

MODELO SEMI-EMPÍRICO DE CONDICIONADOR DE GABINETE RESFRIADO A AR PARA ANÁLISE DINÂMICA DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE EDIFICAÇÕES E SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

Jorge E. Corrêa

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica
Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil – E.mail: jecorrea@amazon.com.br

Cláudio Melo

Cezar O. R. Negrão

Universidade Federal de Santa Catarina, Depto. de Engenharia Mecânica, NRVA
CEP 88040-900 – Florianópolis, SC, Brasil – E.mail: melo@nrva.ufsc.br

Resumo

Neste trabalho apresenta-se um modelo semi-empírico de condicionador de gabinete resfriado a ar, que inserido no programa ESP-r (*Environmental System Performance – research version*) permitirá a análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização usando esses equipamentos. Resultados de simulações em condições operacionais existentes no Brasil são obtidos e analisados.

Palavras-chave: Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.

1. INTRODUÇÃO

Dos sub-sistemas da edificação o de climatização é um dos que mais consome energia. Isto tem motivado o desenvolvimento de programas computacionais para simular a interação térmica deste com a edificação, a fim de racionalizar esse consumo. A maioria desses programas surgiu em países de clima frio, e os modelos de equipamentos foram direcionados à calefação. No Brasil, onde predomina o clima tropical, o uso de condicionadores de gabinete resfriados a ar é bastante comum. Desse modo, apresenta-se um modelo semi-empírico desse tipo de equipamento, que inserido no programa computacional ESP-r (Clarke, 1985) permitirá simulações adequadas à realidade brasileira.

2. MODELO PROPOSTO

No ESP-r os equipamentos são representados por nós. Em cada nó são derivados balanços de massa e energia originando um conjunto de equações que descrevem o seu comportamento no espaço e no tempo. A discretização dessas equações pelo método dos volumes finitos estabelece um sistema matricial em termos de temperatura T e vazões mássicas de ar seco \dot{m}_a e vapor d'água \dot{m}_v . Na Fig. 1, o nó i representa a serpentina de resfriamento e o nó j outro equipamento. Os balanços de energia e massa de ar seco e vapor d'água em i , num instante de tempo qualquer, fornecem:

$$R_{i,j}(\dot{m}_{a,j}c_{pa} + \dot{m}_{v,j}c_{pv})(T_j - T_i) + \dot{m}_c h_{v,i}^S - \dot{q}_E = M_i \bar{c}_i \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (1)$$

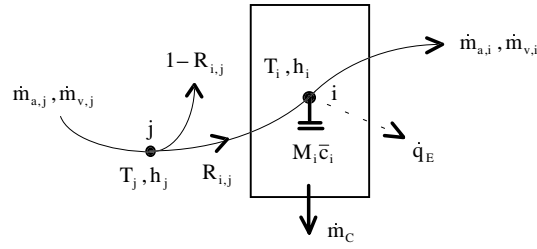


Figura 1. Esquema unnodal do condicionador de gabinete.

$$\dot{m}_{a,i} - R_{i,j} \dot{m}_{a,j} = 0 \quad (2)$$

e

$$\dot{m}_{v,i} - R_{i,j} \dot{m}_{v,j} = -\dot{m}_c \quad (3)$$

onde c_{pa} e c_{pv} são o calor específico à pressão constante, $R_{i,j}$ a fração de ar úmido oriunda de **j** que atinge **i**, $h_{lv,i}^S$ a entalpia de condensação do vapor d'água saturado à T_i , \dot{q}_E a remoção de calor, M_i a massa, \bar{c}_i o calor específico médio, t o tempo, e \dot{m}_c a vazão mássica de condensado.

Neste modelo, o ar deixa a serpentina no estado de saturação à T_i . As capacidades sensível e latente são obtidas por:

$$\dot{q}_S = \dot{m}_{a,i} (c_{pa} + W_j c_{pv}) (T_j - T_i) \quad (4)$$

e

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{a,i} h_{lv,i}^S (W_j - W_i^S) \quad (5)$$

onde W_j é a umidade absoluta do ar em **j** e W_i^S é a umidade absoluta do ar saturado à T_i . Só existirá capacidade latente se a temperatura na serpentina T_i for menor do que a temperatura de orvalho do ar em **j**. A capacidade de resfriamento total é a soma da sensível com a latente, pois não é considerado o sub-resfriamento do condensado (Ashrae, 1996).

A remoção de calor na Eq. (1) é avaliada por um algoritmo independente representando o desempenho do condicionador. Deste modo, seu comportamento dinâmico é função desta remoção de calor e da capacidade térmica da serpentina de resfriamento. Mais detalhes de modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

2.1 Modelo de condicionador de gabinete resfriado a ar

O condicionador de gabinete resfriado a ar é esquematizado na Fig. 2. Os componentes do ciclo de refrigeração são: compressor alternativo hermético, condensador resfriado a ar, válvula de expansão termostática e serpentina de resfriamento. Ventiladores radiais movimentam o ar através do condensador e da serpentina de resfriamento. Um modelo para cada componente será obtido e depois de integrados representará o condicionador.

Modelo semi-empírico de compressor alternativo hermético. É baseado no modelo proposto em Popovic e Shapiro (1995). Dados de capacidade de resfriamento e consumo de energia, obtidos em catálogos de fabricantes, são usados para ajustar seus parâmetros internos, tais como: coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento dentro da carcaça hermética. A Fig. 3 mostra o compressor incorporado ao ciclo de refrigeração sobre o diagrama pressão-entalpia. As expansões nas válvulas são

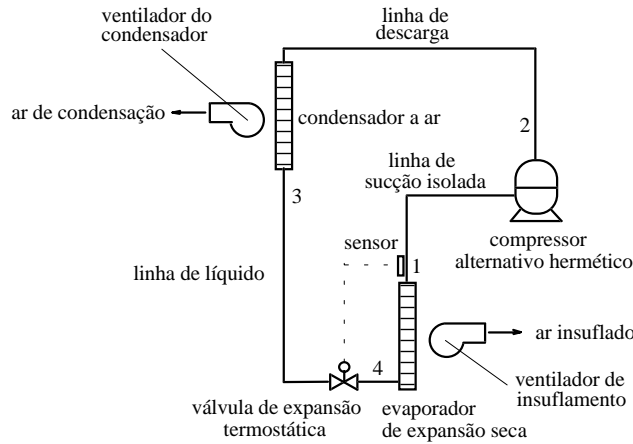


Figura 2. Esquema do condicionador de gabinete resfriado a ar.

isentálpicas, a condensação e a evaporação ocorrem à pressão constante e a compressão é politrópica. A capacidade de resfriamento total e a potência elétrica de compressão são dadas por:

$$\dot{q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (6)$$

e

$$\dot{w}_{elet} = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{w}_{poli} + \gamma_3 \dot{w}_{poli}^2 \quad (7)$$

onde h_4 é a entalpia do refrigerante na entrada da serpentina e h_1 na saída. Os coeficientes da Eq. (7) são determinados de acordo com o compressor usado pelo condicionador de gabinete. A potência de compressão é igual à taxa de trabalho termodinâmico politrópico (Moran e Shapiro, 1992), dada por:

$$\dot{w}_{poli} = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} P_{suc} v_{suc} \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (8)$$

A vazão mássica de refrigerante nas Eqs. (6) e (8) é dada por:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_d}{v_{suc}} \left[1 + C_{vn} - C_{vn} \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n} \right] \quad (9)$$

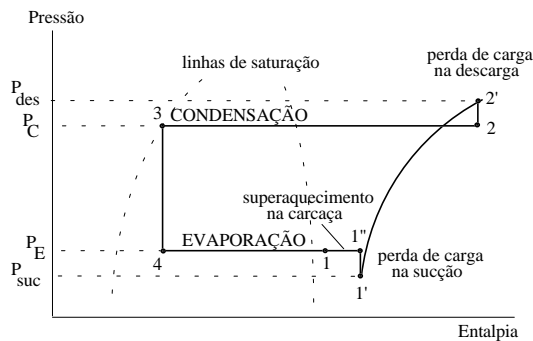


Figura 3. Modelo de compressor incorporado ao ciclo de refrigeração.

O expoente politrópico do HCFC-22 é $n = 1,2094 - (0,2931/r) + (0,7802/r^2)$ onde r é a relação entre a pressão de descarga P_{des} e a de sucção P_{suc} (Gosling, 1980). O volume deslocado \dot{V}_d depende da geometria e da r.p.m. do compressor. O coeficiente de volume nocivo C_{vn} é uma informação sigilosa do fabricante. A pressão de descarga é a soma da pressão de condensação com a perda de carga efetiva na válvula de descarga; a de sucção obtém-se subtraindo a perda na válvula de sucção da pressão de evaporação (vide Fig. 3).

O ajuste procurou uma combinação de valores de coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento na carcaça que minimizasse a soma dos erros relativos entre os valores calculados pelas Eqs. (6) e (7) e os de catálogo.

Modelo de condensador. O modelo de condensador é baseado no método ε - NTU (efetividade-número de unidades de transferência de calor). A temperatura de condensação é dada por:

$$T_C = T_{AE} + (\dot{q}_C / \varepsilon_C \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (10)$$

onde T_{AE} é a temperatura de bulbo seco do ar externo, \dot{q}_C o calor cedido no condensador, ε_C a efetividade e $\dot{m}_{a,C}$ a vazão mássica de ar. A temperatura de bulbo seco do ar externo é obtida diretamente no arquivo de dados climáticos. Considerando o processo de compressão adiabático, o calor cedido no condensado é dado por:

$$\dot{q}_C = \dot{q}_E + \dot{w}_{poli} \quad (11)$$

Admitindo que os efeitos de dessuperaquecimento e de um eventual sub-resfriamento do refrigerante são desprezíveis, a efetividade é dada por:

$$\varepsilon_C = 1 - \exp(-UA_C / \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (12)$$

onde UA_C é a condutância global do condensador.

Modelo de serpentina de expansão direta. Durante o funcionamento do condicionador a temperatura da superfície externa dos tubos em contato com o ar é muito próxima da temperatura de evaporação. Essa temperatura superficial, geralmente abaixo do ponto de orvalho do ar, deixa a superfície da serpentina molhada. Neste caso, a temperatura de evaporação é calculada diretamente por uma relação funcional da forma:

$$T_E = f(h_{T_E}^S) \quad (13)$$

e

$$h_{T_E}^S = h_{E1} - (\dot{q}_E / \dot{m}_{a,E} \varepsilon_E) \quad (14)$$

onde $h_{T_E}^S$ é a entalpia do ar saturado na temperatura da serpentina, h_{E1} a entalpia do ar na entrada e $\dot{m}_{a,E}$ a vazão mássica de ar. A efetividade da serpentina molhada é dada por:

$$\varepsilon_E = 1 - \exp(-UA_E / \dot{m}_{a,E} c_{pa}) \quad (15)$$

onde UA_E é a condutância global da serpentina.

Modelo de ventilador. Nos condicionadores de gabinete, o motor elétrico do ventilador está em contato com o ar insuflado e o aquece. Admitindo o ar como fluido incompressível, este ganho de calor é dado por:

$$\dot{w}_f = \left(\dot{V}_a / \dot{V}_{a,nom} \right)^3 \dot{w}_{f,nom} \quad (16)$$

onde \dot{V}_a e $\dot{V}_{a,nom}$ são as vazões de ar real e nominal e $\dot{w}_{f,nom}$ é a potência elétrica nominal. Os valores nominais são obtidos em catálogo. A vazão de ar real é fornecida pelo usuário.

Propriedades termodinâmicas do HCFC-22. As propriedades termodinâmicas do refrigerante são obtidas por curvas ajustadas aos dados tabelados do HCFC-22. O programa Refprop 4.0 (Gallagher et. al., 1993) foi usado para gerar as tabelas, e os ajustes foram realizados pelo programa Grapher 1.06 (Schmitz et. al., 1992).

Modelo de condicionador de gabinete. Para obter a capacidade de resfriamento total e a potência elétrica do condicionador os equipamentos são integrados de acordo com o esquema da Fig. 2, permitindo que as temperaturas de evaporação e de condensação sejam determinadas. Essas temperaturas dependem das vazões mássicas de ar, das condutâncias globais e das trocas de calor no evaporador e no condensador. As condutâncias globais e as vazões mássicas de ar são constantes. Desse modo, o calor transferido no evaporador e no condensador depende, respectivamente, das temperaturas de evaporação e de condensação e vice-versa, mostrando que um processo iterativo é necessário para determinação dessas quantidades. Este fluxograma pode ser obtido em Corrêa (1998). A Fig. 4 mostra os resultados do modelo comparados aos valores de catálogo, para capacidades nominais de 17,6 kW (5 TR) a 70,3 kW (20 TR). Observa-se erros de até $\pm 6\%$.

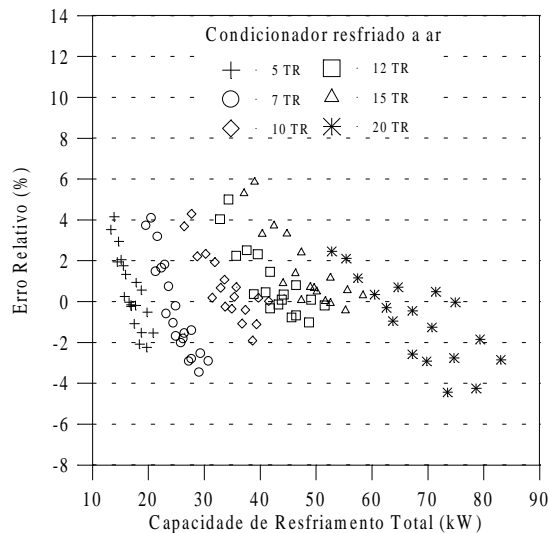


Figura 4. Valores calculados pelo modelo de condicionador comparados aos de catálogo, em todas as condições de operação disponíveis.

3. SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

Para demonstrar as potencialidades do modelo, o mesmo foi usado num sistema de climatização com vazão de ar constante, conforme o esquema da Fig. 5. O ar recirculado

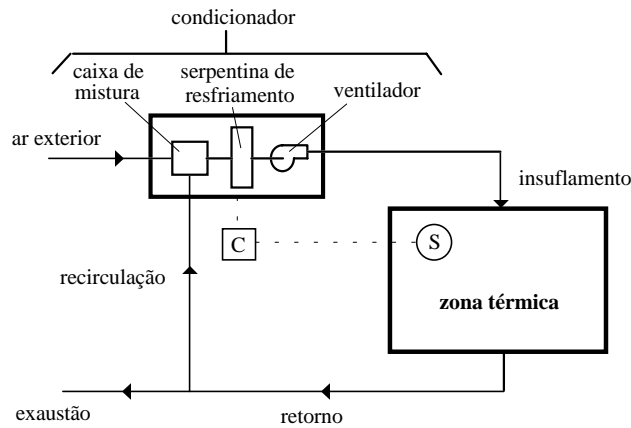


Figura 5. Sistema de climatização com vazão de ar constante.

mistura-se ao ar externo de ventilação em proporções adequadas. O ventilador de insuflamento movimenta o ar tratado através da zona térmica. O sistema de controle é do tipo *on-off* e atua durante todo o tempo de ocupação da edificação, de 8:00 às 18:00 horas. O sensor (S) avalia a temperatura do ar na zona térmica e o controlador (C) liga e desliga o compressor.

A zona térmica da edificação apresenta um volume total de 450 m^3 . Todas as paredes são de tijolos comum com reboco em argamassa. O piso de concreto é assentado diretamente sobre o solo. A laje pré-moldada é termicamente isolada. As janelas usam vidro comum. As cargas térmicas eventuais são provenientes da infiltração de ar, dos ocupantes e da iluminação artificial. A vazão de ar de infiltração correspondente a 0,2 trocas de ar por hora. A iluminação fluorescente dissipa 25 W/m^2 de área útil de piso, sendo que 60 % é parcela radiante e 40 % convectiva. Os dez ocupantes realizam atividades moderadas e cada um dissipa 95 W de calor sensível, sendo 20 % de parcela radiante e 80 % de convectiva e 45 W de calor latente.

Foi usado um condicionador de 5 TR (17,6 kW) e as simulações foram realizadas para o dia 11 de janeiro, usando um arquivo climático para Florianópolis – SC (27° latitude Sul; 48° longitude Oeste).

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

As Figs. 6 e 7 mostram as capacidades de resfriamento total, sensível e latente em dois períodos do dia. Observa-se que a duração do ciclo *on-off* é maior no primeiro período (13

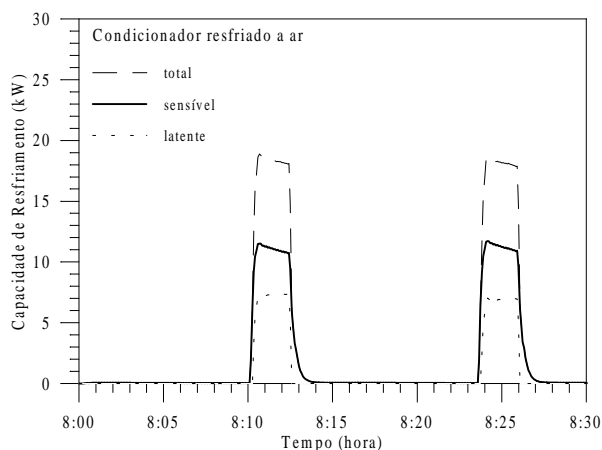


Figura 6. Capacidades de resfriamento de 8:00 às 8:30 horas.

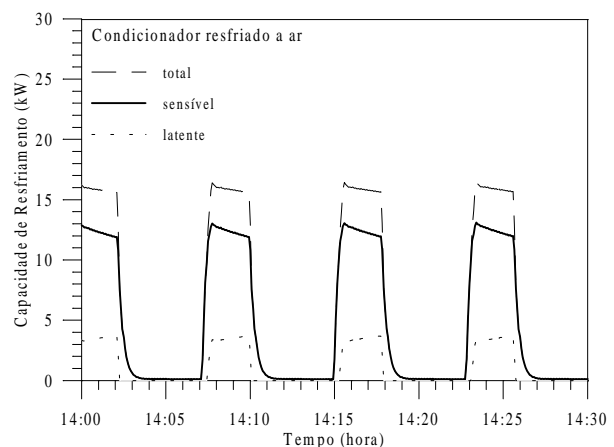


Figura 7. Capacidades de resfriamento de 14:00 às 14:30 horas.

minutos e 30 segundos) do que no segundo (8 minutos). No primeiro, o condicionador fica ligado cerca de 2 minutos e 30 segundos (18,5 % do tempo total do ciclo); no segundo, o tempo ligado aumenta para cerca de 3 minutos (37,5 % do tempo total do ciclo). Durante um ciclo *on-off*, quando a temperatura da serpentina torna-se menor do que a do ponto de orvalho do ar na entrada do condicionador, surge uma capacidade de resfriamento latente. Quando o compressor é desligado (porém o ventilador de insuflamento continua ligado), a capacidade latente cessa tão logo a temperatura da serpentina supere esse ponto de orvalho. Depois disso, as capacidades sensível e total são iguais, e, diferentemente da capacidade latente, vão reduzindo mais lentamente. Essa taxa de redução menor está relacionada com a inércia térmica da serpentina. Durante um ciclo *on-off*, após o pico de capacidade de resfriamento total, a capacidade sensível diminui enquanto a latente aumenta (vide Fig. 6 ou 7).

A Fig. 8 mostra a temperatura do ar na zona térmica e a de insuflamento entre 8:00 e 8:30 horas. O *setpoint* do controle *on-off* é ajustado para 25 ± 1 °C. Quando a temperatura do ar na zona térmica atinge 26 °C o compressor é ligado e o ar insuflado resfria a zona térmica. Se essa temperatura atinge 24 °C o compressor é desligado, porém, como o ventilador permanece ligado as temperatura de insuflamento e da zona térmica ainda sofrem pequenas reduções, causadas pelo efeito das inércias térmicas da serpentina de resfriamento e da edificação, antes de voltarem a subir. O mesmo efeito é responsável pelo resfriamento da zona ocorrer em menos tempo que seu aquecimento.

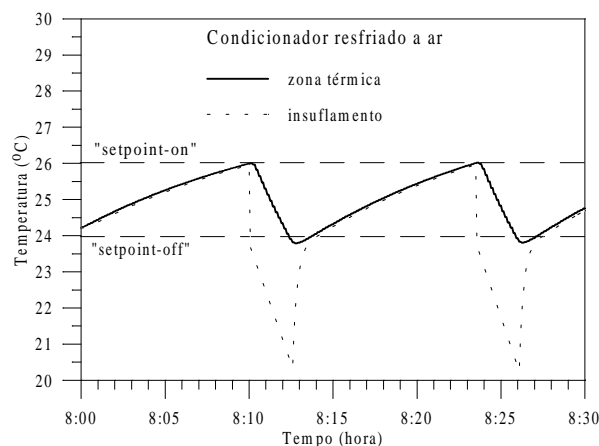


Figura 8. Temperaturas de insuflamento do ar e na zona térmica entre 8:00 e 8:30 horas.

A Fig. 9 mostra a potência elétrica total e a do compressor entre 8:00 e 9:00 horas. Quando o condicionador está ligado a potência total é a soma das potências do compressor e dos ventiladores; quando desligado, essa potência é igual a do ventilador de insuflamento, que permanece movimentando ar. Durante o período mostrado, não houve variações acentuadas dessas potências. Isto ocorre porque nos condicionadores de gabinete as vazões nos ventiladores permanecem inalteradas. Além disso, as condições que determinam as temperaturas de evaporação e de condensação, e, em consequência a potência de compressão, também não mudaram significativamente nesse período.

A Fig. 10 mostra o consumo de energia elétrica do condicionador em cada hora do período de controle. O consumo aumenta bastante a partir de 14:00 horas, porque o aumento da carga térmica faz aumentar a frequência dos ciclos *on-off*. Daí em diante, o consumo representa 58,5 % de um total de 32,8 kW-h consumidos durante o dia.

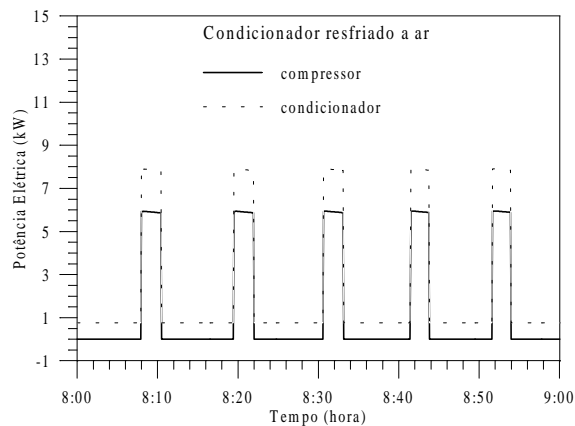


Figura 9. Potência elétrica do compressor e do condicionador, entre 8:00 e 9:00 horas.

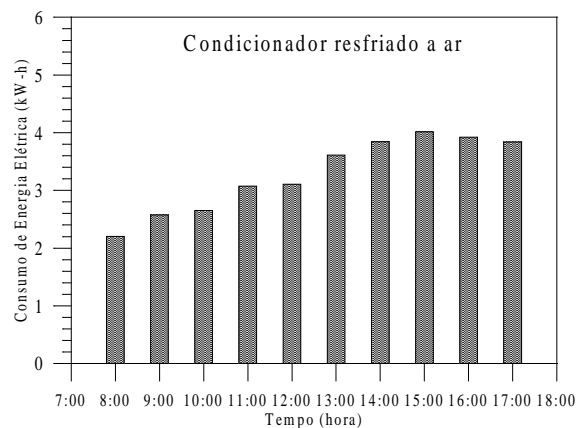


Figura 10. Consumo de energia elétrica no condicionador, entre 8:00 e 18:00 horas.

5. CONCLUSÕES

O modelo proposto representa razoavelmente bem o comportamento dinâmico do condicionador de gabinete resfriado a ar abordado neste trabalho. Deve ser ressaltado que assumiu-se este comportamento dependente apenas da remoção de calor e da inércia térmica da serpentina de resfriamento, não sendo considerados atrasos provocados por fontes de qualquer outra natureza. Este modelo, quando implementado no programa ESP-r, permite simular o comportamento dinâmico e integrado do sistema formado pela edificação, equipamentos e seus controles, além de estimar o consumo de energia no condicionador. A utilização do modelo é simples pois utiliza dados obtidos diretamente em catálogos de fabricantes. Outros condicionadores do mesmo tipo também podem ser simulados, desde que seus parâmetros internos sejam determinados adequadamente.

6. REFERÊNCIAS

- Aasem, E. O., 1993, Practical simulation of buildings and air-conditioning systems in the transient domain, PhD Thesis, University of Strathclyde, Glasgow.
- Ashrae, 1996, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA.
- Brandemuehl, M. J. & Shauna, G. and Inger, A., 1993, HVAC 2 Toolkit: algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations, Georgia(USA), Ashrae.
- Corrêa, J. E., 1998, Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1993, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (Refprop. Version 4.0), National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- Gosling, C. T., 1980, Applied air conditioning and refrigeration, London, Applied Science, 2ed.
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1992, Fundamentals of engineering thermodynamics, New York, John Wiley & Sons, 2ed.
- Popovic, P & Shapiro, H. N., 1995, A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, Ashrae Transactions, American Society of

Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Parte 2, pp 367-362.

- Schmitz, D., Wall, W. and Smith, D., 1992, 2-D Graphic System (Grapher version 1.06), Golden Software, Inc., Colorado.
- Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, New York, McGraw-Hill Co.