

SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO CENTRAL

Rogério Marcos Barbosa

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. Condicionamento de ar, Ventilação e Aquecimento (HVAC) são processos de climatização responsáveis por uma quantia considerável do consumo de energia, especialmente em edifícios comerciais. Portanto, torna-se interessante prever qual seria a forma mais eficaz e barata de implantação dos sistemas de climatização. Uma das maneiras de se alcançar este objetivo é através da simulação computacional. Para realizar a simulação do sistema de climatização central (água gelada ou expansão indireta) é necessário obter os modelos matemáticos dos componentes do sistema. Foram obtidos os modelos matemáticos dos seguintes componentes: chiller, torre de resfriamento, bomba de circulação e fan-coil o qual é composto por cinco sub-componentes, tais como caixa de mistura, serpentina de resfriamento, umidificador, resistência elétrica e ventilador. Com os modelos matemáticos de cada componente foi feita uma rotina computacional flexível onde é possível montar qualquer tipo de configuração de um sistema de climatização central envolvendo os componentes descritos acima. Apresentam-se comparações de consumo de energia de duas configurações do sistema de climatização. A primeira utilizando chiller com condensação a ar e a segunda com condensação a água e monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) nos componentes.

Palavras chave: Fan-coil, chiller, simulação computacional, torre de resfriamento

1. Introdução

A energia ou consumo de combustível necessário em sistemas 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). Com isto, vários grupos de pesquisa desenvolveram programas computacionais tais como NBSLD, HVACSIM, DOE-2, BLAST, TRNSYS, ESP-r e EnergyPlus para simular o comportamento termoenergético de edificações. Mais recentemente, devido à dificuldade de utilização desses códigos foram desenvolvidas interfaces gráficas como as dos programas PowerDomus (Mendes *et al.*, 2001, 2003), VisualDOE e PowerDOE (Winkelmann *et al.*, 1993) que facilitaram a disseminação da cultura de simulação computacional voltada à eficiência energética em edificações.

No Brasil, 46% do consumo de energia elétrica é atribuído a edificações residenciais, comerciais e públicas (MME, 2004), 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.

Este trabalho teve como objetivo a elaboração de um algoritmo computacional genérico e flexível para simulação de sistemas de climatização do tipo expansão-indireta (água gelada). 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. Para o modelo do *chiller* foi adotado o modelo DOE-2 (Pacific Gas and Electricity, 1996), o qual é baseado em curvas funções biquadráticas e polinomiais. 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. 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 o qual leva em conta tanto o resfriamento como a desumidificação. Os modelos matemáticos do umidificador e do ventilador também são baseados nos modelos fornecidos pelo ASHRAE HVAC 2 Toolkit.

O algoritmo computacional desenvolvido possibilita a montagem de qualquer tipo de configuração de um sistema de climatização central envolvendo os componentes descritos acima. Para fins de comparação e de ilustração de integração dos componentes, apresentam-se comparações de consumo de energia de duas configurações do sistema de climatização. A primeira utilizando *chiller* com condensação a ar e a segunda com condensação a água e monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) nos componentes.

2. Modelos Matemáticos

Nesta seção são apresentados os modelos matemáticos dos componentes dos sistemas primário e secundário, tais como o modelo do *chiller*, da torre de resfriamento, bomba de circulação, caixa de mistura, serpentina de resfriamento e desumidificação, umidificador e ventilador.

2.1. Modelo do Chiller

Para o modelo do *chiller* (resfriador de líquido) foi utilizada uma abordagem híbrida, i.e., modelos de regressão baseados em funções bi-quadráticas e polinomiais que descrevem como a capacidade de resfriamento e as eficiências variam em função das condições de operação, bem 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.

O modelo é baseado nas seguintes curvas:

$$CAPFT = a_1 + b_1 T_{sev} + c_1 T_{sev}^2 + d_1 T_{ecd} + e_1 T_{ecd}^2 + f_1 T_{sev} T_{ecd} \quad (1)$$

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

$$EIRPLR = a_3 + b_3 PLR + c_3 PLR^2, \text{ onde } PLR = \frac{Q_{ev}}{Q_{ev,disponível}(T_{sev}, T_{ecd})} \quad (3)$$

Onde

- T_{sev} , é a temperatura da água na saída do evaporador do *chiller* (°C);
- T_{ecd} , a temperatura de entrada no condensador do *chiller* (ar externo ou água) (°C);
- 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 condições nominais;
- Q_{sp} , a capacidade de refrigeração retirada na serpentina (W);
- Q_{ev} , avaliado, a capacidade de refrigeração do *chiller* avaliada nas condições de carga total (W);
- a, b, c, ..., são os coeficientes das curvas;

A Equação (1) é um polinômio bi-quadrático que descreve como a capacidade de refrigeração do *chiller* varia para diferentes temperaturas da água na saída evaporador e de entrada no condensador. A Equação (2) também é um polinômio bi-quadrático que descreve como a eficiência em carga total varia em função das temperaturas. Já a Eq. (3) é um polinômio quadrático que descreve como a eficiência varia em condições de carga parcial.

Combinando as três equações (Eqs. (1), (2) e (3)), a potência do compressor do *chiller* nas condições de operação em carga parcial pode ser obtida da seguinte forma:

$$Pot_{comp} = Q_{ev,nom} \times EIR_{nom} \times CAPFT \times EIRFT \times EIRPLR \quad (4)$$

De acordo com a norma *ARI Standards*, as temperaturas nominais e de projeto 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 valores de CAPFT, EIRFT e EIRPLR são valores adimensionais, os quais são obtidos da seguinte forma:

$$CAPFT = \frac{Q_{ev,disponível}}{Q_{ev,nom}} \quad (5)$$

$$EIRFT = \frac{Pot_{comp,max}}{Q_{ev,disponível}} \frac{Q_{ev,nom}}{Pot_{comp,nom}} \quad (6)$$

$$EIRPLR = \frac{Pot_{comp}(PLR)}{Pot_{comp,max}} \quad (7)$$

Onde

- $Q_{ev,nom}$, é a capacidade de refrigeração do *chiller* disponível nas condições nominais (W);
- Pot_{comp} (PLR), a potência elétrica do compressor do *chiller* disponível nas condições de carga parcial (W);
- $Pot_{comp,nom}$, a potência elétrica do compressor do *chiller* disponível nas condições nominais (W);
- $Pot_{comp,max}$, a potência elétrica máxima do compressor do *chiller* disponível nas condições de carga total (W);

2.2. Modelo da Torre de Resfriamento

O modelo da torre de resfriamento utilizado é baseado na teoria de Merkel, a qual também é base do modelo incluído no ASHRAE HVAC 1 Toolkit (Bourdouxhe *et al.*, 1999). Merkel em 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 ($Le = 1$).

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. Os dados de entrada do modelo são retirados de catálogos.

A potência elétrica consumida é determinada em função da fração de tempo (ω) que o ventilador da torre deve operar, onde esta fração é obtida através da seguinte equação (Energyplus, 2004):

$$W = \frac{T_{set\ point} - T_{ws,off}}{T_{ws,on} - T_{ws,off}} \quad (8)$$

Onde

- $T_{setpoint}$, temperatura de saída da água nominal (°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).

2.3. Modelo da Bomba de Circulação

O modelo da bomba de circulação 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.

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 diferença de pressão gerada pela bomba não é calculada. O aumento da temperatura do líquido é determinado para uma dada potência de eixo (*shaft power*), assumindo a hipótese de que a eficiência do motor e a eficiência combinada bomba/motor são constantes.

A potência elétrica consumida da bomba é determinada da seguinte forma:

$$Pot_{b,parc} = FFLP \times Pot_{b,nom} \quad (9)$$

onde $Pot_{b,parc}$ e $Pot_{b,nom}$ são respectivamente a potência de eixo parcial e nominal da bomba. O fator FFLP é uma função polinomial em função da razão de carga parcial (PLR), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \quad (10)$$

O fator PLR é razão entre a vazão volumétrica de água atual pela nominal ($PLR = \dot{V}_{w,atual} / \dot{V}_{w,nom}$). Os coeficientes C_0, \dots, C_3 são calibrados através de dados fornecidos em catálogos, fazendo-se 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.

2.4. 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 and Jones, 1985).

2.5. Modelo da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação

Para o modelo da serpentina de resfriamento e desumidificação foi utilizado o modelo CCDET desenvolvido baseado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993). A serpentina é modelada como um trocador de calor em contra corrente apropriado para sistemas de condicionamento de ar com no mínimo quatro fileiras.

Este modelo leva em consideração a condensação na superfície externa da serpentina. Existem três condições possíveis para a serpentina: toda molhada, parcialmente molhada, ou toda seca. A sub-rotina determina qual dessas condições se aplica, e trata cada caso separadamente. A descrição matemática deste modelo está descrita em detalhes em Elmahdy *et al.* (1977). O modelo funciona da seguinte forma: inicialmente a superfície de entrada da serpentina do lado do ar é assumida estar molhada. Baseado nesta suposição calcula-se a temperatura de saída do ar e da água e a temperatura da superfície do lado do ar na entrada e na saída. Se a temperatura da superfície na entrada é menor do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a serpentina está de fato toda molhada. Se a temperatura da superfície na saída do ar é maior do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a superfície da serpentina está toda seca. Se nenhuma destas condições é encontrada, a superfície está parcialmente molhada. Neste caso, um processo iterativo é usado para encontrar a posição na direção do escoamento do ar na qual a temperatura da superfície é igual a temperatura de orvalho. Esta posição é a fronteira entre as seções seca e molhada da serpentina. Este modelo exige dados geométricos da serpentina, como o diâmetro interno e externo do tubo, área de aleta, espessura da aleta, etc. A Tabela 1 apresenta os parâmetros geométricos necessários da serpentina de resfriamento modelada. O modelo fornece como dados de saída, a temperatura da água, a temperatura do ar e a umidade absoluta na saída da serpentina, a taxa de transferência de calor total, a taxa de transferência de calor sensível e a fração de área da superfície molhada.

Tabela 1. Parâmetros geométricos 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 (dt,ext)	m
Diâmetro do tubo interno (dt,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

2.6. Modelo do Umidificador

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 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 onde a umidade não pode exceder esta eficiência.

2.7. Modelo do Ventilador

O modelo do ventilador 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.

O modelo do 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 ação 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 necessária (*shaft power*) e a potência do motor. O modelo também não considera a variação na massa específica do ar através do ventilador.

A potência elétrica consumida do ventilador é determinada da seguinte forma:

$$Pot_{v,parc} = FFLP \times Pot_{v,nom} \tag{11}$$

onde $Pot_{v,parc}$ e $Pot_{v,nom}$ são respectivamente a potência de eixo parcial e nominal do ventilador. O fator FFLP é uma função polinomial em função da razão de carga parcial (PLR), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \tag{12}$$

O fator PLR é razão entre a vazão volumétrica de ar atual pela nominal ($PLR = \dot{V}_{w,atual} / \dot{V}_{w,nom}$). Os coeficientes C_0, \dots, C_3 são calibrados através de dados fornecidos em catálogos, 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.

3. Procedimento de Simulação

Para realizar as simulações foi utilizado o arquivo climático (TRY-Test Reference Year) da cidade de Curitiba (latitude: -25°; longitude: -47.19°; GMT: -3h; altitude: 949m). O passo de tempo da simulação utilizado foi de um minuto. As simulações foram realizadas apenas para o mês de janeiro, onde o sistema de climatização foi configurado para operar todos os dias das 8:00 às 18:00 horas. A vazão de ar externo para este sistema é de 50% da vazão total de ar insuflado no ambiente. As condições do ar de retorno são constantes com temperatura e umidade relativa iguais a 24°C e 50%, respectivamente.

O sistema primário com condensação a ar é composto de um resfriador de líquido (*chiller*) com condensação a ar (Tab. (2)) e por duas bombas de circulação de água gelada (BAG) (Tab. (3)). Já o sistema primário com condensação a água (Tab. (4)) é compostos por três torres de resfriamento (Tab. (5)), duas bombas de condensação (BAC) e de água gelada (BAG) (Tab. (6)). O sistema secundário é composto por uma caixa de mistura, uma serpentina de resfriamento e desumidificação (Tab. (7)), um umidificador, uma resistência elétrica de 2:5kW e um ventilador de insuflamento (Tab. (8)).

Tabela 2. 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
CAPFT	1.08622	3.56512e-2	2.10534e-4	-6.95675e-3	-3.66968e-5	-2.35492e-4
EIRFT	0.646851	-6.51409e-3	4.66783e-4	-1.77684E-5	4.41528e-4	-6.22135e-4
EIRPLR	0.600954	7.72655e-2	3.46559e-1	-	-	-

Tabela 3. Parâmetros de simulação das bombas de água gelada do sistema primário com condensação a ar.

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

Tabela 4. 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
CAPFT	0.78987	3.84934e-2	1.54618e-4	8.44142e-3	-2.77510e-4	-3.35687e-4
EIRFT	0.66151	-9.66258e-3	7.35535e-4	6.77953e-4	6.14440e-4	-8.82759e-4
EIRPLR	0.78805	-3.74650e-1	5.90249e-1	-	-	-

Tabela 5. Parâmetros de simulação das bombas de água gelada e de água de condensação do sistema primário com condensação água.

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

Tabela 6. Parâmetros de simulação da torre de resfriamento.

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

Tabela 7. Parâmetros geométricos de simulação da serpentina de resfriamento e desumidificação.

Parâmetros da Serpentina	
Altura (mm)	610
Comprimento (mm)	1035
Largura (mm)	162
Distância entre tubos (mm)	38.125
Distância entre fileiras (mm)	27.0
Diâmetro ext. do tubo (mm)	15.875
Diâmetro int. do tubo (mm)	13.875
Espessura da aleta (mm)	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 (W/m K)	230
Cond. do tubo (W/m K)	380
Vazão de água (L/s)	1.60

Tabela 8. Parâmetros de simulação do ventilador.

Parâmetros do Ventilador	
Potência necessária (kW)	1.20
Eficiência do motor (%)	70
Vazão de ar (m ³ /h)	4000

4. Resultados

Os resultados apresentados a seguir são referentes ao dia 15 de janeiro, obtidos utilizando os parâmetros descritos no procedimento de simulação (Seção (3)). As Figuras (1a) e (1b) mostram, respectivamente, a variação da umidade absoluta e da temperatura na saída dos componentes do sistema secundário, no período das 8:00 às 18:00 horas. Os valores de umidade absoluta e a temperatura na caixa de mistura (Figs. (1a) e (1b)) encontram-se entre as curvas do ar externo e do ar de retorno.

Ao passar através da serpentina tanto a temperatura quanto a umidade absoluta do ar diminuem. Isto ocorre, pois o modelo matemático utilizado na serpentina considera a condensação de vapor que ocorre na serpentina. Quando o ar passa pelo umidificador sua umidade absoluta aumenta devido ao vapor que é injetado na corrente de ar. Ao passar pela resistência elétrica a temperatura do ar aumenta enquanto sua umidade absoluta não é alterada. O ventilador também promove um aumento na temperatura do ar, 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, assim como na resistência elétrica.

A Figura (2) mostra a variação da capacidade de resfriamento total e sensível da serpentina no período das 8:00 às 18: horas. Analisando a Fig. (1a) e (1b), pode-se observar que a capacidade de resfriamento sensível da serpentina (Fig. (2)) acompanha a variação da temperatura na entrada da serpentina, ou seja, na caixa de mistura, enquanto a capacidade de resfriamento latente (Fig. (2)) segue a variação da umidade absoluta. A capacidade sensível é máxima quando a

temperatura na caixa de mistura é máxima e a capacidade latente é máxima quando a umidade absoluta na caixa de mistura também é máxima.

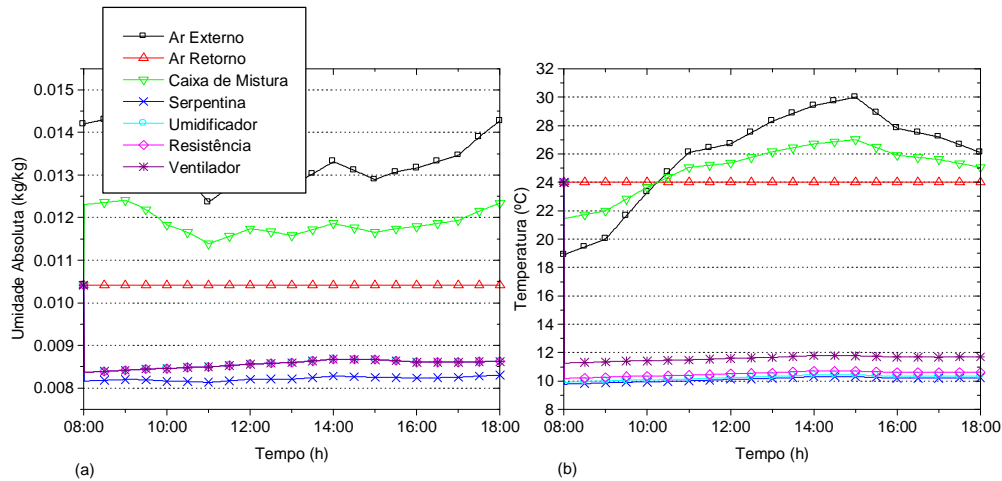


Figura 1. Variação da umidade absoluta (a) e temperatura (b) na saída dos componentes do sistema secundário.

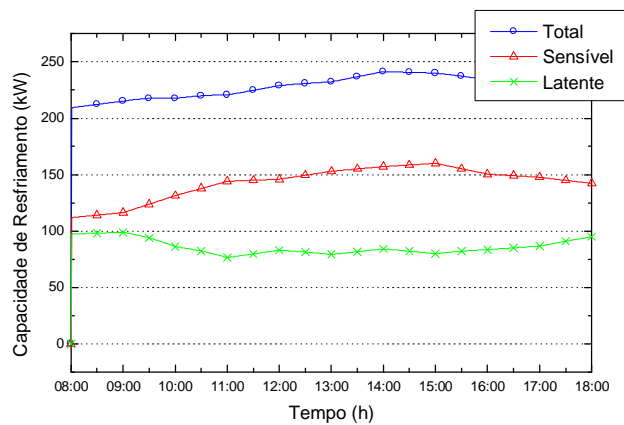


Figura 2. Variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina.

A Figura (3) apresenta a variação da temperatura da água na entrada e na saída da serpentina de resfriamento e desumidificação para o período das 8:00 às 18:00 horas. Pode-se observar que a temperatura na entra é constante com um valor de 7°C. Isto ocorre, pois a temperatura de "set-point" do chiller é de 7°C. Já a temperatura de saída da água vai aumentando conforme a capacidade de resfriamento total da serpentina aumenta (Fig. (2)), mantendo um diferencial de temperatura médio de aproximadamente 5.5°C.

A Figura (4) mostra uma comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água. Além do consumo do chiller, das bombas, da resistência elétrica e dos ventiladores dos sistemas secundários, o sistema primário com condensação a 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 9.3% menor em relação ao consumo do chiller a ar, conforme mostrado na Fig. (5). Já as bombas primárias do sistema a água possuem uma diferença relativa no consumo de aproximadamente 6% maior em relação ao sistema a ar. A diferença relativa no consumo total do mês, envolvendo todos os equipamentos de cada sistema (primário e secundário), do sistema com condensação a água foi de aproximadamente 3.5% menor em relação ao sistema com condensação a ar.

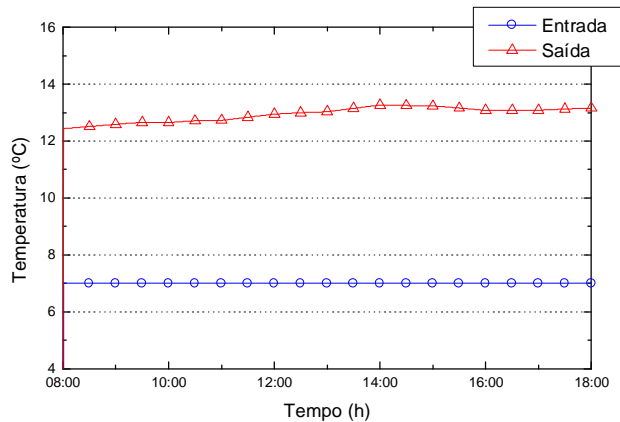


Figura 3. Variação da temperatura da água na entrada e na saída da serpentina.

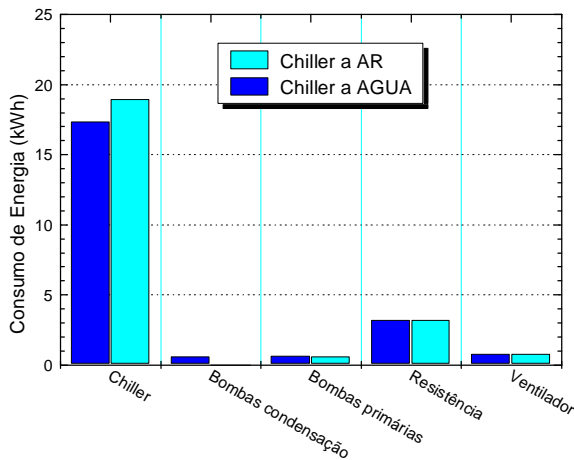


Figura 4. Comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

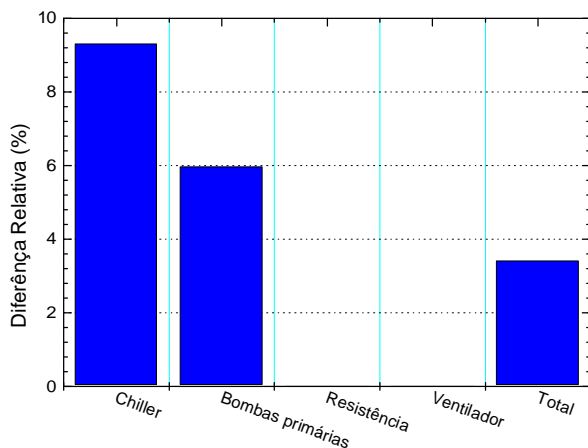


Figura 5. Comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

5. Conclusões

Neste presente trabalho foi apresentado o desenvolvimento de um algoritmo computacional genérico e flexível para simulação de sistemas de climatização do tipo expansão-indireta, o qual também conhecido como sistema central ou de água gelada. Também foram descritos os modelos dos componentes do sistema de climatização central. 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.

Com intuito de avaliar a flexibilidade do algoritmo desenvolvido, na montagem de diferentes sistemas primários, foi realizada uma comparação entre o consumo de energia elétrica obtido com sistema primário com condensação ar e água. Pode-se verificar que consumo de energia elétrica do *chiller* a água (compressor) apresenta uma diferença relativa de quase 9.3% 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 3.5% menor em relação ao sistema com condensação a ar. Também foi apresentado o monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) no sistema secundário.

Através das simulações realizadas pode-se observar que a integração entre os modelos matemáticos dos componentes foi bem estável. Para trabalhos futuros pretende-se integrar o algoritmo desenvolvido a um modelo de edificação. Pretende-se incluir um sistema de aquecimento através de água quente, incluindo os modelos de caldeira e de serpentina de aquecimento e também um modelo de tanque de termoacumulação ao sistema primário.

6. Referências

- Brandemuehl, M. J., Gabel, S. and Andresen, I., 1993, "HVAC2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta.
- Bourdouxhe, J-P., Grodent and M., Lebrun, J., 1996, "HVAC1 Toolkit: A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta.
- EnergyPlus, 2004, "EnergyPlus Engineering Document", University of Illinois and the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Mendes, N., Oliveira, R.C.L.F. and Santos, G.H., 2001, "DOMUS 1.0: A Brazilian PC Program for Building Simulation", Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), Eindhoven, Netherlands.
- Mendes, N., Oliveira, R.C.L.F. and Santos, G.H., 2003, "Domus 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program", Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'03), Vol.1, No.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp.83-89.
- MME, Ministério de Minas e Energia, 2004, "Balanço Energético Nacional", Brasília, Brazil, 2004, <http://www.mme.gov.br>, Acesso em: 18 de abril de 2005.
- Pacific Gas and Electric, 1996, "Chiller Plant Performance Curves", Proceedings from the PG&E Energy Center DOE-2 Lunch Series, San Francisco, CA.
- Stoecker, W.F., Jones, J. W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.
- Winkelmann, F. C., Birdsall, B. E., Buhl, W. F., Ellington, K. L. and Erdem, A. E, 1993, "DOE-2 Supplement", V. I, Version 2.1E, Energy and Environment Division. Lawrence Berkeley Laboratory. University of California, Berkeley, CA.

CENTRAL HVAC SYSTEMS SIMULATION

Rogério Marcos Barbosa
Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes
Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract

Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems are responsible for a considerable amount of energy consumption, especially in office buildings. Therefore, becomes interesting to predict which would be the HVAC systems implantation form most cheap and efficient. One of the forms of reaching this objective is through the computational simulation. To carry through the HVAC systems simulation (indirect expansion) it is necessary to get

the system components mathematical models. The mathematical models of the following components had been gotten: chiller, cooling tower, circulation pump and fan-coil which is composed for five sub-components, such as mixing box , cooling coil, humidifier, electric resistance and fan model. With the components mathematical models a flexible computational routine was made where it is possible to above carry through any central HVAC system configuration type involving the described components. Energy consumption comparisons of two HVAC system configurations are presented. The first one using an air condensation chiller and the second with water condensation chiller and fluids (air and water) thermodynamic state monitoring in the components.

Keywords: Fan-Coil, Chiller, computational simulation, cooling tower.