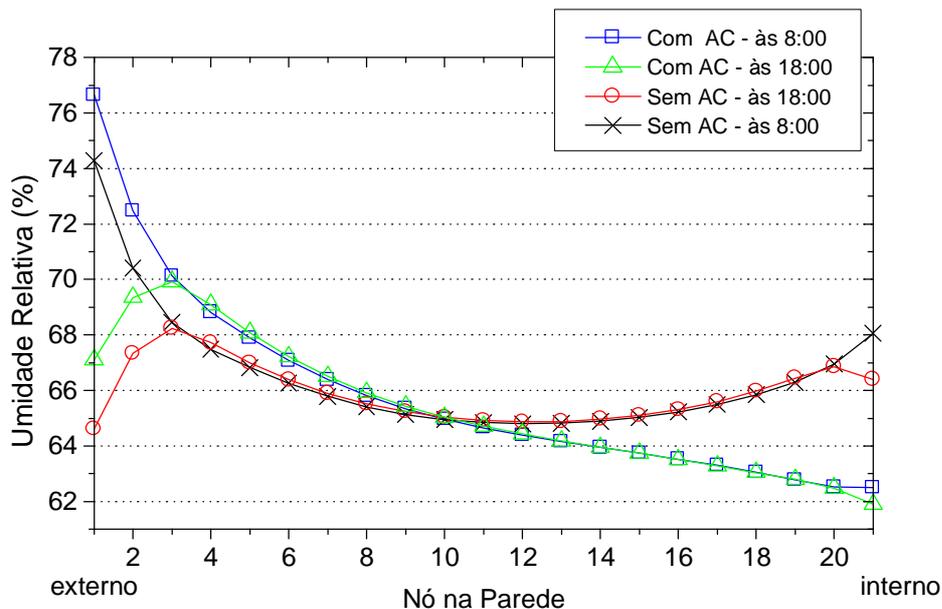


Figura 5.25 Perfis de umidade relativa nas parede, às 8:00 e às 18:00 horas, para o nível 0, com e sem sistema de climatização (parede face norte).

Na Figura (5.26) é apresentada uma comparação entre o consumo de energia anual dos equipamentos e o total obtido pelos modelos do nível 0 e nível 5. Nota-se que o consumo de energia anual total obtido pelo modelo do nível 5 apresenta uma diferença relativa de aproximadamente 4% menor em relação ao nível 0. Esta diferença ocorre em função da diferença entre o consumo do *chiller*, pois como foi utilizado o mesmo sistema de climatização nos dois casos, o consumo das bombas e dos ventiladores foram os mesmos. Portanto, ao desprezar o efeito da umidade nas paredes pode-se subestimar o consumo de energia do sistema, conforme já discutido em (Mendes 1997; Mendes *et al.*, 2003c). Assim, ao desprezar a umidade, corre-se o risco de superdimensionar equipamentos de climatização e subavaliar o consumo de energia.

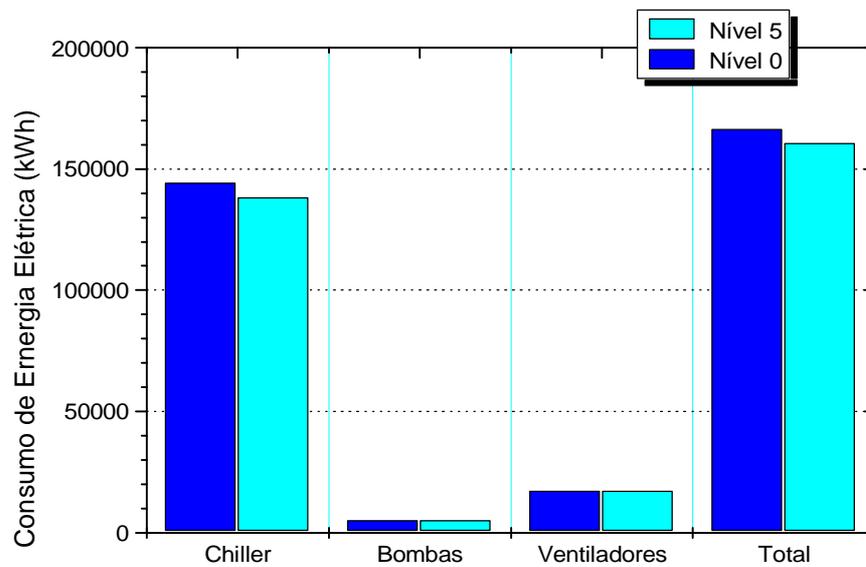


Figura 5.26 Comparação do consumo de energia anual entre o modelo do nível 0 e nível 5.

Capítulo 6

Conclusões

A motivação deste trabalho está relacionada à simulação de sistemas centrais de climatização (água gelada) integrados a programas de simulação higrotérmica e energética de edificações capazes de simular em detalhe a transferência combinada de calor, vapor e líquido em elementos porosos de edificações. Este trabalho também visa contribuir com o estudo de redução de consumo de energia em edificações e o aprimoramento de programas de simulação.

Assim, foi desenvolvida a modelagem matemática dos componentes do sistema de climatização do tipo expansão indireta, o qual também conhecido como sistema central ou de água gelada. Para o sistema primário foram obtidos os modelos matemáticos do *chiller*, da torre de resfriamento e da bomba de circulação primária e de condensação. Enquanto para o sistema secundário foram obtidos os modelos da serpentina de resfriamento, do umidificador, do ventilador e da caixa de mistura.

Para o modelo matemático do resfriador de líquido (*chiller*) foi utilizada uma abordagem híbrida, i.e., modelos de regressão baseados em funções biquadráticas e polinomiais, conhecido como modelo DOE-2, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (Pacific Gas and Electricity, 1996), o qual também é utilizado pelo programa de simulação termoenergética

VisualDOE. Os modelos matemáticos dos outros componentes foram baseados nos modelos descritos no *ASHRAE HVAC Toolkit* (Brandemuel, 1993 e Bourdouxhe *et al.*, 1999). Os parâmetros de entrada destes modelos utilizam diretamente dados fornecidos em catálogos.

Com os modelos matemáticos de cada componente dos sistemas primário e secundário, elaborou-se um código computacional fazendo a integração entre os modelos de cada sistema com o modelo da edificação, onde utilizou-se o programa de simulação termoenergética *DOMUS* (Mendes *et al.*, 2001b, 2003b). Este código computacional foi elaborado de forma genérica e flexível, sendo possível fazer qualquer configuração de montagem do sistema de climatização com a edificação.

As simulações foram realizadas para duas edificações, uma composta por uma única zona (monozona) e uma outra composta por seis zonas sobrepostas (multizona). Também foram utilizados dois tipos de sistema primários, um composto com *chiller* com condensação a ar e um outro com *chiller* com condensação a água. Para a realização das simulações foi adotado o arquivo climático (*TRY-Test Reference Year*) da cidade de Belém.

No Capítulo 4 foram apresentados os procedimentos de simulação utilizados para a realização das simulações, onde foram mostradas as características construtivas e geométricas das edificações utilizadas, bem como os dados climáticos e os parâmetros de entrada dos modelos que compõem os sistemas de climatização utilizados na realização das simulações.

Com o intuito de avaliar o desempenho dos modelos do sistema de climatização desenvolvidos, foi apresentada, no Capítulo 5, uma comparação entre os programas *DOMUS* e *VisualDOE*, através da simulação de uma edificação monozona. Inicialmente foi realizada uma comparação entre os dois programas sem sistema de climatização com e sem considerar a radiação solar. Pôde-se notar que, para o caso sem radiação solar em 60% das horas do ano as diferenças relativas para temperatura interna da zona obtida pelos dois programas em relação ao *DOMUS* foram inferiores a 3% com uma diferença média de 2.72%. Levando-se em conta a radiação solar, em apenas 30% das

horas do ano as diferenças relativas foram inferiores a 3%, com uma diferença média de 6%.

No caso sem radiação solar, pode-se dizer que esta diferença ocorre pela diferença entre os métodos utilizados pelos programas, pois o *VisualDOE* utiliza o método do fator de resposta do programa DOE-2 e o *DOMUS* utiliza volumes finitos. No entanto, quando é considerada a radiação solar a diferença torna-se maior, pois existe também uma diferença entre os ângulos altitude e azimute solar calculados pelos dois programas. Através de uma análise dos ângulos solares altitude e azimute calculados pelos dois programas, para o dia 17 janeiro, observou-se que as diferenças relativas entre os ângulos de altitude solar são maiores que as do azimute solar. As diferenças relativas da altitude solar mínima, máxima e média foram 0.11, 9.50 e 3.09%, respectivamente.

Para comparar os resultados com o sistema de climatização, foi considerada a radiação solar para realizar as simulações. Os dois programas mantiveram a temperatura interna da zona, quando o sistema de climatização está em operação, na faixa de controle imposta através da ação do sistema de controle "on-off". A diferença relativa do consumo anual do *chiller* (compressor) entre os programas *DOMUS* e *VisualDOE* é de 15.69%. Apesar do modelo matemático do *chiller* utilizado pelo programa *DOMUS* ser igual ao modelo utilizado pelo *VisualDOE*, uma das possíveis causas desta diferença esta relacionada às diferenças encontradas nas temperaturas obtidas pelos dois programas sem sistema de climatização. Além disso, um outro fator que contribui é a diferença no modelo da serpentina de resfriamento utilizado pelos programas, que está diretamente ligada ao consumo elétrico do *chiller* em função da capacidade de resfriamento.

No consumo de energia elétrica anual das bombas e do ventilador, as diferenças relativas entre os dois programas foram de 10.36% e 11.95%, respectivamente, em relação ao *DOMUS*. Neste caso, as diferenças podem estar associadas principalmente às diferenças nos modelos matemáticos utilizados pelos programas. No consumo de energia elétrica anual total, a diferença relativa entre os dois programas em relação ao *DOMUS* foi de

aproximadamente 14.92%.

Nos resultados apresentados para a edificação multizona, verificou-se a flexibilidade do sistema climatização quando utilizado para atender várias zonas e a facilidade de se utilizar diferentes sistemas primários, tais como com condensação a ar e a água. Foi realizada uma comparação entre o consumo de energia elétrica obtido com sistema primário com condensação ar e água, e verificou-se que consumo de energia elétrica do *chiller* a água (compressor) apresenta uma diferença relativa de quase 13% menor em relação ao consumo do *chiller* a ar. Mas quando leva-se em conta todos os equipamentos de cada sistema (primário e secundário), a diferença relativa no consumo de energia anual, do sistema com condensação a água foi de aproximadamente 1.6% menor em relação ao sistema com condensação a ar.

Mostrou-se, ainda no Capítulo 5, a importância de se levar em conta a transferência de calor e massa pelas paredes comparando a carga térmica e o consumo de energia elétrica anual para os casos onde é considerada apenas transferência de calor e quando considera-se o efeito da umidade nas paredes. Verificou-se que para o modelo que considera a transferência de calor e massa pelas paredes, apresentou uma diferença relativa média na carga térmica máxima mensal de 13% inferior a do outro modelo, mesmo para uma edificação com 13% de área envidraçada. O consumo de energia anual total obtido pelo modelo que considera apenas a transferência de calor nas paredes apresenta uma diferença relativa de aproximadamente 4% menor em relação ao modelo que leva em conta o efeito da umidade nas paredes. Assim, ao desprezar o fenômeno da adsorção e dessorção de umidade nas paredes, corre-se o risco de superdimensionar equipamentos de climatização e subavaliar o consumo de energia, conforme já discutido em Mendes (1997) e Mendes *et al.* (2003).

Desta forma, acredita-se que o presente trabalho possa contribuir não apenas com a formação do Anexo 41 da IEA (Hens, 2003), mas também com o avanço da área de simulação higrotérmica e energética de edificações no Brasil, uma vez que acredita-se que a integração de modelos para simulação de sistemas centrais de climatização com modelos de simulação higrotérmica de

edificações multizona tenha um caráter de ineditismo no País.

Para trabalhos futuros são feitas as seguintes sugestões:

- Incluir o modelo de tanque de termoacumulação ao sistema primário.
- Implementação de um sistema de aquecimento através de água quente, incluindo os modelos de caldeira e de serpentina de aquecimento.
- Incluir modelo transiente para a serpentina de resfriamento e desumidificação.
- Avaliar em maior profundidade os efeitos de higroscopicidade de materiais, ventilação e de permeância de pintura para diferentes climas brasileiros e diferentes tipos de edificações.

Referências Bibliográficas

- Araújo, H. X. De ; Oliveira, G. H. C. ; Mendes, N. ; Coelho, L. S. . Ambiente para simulação de sistemas de controle em edificações - Parte 1: descrição funcional. In: VII Encontro Nacional Sobre Conforto No Ambiente Construído (ENCAC), v. 1. p. 1-6, Curitiba, 2003.
- ASHRAE, ASHRAE Handbook 1993, Fundamentals, Cap. 25-28, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1993.
- ASHRAE, ASHRAE Handbook 1996, HVAC Systems and Equipment, Cap. 38, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1996.
- Augenbroe G., Trens in Building Simulation, Building and Environment 37, pp. 891-902, 2002.
- Barbosa, R. M., Mendes N., Dynamic Simulation of Fan-Coil Systems , 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM'2003, São Paulo, Brasil, novembro de 2003.
- Barbosa, R. M., Mendes N., Simulação de Sistemas de Expansão indireta: Análise Higrotérmica da Serpentina, Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, ENCIT 2004, Rio de Janeiro, Brasil, dezembro de 2004.
- Bourdouxhe, J-P, P. André , Simulation of A Centralized Cooling Plant Under Different Control Strategies, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '97), V.1, p. 95-102, Prague, Czech Republic, 1997

- Brandemuehl, M. J., S. Gabel, I. Andresen, "HVAC2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta, 1993.
- Bourdouxhe, J-P., M. Grodent, J. Lebrun, "HVAC1 Toolkit: A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta, 1999.
- Cherem-Pereira, G.C., Modelagem de Condicionadores de Ar Residenciais. 2003. Dissertação de Mestrado em Mestrado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 172 f, 2003.
- Cherem-Pereira, G.C.; Mendes, N.. Development of Empirical Models for Predicting Heat Exchangers Performance of a Wyndow-Type Air Conditioner. In: Fourth European Thermal Sciences Conference, 2003, Valencia-Spain. 2003a.
- Cherem-Pereira, G. C.; Mendes, N., Room Air Conditioners: Determination of Empirical Correlations For Predicting Building Energy Consumption. In: Building Simulation , Eindhoven, Netherlands, p. 1-8, 2003b.
- Chow, T. T., J. A. Clarke, A. Dunn, Primitive Parts: an Approach to Air-Conditioning Component Modeling, Energy and Buildings, Nº 26, p. 165-173, 1997.
- Chuah, Y. K., C. C. Hung, P. C. Tseng, Experiments on the Dehumidification Performance of a Finned Tube Heat Exchangers an Coil, HVAC&R Research, Vol. 4, Nº 2, p. 167-178, Janeiro, 1998.
- Clarke, J. A., Energy Simulation in Building Design, Adam Hilger Ltd, Bristol, 1985.
- Clarke, J. A., A.D. Irving, Building energy simulation: an introduction, Energy and Buildings, Nº 10, p. 157-159, 1988.
- Creder, H., Instalações de Ar Condicionado, LTC, Rio de Janeiro., 1996.
- Coelho, L. S. ; Araújo, H. X. De ; Oliveira, G. H. C. ; Mendes, N. . Controle PID Baseado em otimização por evolução diferencial aplicado a um sistema de conforto térmico . In: XV Congresso Brasileiro de Automática, Gramado-RS, 2004.

- Corrêa, J. M., Análise Dinâmica do comportamento Integrado de Edificações e Sistemas de Climatização, Tese de Doutorado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 203 f., 1998.
- Cui, J., T. Watanabe, Y. Ryu, Y. Akashi, N. Nishiyama, Numerical simulation on Simultaneous Control Process of Indoor Air Temperature and Humidity, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '99), V.2, p. 1005-1012, Kyoto, Japan, 1999.
- Elmahdy, A. H., R. C. Biggs, Finned Tube Heat Exchanger: Correlation of Dry Surface Heat Transfer Data, ASHRAE Trans, 85(2), p. 262-273.1985
- EnergyPlus, EnergyPlus Engineering Document, University of Illinois and the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2004.
- Freire, R. Z. ; Oliveira, G. H. C. ; Mendes, N. . Thermal comfort based predictive controllers for building heating systems. In: IFAC World Congress, Prague, 2005.
- Haves, P., Overview of Diagnostics Methods, Proceedings of Diagnostics for Commercial Buildings: From Research to Practice, San Francisco, CA., 1999.
- Hensen, J. L. M., On the Thermal Interaction of Building Structure and Heating and Ventilating System," PhD Thesis, Eindhoven University of Technology, 1991
- Hensen, J., On system simulation for building performance evaluation, International Building Performance Simulation Association, V.3, p. 259-267, Madison, Wisconsin, 1995.
- Hens, H., Proposal for a new annex, 2003.
- Incropera, F. P., D. P. Witt, Fundamentos de Transferência de Calor e Massa, 3ª ed., 1992.
- Jacquard, M.- H., Modeling of an Air Conditioning Installation in a Residential Building, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA '99), V.3, p. 1253-1258, Kyoto, Japan, 1999.

- Kays, W. M., A. L. London, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York, 1984.
- Knabe, G., H. Le , 2001, Building Simulation by Application of a HVAC System Considering the Thermal and Moisture Behaviors of the Perimeter Walls, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), V.1, p. 965-972, Rio de Janeiro, Brasil,2001.
- Kuehn , T. H., J. W. Ramsey, J. L. Threlkeld, Thermal Environmental Engineering, 3ª ed., 1998.
- Lamberts, R., Thomé M., Lomardo L. e Mascarenhas A.C., Retrofit Demonstration in Brazilian Commercial and Public Buildings, ACEEE – Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 1998
- Lam, C. L., S. C. M. Hui, A. L. S. Chan, Regression Analysis of high-rise fully air-conditioned Office buildings, Energy and Buildings, 26, 189-197, 1997.
- Lebrun J., Simulation of a HVAC System with the Help of an Engineering Equation Solver, International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), V.1, p. 1119-1126, Rio de Janeiro, Brasil, 2001.
- Mendes, N., Modelos para Previsão da Transferência de Calor e de Umidade em Elementos Porosos de Edificações. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 225 f., 1997
- Mendes, N.; Araújo, H. X.; Oliveira, G. H. C.; O Problema de Controle de Temperatura em Aquecimento de Edificações In: Encontro Nacional De Tecnologia Do Ambiente Construído, Salvador, Brasil, 2000.
- Mendes N.; Oliveira G. H. C.; Araújo H. X. Building Thermal Performance Analysis by Using *Matlab/Simulink*. In: International IBPSA Conference (Building Simulation), Rio de Janeiro, Brazil, 2001a.
- Mendes N., R.C.L.F. Oliveira, G.H. Santos, DOMUS 1.0: A Brazilian PC Program for Building Simulation, Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), V.1, n.1, p.83-89, Rio de Janeiro, Brazil, 2001b.

- Mendes N.; Oliveira G. H. C.; Araújo H. X. The Use of Matlab/Simulink to Evaluate Building Heating Processes. In: Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA'02), Istanbul, 2002.
- Mendes, N.; Oliveira, G. H. C.; Araújo, H. X.; Coelho, L. S.; A Matlab-based simulation tool for building thermal performance analysis. In: international IBPSA Conference (Building Simulation), Eindhoven, Holanda, 2003a.
- Mendes N., R.C.L.F. Oliveira, G.H. Santos, Domus 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program, Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'03), Eindhoven, Netherlands, 2003b.
- Mendes, N. ; Oliveira, G. H. C. ; Araújo, H. X. De ; Coelho, L. S. . A Matlab-based simulation tool for building thermal performance analysis. In: IBPSA International Conference and Exhibition on Building Simulation, Eindhoven., v. 1. p. 1-6, 2003c.
- Mendes, N.; Winkelmann, F. C.; Lamberts, R.; Philippi, P. C. Moisture Effects on Conduction Loads. *Energy and Buildings*, v. 35, n. 7, p. 631-644, 2003c.
- Mendonça, K. C. Modélisation thermo-hydro-aéraulique des locaux climatisés selon l'approche zonale – Prise en compte des phénomènes de sorption d'humidité. Tese de doutorado – Universidade de La Rochelle (França), 2004.
- Ministério de Minas e Energia (MME). Balanço Energético Nacional. Brasília, DF, 2004. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 18 de abril de 2005.
- Myers, R. J., The Effect of Dehumidification on the Air Side Heat Transfer Coefficient for a Finned Coil, Master's Thesis, University of Minnesota, 1967.
- Nassif, N., S. Kajl, R. Sabourin, Modélisation des Composants D'un Système CVCA Existant, VI Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, Thermique des systèmes, Québec, 2003.
- Ng, K. C., H. T. Chua, W. Ong, S. S. Lee, J. M. Gordon, Diagnostics and optimization of Reciprocating Chillers: theory and experiment, *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, no. 3, pp. 263-276, 1997.

- Novak, P. R.; Mendes, N.; Oliveira, G. H. C. Simulation and Analysis of a Secondary HVAC System using MATLAB/SIMULINK Platform. in: International Mechanical Engineering Congress. USA, 2004.
- Oliveira, G. H. C.; Araújo, H. X.; Mendes, N.; Coelho, L. S. Ambiente para simulação de sistemas de controle em edificações - Parte 2: descrição matemática do conjunto ambiente-climatizador e exemplo de simulação. In: Encontro Nacional Sobre Conforto No Ambiente Construído, Curitiba, 2003a.
- Oliveira, G. H. C.; Coelho, L. S.; Araújo, H. X.; Mendes, N. Using Fuzzy Logic in Heating Control Systems. In: ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, 6th, Hawaii, USA, 2003b.
- Pacific Gas and Electric, Proceedings from the PG&E Energy Center DOE-2 Lunch Series: Chiller Plant Performance Curves, San Francisco, CA., 1996.
- Rabehl, R. J., J. W. Mitchell, W. A. Beckman, Parameter Estimation and the Use of Catalog Data in Modeling Heat Exchangers an Coil, HVAC&R Research, Vol. 5, Nº 1, p. 3-17, Janeiro, 1999.
- Reda, I., Andreas, A., Solar position algorithm for solar radiation application, National Renewable Energy Laboratory (NREL), Technical report NREL/TP-560-34302, 2003.
- Reis, B. L.; Barbosa, R. M.; Mendes, N., HVAC-LST – Software De Simulação De Sistemas De Climatização, VIII Encontro Nacional Sobre Conforto No Ambiente Construído (ENCAC), Maceió, 2005.
- Rohsenow, W. M., J. P. Hartnett, E. N. Ganié, Handbook of Heat Transfer Fundamentals, 2º ed., McGraw-Hill, 1985.
- Sreedharan, P., Comparison of Chiller Models for use in Model-Based Fault Detection, Master Project, University of California, Berkeley, 2001.
- Sieder, E. N., C. E. Tate, Heat Transfer and Pressure Drop of Liquid in Tubes, Ind. Eng. Chem., Vol. 28, 1936.

Stoecker, W.F., J. W. Jones, *Refrigeração e Ar Condicionado*, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

Villani, E., *Abordagem Híbrida para Modelagem de Sistemas de Ar Condicionado em Edifícios Inteligentes*, Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

Zmeureanu, R., Zelaya, E.M., Giguere, D, *Simulation de la consommation d'énergie d'un aréna à l'aide du logiciel DOE-2.1E*, ESIM 2002 Conference, Montreal, 2002.

Winkelmann, F. C., B. E. Birdsall, W. F. Buhl, K. L. Ellington, A. E. Erdem, DOE-2 Supplement, V. I, Version 2.1E, Energy and Environment Division, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Berkeley, CA, 1993a

Winkelmann, F. C., B. E. Birdsall, W. F. Buhl, K. L. Ellington, A. E. Erdem, DOE-2 Supplement, V. II, Version 2.1E, Energy and Environment Division, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, Berkeley, CA, 1993a

Yu, B., A. H. C. van Paassen, *Simulink and Bond Graph Modeling of an Air-Conditioning Room*, *Simulation Modelling Practice and Theory*, N° 12, p. 61-76, 2004.

Índice Remissivo

Erro! Nenhuma entrada de índice remissivo foi encontrada.

Anexo A

Catálogos de *Chillers*

Nesta seção são apresentados os catálogos dos resfriadores de líquido (chiller), tipo parafuso com condensação a ar e com condensação a água do fabricante TRANE. São apresentados dados gerais e de desempenho destes equipamentos.

A.1 Catálogo do *Chiller* com Condensação a Ar



Série R[®] Resfriador de Líquido Tipo Parafuso

70 a 400 TR
Condensação a ar

Construído Para os Mercados Comercial e Industrial



Junho 1999

RLC-DS-2



Dados Gerais

Tabela G-1 - Dados gerais RTAA - 70 a 125 TR

Capacidade		70	80	90	100	110	125
Compressor							
Quantidade		2	2	2	2	2	2
Capacidade Nominal (1)	(TR)	35/35	40/40	50/40	50/50	60/50	60/60
Evaporador							
Armazenamento de Água	(Galões)	39.8	37.3	34.4	32.1	53.4	45.8
	(Litros)	150.6	143.1	130.2	121.5	202.11	173.4
Fluxo Mínimo	(GPM)	84	96	108	120	132	150
	(L/Sec)	5.3	6.1	6.8	7.6	8.3	9.5
Fluxo Máximo	(GPM)	252	288	324	360	396	450
	(L/Sec)	15.9	18.2	20.4	22.7	25.0	28.4
Condensador							
Quantidade de serpentinas		4	4	4	4	4	4
Tamanho de serpentina	(Polegadas)	156/156	156/156	168/156	168/168	204/168	204/204
Altura de serpentina	(Polegadas)	42	42	42	42	42	42
Aletas/Pés		192	192	192	192	192	192
Número de filas		2	2	2	2	2	2
Ventiladores do Condensador							
Quantidade (1)		4/4	4/4	5/4	5/5	5/5	5/5
Diâmetro	(Polegadas)	30	30	30	30	30	30
Fluxo de Ar total	(CFM)	71750	71750	77640	83530	87505	91480
RPM Nominal		850	850	850	850	850	850
Velocidade da ponta	(pés/min)	6675	6675	6675	6675	6675	6675
HP do motor		1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Temp. Amb. Mínima Part/Operação (2)							
Unidade Std	(Graus F)	25	25	25	25	25	25
Baixa Temp. Ambiente	(Graus F)	-10	-10	-10	-10	-10	-10
Unidade geral							
Refrigerante		HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22
Número de circuitos independentes de refrigeração		2	2	2	2	2	2
% de Carga Mínima (3)		15	15	15	15	15	15
Carga de Refrigerante(1)	(Libras)	58/58	61/61	73/61	73/73	98/73	98/98
	(Kilos)	26/26	28/28	34/28	34/34	44/34	44/44
Carga de óleo (1)	(Galões)	2.5/2.5	2.5/2.5	3/2.5	3/3	3/3	3/3
	(Litros)	10.6/10.6	10.6/10.6	12.7/10.6	12.7/10.6	12.7/12.7	12.7/12.7

Tabela G2 - Dados gerais RTAA - 130-215 TR

Capacidade		130	140	155	170	185	200	215
Compressor								
Quantidade		2	2	2	2	2	2	2
Capacidade Nominal (1)	(TR)	70/70	70/70	85/70	100/70	100/85	100/100	100/100
Evaporador								
Armazenamento de Água	(Galões)	49	46	73	69	62	61	100
	(Litros)	184	175	277	261	234	231	378.5
Fluxo Mínimo	(GPM)	156	156	186	186	222	222	258
	(L/Seg)	9.8	9.8	11.7	11.7	14.0	14.0	16.27
Fluxo Máximo	(GPM)	504	504	612	612	720	720	864
	(L/Seg)	31.8	31.8	38.6	38.6	45.4	45.4	48.82
Condensador								
Quantidade de Serpentinas		4	4	4	4	4	4	4
Tamanho de Serpentina	(Polegadas)	214/214	214/214	240/214	240/214	240/240	240/240	240/240
Altura de Serpentina	(Polegadas)	42	42	42	42	42	42	42
Aletas/Pés		156	156	156	156	156	156	156
Número de Carreiras		3	3	3	3	3	3	3
Ventiladores do Condensador								
Quantidade (1)		5/5	5/5	6/5	7/5	7/6	7/7	7/7
Diâmetro	(Polegadas)	30	30	30	30	30	30	30
Fluxo de Ar total	(CFM)	105,860	105,860	114,610	120,160	128,910	134,460	134,460
RPM Nominal		1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140
Velocidade de Ponta	(pés/min)	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954
HP do Motor (Est)		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Temp. Amb. Mínima Part/Operação (2)								
Unidade Std	(Graus F)	15	15	15	15	15	15	15
Ambiente baixo	(Graus F)	0	0	0	0	0	0	0
Unidade Geral								
Refrigerante		HCFC-22						
Número de circuitos independentes de refrigeração		2	2	2	2	2	2	2
% de carga mínima (3)		10	10	10	10	10	10	10
Carga de refrigerante (1)	(Libras)	130/130	130/130	165/130	170/130	170/165	170/170	190/190
	(Kgl)	59/59	59/59	75/59	77/59	77/75	77/77	86/86
Carga de óleo (1)	(Galões)	7/7	7/7	8/7	8/7	8/8	8/8	8/8
	(Litros)	27/27	27/27	30/27	30/27	30/30	30/30	30/30

Notas:

1. Informações contendo dados nos dois circuitos mostrados, como segue: ck11/ck12
2. Início mínimo/ambiente de operação baseado em um vento de 8 km/h (5 mph) através do condensador.
3. Carga mínima percentual é para toda a máquina em ambiente a 10°C (50°F) e TSAG a 7°C (44°F), não para cada circuito individual.



Dados de Desempenho

Tabela P-1 - Dados de Desempenho RTAA 70

Temperatura do ar na Entrada do Condensador (°F)														Inglês		
TSAG (°F)	75			85			95			105			115			EER
	TR	kW	EER	TR	kW	EER										
40	72.5	58.6	12.8	68.6	64.3	11.2	64.6	70.8	9.7	60.4	77.9	8.4	56.0	85.8	7.1	
42	75.0	59.4	13.1	71.0	65.1	11.5	66.9	71.6	10.0	62.6	78.8	8.6	58.1	86.7	7.3	
44	77.5	60.2	13.4	73.4	66.0	11.8	69.2	72.4	10.2	64.8	79.6	8.8	60.3	87.6	7.5	
46	80.1	61.1	13.7	75.9	66.8	12.0	71.6	73.2	10.5	67.1	80.5	9.0	62.5	88.5	7.7	
48	82.7	61.9	14.0	78.4	67.6	12.3	74.0	74.1	10.7	69.4	81.4	9.2	64.7	89.5	7.9	
50	85.3	62.8	14.2	81.0	68.5	12.6	76.4	75.0	10.9	71.7	82.3	9.5	66.9	90.5	8.1	
55	92.1	64.9	14.9	87.5	70.6	13.2	82.7	77.2	11.5	77.7	84.7	10.0	69.1	91.5	8.3	

- Notas:
1. Medidas baseadas em altitude ao nível do mar e com fatores de incrustação de 0,00010 no evaporador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência kW são somente para compressores.
 4. EER = Fator de Eficiência Energética (Btu/watt-hora). Os valores de potência incluem compressores, ventiladores do condensador e controle de força.
 5. Medidas são baseadas em queda da temperatura no evaporador de 10°F.
 6. Dados de desempenho a 115°F refletem os algoritmos de controle do Microprocessador de Controle.
 7. A interpolação entre pontos é permitível. A extrapolação não é permitida.
 8. Medida de acordo com o Padrão ARI 550/590-88.

Temperatura do Ar na Entrada do Condensador (°C)											Métrico		
TSAG (°C)	30			35			40			45			COP
	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	
6	251.7	66.1	3.3	238.4	71.9	3.0	224.7	78.3	2.6	210.6	85.4	2.3	
8	267.2	67.6	3.5	253.5	73.4	3.1	239.1	79.9	2.7	224.7	87.0	2.3	
10	283.0	69.1	3.6	268.6	75.0	3.2	253.9	81.5	2.8	238.7	88.8	2.5	

- Notas:
1. Medidas baseadas em altitude ao nível do mar e com fatores de incrustação de 0,0176 no evaporador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência kW são somente para compressores.
 4. COP = Coeficiente de Desempenho (kW/kWi). Os valores de potência incluem compressores, ventiladores do condensador e controle de força.
 5. Medidas são baseadas em queda da temperatura no evaporador de 5,6°C.
 6. Dados de desempenho a 40°C refletem os algoritmos de controle do Microprocessador de Controle.
 7. A interpolação entre pontos é admitível. A extrapolação não é permitida.
 8. Medida de acordo com o Padrão ARI 550/590-88.

Tabela P-2 - Dados de Desempenho RTAA 80

Temperatura Ar na Entrada do Condensador (°F)														Inglês		
TSAG (°F)	75			85			95			105			115			EER
	TR	kW	EER	TR	kW	EER	TR	kW	EER	TR	kW	EER	TR	kW	EER	
40	82.9	68.9	12.8	78.7	75.6	11.2	74.3	83.1	9.7	69.7	91.3	8.4	64.9	100.4	7.2	
42	85.9	70.1	13.0	81.5	76.8	11.4	77.0	84.2	9.9	72.2	92.5	8.6	67.3	101.6	7.3	
44	88.9	71.3	13.3	84.4	77.9	11.7	79.7	85.4	10.2	74.8	93.7	8.8	69.8	102.8	7.5	
46	91.9	72.5	13.5	87.3	79.2	11.9	82.5	86.6	10.4	77.5	94.9	9.0	72.3	104.0	7.7	
48	95.0	73.8	13.8	90.3	80.4	12.1	85.3	87.9	10.6	80.1	96.2	9.2	74.8	105.3	7.9	
50	98.2	75.0	14.0	93.3	81.7	12.4	88.2	89.1	10.8	82.9	97.4	9.4	77.4	106.6	8.1	
55	106.3	78.3	14.6	101.1	84.9	12.9	95.6	92.4	11.3	89.9	100.7	9.9	84.0	109.9	8.5	

- Notas:
1. Medidas baseadas em altitude ao nível do mar e com fatores de incrustação de 0,00010 no evaporador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência kW são somente para compressores.
 4. EER = Fator de Eficiência Energética (Btu/watt-hora). Os valores de potência incluem compressores, ventiladores do condensador e controle de força.
 5. Medidas são baseadas em queda da temperatura no evaporador de 10°F.
 6. Dados de desempenho a 115°F refletem os algoritmos de controle do Microprocessador de Controle.
 7. A interpolação entre pontos é admitível. A extrapolação não é permitida.
 8. Medida de acordo com o Padrão ARI 550/590-88.

Temperatura do Ar na Entrada do Condensador (°C)											Métrico		
TSAG (°C)	30			35			40			45			COP
	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	kWo	kWi	COP	
6	289.0	77.9	3.3	274.6	84.7	2.9	259.5	92.1	2.6	243.7	100.2	2.2	
8	307.3	80.1	3.5	291.8	86.9	3.0	276.0	94.3	2.7	259.5	102.4	2.3	
10	326.3	82.4	3.6	310.1	89.1	3.2	293.2	96.6	2.8	276.0	104.7	2.4	

- Notas:
1. Medidas baseadas em altitude ao nível do mar e com fatores de incrustação de 0,0176 no evaporador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência kW são somente para compressores.
 4. COP = Coeficiente de Desempenho (kW/kWi). Os valores de potência incluem compressores, ventiladores do condensador e controle de força.
 5. Medidas são baseadas em queda da temperatura no evaporador de 5,6°C.
 6. Dados de desempenho a 40°C refletem os algoritmos de controle do Microprocessador de Controle.
 7. A interpolação entre pontos é admitível. A extrapolação não é permitida.
 8. Medida de acordo com o Padrão ARI 550/590-88.

A.2 Catálogo do *Chiller* com Condensação a Água



Série R[®] Resfriador de Líquido Tipo Parafuso

70 a 125 TR
Condensação a Água

Construído Para os Mercados Comercial e Industrial



Novembro 1999

RLC-DS-4



Dados Gerais

Tabela G-1 - Dados gerais RTAA - 70 a 125 TR

Capacidade		70	80	90	100	110	125
Compressor							
Quantidade		2	2	2	2	2	2
Capacidade Nominal (1)	(TR)	35/35	40/40	50/40	50/50	60/50	60/60
Evaporador							
Armazenamento de Água	(Galões)	39.8	37.3	34.4	32.1	53.4	45.8
	(Litros)	150.6	143.1	130.2	121.5	202.11	173.4
Fluxo Mínimo	(GPM)	84	96	108	120	132	150
	(L/Sec)	5.3	6.1	6.8	7.6	8.3	9.5
Fluxo Máximo	(GPM)	252	288	324	360	396	450
	(L/Sec)	15.9	18.2	20.4	22.7	25.0	28.4
Condensador							
Quantidade de serpentinas		4	4	4	4	4	4
Tamanho de serpentina	(Polegadas)	156/156	156/156	168/156	168/168	204/168	204/204
Altura de serpentina	(Polegadas)	42	42	42	42	42	42
Aletas/Pés		192	192	192	192	192	192
Número de filas		2	2	2	2	2	2
Ventiladores do Condensador							
Quantidade (1)		4/4	4/4	5/4	5/5	5/5	5/5
Diâmetro	(Polegadas)	30	30	30	30	30	30
Fluxo de Ar total	(CFM)	71750	71750	77640	83530	87505	91480
RPM Nominal		850	850	850	850	850	850
Velocidade da ponta	(pés/min)	6675	6675	6675	6675	6675	6675
HP do motor		1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Temp. Amb. Mínima Part/Operação (2)							
Unidade Std	(Graus F)	25	25	25	25	25	25
Baixa Temp. Ambiente	(Graus F)	-10	-10	-10	-10	-10	-10
Unidade geral							
Refrigerante		HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22	HCFC-22
Número de circuitos independentes de refrigeração		2	2	2	2	2	2
% de Carga Mínima (3)		15	15	15	15	15	15
Carga de Refrigerante(1)	(Libras)	58/58	61/61	73/61	73/73	98/73	98/98
	(Kilos)	26/26	28/28	34/28	34/34	44/34	44/44
Carga de óleo (1)	(Galões)	2.5/2.5	2.5/2.5	3/2.5	3/3	3/3	3/3
	(Litros)	10.6/10.6	10.6/10.6	12.7/10.6	12.7/10.6	12.7/12.7	12.7/12.7

Tabela G2 - Dados gerais RTAA - 130-215 TR

Capacidade		130	140	155	170	185	200	215
Compressor								
Quantidade		2	2	2	2	2	2	2
Capacidade Nominal (1)	(TR)	70/70	70/70	85/70	100/70	100/85	100/100	100/100
Evaporador								
Armazenamento de Água	(Galões)	49	46	73	69	62	61	100
	(Litros)	184	175	277	261	234	231	378.5
Fluxo Mínimo	(GPM)	156	156	186	186	222	222	258
	(L/Seg)	9.8	9.8	11.7	11.7	14.0	14.0	16.27
Fluxo Máximo	(GPM)	504	504	612	612	720	720	864
	(L/Seg)	31.8	31.8	38.6	38.6	45.4	45.4	48.82
Condensador								
Quantidade de Serpentinas		4	4	4	4	4	4	4
Tamanho de Serpentina	(Polegadas)	214/214	214/214	240/214	240/214	240/240	240/240	240/240
Altura de Serpentina	(Polegadas)	42	42	42	42	42	42	42
Aletas/Pés		156	156	156	156	156	156	156
Número de Carreiras		3	3	3	3	3	3	3
Ventiladores do Condensador								
Quantidade (1)		5/5	5/5	6/5	7/5	7/6	7/7	7/7
Diâmetro	(Polegadas)	30	30	30	30	30	30	30
Fluxo de Ar total	(CFM)	105,860	105,860	114,610	120,160	128,910	134,460	134,460
RPM Nominal		1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140
Velocidade de Ponta	(pés/min)	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954
HP do Motor (Est)		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
Temp. Amb. Mínima Part/Operação (2)								
Unidade Std	(Graus F)	15	15	15	15	15	15	15
Ambiente baixo	(Graus F)	0	0	0	0	0	0	0
Unidade Geral								
Refrigerante		HCFC-22						
Número de circuitos independentes de refrigeração		2	2	2	2	2	2	2
% de carga mínima (3)		10	10	10	10	10	10	10
Carga de refrigerante (1)	(Libra)	130/130	130/130	165/130	170/130	170/165	170/170	190/190
	(Kgl)	59/59	59/59	75/59	77/59	77/75	77/77	86/86
Carga de óleo (1)	(Galões)	7/7	7/7	8/7	8/7	8/8	8/8	8/8
	(Litros)	27/27	27/27	30/27	30/27	30/30	30/30	30/30

Notas:

1. Informações contendo dados nos dois circuitos mostrados, como segue: ck11/ck12
2. Início mínimo/ambiente de operação baseado em um vento de 8 km/h (5 mph) através do condensador.
3. Carga mínima percentual é para toda a máquina em ambiente a 10°C (50°F) e TSAG a 7°C (44°F), não para cada circuito individual.

Dados de Desempenho

Tabela P-1 - RTWA 70 (Padrão) Dados de Desempenho

TSAG		Temperatura da Água na Entrada do Condensador (°F)								
		75			85			95		
(°F)	Tons	kW	EER	TR	kW	EER	TR	kW	EER	
40	72.3	55.7	15.6	68.6	62.3	13.2	64.5	69.7	11.1	
42	74.9	56.1	16.0	71.1	62.8	13.6	66.9	70.1	11.4	
44	77.6	56.5	16.5	73.6	63.2	14.0	69.2	70.5	11.8	
46	80.3	57.0	16.9	76.2	63.6	14.4	71.6	70.9	12.1	
48	83.0	57.4	17.4	78.7	64.0	14.8	74.0	71.4	12.4	
50	85.8	57.8	17.8	81.3	64.4	15.1	76.5	71.8	12.8	
55	92.7	58.9	18.9	87.9	65.5	16.1	82.7	72.8	13.6	

- Notas:
1. Avaliado de acordo com o Padrão ARI 550/590-98, com fatores de incrustação de 0,00010 no evaporador e 0,00026 no condensador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência "kW" são somente para compressores.
 4. EER = Fator de Eficiência Energética (Btu/watt-hora). Os valores de potência incluem compressores e controle de força.
 5. As avaliações são baseadas em uma queda de temperatura do evaporador de 10°F.
 6. A interpolação entre os pontos é admissível. A extrapolação não é permitida.

TSAG		Temperatura da Água na Entrada do Condensador (°C)								
		25			30			35		
(°C)	kW ₀	kW	COP	kW ₀	kW	COP	kW ₀	kW	COP	
6	264.4	57.6	4.6	251.9	63.7	4.0	238.3	70.3	3.4	
8	281.3	58.4	4.8	267.9	64.4	4.2	253.4	71.1	3.6	
10	298.4	59.1	5.0	284.2	65.2	4.4	268.8	71.8	3.7	

- Notas:
1. Avaliado de acordo com o Padrão ARI 550/590-98, com fatores de incrustação de 0,0176 no evaporador e 0,044 no condensador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência "kW" são somente para compressores.
 4. COP = Coeficiente de Desempenho (kW₀/ kW total). O kW total inclui compressores e controle de força.
 5. As avaliações são baseadas em uma queda de temperatura do evaporador de 5,6 °C.
 6. A interpolação entre os pontos é admissível. A extrapolação não é permitida.

Tabela P-2 - RTWA 70 (Longo) Dados de Desempenho

TSAG		Temperatura da Água na Entrada do Condensador (°F)								
		75			85			95		
(°F)	TR	kW	EER	TR	kW	EER	TR	kW	EER	
40	73.6	52.7	16.8	70.0	59.1	14.2	66.1	66.2	12.0	
42	76.3	53.0	17.3	72.6	59.4	14.7	68.5	66.5	12.4	
44	79.0	53.4	17.8	75.2	59.8	15.1	71.0	66.9	12.7	
46	81.8	53.7	18.3	77.9	60.1	15.5	73.5	67.2	13.1	
48	84.6	54.1	18.8	80.5	60.5	16.0	76.0	67.5	13.5	
50	87.5	54.5	19.3	83.3	60.8	16.4	78.6	67.9	13.9	
55	94.8	55.5	20.5	90.1	61.7	17.5	85.0	68.7	14.9	

- Notas:
1. Avaliado de acordo com o Padrão ARI 550/590-98, com fatores de incrustação de 0,00010 no evaporador e 0,00026 no condensador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência "kW" são somente para compressores.
 4. EER = Fator de Eficiência Energética (Btu/watt-hora). Os valores de potência incluem compressores e controle de força.
 5. As avaliações são baseadas em uma queda de temperatura do evaporador de 10°F.
 6. A interpolação entre os pontos é admissível. A extrapolação não é permitida.

TSAG		Temperatura da Água na Entrada do Condensador (°C)								
		25			30			35		
(°C)	kW ₀	kW	COP	kW ₀	kW	COP	kW ₀	kW	COP	
6	269.5	54.4	5.0	257.5	60.3	4.3	244.3	66.7	3.7	
8	286.8	55.1	5.2	274.1	60.9	4.5	260.1	67.3	3.9	
10	304.7	55.7	5.5	291.1	61.5	4.7	276.2	67.9	4.1	

- Notas:
1. Avaliado de acordo com o Padrão ARI 550/590-98, com fatores de incrustação de 0,0176 no evaporador e 0,044 no condensador.
 2. Consulte os representantes Trane para desempenhos com temperaturas diferentes das especificadas acima.
 3. Os valores de potência "kW" são somente para compressores.
 4. COP = Coeficiente de Desempenho (kW₀/ kW total). O kW total inclui compressores e controle de força.
 5. As avaliações são baseadas em uma queda de temperatura do evaporador de 5,6 °C.
 6. A interpolação entre os pontos é admissível. A extrapolação não é permitida.

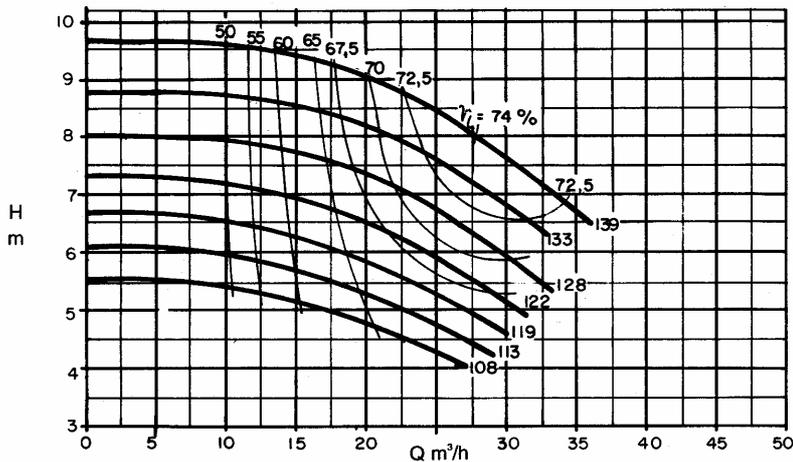
Anexo B

Catálogo de Bomba

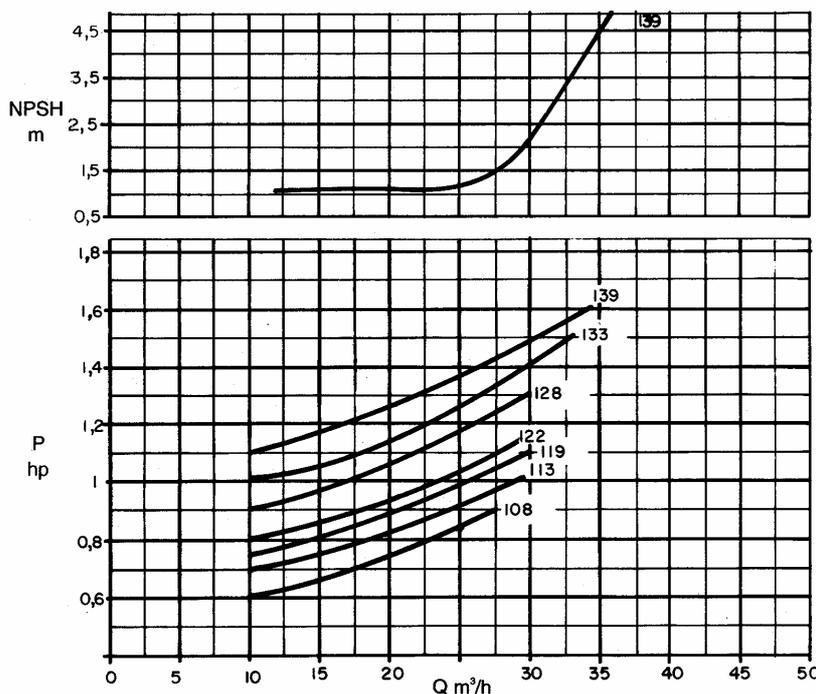
Esta seção apresenta a curva característica da bomba centrífuga modelo KSB Meganorm 40-125 com 1750 rpm, retirada do catálogo do fabricante KSB.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGACHEM	Tamanho Size Tamaño	40-125	
Oferta nº	Item nº	Project - No.	Item - No.	
Project - No.	Item - No.	Pos. - nº		1750 rpm
Oferta - nº				

Altura Manométrica
Head
Altura Manométrica



Potência Necessária
Shaft Power
Potencia Necesaria



Dados válidos para densidade de 1 Kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s
Data applies to a density of 1 Kg/dm³ and Kinematical viscosity up to 20 mm²/s
Datos válidos para densidad 1 Kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s

Garantia das características de funcionamento conforme ISO 9906 anexo "A".
Operating data according to ISO 9906 annex - A
Garantia de las características de funcionamiento según ISO 9906 suplemento A.