



***16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering***

***Engineering for the new millenium***

---

# REFRIGERATION, AIR CONDITIONING, HEATING AND VENTILATION

ISBN 85-85769-06-6

# Refrigeration, Air conditioning, Heating and Ventilation

TRB0013	5
DYNAMIC MODELING OF WATER-COOLED CONDENSERS FOR THE INTEGRATED SIMULATION OF EQUIPMENTS, BUILDINGS AND AIR CONDITIONING SYSTEMS	
Corrêa, Jorge Emanuel Melo, Cláudio Negrão, Cezar O. R.	
TRB0078	15
METHODOLOGY PROPOSAL FOR EVALUATION OF OIL CONCENTRATION IN REFRIGERATION SYSTEMS	
Lawinsky, Marco Antonio Hernandez Mendonza, Oscar Saul Koury, Ricardo Nicolau Nassar	
TRB0254	23
EFFECT OF THE VOID FRACTION MODEL ON THE NUMERICAL SIMULATION OF TWO-PHASE FLOW HEAT EXCHANGERS	
Hermes, Christian Johann Losso Negrão, Cezar Otaviano Ribeiro Melo, Cláudio	
TRB0372	33
EQUILIBRIUM CHARACTERIZATION OF CARBON C119-AMMONIA AND CARBON 19 - DIMETHYL ETHER PAIRS AND APPLICATION IN ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM DESIGN	
Oliveira, Rogério Gomes Silveira Jr., Vivaldo Tamainot-Telto, Zachary	
TRB0393	43
EXPERIMENTAL ANALYSIS OF REFRIGERANT MIXTURES FLOW THROUGH CAPILLARY TUBES	
Fiorelli, Flávio A. S. Huerta, Alex A. S. Silvares, Otávio M.	
TRB0398	53
THERMAL COMFORT IN BUILDINGS COVERED WITH GREAT WINDOWS OF GLASS AND METALLIC ROOF: STUDY OF CASE	
Amorim, Eliane Barbosa de Oliveira, Lidiane Alves de Carrocci, Luiz Roberto	
TRB0402	62
USING FUZZY LOGIC IN HEATING CONTROL SYSTEMS	
Oliveira, Gustavo Henrique da Costa Araujo, Humberto Xavier de Mendes, Nathan Coelho, Leandro Dos Santos	
TRB0772	70
EVALUATION OF SIMULATION SOFTWARE FOR NON-CONDITIONED HOUSES	
Neto, Alberto Hernandez Tribess, Arlindo Vittorino, Fúlvio Akutsu, Maria	

TRB0995	76
OPTIMIZATION OF THE AIR DISTRIBUTION IN GRAIN STOREHOUSE WITH AERATION IN NON-UNIFORM CONDITIONS OF THE MASS OF GRAINS	
Khatchatourian, Oleg Savicki, Darci Luiz	
TRB1020	86
A THERMAL-ACOUSTIC APPROACH TO VENTILATION SYSTEMS DESIGN	
Alho, Alexandre / Teixeira P. Pinto, Luiz / Antonio Vaz	
TRB1135	96
INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE OF ELECTRICAL STORAGE WATER HEATERS	
Cavalcanti, Evandro Sergio Camelo Queiroz, Rodrigo Quadros	
TRB1162	106
THE IMPACT ON THE UTILITY ELECTRICAL POWER LOAD DUE TO THE USE OF WATER HEATER WITH THERMAL ACCUMULATION	
Cavalcanti, Evandro Sergio Camelo Queiroz, Rodrigo Quadros	
TRB1270	116
COMPUTATIONAL SIMULATION FOR VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM	
Resende, Peterson Rocha, Ronilson Cortez, Márcio Fonte Boa	
TRB2012	124
EXERGY ANALYSIS FOR OPTIMIZATION OF THE COMPONENTS OF THE ABSORPTION REFRIGERATION CYCLES WITH WATER - AMMONIA AS WORKING FLUID	
Morejon, Camilo Freddy Mendoza Brum, Nísio de Carvalho Lobo	
TRB2291	134
DESIGN AND CONSTRUCTION OF A DEVICE FOR POOL BOILING RESEARCH	
Koury, Ricardo Nicolau Nassar Ziviani, Márcio Machado, Luiz Castro, Luiz Flávio Neves Ferraz, Roberta De Mello Mattos	
TRB2292	144
STUDY OF HEAT TRANSFER IN A TUBULAR EVAPORATOR WORKING WITH R134A	
Koury, Ricardo Nicolau Nassar Machado, Luiz Cruz, Júlio Frezer dos Santos Gomes Santos, Marcelo Henrique dos Mendonza, Oscar Saul Hernandez	
TRB2309	152
EXPERIMENTAL EVALUATION OF PRESSURE DROP IN CONVECTIVE BOILING OF REFRIGERANT R-134A IN HORIZONTAL TUBES – SMOOTH AND MICROFIN	
Bandarra Filho, Enio Pedone Saiz Jabardo, Jose Maria Macedo, Rodrigo	



TRB2338	161
INTEGRATED SYSTEM FOR THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS	
Mendes, Nathan	
Moura, Luís Mauro	
Santos, Luciano Amaury	
Teodoro, Fernando Ambrósio	
TRB2358	171
EFFECTIVENESS-NTU CORRELATION FOR PLATE FIN AND TUBE HEAT EXCHANGERS	
Zoghbi Filho, João Roberto Bastos	
Navarro, Helio A.	
Jabardo, José Maria Saiz	
TRB2393	178
MODELING OF TRANSIENT FLOW IN FINNED-TUBE COIL EVAPORATORS	
Seixlack, André Luiz	
Barbieri, Paulo Eduardo Lopes	
TRB2587	188
FUZZY CONTROL IN CONDENSING TEMPERATURE FOR A LIQUID CHILLING PLANT	
Silva, Flávio Vasconcelos	
Silveira Junior, Vivaldo	
TRB2610	196
THEORETICAL ANALYSIS OF AN INNOVATIVE ROTARY COMPRESSOR WITH VARIABLE SPEED DISPLACERS	
Parise, José Alberto dos Reis	
Neves, Cassio	
Kopelowicz, Julio	
TRB2623	206
THEORETICAL STUDY OF FRUITS COOLING WITH DIFFERENT FORMS GEOMETRICAL IN THE FORCED-AIR SYSTEM	
Teruel Mederos, Barbara Janet	
Barbosa Cortez, Luís Augusto	
Leal Martins, Paulo	
Barbosa De Lima, Antonio Gilson	

# MODELAGEM DINÂMICA DE CONDICIONADORES DE AR COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA PARA A SIMULAÇÃO INTEGRADA DE EQUIPAMENTOS, EDIFICAÇÕES E SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

**Jorge E. Corrêa**

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica  
 Cx. Postal. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil.  
 jecorrea@ufpa.br

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica  
 melo@nrva.ufsc.br

**Cezar O. R. Negrão**

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Depto. Acadêmico de Mecânica  
 negrão@cefetpr.br

***Resumo.** Neste trabalho apresenta-se um modelo para um condicionador de ar de gabinete, com condensação a água, composto pelos seguintes sub-modelos: compressor, condensador, torre de arrefecimento, serpentina de expansão direta e ventilador. Este modelo quando inserido num código computacional existente permite a simulação integrada do condicionador, edificação, controles e sistema de distribuição de ar, para aplicações típicas de verão no Brasil.*

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

## 1. Introdução

Numa edificação, o sistema de climatização responde por uma parte bastante significativa do consumo de energia elétrica. Numa tentativa de racionalizar este consumo, vários códigos computacionais para simulação de ambientes têm sido desenvolvidos. Estes programas, entretanto, por serem originários, na sua maioria, de países do hemisfério norte, dão maior ênfase à calefação de ambientes.

Para viabilizar a utilização destes programas no Brasil, onde predomina o clima tropical, torna-se necessário o desenvolvimento de algoritmos específicos para resfriamento de ambientes. Neste trabalho optou-se por modelar um condicionador de ar do tipo gabinete (*self-contained*) com condensação a água. Este algoritmo, quando incorporado à biblioteca de equipamentos do programa ESP-r (Clarke, 1985) permite a realização de simulações representativas da realidade brasileira.

## 2. Modelo proposto

No ESP-r os equipamentos são representados por nós. Em cada nó são realizados balanços de massa e energia que originam 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 Figura (1), o nó  $i$  representa a serpentina do condicionador e o nó  $j$  qualquer outro equipamento. Os balanços de energia e massa de ar seco e vapor d'água em  $i$ , num instante de tempo qualquer, fornecem:

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

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

e

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

onde  $c_{pa}$  é o calor específico do ar seco,  $c_{pv}$  o calor específico do vapor d'água,  $R_{i,j}$  a fração de ar oriunda de  $j$  que atinge  $i$ ,  $h_{lv,i}^s$  a entalpia de condensação do vapor d'água saturado à  $T_i$ ,  $\dot{q}$  a taxa de remoção de calor na serpentina,  $M_i$  a massa da serpentina,  $\bar{c}_i$  o calor específico médio da serpentina,  $t$  o tempo e  $\dot{m}_c$  a vazão mássica de condensado.

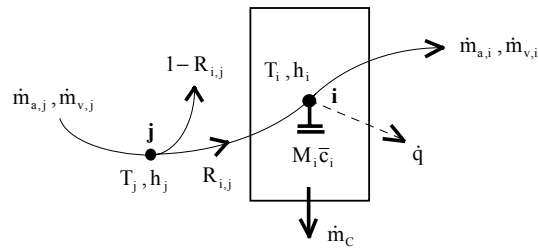


Figura 1. Esquema uninodal do modelo do condicionador de gabinete.

No modelo proposto, o ar deixa o condicionador saturado na temperatura  $T_i$ . As capacidades sensível e latente são obtidas por:

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

e

$$\dot{q}_{lat} = \dot{m}_{a,i} h_{lv,i}^s (W_j - W_i^s) \tag{5}$$

onde  $W_j$  é a umidade absoluta do ar em  $j$  e  $W_i^s$  a do ar saturado em  $i$  à  $T_i$ .

A taxa de remoção de calor na Eq. (1) é avaliada por um algoritmo independente que representa o desempenho do condicionador de ar. Maiores detalhes sobre modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

### 3. Modelo de condicionador de ar com condensação a água

O esquema do condicionador de ar a ser modelado é mostrado na Fig. (2). Os componentes do sistema são: compressor hermético alternativo, condensador, válvula de expansão termostática e serpentina de resfriamento e desumidificação. Um ventilador centrífugo movimenta o ar através da serpentina. Uma bomba é responsável pela circulação da água de condensação através da torre de arrefecimento. Um sub-modelo para cada componente será obtido, os quais, quando integrados permitirão a simulação global do equipamento.

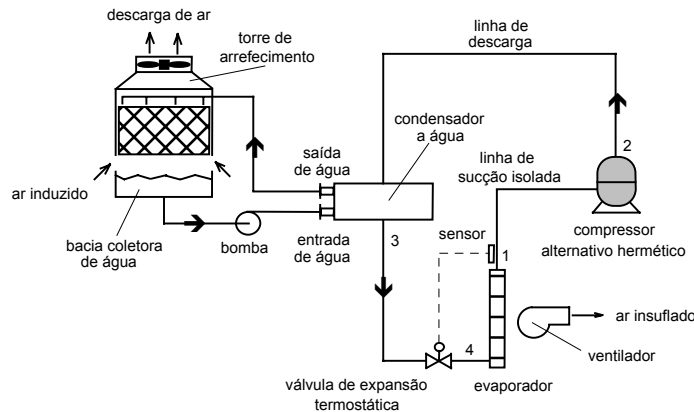


Figura 2. Esquema do condicionador de ar com condensação a água.

**Sub-modelo do compressor.** O compressor foi modelado com base no trabalho de Popovic e Shapiro (1995). As capacidades de resfriamento e os consumos de energia fornecidos em catálogos de fabricantes foram usados para ajustar os parâmetros internos do modelo: coeficiente de espaço morto, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento no curso de admissão. A Figura (3) mostra o processo de compressão representado num diagrama pressão-entalpia. As expansões nas válvulas são 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 obtidas por:

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

e

$$\dot{w}_{elet} = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{w} + \gamma_3 \dot{w}^2 \tag{7}$$

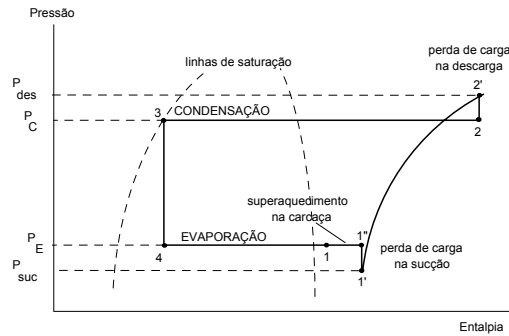


Figura 3. Processo de compressão representado num diagrama P-h.

onde  $h_4$  é a entalpia do refrigerante na entrada da serpentina e  $h_1$  na saída. Os coeficientes da Eq. (7) são funções do tipo de compressor utilizado. A potência de compressão é igual a taxa de trabalho termodinâmico politrópico (Moran e Shapiro, 1992), obtido por:

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

A vazão mássica de refrigerante usada nas Equações (6) e (8) é obtida por:

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

O expoente politrópico é obtido de  $n = 1,2094 - (0,2931/r) + (0,7802/r^2)$  onde  $r$  é a relação de compressão ( $P_{des}/P_{suc}$ ) (Gosling, 1980). O volume deslocado  $\dot{V}_d$  depende da geometria e da rotação do compressor. O coeficiente de espaço morto  $C_{vn}$  não é geralmente fornecido pelo fabricante. A pressão de descarga corresponde a soma da pressão de condensação com a perda de carga efetiva na válvula de descarga; a de sucção é obtida subtraindo-se a perda de carga na válvula de sucção da pressão de evaporação (vide Fig. (3)). O volume específico do refrigerante na sucção  $v_{suc}$  é o correspondente ao estado 1' na Fig. (3).

O ajuste foi realizado procurando-se uma combinação de valores para o coeficiente de espaço morto, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento no curso de admissão que minimizasse a soma dos erros relativos entre os valores calculados pelas Equações (6) e (7) e os fornecidos em catálogo.

**Sub-modelo do condensador.** O modelo de condensador baseou-se no método  $\epsilon$ -NTU (efetividade-número de unidades de transferência de calor). A temperatura de condensação é obtida por:

$$T_c = T_{we} + (\dot{q}_c / \epsilon_c \dot{m}_w c_{pw}) \quad (10)$$

onde  $T_{we}$  é a temperatura de entrada da água no condensador,  $\dot{q}_c$  a taxa de rejeição de calor no condensador,  $\epsilon_c$  a efetividade do trocador de calor,  $\dot{m}_w$  a vazão mássica de água e  $c_{pw}$  o calor específico da água à pressão constante. A temperatura da água na entrada do condensador é determinada em função do desempenho da torre de arrefecimento. A efetividade do condensador  $\epsilon_c$  é obtida por:

$$\epsilon_c = 1 - \exp \left[ - (UA_c / \dot{m}_w c_{pw}) \right] \quad (11)$$

onde  $UA_c$  é a condutância global de transferência de calor do condensador. Considerando o processo de compressão como adiabático, a taxa de rejeição de calor no condensador pode se expressa na seguinte forma:

$$\dot{q}_c = \dot{q} + \dot{w} + \dot{m}_r (h_{1''} - h_1) \quad (12)$$

**Sub-modelo da torre de arrefecimento.** A função da torre é resfriar a água de condensação. A água quente é aspergida no topo da torre e escoar por gravidade sobre o enchimento. Em condições termodinâmicas propícias o contato direto entre o ar e água em contracorrente provoca o arrefecimento da água. O enchimento aumenta a área e o tempo de

contato entre os fluidos a fim de aumentar a taxa de transferência de calor, buscando um compromisso entre o ganho na transferência de calor, a elevação da perda de carga do fluxo de ar e o aumento do custo do próprio enchimento. A complexidade do escoamento no interior da torre inviabiliza a obtenção dos coeficientes de transferência de calor (ou de massa) e da área de contato entre o ar e a água. Desse modo, o desempenho da torre é avaliado experimentalmente.

Nessa avaliação, o desempenho da torre é quantificado pela relação adimensional  $[KaV/\dot{m}_w]$  onde:  $K$  é o coeficiente de transferência de massa na interface ar-água com base na vazão mássica de ar seco,  $a$  é a área da interface ar-água por unidade de volume de enchimento e  $V$  é o volume do enchimento. Diversas correlações foram propostas para o coeficiente de desempenho da torre (Ashrae,1996; Webb,1984; Bernier,1995). Aqui, será utilizada a apresentada por Bernier (1995):

$$[KaV/\dot{m}_w] = \alpha [\dot{m}_w/\dot{m}_a]^\beta \tag{13}$$

onde  $\dot{m}_a$  é a vazão mássica de ar através da torre e os valores de  $\alpha$  e  $\beta$  são determinados a partir de dados experimentais ou a partir de catálogos.

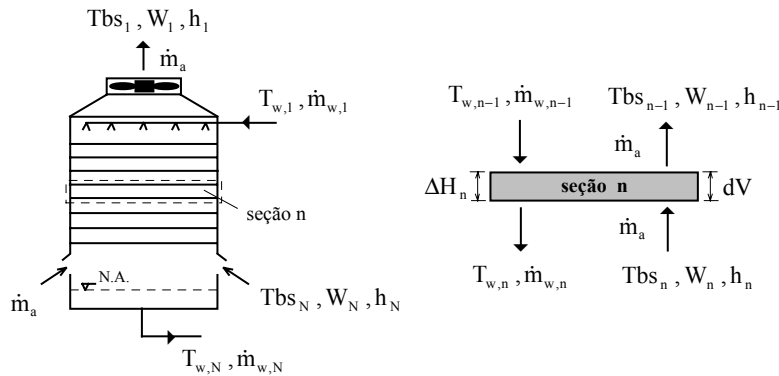


Figura 4. Nomenclatura para análise da torre de arrefecimento.

Para simular numericamente uma torre de arrefecimento, esta deve ser dividida em  $N$  seções, conforme mostra a Fig. (4). Admitindo a perda de massa de água e a resistência da película de ar saturado na interface ar-água como desprezíveis (Ashrae, 1996), obtém-se o seguinte balanço de energia num elemento de volume  $dV$ :

$$d\dot{q}_T = h_c a dV (T_w - T_{bs}) + K a dV (W_{T_w}^s - W) h_{lv, T_w} \tag{14}$$

onde  $d\dot{q}_T$  é a taxa total de transferência de calor entre o ar e a água,  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $T_w$  a temperatura da água,  $T_{bs}$  a temperatura de bulbo seco do ar,  $W$  a umidade absoluta do ar,  $W_{T_w}^s$  a umidade absoluta da película de ar saturado na interface ar-água e  $h_{lv, T_w}$  o calor latente de vaporização da água à temperatura  $T_w$ . Assumindo a relação de Lewis como unitária (Ashrae, 1996) pode-se expressar os potenciais de temperatura e umidade absoluta através de um potencial de entalpia (Stoecker e Jones, 1985). Assim, a transferência de calor no elemento  $dV$  também pode ser expressa por:

$$d\dot{q}_T = K a dV (h_{T_w}^s - h) \tag{15}$$

onde  $h_{T_w}^s$  é a entalpia específica da película de ar úmido saturado na interface ar-água e  $h$  a entalpia específica do ar úmido na vizinhança do elemento. O taxa total de transferência de calor em  $dV$  também pode ser calculado pelo lado da água, ou seja:

$$d\dot{q}_T = \dot{m}_w c_{pw} dT_w \tag{16}$$

Igualando as Eqs. (15) e (16), e integrando a expressão resultante do fundo ao topo da torre, obtém-se:



$$\frac{KaV}{\dot{m}_w} = \int_{T_{w,l}}^{T_{w,N}} \frac{c_{pw} dT_w}{h_{T_w}^s - h} \quad (17)$$

Substituindo a integral por um somatório de valores discretos em cada seção, obtém-se:

$$\frac{KaV}{\dot{m}_w} = \sum_{i=1}^N \frac{(c_{pw} \Delta T_w)_i}{(h_{T_w}^s - h)_i} \quad (18)$$

**Sub-modelo da serpentina de expansão direta.** Durante o funcionamento do condicionador a temperatura da superfície externa da serpentina 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:

$$T_E = f(h_{T_E}^s) \quad (19)$$

e

$$h_{T_E}^s = h_{E1} - (\dot{q}_E / \dot{m}_{a,E} \epsilon_E) \quad (20)$$

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

$$\epsilon_E = 1 - \exp(-UA_E / \dot{m}_{a,E} c_{pa}) \quad (21)$$

onde  $UA_E$  é a condutância global de transferência de calor da serpentina.

**Sub-modelo do ventilador.** Nos condicionadores de gabinete, o motor elétrico do ventilador está na corrente de ar insuflado e o aquece. Admitindo-se o ar como incompressível este ganho de calor pode ser calculado da seguinte forma:

$$\dot{w}_f = (\dot{V}_a / \dot{V}_{a,nom})^3 \dot{w}_{f,nom} \quad (22)$$

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 equações resultantes de ajustes de curvas. O programa Refprop 4.0 (Gallagher et. al., 1993) foi usado para gerar as tabelas e os ajustes foram realizados com o auxílio do programa Grapher 1.06 (Schmitz et. al., 1992).

#### 4. Sistema de climatização

Para demonstrar as potencialidades do modelo desenvolvido, admitiu-se uma edificação com cinco compartimentos e um sistema de climatização com reaquecimento terminal, mostrados na Fig. (5). No condicionador, o ar é resfriado para atender à carga térmica máxima da edificação. Em cargas parciais, as resistências elétricas atuam individualmente em cada compartimento sob a ação de um termostato. Esse arranjo proporciona um excelente controle das temperaturas sob condições variadas de carga térmica. O sistema de controle do condicionador é do tipo *on-off*: o sensor mede a temperatura do ar na descarga do condicionador e o controlador liga ou desliga o compressor. Em cada compartimento, um controlador (P - proporcional ou PI - proporcional-integral) atua sobre as resistências de reaquecimento a fim de ajustar as temperaturas. Os compartimentos atendidos pelo sistema são: gerência, escritório, sala de computadores e recepção. O corredor é usado para o retorno de ar. 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. Não há infiltração de ar nos períodos de funcionamento do equipamento. O ático é ventilado com ar externo à taxa de 2 trocas de ar por hora. A iluminação fluorescente dissipa 40 W/m<sup>2</sup> de área útil de piso (60 % radiante e 40 % convectivo). O número de ocupantes é estimado na razão de 7 m<sup>2</sup> de piso por ocupante. Cada ocupante dissipa 95 W de calor sensível (20 % radiante e 80 % de convectivo) e 45 W de calor latente. O prédio funciona diariamente

das 8 às 18 horas. A renovação de ar externo é de 30 %. As simulações foram realizadas para o dia 10 de janeiro usando um arquivo climático para Florianópolis – SC (27° latitude Sul e 48° longitude Oeste).

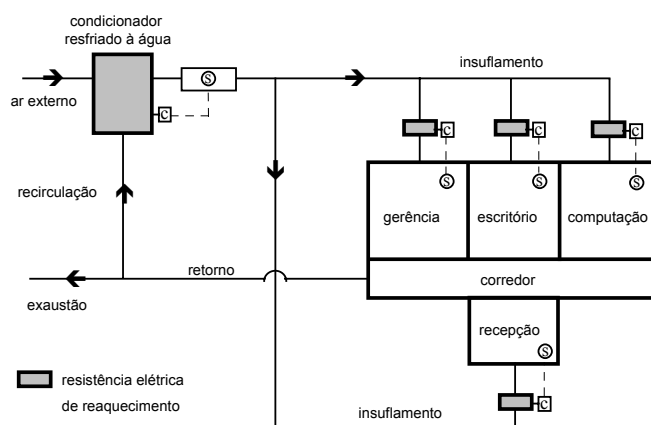


Figura 5. Sistema de climatização com vazão de ar constante e aquecimento terminal.

A vazão de ar insuflado em cada zona é determinada em função da carga térmica. O termostato mantém o condicionador ligado. Os controladores das resistências das zonas 1 (sala de computação) e 2 (escritório) são do tipo PI e controlam as temperaturas respectivamente em  $22 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  e  $25 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Nas zonas 5 (gerência) e 7 (recepção) os controladores são do tipo P e controlam as temperaturas em  $25 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Uma capacidade de refrigeração de 5 TR foi selecionada com base na carga térmica total da edificação. A capacidade máxima de cada resistência de aquecimento terminal é de 1,5 kW. O passo-de-tempo de simulação é de 60s na edificação e 5s nos equipamentos.

## 5. Análise de resultados

A Figura (6) mostra as temperaturas de bulbo seco do ar no interior de cada zona das 7:00 às 19:00 horas. O condicionador funciona das 8:00 às 18:00 horas. Verifica-se que o controle de temperatura é mais eficiente nas zonas que usam controladores PI (ganho proporcional =  $0,75 \text{ kW}/^\circ\text{C}$  e ganho integral =  $0,063 \text{ kW/s } ^\circ\text{C}$ ) do que nas que usam controladores P (ganho proporcional =  $0,75 \text{ kW}/^\circ\text{C}$ ), já que a ação integral reduz o *offset* (diferença entre valor medido e valor desejado). Após as 15:00 horas a temperatura na zona 1 afasta-se um pouco do *setpoint* (valor desejado) pois a capacidade de resfriamento não é mais suficiente para fazer frente ao aumento da carga térmica. Todos os controladores mantêm a temperatura dentro da faixa desejada. A escolha de um controlador P ou PI depende de quão preciso deve ser o controle de temperatura, aliada a uma avaliação de compromisso entre os custos de aquisição e operacional do condicionador.

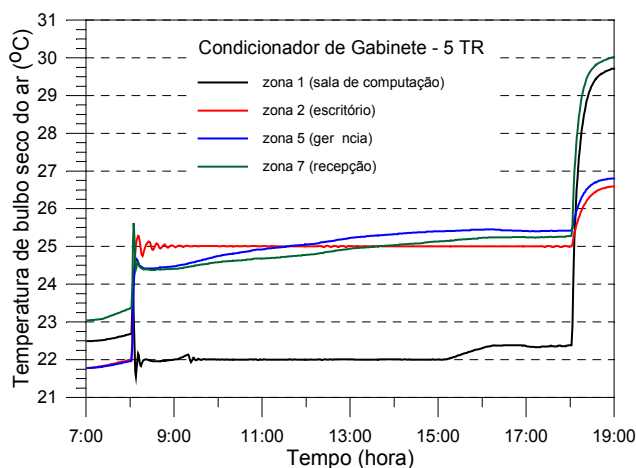


Figura 6. Temperatura de bulbo seco do ar no interior de cada zona térmica.

Nos controladores P e PI o ganho proporcional é função das características estáticas do controlador; já o ganho integral é função de características dinâmicas. A Figura (7) mostra instabilidades nas temperaturas das zonas 1 e 2 associadas ao uso de ganhos inadequados nos controladores PI (ganho proporcional =  $0,75 \text{ kW}/^\circ\text{C}$  e ganho integral =  $0,075 \text{ kW/s } ^\circ\text{C}$ ). Observa-se que as instabilidades aumentam com o aumento da temperatura do ar na entrada do condicionador. De modo geral, o ajuste do controlador PI inicia com a seleção de um ganho proporcional; depois, o

ganho integral passa por um ajuste fino até que se consiga uma resposta estável do sistema de controles. Isto evidencia a potencialidade do modelo na verificação da estabilidade de sistemas de controles em aplicações de climatização.

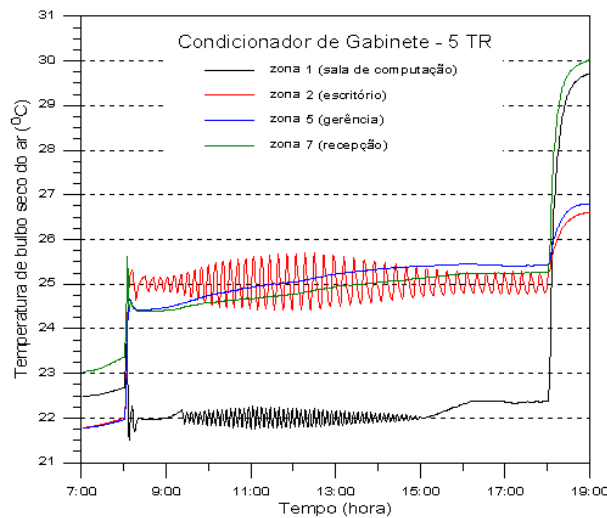


Figura 7. Temperaturas do ar no interior de cada zona térmica com ganhos integrais inadequados.

A Figura (8) mostra os perfis de temperatura do ar no interior de cada zona, nos momentos iniciais de operação do condicionador. Observa-se claramente a diferença existente entre os modos de atuação dos controladores P e PI. Nos controladores P ocorre sempre um *offset*, ou seja, uma diferença entre o valor da variável controlada e o valor desejado. Na zona 1, ocorre uma pequena elevação da temperatura do ar além do limite da faixa de temperatura estabelecida, pois quando se inicia o aquecimento terminal a capacidade de resfriamento, por alguns minutos, não é suficiente para compensá-lo.

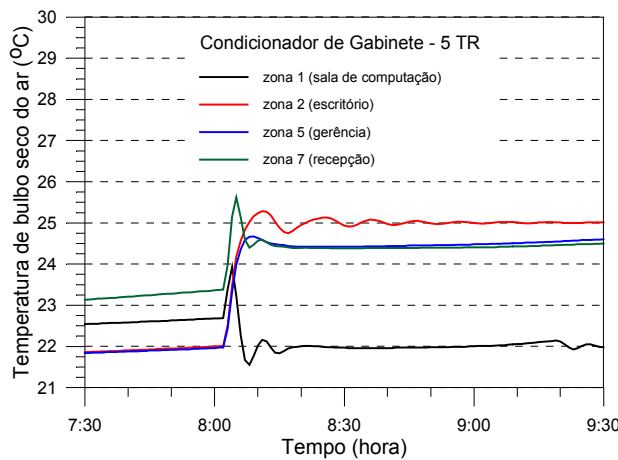


Figura 8. Temperaturas do ar no interior de cada zona térmica.

A Figura (9) mostra as taxas de extração de calor sensível nas zonas térmicas. Verifica-se que a maior taxa de extração de calor ocorre na zona 1 e a menor na zona 7. Isto reflete o perfil de carga térmica existente em cada uma delas.

A Figura (10) mostra a carga de aquecimento liberada pelas resistências em cada zona térmica. No início do período de controle a capacidade máxima de aquecimento terminal (1,5 kW) é empregada em todas as zonas. Após este período a carga liberada vai diminuindo gradativamente. Após às 15:00 horas, a zona 1 não necessita mais de aquecimento. Os consumos de energia elétrica para aquecimento são: 5,73 kWh na zona 1, 5,29 kWh na zona 2, 6,78 kWh na zona 5 e 8,29 kWh na zona 7.

A Figura (11) mostra a porcentagem prevista de insatisfeitos (PPD) em cada zona. Esses valores foram calculados a partir da temperatura de bulbo seco, da umidade relativa e da temperatura média radiante fornecidas pelo programa, juntamente com os seguintes parâmetros: 90 W/m<sup>2</sup> de taxa de atividade metabólica, 0,7 clo de resistência térmica da vestimenta e 0,15 m/s de velocidade relativa do ar. Nas zonas térmicas 1, 2 e 5, os valores do PPD são menores do que o máximo de 20%, admitido pela normalização pertinente. Entretanto, na zona 7, a partir das 13:00 horas, o valor de PPD excede o máximo. Isto ocorre porque essa zona apresenta uma grande área envidraçada na face Norte, o que origina temperaturas médias radiantes elevadas.

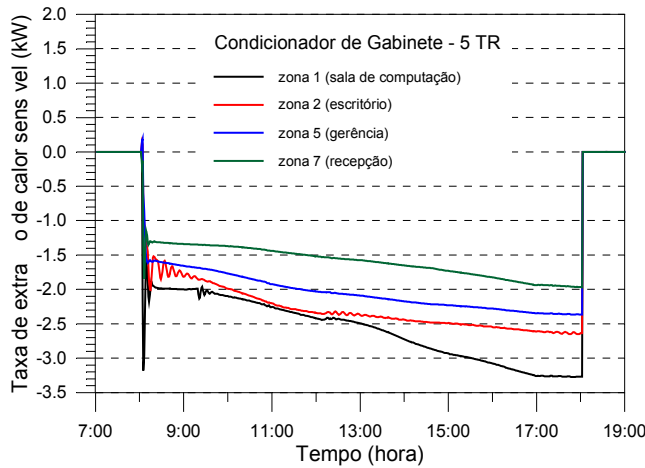


Figura 9. Taxas de extração de calor sensível em cada zona térmica.

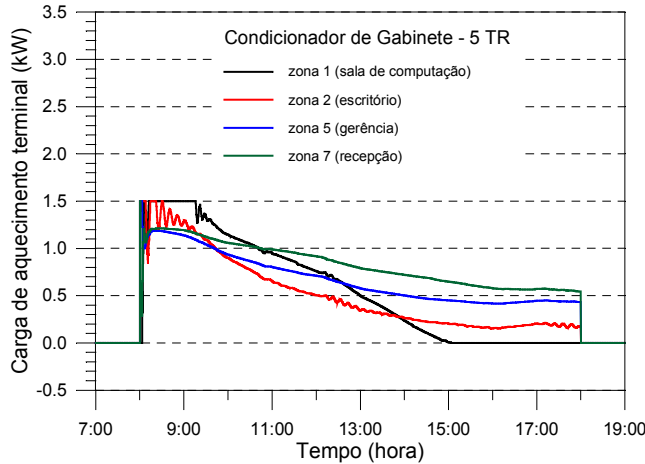


Figura 10. Cargas de aquecimento terminal em cada zona térmica.

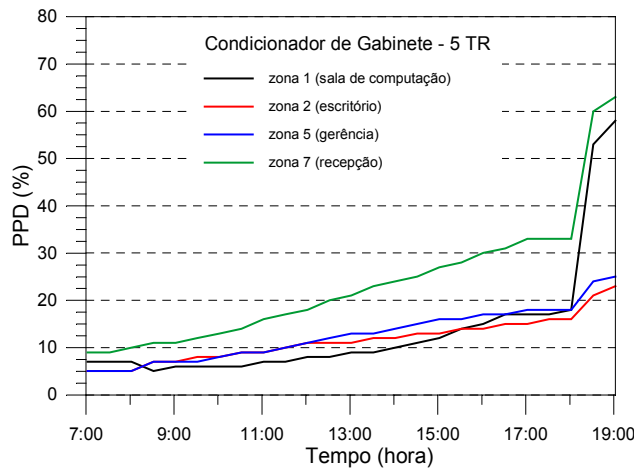


Figura 11. Porcentagem prevista de insatisfeitos (PPD) em cada zona térmica.

A temperatura da água na saída e na entrada da torre são determinadas em função dos seus parâmetros térmicos, das condições do ar externo e da taxa de rejeição de calor no condensador. A diferença entre a temperatura da água na entrada e na saída da torre é o grau de resfriamento (*range*) e a diferença entre a temperatura da água na saída da torre e a de bulbo úmido do ar externo é a aproximação (*approach*). A Figura (12) mostra os resultados da simulação no período das 8:00 às 18:00 horas. O grau de resfriamento varia entre 4,8 e 5,2 °C (média de 4,9 °C) e a aproximação entre 3,3 a 3,9 °C (média de 3,5 °C).

A Figura (13) mostra o consumo de energia elétrica no condicionador e nas resistências de aquecimento, no período das 8:00 às 18:00 horas. No condicionador o consumo mínimo (5,25 kWh) ocorre às 9:00 horas e o máximo (5,43 kWh) às 16:00 horas. Como o compressor do condicionador permanece ligado, não há influência do controlador *on-off* sobre o seu consumo. As pequenas variações horárias observadas são decorrentes de mudanças nas condições do ar externo e do ar na entrada da serpentina. Nas resistências de aquecimento o máximo (4,73 kWh) ocorre às 9:00 horas

e o mínimo ( 0,99 kWh) às 18:00 horas, ou seja, há uma redução à medida que a carga térmica do ambiente aumenta. Durante o período de controle o consumo do condicionador e das resistências de reaquecimento foram respectivamente de 53,58 kWh e 23,35 kWh. Isto corresponde, respectivamente, a 70 % e 30 % do consumo total de 76,93 kWh.

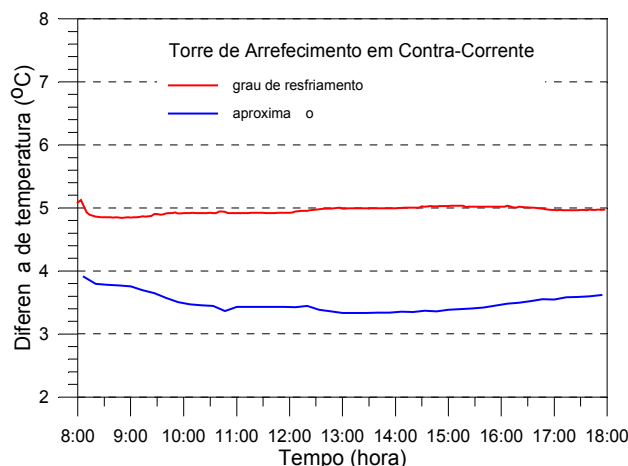


Figura 12. Grau de resfriamento e aproximação na torre de arrefecimento.

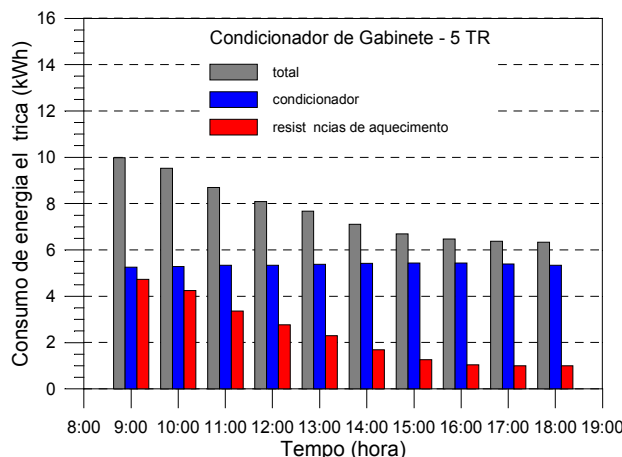


Figura 13. Consumo de energia elétrica no condicionador e nas resistências de reaquecimento.

## 6. Conclusões

Um modelo para um condicionador de ar do tipo gabinete (*self-contained*), com condensação a água, foi desenvolvido e incorporado à um código computacional existente.

Isso permite a simulação integrada do equipamento, da edificação, dos controles e da rede de distribuição de ar, para aplicações típicas de verão em países de clima tropical.

As simulações realizadas, embora sem validação experimental, mostram que, pelo menos em termos qualitativos, o programa pode prever tanto as temperaturas do ar no interior de cada zona térmica como o consumo de energia dos equipamentos de climatização ao longo do tempo.

## 7. 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, USA.
- Bernier, M. A., 1995, "Cooling Tower Performance: Theory and Experiments", Ashrae Journal, April, pp.56-61.
- Brandemuehl, M. J. , Shauna, G. & Inger, A., 1993, "HVAC 2 Toolkit: Algorithms and Subroutines for Secondary HVAC System Energy Calculations", Atlanta , GA, USA.
- Corrêa, J. E., 1998, "Análise Dinâmica do Comportamento Integrado de Edificações e Sistemas de Climatização", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. & Huber, M., 1993, "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (Refprop. Version 4.0)", National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA.
- Gosling, C. T., 1980, "Applied Air Conditioning and Refrigeration", London, Applied Science, 2ed.

- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1992, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons, 2ed., New York, USA.
- Popovic, P & Shapiro, H. N., 1995, "A Semi-Empirical Method for Modeling a Reciprocating Compressor in Refrigeration Systems", Ashrae Transactions, Parte 2, pp 367-362.
- Schmitz, D., Wall, W. & Smith, D., 1992, "2-D Graphic System" (Grapher version 1.06), Golden Software, Inc., Colorado, USA.
- Stoecker, W. F., 1989, "Design of Thermal Systems", McGraw-Hill Co, New York, USA.

## **DYNAMIC MODELING OF WATER-COOLED CONDENSERS FOR THE INTEGRATED SIMULATION OF EQUIPMENTS, BUILDINGS AND AIR CONDITIONING SYSTEMS**

### **Jorge E. Corrêa**

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

### **Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina, Centro de Tecnologia, Depto. de Engenharia Mecânica  
NRVA – Núcleo de pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar  
melo@nrva.ufsc.br

### **César O. R. Negrão**

Entro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Depto. de Acadêmico de Mecânica  
negrão@cefetpr.br

***Abstract.** This work is concerned with the dynamic modeling of water-cooled self-contained air conditioning units, consisting of the following sub-models: compressor, condenser, cooling tower, direct expansion coil and fan. The ESP-r (Environmental System Performance - research) code, when coupled with this model, becomes capable of modeling the energy and fluid flow within combined building and plant systems, under typical operational brazilian conditions.*

***Keywords.** Simulation, Air-Conditioning, Self-Contained Units, Buildings, Energy.*

# METHODOLOGY PROPOSAL FOR EVALUATION OF OIL CONCENTRATION IN REFRIGERATION SYSTEMS

**Marco Antonio Lawinsky**

Universidade Federal de Uberlândia – UFU, School of Mechanical Engineering, Campus Santa Mônica, CEP: 38400-902 Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [marco.lawinsky@embraer.com.br](mailto:marco.lawinsky@embraer.com.br)

**Oscar Saul Hernandez Mendoza**

Universidade Federal de Uberlândia – UFU, School of Mechanical Engineering, Campus Santa Mônica, CEP: 38400-902 Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: [oscarhm@mecanica.ufu.br](mailto:oscarhm@mecanica.ufu.br)

**Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG, School of Mechanical Engineering, Campus UFMG, Pampulha, CEP: 31270-901, Belo Horizonte – MG, Brasil. E-mail: [koury@demec.ufmg.br](mailto:koury@demec.ufmg.br)

**Abstract.** *This paper presents the thermodynamic analysis of R22-naphthenic lubricant oil mixtures, at compressor outlet in refrigeration systems. The main purpose is to determinate the oil influence, in enthalpy estimation and its effects on refrigerant mass flow rate evaluation, comparing results with manufacturers data. Some considerations about mixtures partial pressures were used in addition with the Soave-Redlich-Kwong equation of state, recommended for these mixtures to calculate oil contents, and results are compared with experimental determination of oil content following ASHRAE recommendations, in a vapor compression refrigeration system.*

**Key words.** Refrigeration, Compressor, Oil effect.

## 1. Introduction

Normally, refrigeration compressors are tested using vapor compression standard cycles (VCSC); (ASHRAE, 1993 and ISO, 1989) and refrigerant mass flow rate may be determined by direct (flow meters) or indirect (energy balances) methods. Testing standards recommend at 1,5% or less the oil mass concentration circulating in the system, in order to keep the uncertainty of refrigerant mass flow rate evaluation less or equal to 3%. The oil solubility is low when operating at low pressure, causing oil separation inside the evaporator. It is well known that oil-refrigerant mixtures affect the equilibrium pressure mainly at the evaporator, and that boiling range and viscosity also affect the equilibrium; besides, above critical solution temperature (CST), many refrigerant-oil mixtures are completely miscible and their behavior are identical to that above described; on the contrary, bellow CST, liquid in the mixture may separate into two phases. Due to the above-mentioned reasons, lubricant effect on enthalpy and refrigerant mass flow rate evaluation in VCSC systems normally are not taken into account in thermal balances.

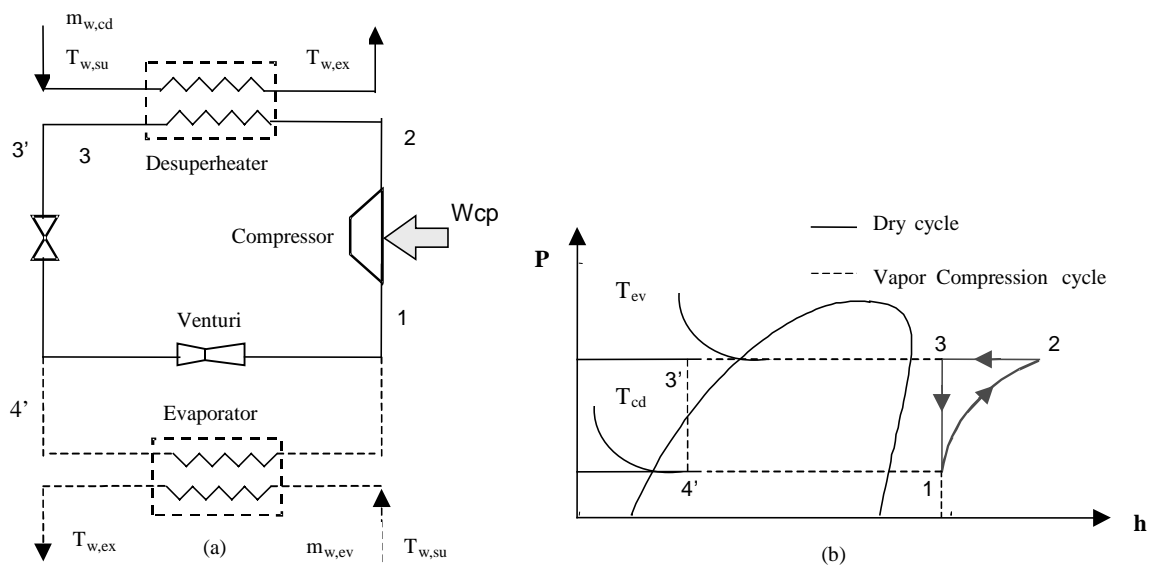


Figure 1. Dry cycle (1-2-3) compared with vapor compression cycle (1-2-3'-4'-1).

In recent works made in Europe using VCSC, (Pimenta, 1997) there were observed inaccuracy problems in determination of evaporation pressures and superheating degree, that affect directly refrigerant mass flow rate evaluation, when using VCSC systems to test refrigeration compressors. Some studies were made aiming to decrease such problems. As a result, it was proposed the use of dry cycles (Dirlea *et al*, 1997 and Duarte *et al*, 1998); the dry cycle was studied by authors and was verified that it resolves main problems found using VCSC systems, but it was found another problem, the oil in circulation with refrigerant, mainly due to the lack of evaporation processes, as shown in Fig. (1), it is more than the 1.5% recommended by testing standards.

The present work develops a methodology independently of compressor type used and based only on thermodynamic considerations, that is capable to determine the oil content in refrigerant-oil mixtures. It was based on works realized on solubility of R22-naphthenic oil mixtures (Yokozeki *et al*, 1994), in which the Soave-Redlich-Kwong (SRK) equation of state was proposed and tested successfully for this kind of mixture, and also using recommendations related to the oil partial pressure (Yokozeki, 1994 and Parise *et al*, 1998) expected for these mixtures, that is to consider oil partial pressure null.

## 2. State equation and its constants

The SRK state equation used in this work takes the following form:

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)} \quad (1)$$

where  $a$  and  $b$  are constants; for this work they were obtained following recommendations found in thermodynamic text books (Van Wylen, 1998):

$$a = (x_1 a_1^{0.5} + x_2 a_2^{0.5})^2 \quad (2)$$

$$b = x_1 b_1 + x_2 b_2 \quad (3)$$

Considering  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  and  $b_2$  as result of application of critical point mathematical conditions to SRK equation as follows:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_{T_{ci}} = 0; \left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_{T_{ci}} = 0 \quad (4)$$

and also by considering that each component in the oil-R22 mixture behaves as an isolated component, that obeys Eq. (4), then:

$$a_i = \frac{R_i T_{ci} v_{ci}^2 (v_{ci} + b_i)^2}{(2v_{ci} + b_i)(v_{ci} - b_i)^2} \quad (5)$$

$$3v_{ci} b_i (v_{ci} + b_i) = v_{ci}^3 - b_i^3 \quad (6)$$

## 3. Critical constants determination

The R22 critical constants were obtained from literature ( $T_c=369,2 \text{ K}$ ;  $P_c=49,76 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ). For the oil side, it was used an approximated methodology based on considerations made by some authors (Yokozeki, 1994 and Parise, 1998), that in this mixture it is only needed a rough estimation for oil critical properties ( $T_c$  and  $P_c$ ). With these considerations and from the Clapeyron equation:

$$h_{fgi} \cong (v_{gi} - v_{li}) T_{sat} \left(\frac{dp}{dT}\right)_{sat} \quad (7)$$

where,

$h_{fgi}$	oil vaporization latent heat	[J/kg]
$v_{gi}$	oil saturated vapor specific volume	[m <sup>3</sup> /kg]
$v_{li}$	oil saturated liquid specific volume	[m <sup>3</sup> /kg]
$T_{sat}$	saturation temperature	[K]



From literature consulted (Parise, 1998), it was found the saturation function for Naftenic-Oil

$$P_{sat_i} = 3513 \cdot 10^{-20} T_{sat}^{8.526} \quad (\text{For naphthenic oil}) \quad (8)$$

$$v_{g_i} = Z_i R_i \frac{T_{sat}}{P_{sat}} \quad (9)$$

The specific volume of Oil saturated liquid at 20°C used was,  $v_{li}=0,001182 \text{ m}^3/\text{kg}$ , taken as approximately constant until critical point. The calculation procedure using Eq. (7) was done until reaching  $h_{fg_i} \cong 0$ . A previous estimation of oil critical constants was necessary in order to found the initial  $Z_i$  value. After some iterative calculation,  $T_{ci}=818 \text{ [K]}$  and  $P_{ci}=75,2 \cdot 10^5 \text{ [Pa]}$  could be obtained for the lubricant oil.

#### 4. Mixture enthalpy calculation

From enthalpy definition ( $h = u + pv$ ), Maxwell correlation, and SRK equation, the following expression can be obtained for the mixture enthalpy change, between two states:

$$\Delta h \cong Cv(t)(T-T_0) + \left[ \frac{a}{bM_{mix}} \ln \left( \frac{v+b}{v} \right) \right]_{v_0}^v + pv - P_0 v_0 \quad (10)$$

where,

$$M_{mix} = Xv_1 M_1 + Xv_2 M_2 \quad (11)$$

$M_{mix}$	molecular mass of oil-R22 mixture.	[kg/kmol]
$Cv(t)$	specific heat at constant volume for pure R22	[J/kg-K]
$M_1$ e $M_2$	molecular mass of oil and refrigerant	[kg/kmol]
$Xv_1$ e $Xv_2$	volume composition of oil and refrigerant.	

#### 5. Mixture composition

Measurements of pressure ( $P$ ) and temperature ( $T$ ) were made in a VCSC in the points indicated in Fig. (2), as well as water temperature ( $T_{wsu}$ ;  $T_{wex}$ ). Mixture mass flow rate in condenser, evaporator was estimated using venturi flow meters and thermal balance in the heat exchangers, as shown in Fig. (2).

Pressure and temperature experimental data obtained from the compressor supply and exhaust were used to determinate mixture composition at compressor outlet. It was always supposed that mixture oil content at compressor supply was null, based on the specific oil filtering devices used in the test bench.

The real gas mixture was treated according to Eq. (13); where compressibility factors are used to obtain the molar volumetric composition of oil and refrigerant. The SRK state equation was used to obtain both mixture and refrigerant specific volumes, considering pressure ( $P_2$ ) as the R22 partial pressure.

$$P_2 = \frac{RT_2}{v_{mix} - B_m} - \frac{A_m}{v_{mix}(v_{mix} + B_m)} \quad (12)$$

volumetric composition of R22 ( $X_{ref}$ ) is calculated as follows:

$$X_{oil} \frac{Z_{oil}}{Z_{mix}} = 1 - X_{ref} \frac{Z_{ref}}{Z_{mix}} \quad (13)$$

where,

$Z_{ref}$  and  $Z_{oil}$  are compressibility factors of R22 and oil, estimated using *Engineering Equation Solver (EES)* software

$$Z_{mix} = X_{ref} Z_{ref} + (1 - X_{ref}) Z_{oil} \quad (14)$$

mass composition of R22 ( $Y_{ref}$ ) was calculated as follows:

$$Y_{ref} = X_{ref} \frac{M_{ref}}{M_{mix}} \cdot \frac{v_{mix}}{v_{ref}} \cdot \frac{Z_{ref}}{Z_{mix}} \quad (15)$$

where,

$M_{ref}$                     molecular mass of R22                    [kg/kmol]  
 $v_{ref}, v_{mix}$             molar volume of R22 and mixture        [m<sup>3</sup>/kmol]  
 $v_{ref}$                      $f(P_2, T_2)$  is calculated using *EES* code

From Eq. (15) it is possible to obtain oil mass composition:

$$Y_{oil} = X_{oil} \frac{M_{oil}}{M_{mix}} \cdot \frac{v_{mix}}{v_{oil}} \cdot \frac{Z_{oil}}{Z_{mix}} \quad (16)$$

where,

$$v_{oil} = Z_{oil} \bar{R} \frac{T_2}{P_2} \quad (17)$$

and  $\bar{R} = 8316,8 J/kmolK$  Universal gas constant.

### 6. Theoretical and experimental results

In order to experimentally measure the mixture oil content, it was used the VCSC test bench shown in Fig. (2), composed of a 4.6 kW, hermetic piston compressor installed inside of a calorimetric chamber, two annular type heat exchangers (condenser, evaporator), a manually operated expansion valve and two venturi flow meters located at high and low pressure sides, following recommendations given by BSR/ASHRAE 41.4-1984-R, samples were collected at condenser exhaust, using a 7,5 ml aluminum recipient, shown in Fig. (3).

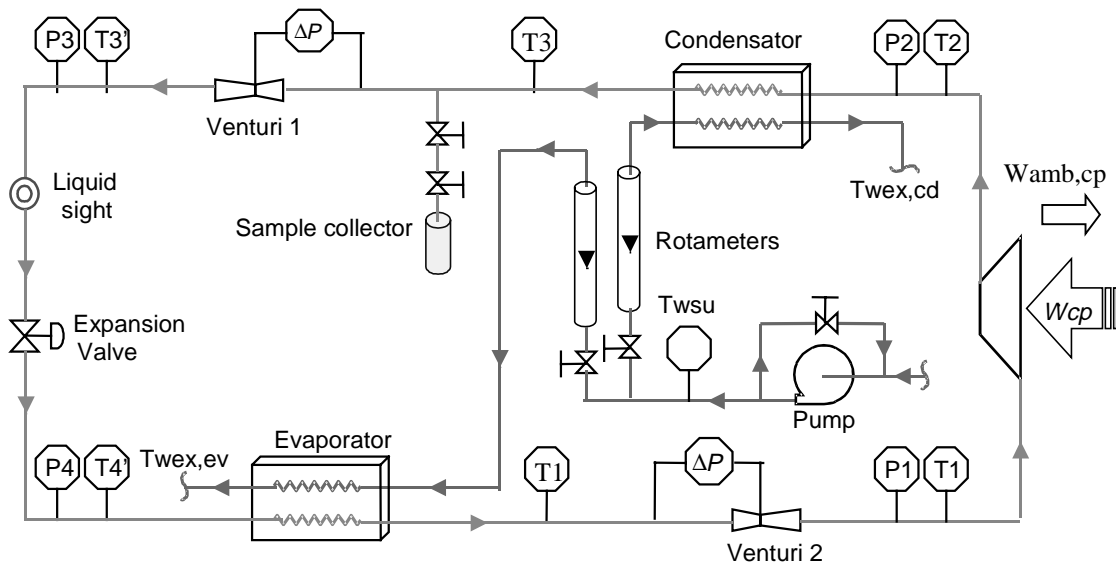


Figure 2. Test bench.

The maximum amount of oil collected in each experiment was 3g. All the experimental procedures used to determine oil concentration, are well explained in Lawinsky (2000) Master thesis. Once the oil mass content was experimentally determined, it was also estimated theoretically using Eq. (16); then a sensibility analysis was made to see dependence on temperature and pressure. Figures (4) and (5) show sensibility in temperature and pressure respectively.



Figure 3. Sample recipient.

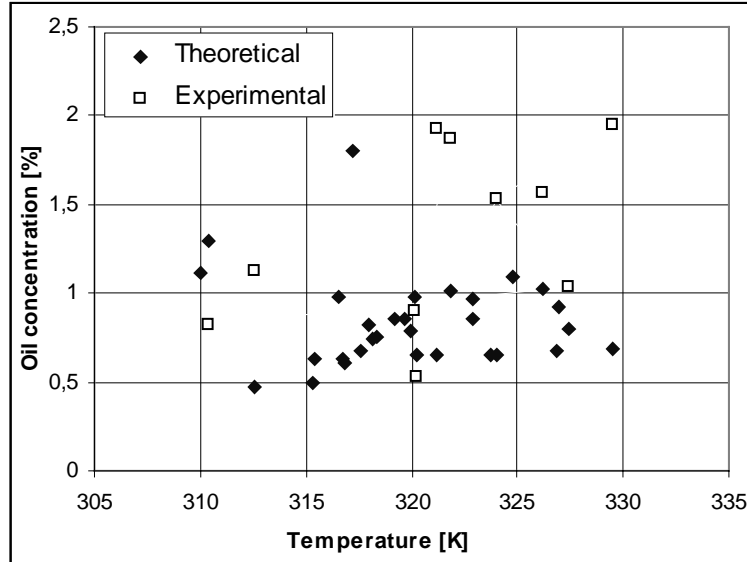


Figure 4. Oil content, sensibility to temperature.

From Figures (4) and (5) we can see that oil content estimated by our methodology is strongly dependent on pressure. The calculated mass flow rate of refrigerant was estimated considering an energy balance in the compressor and including compressor heat losses to surroundings  $\dot{W}_{amb,cp}$ . See Lawinsky (2000) Master thesis for more information about methodology used.

$$\dot{m}_{mix} = \frac{\dot{W} - \dot{W}_{amb,cp}}{h_2 - h_1} \tag{18}$$

The enthalpy difference calculation of Eq. (10) was obtained from Eq. (18), it was taken into account the adjust of reference points in order to combine properly with enthalpy calculations made using routines found in Equation Engineering Solver software; Tab. (1) shows experimental measurements, and Tab. (2) shows experimental and theoretical results.

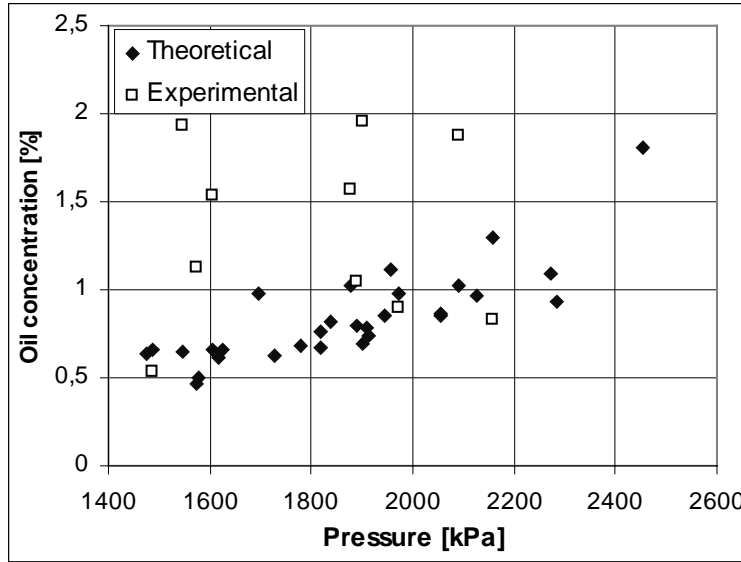


Figure 5. Oil content, sensibility to pressure.

Table 1. Experimental data.

TEST Number	Psucp [kPa]	Tsucp [K]	Pexcp [kPa]	Texcp [K]	$\dot{W}$ [Watt]	$\dot{W}_{amb,cp}$ [Watt]
1	260	285,9	1900	405,1	1445	437,6
2	252,5	283,5	1607	400,3	1380	401,5
3	246,1	282,6	1486	397,4	1350	231,4
4	251,6	287,7	1778	403,2	1395	430,6
5	249,2	286,9	1624	400,9	1336	410,8
6	246,5	286,1	1545	399,2	1313	396,8
7	280	282,4	1888	400,2	1450	404,2
8	265,8	278,1	2159	389,4	1485	329,3
9	260,7	278,1	1956	390,4	1419	384
10	272,5	283,9	2272	397,3	1493	429,9

Table 2. Experimental and theoretical results.

TEST Number	$Y_{oil, exp}$ %	$Y_{oil, theo}$ %	$\dot{m}_{r, pure}$ [kg/s]	$\dot{m}_{mix}$ [kg/s]	$\dot{m}_{mix, exp}$ [kg/s]
1	1,95	0,689	0,01368	0,01347	0,01309
2	1,54	0,658	0,01334	0,01314	0,01289
3	0,53	0,654	0,01544	0,01523	0,01526
4	1,93	0,65	0,01346	0,01326	0,01235
5	1,04	0,798	0,01295	0,01277	0,01413
6	0,83	1,298	0,01288	0,0127	0,01792
7	1,88	1,019	0,01448	0,01422	0,01502
8	0,9	0,978	0,0183	0,01773	0,01577
9	1,13	0,468	0,01573	0,01533	0,01028
10	1,56	1,025	0,01627	0,01584	0,02164

where,

- $Y_{oil, exp}$  experimental oil mass percentage [%]
- $Y_{oil, theo}$  theoretical oil mass percentage [%]
- $\dot{m}_{r, pure}$  pure refrigerant mass flow rate [kg/s]
- $\dot{m}_{mix}$  oil-refrigerant mixture mass flow rate [kg/s]
- $\dot{m}_{mix, exp}$  oil-refrigerant mixture calculated with experimental data ( $Y_{oil, exp}$ ) [kg/s]
- $\dot{W}_{amb, cp}$  compressor heat losses to surroundings [watts]

From Table (2) and Fig. (6) it is possible to see the effects of oil content on refrigerant mass flow rate. The refrigerant mass flow rate variation is calculated using Eq. (19), as follows:

$$\Delta \dot{m} = \left[ \frac{\dot{m}_{pure} - \dot{m}_{mix}}{\dot{m}_{pure}} \right] * 100 \tag{19}$$

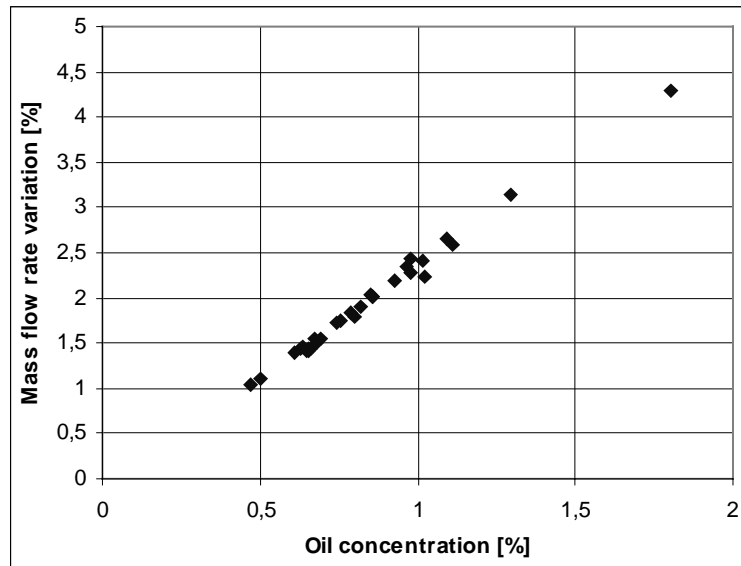


Figure 6. Mass flow rate variation comparing with mass flow rate calculated using pure refrigerant.

## 7. Conclusions

The theoretical methodology shows that oil content is mainly dependent on thermodynamic properties. Besides, the assumption made that partial pressure of oil is null, means that oil is always in liquid phase at temperatures and pressures of mixture in VCRS systems. This paper shows that it is possible to calculate theoretically the amount of oil in circulation in vapor pressure refrigerant systems, mainly at compressor exhaust knowing only pressure and temperature, the differences observed between experimental and calculated oil concentration seems to be very big, but we have to take into account that values oscillated from 0.5 to 2%, and that was not always possible to determine oil concentration, for the same charge of refrigerant into the system, due to mixture extractions realized after each experiment.

The effects of lubricant Naftenic oil in mixture with refrigerant R22, causes errors in the estimation of refrigerant mass flow rate as shown in Fig. (6). These mentioned errors are of the order of 4,3% when oil content is 1,8%. The methodology proposed shows how calculation of cooling capacity and COP can be properly estimated. We suggest that more experimental study should be realized using different compressor types (screw, centrifugal, rotary, etc), as well as different kind of refrigerants and lubricant oils in order to see the limits of the proposed methodology.

## 8. References

- ASHRAE, "Handbook – Fundamentals", 1993, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc., Atlanta, 940 p.
- ASHRAE, "Methods of Testing for Rating Positive Displacement Compressors and Condensing Units", 1993a, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc., Atlanta, USA.
- Dirlea, R., Hannay, J., Lebrun, J., 1996, "Testing of Refrigeration Compressor Without Condensation", Purdue Conference, USA, Purdue University: p. 241-246.
- Duarte, J., Hernandez, O., Manzi, D., Oliveira, J.E.S., Pimenta, J., 1998, "Semi-empirical Modeling and Simulation of a Cycle for Refrigeration Compressor Testing in Superheated Region Only", Proc. Of the 7<sup>th</sup> Int. Refrigeration Conf. At Purdue, Indiana, p. 213-218.
- F-Chart software, "Engineering equation solver", P.O.Box 628013, Middleton, WI 53562, U.S.A.
- ISO, "International Standard ISO 917 – Testing of Refrigerating Compressors", 1989, International Organization for Standardization, Switzerland.
- Lawinsky, M. A., 2000, "Tratamento Termodinâmico de Misturas Refrigerante – Óleo Lubrificante", MSc Dissertation, School of Mechanical Engineering, Universidade Federal de Uberlândia, Brasil.
- Motta, S. Y., Marques, R. P., Braga, S. L., Parise, J. A. R., 1998, "Misturas Refrigerante - Óleo Lubrificante: Pressão e Temperatura de Saturação", Ciência & Engenharia (Science & Engineering Journal), Ano 7, Número 2.
- Oliveira, J.E.S., Pimenta, J., Duarte, J., Hernandez, O., 1998, "Modelagem e Simulação Semi Empírica de Compressores Frigoríficos", Mercofrio 98 – Porto Alegre, CD ROM version only.
- Pimenta, J. M., 1997, "On the Suitability of Simple Methods for Fault Detection and Diagnosis", Ph.D. thesis, Liege University, Liege, Belgium.
- Van Wylen & Sonntag, 1998, Fundamentals of Classical Thermodynamics, 2<sup>nd</sup> edition, John Wiley & Sons, Inc., Michigan, 565 p.
- Yokozeki, A. M., 1994, "Solubility and Viscosity of Refrigerant-Oil Mixtures", Proc. of the 1994 Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, Purdue University, pp. 335-340.

# EFEITO DO MODELO DE FRAÇÃO DE VAZIO NA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR COM ESCOAMENTO BIFÁSICO

**Christian Johann Losso Hermes**

**Cláudio Melo**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina  
Caixa Postal 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil  
hermes@nrva.ufsc.br, melo@nrva.ufsc.br

**Cezar Otaviano Ribeiro Negrão**

Departamento Acadêmico de Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná  
Av. Sete de Setembro 3165, 80230-901, Curitiba, PR, Brasil  
negrao@cefetpr.br

**Resumo.** O efeito do modelo de fração de vazio sobre a simulação de trocadores de calor com escoamento bifásico condensadores e evaporadores é investigado no presente trabalho. Para tanto, um modelo diferencial unidimensional foi desenvolvido com base nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. O modelo é capaz de computar as distribuições de pressão, entalpia e massa específica ao longo do trocador de calor na condição de regime permanente, além de estimar a massa total de refrigerante, a taxa global de transferência de calor e a perda de carga no componente. A partir do modelo, pode-se analisar tanto o efeito local da fração de vazio no escoamento como a sua influência no desempenho global do componente. Comparações entre os diversos modelos de fração de vazio são também realizadas.

**Palavras chave:** modelo de fração de vazio, trocador de calor, escoamento bifásico, simulação numérica.

## 1. Introdução

A questão energética representa um dos mais graves problemas ambientais da atualidade e deve-se, principalmente, ao baixo desempenho energético dos sistemas térmicos em operação. De acordo com estatísticas do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Eletrobrás, 1998), a refrigeração é responsável por cerca de 11% do consumo total de energia elétrica no país. Neste setor, o equipamento de refrigeração mais empregado é o refrigerador doméstico. Apesar de apresentar um consumo individual de energia relativamente pequeno – um refrigerador doméstico típico (300 litros) consome cerca de 30 kWh/mês – seu papel no consumo nacional de energia elétrica pode ser facilmente explicado pela ampla quantidade destes produtos em operação e pelas baixa eficiência termodinâmica destes sistemas, que raramente ultrapassa 15% do coeficiente de performance de Carnot.

A maneira tradicional de projetar e desenvolver refrigeradores domésticos e seus respectivos componentes consiste na realização de testes experimentais normalizados em câmaras climatizadas. Além de caros, estes ensaios demandam tempo: um simples teste de abaixamento de temperatura (*pull-down*), por exemplo, necessita de mais de 24 horas. Uma alternativa aos ensaios experimentais é a utilização de modelos matemáticos para simular o comportamento do refrigerador e de seus componentes. O advento do computador digital possibilitou a simulação destes testes através da solução de equações matemáticas que representam leis físicas. Além de reduzir a quantidade de ensaios necessários, a simulação é sensivelmente mais barata e rápida. Desta forma, alterações podem ser analisadas sem a necessidade de serem concretizadas.

A simulação de refrigeradores domésticos envolve, evidentemente, a simulação de cada um de seus componentes, inclusive os trocadores de calor – condensador e evaporador. A simulação destes componentes implica tanto na modelagem matemática de escoamentos de fase única (vapor superaquecido ou líquido sub-resfriado) como de escoamento bifásicos. A modelagem desta última classe de escoamentos não é trivial e exige alguns cuidados.

Existem basicamente duas estratégias de modelagem do escoamento bifásico. Uma delas, mais sofisticada, consiste na utilização de modelos de dois fluidos, nos quais as fases de líquido e de vapor são tratadas separadamente e acopladas pelos fenômenos de interface. A outra, mais simplificada, baseia-se na hipótese de mistura homogênea das fases de líquido e de vapor, que escoariam com uma mesma velocidade. Esta última, mais atraente sob o ponto de vista de simulação global de sistemas térmicos em virtude da simplicidade matemática e do baixo custo computacional, pode fornecer valores irreais para a massa específica da mistura (MacArthur & Grald, 1989). Uma alternativa seria a utilização do conceito de fração de vazio com o objetivo de levar em conta as diferentes velocidades das fases de líquido e de vapor.

A fração de vazio é indiscutivelmente um dos parâmetros que mais afetam a simulação de trocadores de calor com escoamento bifásico, já que exerce influência não só na distribuição de refrigerante, mas também na perda de carga e na transferência de calor. Existem diversos modelos de fração de vazio na literatura (Rice 1987, Newell et al. 2001), o que torna difícil a seleção do modelo mais adequado para uma dada aplicação. Dos trabalhos que tratam da seleção dos modelos de fração de vazio destacam-se o trabalho pioneiro de Rice (1987), os trabalhos de Marques (1991), Klein (1998) e Assawamartbunlue & Brandemurhl (2000), focados no inventário de massa do sistema de refrigeração, bem como os trabalhos de Jakobsen et al. (1999) e de Hermes (2000), voltados para a simulação individual do evaporador.

Rice (1987) analisou o efeito da fração de vazio na estimativa da massa de refrigerante e no cálculo do fluxo de calor em condensadores e evaporadores. Concluiu que a escolha do modelo de fração de vazio (MFV) exerce uma grande influência no cômputo da massa de refrigerante, embora sua influência sobre a transferência de calor seja pouco significativa. As comparações foram realizadas apenas para o refrigerante HCFC-22. Sua maior contribuição consiste na revisão do estado-da-arte e na descrição detalhada dos MFVs então existentes.

Marques (1991) e Klein (1998) aplicaram os diversos MFVs descritos no trabalho de Rice (1987) respectivamente no inventário de massa de condicionadores de ar e de refrigeradores domésticos. Ambos concluíram que o modelo de Hughmark (1962) apresenta resultados mais realistas que os demais. Na mesma linha, Assawamartbunlue & Brandemurhl (2000) estudaram a influência dos MFVs no inventário de massa em acumuladores de líquido e observaram que modelo de Hughmark (1962) também apresentava as melhores estimativas para a massa de refrigerante.

Jakobsen et al. (1999), através de um modelo diferencial unidimensional transiente, avaliaram a influência do MFV na resposta dinâmica de um evaporador operando com o refrigerante HCFC-22. O modelo homogêneo foi comparado a uma modelo baseado na taxa de deslizamento ( $S=6$ ). Observou-se que o modelo homogêneo apresenta uma resposta dinâmica mais rápida que o modelo de deslizamento. Este, por sua vez, mostra uma maior concordância com os resultados experimentais. A massa de refrigerante estimada pelo modelo homogêneo apresentou valores três vezes inferiores àqueles obtidos através do modelo de deslizamento. Também através de um modelo diferencial, porém em regime permanente, Hermes (2000) comparou os modelos de Zivi (1964) e de Hughmark (1962) com o modelo homogêneo tanto para a condensação como para a evaporação do refrigerante HFC-134a. Observou que, se por um lado o aumento da fração de vazio diminui a massa de refrigerante, por outro lado, aumenta a perda de carga. Concluiu que o modelo homogêneo fornece boas estimativas para a perda de carga, mas apresenta erros significativos para a massa de refrigerante, acontecendo o oposto com o modelo de Hughmark (1962).

No presente trabalho, o efeito da fração de vazio no desempenho de trocadores de calor com escoamento bifásico é investigado através de um modelo diferencial unidimensional, desenvolvido com base nas equações da conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia. O modelo é capaz de computar as distribuições de pressão, entalpia e massa específica ao longo do trocador de calor na condição de regime permanente, além de estimar a massa de refrigerante, a taxa de transferência de calor e a perda de carga no componente. Com isso, pode-se analisar tanto o efeito local da fração de vazio no escoamento como a sua influência no desempenho global do componente. Comparações entre os diversos modelos de fração de vazio existentes (homogêneo, Rigot 1973, Zivi 1964, Smith 1969, Premoli et al. 1971, Domanski-Didion 1983, Tandon et al. 1985, Hughmark 1962, Newell et al. 2001) foram realizadas. Além de se propor uma metodologia numericamente robusta para a modelagem e simulação de trocadores de calor com escoamento bifásico, analisa-se a influência do MFV sobre o componente e discute-se uma estratégia para a sua seleção.

## 2. Fração de Vazio: Definição e Modelagem

A massa total de refrigerante no interior de um tubo de seção transversal constante pode ser determinada através da seguinte equação:

$$m = \int_V \rho dV = A \int_0^L \rho dz \quad (1)$$

onde  $m$  é a massa total de refrigerante [kg],  $\rho$  a massa específica [kg/m<sup>3</sup>],  $V$  o volume interno do tubo [m<sup>3</sup>],  $A$  a área da seção transversal [m<sup>2</sup>], e  $L$  o comprimento do tubo [m].

Para as regiões bifásicas dos trocadores de calor, onde há refrigerante escoando tanto na forma de vapor como de líquido, a massa de refrigerante é calculada pela soma das parcelas de vapor e de líquido, de acordo com a lei de conservação da massa:

$$m = m_v + m_l = \int_0^L A_v \rho_v dz + \int_0^L A_l \rho_l dz \quad (2)$$

onde os índices  $v$  e  $l$  referem-se respectivamente às fases de vapor e de líquido. É importante notar que a soma das áreas ocupadas pelas fases de vapor e de líquido numa dada posição  $z$  do tubo fornece a área total nesta posição. A fração de vazio local é então definida como a relação entre a área ocupada pelo refrigerante na fase vapor e a área total do trocador de calor, ou seja,  $\alpha = A_v/A$  (Rice, 1987). A partir desta definição, obtém-se a seguinte expressão para calcular a massa de refrigerante na região bifásica:

$$m = A \int_0^L \rho dz = A \left[ \int_0^L \alpha \rho_v dz + \int_0^L (1 - \alpha) \rho_l dz \right] \quad (3)$$

Fazendo  $L \rightarrow 0$  na equação anterior, obtém-se uma expressão para o cômputo da massa específica da região bifásica:

$$\rho = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l \quad (4)$$

Os diversos modelos de fração de vazio existentes na literatura são classificados por Rice (1987) da seguinte forma: (i) modelo homogêneo, com velocidades iguais para ambas as fases; (ii) modelos baseados na taxa de deslizamento, que consiste na relação entre as velocidades das fases de vapor e de líquido,  $S = u_v/u_l$ ; (iii) modelos baseados no parâmetro de Lockhart-Martinelli,  $X_{tt}$ ; e (iv) modelos baseados no fluxo de massa,  $G = \rho u$  [kg/s.m<sup>2</sup>].



Modelo Homogêneo e Modelos Baseados na Taxa de Deslizamento, S

Tanto o modelo homogêneo como os modelos baseados na taxa de deslizamento (Rigot 1973, Zivi 1964 e Smith 1969), podem ser representados pela Eq. (5), onde  $x$  é o título do refrigerante.

$$\alpha = \left\{ 1 + x^{-1} (1-x) (\rho_v / \rho_l) S \right\}^{-1} \tag{5}$$

No modelo homogêneo, considera-se que as fases de líquido e de vapor escoam com a mesma velocidade, ou seja, sem deslizamento ( $S=1$ ). O modelo de Rigot (1973), por sua vez, baseia-se em uma taxa de deslizamento média ( $S=2$ ). O modelo de Zivi (1964) foi desenvolvido através da aplicação do princípio da mínima geração de entropia no escoamento, de modo que a taxa de deslizamento baseia-se na relação entre a massa específica do líquido e do vapor, ou seja,  $S=(\rho_l/\rho_v)^{1/3}$ . Smith (1969) propôs uma correlação considerando o escoamento como uma mistura homogênea na região central, havendo líquido apenas na região anular periférica. Para este modelo, a taxa de deslizamento é dada por:

$$S = K_S + (1 - K_S) \left[ (\rho_l / \rho_v) + K_S x^{-1} (1-x) \right]^{1/2} \left[ 1 + K_S x^{-1} (1-x) \right]^{-1/2} \tag{6}$$

onde  $K_S (=0,4)$  refere-se a relação entre a massa de líquido escoando numa mistura homogênea e a massa total.

Modelos Baseados no Parâmetro de Lockhart-Martinelli,  $X_H$

Lockhart & Martinelli (1949) desenvolveram um modelo para determinação da queda de pressão em escoamentos bifásicos adiabáticos, introduzindo o parâmetro  $X_H = [x^{-1}(1-x)]^{0,9} (\rho_v/\rho_l)^{0,5} (\mu_l/\mu_v)^{0,1}$ . A partir deste modelo, Domanski & Didion (1983) desenvolveram o seguinte modelo de fração de vazão:

$$\alpha = \begin{cases} (1 + X_H^{0,8})^{-0,378} & X_H \leq 10 \\ 0,823 - 0,157 \ln X_H & X_H > 10 \end{cases} \tag{7}$$

Modelos Baseados no Fluxo de Massa, G

Tandon et al. (1985) desenvolveram uma correlação para o escoamento anular, unidimensional e sem gradiente radial de pressão:

$$\alpha = \begin{cases} 1 - 1,928 Re_l^{-0,315} F(X_H)^{-1} + 0,9293 Re_l^{-0,63} F(X_H)^{-2} & 50 < Re_l < 1125 \\ 1 - 0,38 Re_l^{-0,088} F(X_H)^{-1} + 0,0361 Re_l^{-0,176} F(X_H)^{-2} & Re_l > 1125 \end{cases} \tag{8}$$

onde  $F(X_H) = 0,15(X_H^{-1} + 2,85X_H^{-0,476})$  é uma função empírica do parâmetro  $X_H$ . Deve-se observar que a influência da velocidade mássica está implícita no número de Reynolds da fase líquida,  $Re_l = GD_i/\mu_l$ , onde  $\mu_l$  é a viscosidade absoluta da fase líquida [Pa.s] e  $D_i$  o diâmetro interno do tubo [m].

Premoli et al. (1971) desenvolveram uma correlação de natureza empírica para misturas bifásicas em canais verticais adiabáticos:

$$S = 1 + a \left[ y(1 + yb)^{-1} - yb \right]^{1/2} ; \quad y = \beta / (1 - \beta) ; \quad a = 1,578 Re_l^{-0,19} (\rho_l / \rho_v)^{0,22} ; \quad b = 0,0273 We_l Re_l^{-0,51} (\rho_l / \rho_v)^{-0,08} \tag{9}$$

onde  $We_l = G^2 D_i / g \sigma_s \rho_l$  representa o número de Weber da fase líquida,  $g (=9,81 \text{m/s}^2)$  a aceleração da gravidade,  $\sigma_s$  a tensão superficial [Pa],  $\rho_l$  a massa específica da fase líquida [ $\text{kg/m}^3$ ], e  $\beta$  o título volumétrico.

Newell et al. (2001) propuseram uma correlação para a evaporação e outra para a condensação. A primeira, descrita pela Eq. (10), baseia-se no modelo de Premoli et al. (1971) e a segunda, dada pela Eq. (11), emprega a Razão de Froude,  $Ft = [G^2 x^3 / \rho_v^2 (1-x) g D_i]^{1/2}$ .

$$S = 1 + 1,105 Re_l^{-0,19} (\rho_l / \rho_v)^{0,22} y^{1/2} \tag{10}$$

$$\alpha = 1,045 - \exp \left[ -1 - 0,342 \ln(Ft) - 0,0268 \ln^2(Ft) + 0,00597 \ln^3(Ft) \right] \tag{11}$$

Hughmark (1962) desenvolveu uma correlação empírica assumindo o escoamento da mistura como uma suspensão de bolhas no líquido, com concentração máxima no centro do tubo e decréscimo monotônico na direção radial. Admitiu-se velocidades iguais para o líquido e para o vapor numa mesma posição radial, com a velocidade média do vapor superior a do líquido, que está mais concentrado nas regiões de maior velocidade. Com base nestas hipóteses, o modelo de Hughmark (1962) é calculado através de um fator multiplicativo do título volumétrico, ou seja,  $\alpha = K_H \beta$ . O parâmetro multiplicativo é uma função do parâmetro  $Z_H$ , baseado no número de Reynolds com propriedades ponderadas entre as fases líquido e vapor, no número de Froude ( $Fr = u^2 / GD_i$ ) e na fração de volume de líquido. Este parâmetro é calculado pela Eq. (12) e sua relação com  $K_H$  é dada na forma discreta (Rice 1987).

$$Z_H = Re^{1/6} Fr^{1/6} (1 - \beta)^{-1/4} \tag{12}$$

### 3. Formulação Matemática

O modelo matemático baseia-se nas leis de conservação da massa (equação da continuidade), da quantidade de movimento linear (equações de Navier-Stokes) e da energia (1ª Lei da Termodinâmica), escritas na forma diferencial. O escoamento de refrigerante foi considerado unidimensional e em regime permanente. O fluido foi tratado como newtoniano. Tanto os fatores de atrito como os coeficientes de transferência de calor foram obtidos de correlações empíricas. A dissipação viscosa e a difusão axial de calor foram desprezadas em virtude dos elevados números de Reynolds e de Péclet do escoamento. O trocador de calor foi modelado com um tubo reto, horizontal e com seção circular constante. A condução radial de calor através da parede foi desprezada, já que o número de Biot é pequeno.

#### Equações Governantes

Escrevendo as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia total para um elemento unidimensional de fluido escoando no interior do tubo, obtém-se respectivamente as seguintes EDOs:

$$\frac{dG}{dz} = 0 \Rightarrow G = \frac{\dot{m}}{A} = \rho u = \frac{u}{v} \quad (13)$$

$$G \frac{du}{dz} = -\frac{dp}{dz} - \tau_w \frac{P_i}{A} \quad (14)$$

$$G \frac{dh}{dz} + Gu \frac{du}{dz} = q_w'' \frac{P_i}{A} \quad (15)$$

Multiplicando-se a Eq. (14) pela velocidade  $u$  e subtraindo-a da Eq. (15), obtém-se a equação da conservação da energia térmica, dada por:

$$G \frac{dh}{dz} = q_w'' \frac{P_i}{A} + u \frac{dp}{dz} + u \tau_w \frac{P_i}{A} \quad (16)$$

onde  $u$  indica a velocidade média da mistura líquido-vapor [m/s],  $\rho$  a massa específica do refrigerante [kg/m<sup>3</sup>],  $p$  a pressão [kPa],  $h$  a entalpia específica do refrigerante [kJ/kg],  $T$  a temperatura do refrigerante [K],  $T_w$  a temperatura da parede do tubo [K],  $\tau_w = fGu/8$  a tensão cisalhante na parede [kPa],  $f$  o fator de atrito,  $q_w'' = \eta_i(T_w - T)$  o fluxo de calor na parede [W/m<sup>2</sup>],  $\eta_i$  o coeficiente interno de transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.K],  $P_i = \pi D_i$  o perímetro interno do tubo [m], e  $A = \pi D^2/4$  a área da seção transversal [m<sup>2</sup>]. Como  $v = v(p, h)$ , seu diferencial total é calculado por:

$$\frac{dv}{dz} = \left. \frac{\partial v}{\partial p} \right|_h \frac{dp}{dz} + \left. \frac{\partial v}{\partial h} \right|_p \frac{dh}{dz} = f_1 \frac{dp}{dz} + f_2 \frac{dh}{dz} \quad (17)$$

Fazendo  $u = Gv$  na equação anterior, obtém-se o gradiente de velocidade a partir do gradiente de volume específico,

$$\frac{du}{dz} = G \frac{dv}{dz} = G \left( f_1 \frac{dp}{dz} + f_2 \frac{dh}{dz} \right) \quad (18)$$

Adimensionalizando a coordenada axial em relação ao comprimento do tubo,  $z^* = z/L$ , aplicando a relação  $P_i/A = 4/D_i$  para tubos circulares e substituindo a Eq. (18) nas equações Eq. (14) e Eq. (15) obtém-se, com alguma manipulação algébrica, as seguintes expressões para o cálculo dos gradientes de pressão e de entalpia na direção axial:

$$\frac{dp}{dz^*} = -4 \frac{L}{D_i} \left\{ \frac{q_w'' G f_2 + \tau_w (1 + G^2 v f_2)}{1 + G^2 (f_1 + v f_2)} \right\} \quad (19)$$

$$\frac{dh}{dz^*} = 4 \frac{L}{D_i} \left\{ \frac{q_w'' G^{-1} (1 + G^2 f_1) + \tau_w G^2 f_1}{1 + G^2 (f_1 + v f_2)} \right\} \quad (20)$$

Estas equações permitem, respectivamente, o cálculo dos perfis de pressão e entalpia do refrigerante ao longo do trocador de calor, sendo válidas tanto para a região de escoamento bifásico como monofásico. Como ambas são parabólicas, faz-se necessária apenas uma condição de contorno para cada equação, além da condição de contorno para a equação da continuidade. Apesar da característica parabólica da equação do movimento, a pressão possui um comportamento tipicamente elíptico, que fica bem caracterizado quando a conservação da massa é satisfeita.

Nos casos em que a temperatura ambiente é prescrita, faz-se necessária ainda uma equação para o cálculo da temperatura da parede do tubo, obtida através de um balanço de energia:

$$T_w = \frac{\eta_i T + \eta_e T_{ar} (1 + w/D_i)}{\eta_i + \eta_e (1 + w/D_i)} \quad (21)$$

onde  $T_{ar}$  representa a temperatura do ar externo [K],  $\eta_e$  o coeficiente externo de transferência de calor [W/m<sup>2</sup>.K],  $w = (D_e - D_i)/2$  é a espessura do tubo [m], e  $D_e$  o diâmetro externo do tubo [m].

Equações Complementares

Adicionalmente, faz-se necessário o cômputo da temperatura e da massa específica do refrigerante HFC-134a através de relações termodinâmicas. Quatro equações básicas foram utilizadas: equação de estado de Martin-Hou; equação para a pressão de vapor em função da temperatura; equação para o calor específico a pressão constante em função da temperatura; e equação para a massa específica do líquido em função da temperatura (Wilson & Basu, 1988).

As propriedades termofísicas do refrigerante foram calculadas em função da pressão e entalpia, na região de superaquecimento, e em função da pressão, na região de saturação. As correlações foram obtidas a partir de uma regressão polinomial utilizando dados fornecidos pelo programa REFPROP 6.0 (McLinden et al., 1998).

Para o cálculo do coeficiente de troca de calor na parede interna para a região monofásica fez-se uso da correlação de Dittus & Boelter (1930):

$$Nu = \eta_i D_i / k = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad 0,7 < Pr < 160 \ ; \ Re > 10000 \ ; \ L/D > 10 \quad (22)$$

onde  $Re = GD/\mu$  representa o número de Reynolds,  $Pr = \mu c_p / k$  o número de Prandtl, e  $n=0,3$  para o resfriamento e  $n=0,4$  para o aquecimento. No escoamento bifásico, fez-se uso da correlação empírica apresentada por Jabardo et al. (1999) para a evaporação, Eq. (23), e da correlação de Shao & Granryd (1997) para condensação, Eq. (24),

$$\frac{\eta_i}{\eta_l} = \begin{cases} 1 + 125 X_u^{-0,65} Bo^{0,3} Fr^{0,5} & Fr < 0,1 \\ 1 + 40 X_u^{-0,65} Bo^{0,3} & Fr \geq 0,1 \end{cases} \quad (23)$$

$$Nu = \eta_i D_i / k_l = \begin{cases} 0,084 Pr_l^{-1/3} Ja^{-1/6} Re_v^{0,67} & Re_v \geq 24000 \\ 15,9 Pr_l^{-1/3} Ja^{-1/6} Re_v^{0,15} & Re_v < 24000 \end{cases} \quad (24)$$

onde  $Bo = q_w'' / Gh_{lv}$  representa o parâmetro evaporativo,  $\eta_i$  o coeficiente de troca de calor calculado com as propriedades da fase líquida,  $k_l$  a condutividade térmica da fase líquida [W/m.K],  $Pr_l$  o número de Prandtl da fase líquida,  $Re_v$  o número de Reynolds da fase vapor, e  $Ja = c_{pl}(T_{sat} - T_w) / h_{lv}$  o número de Jakob. Ambas foram obtidas para o HFC-134a.

A correlação de Churchill & Chu (1975) foi empregada para o coeficiente externo de transferência de calor por convecção natural num cilindro horizontal, baseado no número de Rayleigh ( $Ra = g\beta\Delta TD_e^3 / \alpha_e \nu_e$ ) do ar externo:

$$Nu = \eta_e D_e / k_e = \left\{ 0,6 + 0,387 Ra^{1/6} \left[ 1 + 0,559 Pr^{9/16} \right]^{8/27} \right\}^2 \quad 10^{-5} < Ra < 10^{12} \quad (25)$$

A correlação de fator de atrito proposta por Churchill (1977) foi empregada, já que é válida para qualquer regime de escoamento. No regime bifásico, o número de Reynolds baseia-se na viscosidade bifásica,  $\mu_{bf} = \mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)$ .

$$f = 8 \left[ (8/Re)^2 + (a+b)^{-3/2} \right]^{1/2} \ ; \ a = 2,457 \ln \left[ (7/Re)^{0,9} + 0,27 \varepsilon / D \right]^{16} \ ; \ b = (37530/Re)^{16} \quad (26)$$

Metodologia de Solução

As equações diferenciais ordinárias foram resolvidas por um procedimento de marcha parabólica através do Algoritmo de Gill, que consiste num método de Runge-Kutta de quarta ordem (Carnahan et al., 1969). De acordo com este método, o sistema de  $k=1, \dots, M$  equações diferenciais ordinárias,  $dy_k/dx = f_k(x, y_k)$ , é aproximado de acordo com a Eq. (27), onde  $n+1$  representa o ponto nodal do domínio ( $n=1, \dots, N$ ) em que se deseja calcular o valor dos parâmetros de interesse ( $y_k$ ),  $n$  indica o ponto nodal imediatamente anterior onde são conhecidos os valores de  $y_k$ , e  $\Delta x$  é a distância entre os pontos  $n$  e  $n+1$ . A aproximação numérica das derivadas do volume específico em relação à pressão e à entalpia baseia-se num esquema de diferenças centrais, com erros de segunda ordem.

$$y_k^{n+1} = y_k^n + \frac{1}{3} \Delta x \left[ \frac{1}{2} g_k^{(i)} + \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) g_k^{(ii)} + \left( 1 + \frac{1}{\sqrt{2}} \right) g_k^{(iii)} + \frac{1}{2} g_k^{(iv)} \right] + O(\Delta x^4)$$

$$\begin{cases} g_k^{(i)} = f_k(x, y_k^n) \\ g_k^{(ii)} = f_k \left( x + \frac{1}{2} \Delta x, y_k^n + \frac{1}{2} \Delta x g_k^{(i)} \right) \\ g_k^{(iii)} = f_k \left( x + \frac{1}{2} \Delta x, y_k^n + \left( -\frac{1}{2} + \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \Delta x g_k^{(i)} + \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \Delta x g_k^{(ii)} \right) \\ g_k^{(iv)} = f_k \left( x + \Delta x, y_k^n - \frac{1}{2} \Delta x g_k^{(i)} + \left( 1 + \frac{1}{\sqrt{2}} \right) \Delta x g_k^{(ii)} \right) \end{cases} \quad (27)$$

Nos casos em que as pressões na entrada e na saída do tubo são fornecidas, o fluxo de massa é obtido através de um procedimento iterativo, que utiliza o método das secantes. De acordo com este procedimento, arbitra-se inicialmente um fluxo de massa e calcula-se os perfis de pressão e de entalpia resolvendo-se as equações Eq. (17) e Eq. (18) simultaneamente através da marcha parabólica. Compara-se então o valor da pressão calculada na saída com o valor da condição de contorno, obtendo-se assim um funcional para a correção do fluxo de massa. Este processo se repete até que a diferença relativa entre as pressões seja inferior à  $10^{-4}$ . Nos casos em que o fluxo de massa, a pressão e a entalpia na entrada do trocador de calor são fornecidos, o problema é resolvido através de uma única marcha parabólica. A malha computacional utilizou um incremento espacial  $\Delta z^* = 0,002$ , ou seja,  $M=501$  pontos nodais.

#### 4. Discussão dos Resultados

Para explorar as potencialidades do modelo do escoamento e para comparar os resultados fornecidos pelos diferentes MVFs, foram analisados dois casos distintos: (1) condensador e (2) evaporador. Afim de verificar o efeito da fração de vazio sobre a transferência de calor, foram analisadas duas condições de contorno na parede: (') fluxo de calor prescrito e (") temperatura do ar prescrita. As condições adotadas e as características geométricas do tubo são mostradas na Tab. (1). Nesta seção, a seguinte nomenclatura foi adotada: (HO) homogêneo, (RI) Rigot, (ZI) Zivi, (SM) Smith, (PR) Premoli, (DD) Domanski-Didion, (TA) Tandon, (HU) Hughmark e (NE) Newell.

As tabelas (2) e (3) mostram o inventário de massa, a perda de carga e o título do refrigerante na saída do condensador respectivamente para os casos com fluxo prescrito (1') e temperatura prescrita (1"). Os valores entre parênteses indicam a diferença em relação ao modelo homogêneo, usado como referência. Fica claro que os MFVs não exercem influência significativa sobre a transferência de calor no condensador, o que pode ser observado através do título de refrigerante na região de saída. Isto ocorre para ambas as condições de contorno. As tabelas (4) e (5) apresentam os resultados obtidos para o evaporador. Neste caso, os MFVs exercem influência, embora sutil, sobre o título do refrigerante na região de saída. Isto se deve à dependência do coeficiente de transferência de calor calculado pela correlação de Jabardo et al. (1999) com o número de Froude, que é função da velocidade média do escoamento.

Tabela 1. Condições de contorno e características geométricas dos casos analisados.

Condições de Simulação			
Caso 1: Condensador		Caso 2: Evaporador	
Pressão de Condensação [bar]	14,0	Pressão de Evaporação [bar]	1,0
Temperatura de Condensação [°C]	52,4	Temperatura de Evaporação [°C]	-26,4
Temperatura na Entrada [°C]	70,0	Título na Entrada [%]	25,0
Fluxo de Massa [kg/s.m <sup>2</sup> ]	20,0	Fluxo de Massa [kg/s.m <sup>2</sup> ]	20,0
Fluxo de Calor [W/m <sup>2</sup> ] (Caso 1')	-400,0	Fluxo de Calor [W/m <sup>2</sup> ] (Caso 2')	400,0
Temperatura do Ar Externo [°C] (Caso 1")	32,0	Temperatura do Ar Externo [°C] (Caso 2")	0,0
Características Geométricas			
Diâmetro Interno (D <sub>i</sub> ) [mm]	4,5		
Espessura do Tubo (w) [mm]	0,9 (w/D <sub>i</sub> =0,2)		
Comprimento do Tubo (L) [m]	9,0 (L/D <sub>i</sub> =2000)		

Tabela 2. Resultados da simulação para o condensador com fluxo de calor prescrito (Caso 1').

Modelo	HO	RI	S=3	S=5	S=8	S=15	ZI	SM	DD	TA	PR	HU	NE
Massa [g]	22,0 (ref.)	30,0 (+8,0)	36,1 (+14,1)	45,2 (+23,2)	54,7 (+32,7)	68,4 (+46,4)	33,1 (+11,1)	34,8 (+12,8)	26,8 (+4,8)	38,0 (+16,0)	39,7 (+17,7)	55,5 (+33,5)	57,4 (+35,4)
Perda de Carga [mbar]	1,95 (ref.)	1,61 (-0,21)	1,43 (-0,52)	1,23 (-0,72)	1,08 (-0,87)	0,94 (-1,01)	1,51 (-0,44)	1,46 (-0,49)	1,52 (-0,43)	1,22 (-0,73)	1,10 (-0,85)	0,78 (-1,17)	0,79 (-1,16)
Título na Saída [%]	6,8 (ref.)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)	6,8 (0,0)

Tabela 3. Resultados da simulação para o condensador com temperatura prescrita (Caso 1").

Modelo	HO	RI	S=3	S=5	S=8	S=15	ZI	SM	DD	TA	PR	HU	NE
Massa [g]	13,4 (ref.)	16,4 (+3,0)	19,2 (+5,8)	24,2 (+10,8)	30,6 (+17,2)	42,1 (+28,7)	17,8 (+4,4)	18,6 (+5,2)	18,1 (+4,7)	23,2 (+9,8)	26,1 (+12,7)	40,5 (+21,1)	41,6 (+28,2)
Perda de Carga [mbar]	2,58 (ref.)	2,26 (-0,32)	2,01 (-0,57)	1,69 (-0,89)	1,46 (-1,12)	1,21 (-1,37)	2,13 (-0,45)	2,05 (-0,53)	2,06 (-0,52)	1,67 (-0,91)	1,46 (-1,12)	0,95 (-1,63)	0,97 (-1,61)
Título na Saída [%]	46,0 (ref.)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)	46,0 (0,0)

Tabela 4. Resultados da simulação para o evaporador com fluxo de calor prescrito (Caso 2').

Modelo	HO	RI	S=3	S=5	S=8	S=15	ZI	SM	DD	TA	PR	HU	NE
Massa [g]	1,4 (ref.)	2,0 (+0,6)	2,6 (+1,2)	3,8 (+2,4)	5,6 (+4,2)	9,5 (+8,1)	4,7 (+3,3)	6,8 (+5,4)	8,6 (+7,2)	18,1 (+16,7)	18,2 (+16,8)	26,0 (+24,6)	13,6 (+12,2)
Perda de Carga [mbar]	27,7 (ref.)	21,9 (-5,8)	18,6 (-9,1)	14,8 (-12,7)	11,6 (-16,1)	8,0 (-19,7)	13,0 (-14,7)	10,1 (-17,6)	6,5 (-21,2)	3,8 (-23,9)	2,6 (-25,1)	1,5 (-26,2)	3,5 (-24,2)
Título na Saída [%]	99,6 (ref.)	99,5 (-0,1)	99,5 (-0,1)	99,5 (-0,1)	99,5 (-0,1)	99,4 (-0,2)	99,5 (-0,2)	99,5 (-0,2)	99,4 (-0,2)	99,4 (-0,2)	99,4 (-0,2)	99,4 (-0,2)	99,4 (-0,2)

Tabela 5. Resultados da simulação para o evaporador com temperatura prescrita (Caso 2").

Modelo	HO	RI	S=3	S=5	S=8	S=15	ZI	SM	DD	TA	PR	HU	NE
Massa [g]	1,5 (ref.)	2,3 (+0,8)	3,0 (+1,5)	4,5 (+3,0)	6,7 (+4,2)	11,5 (+10,0)	5,6 (+4,1)	8,2 (+6,7)	10,2 (+8,7)	21,6 (+20,1)	21,0 (+19,5)	28,1 (+26,6)	15,7 (+14,2)
Perda de Carga [mbar]	24,4 (ref.)	17,9 (-6,5)	14,4 (-20,0)	10,5 (-13,9)	7,5 (-16,9)	4,6 (-19,8)	8,8 (-15,6)	6,2 (-18,2)	4,2 (-20,2)	2,0 (-22,4)	1,7 (-22,7)	1,4 (-23,0)	2,3 (-22,1)
Título na Saída [%]	85,1 (ref.)	84,9 (-0,2)	84,8 (-0,3)	84,7 (-0,4)	84,6 (-0,5)	84,5 (-0,6)	84,6 (-0,5)	84,5 (-0,6)	84,5 (-0,6)	84,4 (-0,7)	84,4 (-0,7)	84,4 (-0,7)	84,4 (-0,7)

Estas tabelas permitem observar ainda que à medida que a taxa de deslizamento aumenta, a massa de refrigerante aumenta e a perda de carga, diminui. Os demais modelos baseados na taxa de deslizamento (ZI, RI, SM) apresentam

diferenças significativas na massa de refrigerante e na perda de carga. Os modelos TA e PR, por sua vez, apresentam valores para a massa de refrigerante da ordem dos obtidos com  $S=3$ . Já o modelo HU apresenta valores para a massa da ordem dos obtidos com  $S=8$ . O modelo NE, contudo, apresenta valores próximos aos obtidos com  $S=8$  (condensador) e próximos aos obtidos com  $S=15$  (evaporador), já que utiliza correlações diferentes. Os valores das perdas de carga obtidos a partir dos modelos com  $S=3$  e  $S=8$  situam-se em níveis intermediários.

A Fig. (1) mostra o efeito dos MFVs sobre o comportamento global do condensador. São apresentadas as variações da massa de refrigerante (Fig. 1a), da perda de carga (Fig. 1b) e da taxa de transferência de calor (Fig. 1c) com o fluxo de massa, para diversos MFVs. Embora a condição de temperatura prescrita tenha sido empregada nestas simulações, nenhuma variação significativa na taxa global de transferência de calor foi observada (Fig. 1c). À medida que o fluxo de massa aumenta, a massa de refrigerante diminui (Fig. 1a) e a perda de carga aumenta (Fig. 1b). O efeito na massa total pode ser explicado pelo simples fato de que à medida que o fluxo de massa aumenta, a quantidade de líquido no condensador diminui, reduzindo a massa de refrigerante no componente. A perda de carga tem relação direta com o quadrado do fluxo de massa e relação inversa com a massa específica. Assim, à medida que o fluxo de massa aumenta, a massa específica diminui. Como o efeito do fluxo de massa é predominante, a perda de carga aumenta. Consta-se portanto que os modelos que estimam valores maiores para a massa de refrigerante (NE, HU, TA, PR), predizem valores menores para a perda de carga.

Nota-se ainda que, para um mesmo fluxo de massa, os modelos HU e NE apresentaram as maiores estimativas para a massa de refrigerante, assumindo valores bastante próximos para fluxos em torno de  $25\text{kg/s.m}^2$ . Os modelos PR e TA, também baseados no fluxo de massa, apresentaram valores bastante inferiores aos anteriores. O modelo DD, baseado no parâmetro  $X_{l,v}$ , apresentou valores bastante próximos do modelo de TA para fluxos de massa elevados. Os modelos baseados na taxa de deslizamento (ZI, RI, SM) apresentaram valores muito reduzidos para a massa de refrigerante. O modelo HO apresentou, evidentemente, as menores estimativas para a massa de refrigerante, já que considera o escoamento bifásico como uma mistura uniforme de líquido e vapor, superestimando portanto a quantidade deste. Para a perda de carga, entretanto, os valores obtidos através destes modelos são mais elevados. Deve-se notar que à medida que o fluxo de massa aumenta, a quantidade de líquido diminui e as diferenças entre os efeitos dos modelos de fração de vazio sobre a massa total de refrigerante passam a ser menos significativas, já que a quantidade de vapor é maior. O efeito inverso ocorre sobre as perdas de carga, cujas diferenças se acentuam para fluxos de massa mais elevados.

A Fig. (2) apresenta o efeito local da taxa de deslizamento no escoamento bifásico no condensador para a condição de fluxo prescrito. São mostradas a variação da fração de vazio com o título (Fig. 2a), a variação da massa específica ao longo do condensador (Fig. 2b) e a variação da pressão com a entalpia (Fig. 2c). Na Fig. (2a) observa-se que o modelo homogêneo ( $S=1$ ) apresenta valores elevados para a fração de vazio mesmo para títulos pequenos, o que gera valores pequenos para a massa de refrigerante (Fig. 2b) e valores elevados para a perda de carga (Fig. 2c). À medida que a taxa de deslizamento aumenta, obtêm-se valores cada vez menores para a fração de vazio (Fig. 2a), o que implica em valores maiores para a massa específica (Fig. 2b) e em valores menores para as perdas de carga (Fig. 2c). Para taxas de deslizamento mais elevadas ( $S=15$ ), observa-se uma relação linear entre a fração de vazio e o título (Fig. 2a), o que gera valores muito elevados para a massa específica (Fig. 2b, Tab. 2, Tab. 3) e valores relativamente pequenos para a perda de carga (Fig. 2b, Tab. 2, Tab. 3). Na Fig. 2c, vê-se que os títulos obtidos para as diversas taxas de deslizamento são praticamente idênticos, o que sugere que a taxa de deslizamento não exerce efeito significativo no comportamento térmico. Vê-se ainda uma região onde as linhas coincidem, que está relacionada ao escoamento de vapor superaquecido.

A Fig. (3) mostra o efeito local do MFV no escoamento bifásico no condensador para a condição de fluxo prescrito. São apresentadas a variação da fração de vazio com o título (Fig. 3a), a variação da massa específica ao longo do condensador (Fig. 3b) e a variação da pressão com a entalpia (Fig. 3c). Nestas figuras, vê-se resultados distintos para os modelos de fração de vazio, tanto qualitativa como quantitativamente. Todos modelos baseados na taxa de deslizamento (HO, ZI, RI, SM) apresentam comportamentos semelhantes, porém com valores distintos. Os modelos DD e TA também apresentam comportamento semelhante aos modelos de deslizamento. Para os modelos HU, NE e PR, observa-se que a fração de vazio sofre uma queda abrupta para títulos próximos da unidade (Fig. 3a), passando a decair mais suavemente à medida que o título cresce (Fig. 3b). O modelo NE sofre um pequeno acréscimo para títulos pequenos, o que está relacionado à valores muitos pequenos da taxa de deslizamento. Na Fig. (3c) vê-se que os títulos na saída são iguais, o que sugere uma independência entre a transferência de calor e a fração de vazio.

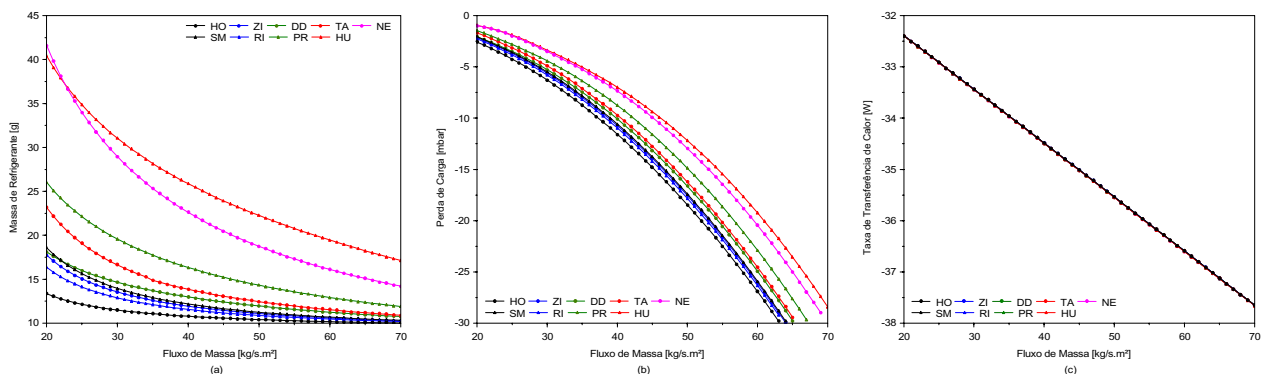


Figura 1. Efeito global dos MFVs na condensação: (a) massa de refrigerante; (b) perda de carga; (c) troca de calor.

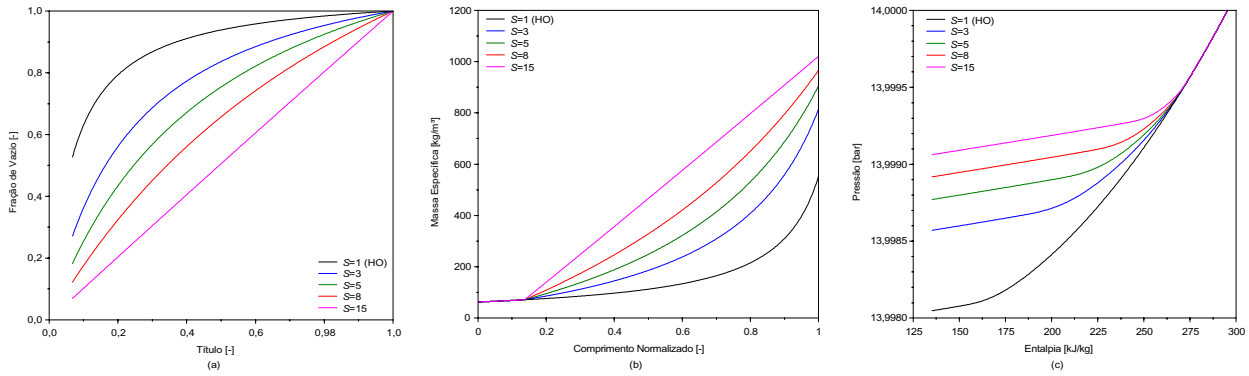


Figura 2. Efeito da taxa de deslizamento na condensação: (a) diagrama  $\alpha$ - $x$ ; (b) diagrama  $\rho$ - $z$ ; (c) diagrama  $p$ - $h$ .

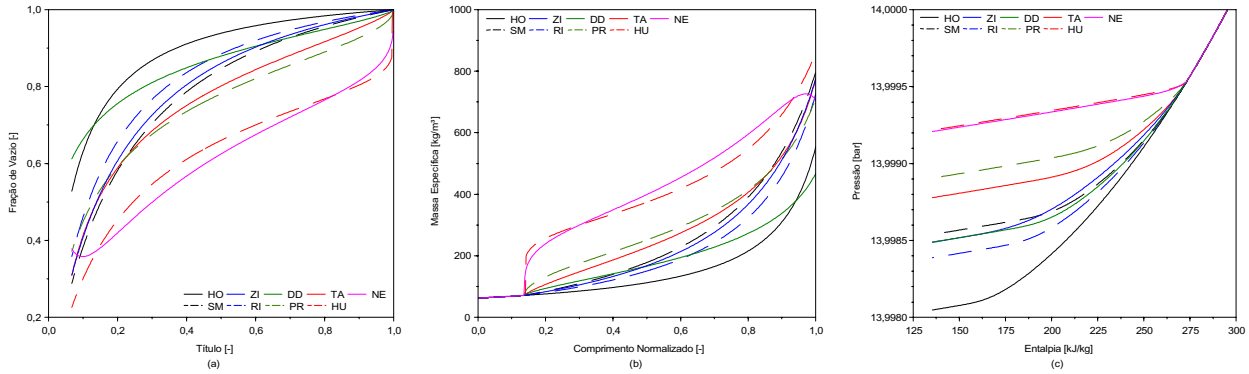


Figura 3. Efeito local dos MFVs na condensação: (a) diagrama  $\alpha$ - $x$ ; (b) diagrama  $\rho$ - $z$ ; (c) diagrama  $p$ - $h$ .

A Fig. (4) mostra o efeito dos MFVs sobre o comportamento global do evaporador para a condição de temperatura prescrita. São apresentadas as variações da massa de refrigerante (Fig. 4a), da perda de carga (Fig. 4b) e da taxa de transferência de calor (Fig. 4c) com o fluxo de massa para diversos MFVs. Neste caso, a variação da massa de refrigerante com o fluxo de massa não é tão acentuada como no condensador, mas os valores previstos pelos diferentes modelos são bastante distintos entre si, o que está relacionado aos valores da massa específica do líquido e do vapor saturados à baixa pressão. As perdas de carga também se mostraram mais acentuadas, já que as massas específicas estimadas são menores. Como já comentado, alguns MFVs apresentaram efeito sobre a transferência de calor.

A Fig. (5) apresenta o efeito local da taxa de deslizamento no escoamento bifásico no evaporador para a condição de fluxo prescrita. São mostradas a variação da fração de vazio com o título (Fig. 5a), a variação da massa específica ao longo do evaporador (Fig. 5b) e a variação da pressão com a entalpia (Fig. 5c). As variações são bem menos acentuadas que no condensador, em virtude da diferença entre os valores da massa específica do líquido e do vapor saturados nas regiões de alta e de baixa pressão. Na Fig. (5a) observa-se que o modelo homogêneo apresenta valores elevados para a fração de vazio mesmo para títulos pequenos. À medida que a taxa de deslizamento aumenta, obtêm-se valores menores para a fração de vazio (Fig. 5a), o que implica em valores maiores para a massa específica (Fig. 5b) e em valores menores para as perdas de carga (Fig. 5c). A Fig. (5c) mostra que a taxa de deslizamento não exerce efeito significativo sobre o comportamento térmico do evaporador.

A Fig. (6) mostra o efeito local do MFV no escoamento bifásico no evaporador para a condição de fluxo prescrita. São apresentadas a variação da fração de vazio com o título (Fig. 6a), a variação da massa específica ao longo do evaporador (Fig. 6b) e a variação da pressão com a entalpia (Fig. 6c). Mais uma vez, os modelos HU, NE e PR apresentam comportamentos bastante distintos dos demais, já que a fração de vazio sofre uma queda abrupta para títulos elevados (Fig. 6a), passando a decair mais suavemente à medida que o título aumenta.

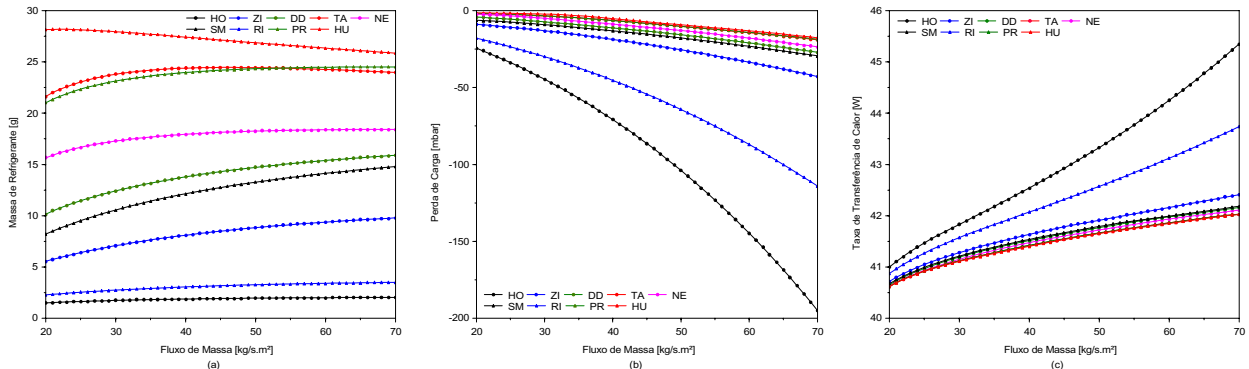


Figura 4. Efeito global dos MFVs na evaporação: (a) massa de refrigerante; (b) perda de carga; (c) troca de calor.

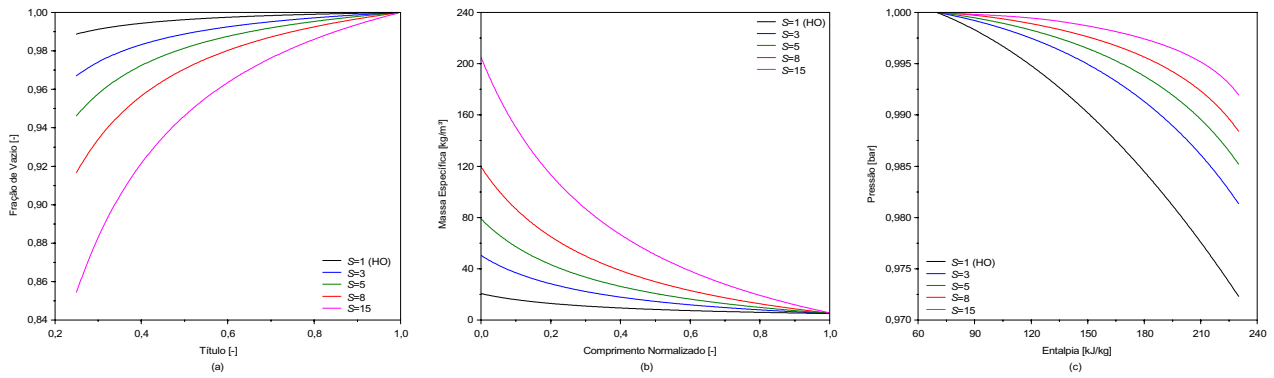


Figura 5. Efeito da taxa de deslizamento na evaporação: (a) diagrama  $\alpha-x$ ; (b) diagrama  $\rho-z$ ; (c) diagrama  $p-h$ .

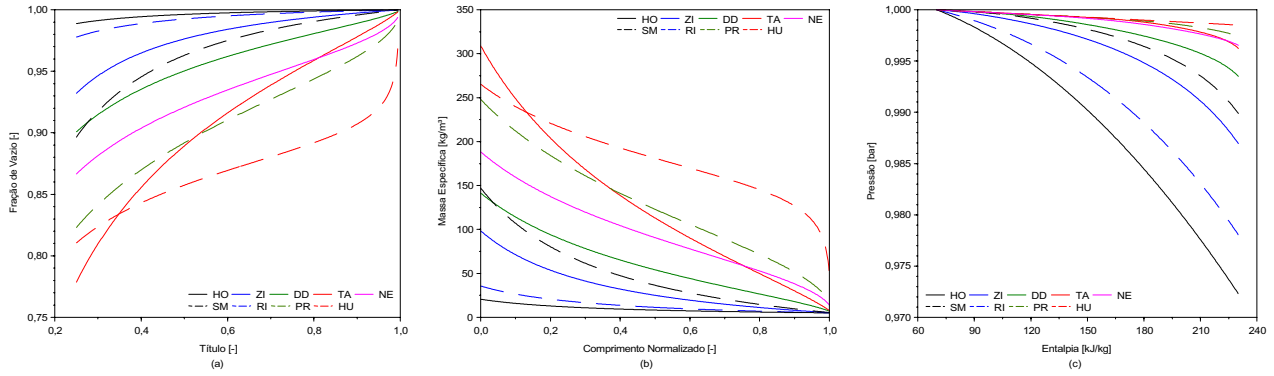


Figura 6. Efeito local dos MVFs na evaporação: (a) diagrama  $\alpha-x$ ; (b) diagrama  $\rho-z$ ; (c) diagrama  $p-h$ .

### 5. Comentários Finais

Neste trabalho foi proposto um modelo matemático capaz de descrever localmente o comportamento de trocadores de calor com escoamento bifásico. O modelo permite também a obtenção de parâmetros globais, tais como perda de carga, taxas de transferência de calor e inventário de massa de refrigerante. Em virtude da característica “explícita” do Algoritmo de Gill, a metodologia proposta é numericamente robusta e incondicionalmente convergente.

Adicionalmente, foram apresentadas comparações entre os modelos de fração de vazio existentes na literatura. Observou-se que o grupo de modelos baseados na taxa de deslizamento (homogêneo, Rigot, Zivi e Smith) tendem a subestimar a massa de refrigerante no componente, já que apresentam valores elevados para a fração de vazio. No caso de escoamento com evaporação, estas discrepâncias são ainda maiores. Estes modelos, entretanto, apresentam resultados mais realistas para as perdas de carga. O modelo de Domanski-Didion apresenta valores intermediários, próximos aos fornecidos pelo modelo de Smith. Os modelos baseados no fluxo de massa (Tandon et al., Premoli et al., Hughmark e Newell et al.) apresentam os maiores valores para a massa de refrigerante e, consequentemente, valores bastante reduzidos para as perdas de carga. Os modelos testados não afetam a transferência de calor no condensador, mas exercem uma pequena influência no evaporador, já que a correlação adotada é função do parâmetro  $X_{tt}$ .

Trabalhos de simulação de sistemas de refrigeração realizados no Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento da Universidade Federal de Santa Catarina (Marques 1991, Klein 1998, Hermes 2000) sugerem o modelo de Hughmark para o cômputo da massa de refrigerante e o modelo homogêneo para a perda de carga, ao contrário da maioria dos trabalhos de simulação de refrigeradores que aplicam, em sua maioria, o modelo de Zivi (e.g. MacArthur & Grald 1989). A recomendação para a estimativa tanto da perda de carga como da massa de refrigerante seria a utilização de dois modelos de fração de vazio, ambos baseados na taxa de deslizamento. Para cômputo da perda de carga, utilizar-se-ia um modelo com baixa taxa de deslizamento ( $S \sim 1$ ) e para o inventário de massa, um modelo com alta taxa de deslizamento ( $S \sim 15$ ). Como o efeito sobre a transferência de calor é pouco significativo, um valor intermediário ( $S \sim 8$ ) seria adotado. Comparações com evidências experimentais são evidentemente necessárias.

### 6. Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos a Multibrás Eletrodomésticos S/A, em especial ao Eng. Marco E. Marques.

### 7. Referências

Assawamartbunlue, K. & Brandemurhl, M.J., 2000, “Effect of Void Fraction Models and Heat Transfer Assumptions on Predicting Refrigerant Charge Level in Receivers”, Int. Refrig. Conf. at Purdue, West Lafayette, pp.489-496.

- Carnahan, B., Luther, H.A., Wilkes, J.O., 1969, "Applied Numerical Methods", John Wiley & Sons, 604p.
- Churchill, S.W. & Chu, H.H.S., 1975, "Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Horizontal Cylinder", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.18, pp.1049-1059.
- Churchill, S.W., 1977, "Friction-Factor Equation Spans All Fluid-Flow Regimes", Chemical Engineering, November, No.7, pp.91-92.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., 1930, "University of California Publications on Engineering", Berkeley, Vol.2, p.443.
- Domanski, P. & Didion, D., 1983, "Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device", NBS Building Science Series 155, Washington D.C., 147p.
- Eletrobrás, 1998, "Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica", <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>
- Hermes, C.J.L., 2000 "Desenvolvimento de Modelos Matemáticos para a Simulação Numérica de Refrigeradores Domésticos em Regime Transiente", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 285p.
- Hughmark, G.A., 1962, "Hold up in Gas-Liquid Flow", Chemical Engineering Progress, Vol.58, No.4, pp.62-65.
- Jabardo, J.M.S., Bandarra Filho, E.P., Lima, C.U.S., 1999, "New Correlation for Convective Boiling of Pure and Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes", RBCM, Vol.XXI, No.2, pp.245-258.
- Jakobsen, A., Antonius, J., Knudsen, H.J.H., 1999, "Experimental Evaluation of the Use of Homogeneous and Slip-Flow Two-Phase Dynamic Models in a Evaporator Modelling", Int. Congress of Refrigeration, Sydney, CD-ROM.
- Klein, F.H., 1998, "Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 177p.
- Lockhart, R.W. & Martinelli, R.C., 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chemical Engineering Progress, Vol. 45, No.1, pp.39-48.
- MacArthur, J.W. & Grald, E.W., 1989, "Unsteady Compressible Two-Phase Model for Predicting Cyclic Heat Pump Performance and a Comparison with Experimental Data", Int. J. Refrigeration, Vol.12, pp.29-41.
- Marques, M.E., 1991, "Simulação Numérica de Condicionadores de Ar de Janela", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 101p.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., Peskin, A.P., 1998, "REFPROP 6.0 – Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures", NIST Standard Database 23, Washington D.C., 125p.
- Newell, T.A., Chato, J.C., Graham, D.M., Kopke, H.R., Wilson, M.J., Yashar, D.A., 2001, "An Investigation of Refrigerant Void Fraction in Horizontal, Microfin Tubes", HVAC&Research, Vol.7, No.1, pp.67-82.
- Premoli, A., Francesco, D., Prina, A., 1971, "A Dimensional Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density", La Termotecnica, Vol.25, No.1, pp.17-26.
- Rice, C.K., 1987, "The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions", ASHRAE Transactions, Vol.93, Part 1, pp.341-367.
- Rigot, G., 1973, "Fluid Capacity of na Evaporator in Direct Expansion", Chaud-Froid-Plomberie, No.328, pp.133-144.
- Shao, D.W. & Granryd, E., 1995, "Heat Transfer and Pressure Drop of HFC-134a – Oil Mixtures in a Horizontal Condensing Tube", Int. J. Refrigeration, Vol.18, No.8, pp.524-533.
- Smith, S.L., 1969, "Void Fraction in Two-Phase Flow: A Correlation Based Upon na Equal Velocity Head Model", Institution of Mechanical Engineers, Vol.184, Part 1, No.36, pp.647-664.
- Wilson, D.P. & Basu, R.S., 1988, "Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid - Refrigerant 134a", ASHRAE Transactions, Vol.94, Part 2, pp.2095-2118.
- Zivi, S.M., 1964, "Estimation of Steady-State Steam Void-Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production", ASME J. Heat Transfer, Series C, Vol.86, pp.247-252.

## EFFECT OF THE VOID FRACTION MODEL ON THE NUMERICAL SIMULATION OF TWO-PHASE FLOW HEAT EXCHANGERS

**Christian Johann Losso Hermes**

**Cláudio Melo**

Center for HVAC&R Research, Mechanical Engineering Department, Federal University of Santa Catarina  
P.O. Box 476, 88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
hermes@nrva.ufsc.br, melo@nrva.ufsc.br

**Cezar Otaviano Ribeiro Negrão**

Laboratory of Thermal Sciences, Academic Department of Mechanics, Federal Center of Technological Education of Paraná  
Av. Sete de Setembro 3165, 80230-901, Curitiba, PR, Brazil  
negrão@cefetpr.br

***Abstract.** The effect of the void fraction model on the numerical simulation of two-phase flow heat exchangers – condensers and evaporators – is investigated in the present work. For this purpose, an one-dimensional mathematical model based on the mass, momentum and energy conservation equations is used to compute the steady-state pressure, enthalpy and density distribution along the heat exchanger. The overall heat transfer rates, pressure losses and mass inventory are also calculated. The effect of the void fraction model on the local flow as well as on the overall heat exchanger performance is evaluated. Comparisons between several void fraction models available in the literature are reported.*

**Keywords:** void fraction model, heat exchanger, two-phase flow, numerical simulation.



# EQUILIBRIUM CHARACTERIZATION OF CARBON C119-AMMONIA AND CARBON C119 – DIMETHYL ETHER PAIRS AND APPLICATION IN ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM DESIGN

Oliveira, Rogério Gomes  
Universidade Estadual de Campinas  
roger@ceres.fea.unicamp.br  
Silveira Jr., Vivaldo  
vivaldo@ceres.fea.unicamp.br  
Tamainot-Telto, Zachary  
es2071@eng.warwick.ac.uk

**Abstract.** *The use of adsorption systems is one of the alternatives for saving electrical energy in refrigeration since such systems are heat-powered machines. To predict the behaviour of these systems, the equilibrium conditions between the adsorbent and the adsorbate (refrigerant) must be known. After a preliminary study of potential refrigerants, the ammonia and the dimethyl-ether were selected and tested with a Brazilian activated carbon supplied by CARBOMAFRA under the reference C119. An experimental rig developed by the University of Warwick was used to evaluate the equilibrium conditions of the pairs. The experiment consists of measuring the adsorbed mass of refrigerant in the adsorbent for different temperature and pressure conditions. The experimental data were used to identify the coefficients of Dubinin-Astakhov equation of adsorption in micropores. These coefficients include the maximum mass concentration of the refrigerant within the adsorbent. Both refrigerants present almost the same maximum mass concentration (about 0.30 kg Refrigerant/ kg carbon). However, the pair with dimethyl ether needs a greater variation of temperature to generate the same concentration swing as the pair with ammonia. Therefore the carbon C119 /Ammonia pair will produce better cooling power than the carbon C119/Dimethyl-ether one in the same operation conditions.*

*Keyword.* Adsorption, Carbon, Ammonia, Dimethyl-ether, Refrigeration.

## 1. Introduction

The consumption of energy has greatly increased in the past two decades while the supply sometimes is not enough. Many researchers are trying to find alternatives to electrically powered machines with one main goal: saving electrical energy that primary source, in many countries, is fossil fuel therefore reducing the CO<sub>2</sub> emission. The use of renewable energy such as solar, agricultural waste or biomass is then critical. This has a great advantage that it could be applied in remote areas when there is not electricity supply. The adsorption refrigeration machines are one of these alternatives since they can be completely heat-powered. These machines can produce the refrigeration effect using heat recovered from various industrial processes, solar energy or other renewable energy sources. The adsorption refrigeration systems also have the advantage of being less harmful to the environment: most of the refrigerants used are CFC free. Furthermore, they have no mechanical compressor, which makes these systems silent.

To study the behaviour of an adsorption refrigeration system, the equilibrium conditions of pair adsorbent/adsorbate must be characterised since the cooling effect is directly related to the capacity of the adsorbent to adsorb the refrigerant from the evaporator. In general, each pair adsorbent/adsorbate has its own equilibrium characterisation.

The aim of this paper is to characterise a Brazilian activated carbon supplied by CARBOMAFRA (under the reference C119) with ammonia (NH<sub>3</sub>) and Dimethyl-ether (DME) in the prospect of designing an adsorption refrigeration system.

## 2. Principles of adsorption

Davies & Legros (1986) mention that adsorption is a physical phenomena that can be explained in terms of surface tension or energy per unit area. According to these authors, molecules in the interior of any solid are subjected to equal forces in all directions, whereas molecules in the surface are subjected to unbalanced force, which can only be balanced if other molecules become attached to the surface. These forces are called Van der Waal's forces. In micropores materials (pore diameter smaller than 4 nm according to the IUPAC convention), the adsorption process follows the mechanism of volume filling of the porous rather than the mechanism of surface coverage where there is the formation of successive layers of adsorbate (Bering et al., 1966). Due to the fact that the micropores are filled with adsorbate in the adsorption process, the adsorbent can keep a large amount of refrigerant without change its volume. The volume and

the mass of adsorbate inside the porous of the adsorbent change at different pressures and temperatures and this fact allow the adsorbent works like the compressor of an electrical refrigeration machine.

Dubinin (1967) developed a theory to describe the adsorption phenomena in micropores since all existing theories of physical adsorption considered the formation of one or more successive layers of adsorbate at the pores of the adsorbent. That theory is based on the assumption that the micropores are filled during the adsorption process and considers the maximum volume per unit mass of the adsorbent,  $W_o$ , occupied by the adsorbate. The equilibrium characteristic of many microporous adsorbents, particularly carbonaceous, is described by the Dubinin-Radushkevich (D-R) equation:

$$W = W_o \left[ \exp \left( -B \left( \frac{T}{b} \ln \left( \frac{P_{Sat}}{P} \right) \right)^2 \right) \right] \quad (1)$$

Where:

- $W$  is volume of adsorbate in unit mass of adsorbent, [ $m^3 \text{ kg}^{-1}$ ];
- $W_o$  is the maximum volume of adsorbate in unit mass of adsorbent, [ $m^3 \text{ kg}^{-1}$ ];
- $B$  is a constant specific to the pair of adsorbent/adsorbate;
- $\beta$  is the affinity coefficient of the adsorbate;
- $T$  is the temperature of the adsorbent, [K];
- $P_{Sat}$  is the saturation pressure of the adsorbate at the temperature  $T$ , [Pa];
- $P$  is the system pressure, [Pa].

The Dubinin-Astakhov (D-A) equation introduces a new parameter, “ $n$ ”, in the place of the exponent 2, because in case of adsorption in carbonaceous materials, “ $n$ ” is usually smaller than 2 and it decreases with increasing degree of activation (Huber et al., 1978).

Since the mass can be expressed as a relation between the volume and the density, if the adsorbate density multiplies both side of the Eq. (1), this equation can be rewritten as:

$$X = X_o \exp \left( -D \left( T \ln \left( \frac{P_{Sat}}{P} \right) \right)^n \right) \quad (2)$$

Or in the linear form as:

$$\ln(X) = \ln(X_o) - D \left( T \ln \left( \frac{P_{Sat}}{P} \right) \right)^n \quad (3)$$

Where:

- $X$  is the mass concentration of adsorbate in the adsorbent, [ $\text{kg}_{\text{Refrigerant}} \text{ kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ ];
- $X_o$  is the maximum mass concentration of adsorbate in the adsorbent, [ $\text{kg}_{\text{Refrigerant}} \text{ kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ ];
- $D$  is the ratio between  $B$  and  $\beta^n$  and corresponds to the affinity coefficient of the pair adsorbent/adsorbate.

### 3. The choice of the pair adsorbent/adsorbate

Pons and Guilleminot (1986), Silveira Jr. (1990), Medini et al. (1991), Headley et al. (1994), Luo and Feidt (1997), Wang et al. (1998) and Wang et al. (1999) developed adsorption refrigeration systems using the pair carbon/methanol while Miles and Shelton (1996), Niemann et al. (1997), Tamainot-Telto and Critoph (1997), Vasiliev et al. (1999) developed adsorption refrigeration systems using the pair carbon/ammonia. Pons et al. (1996) and Poyelle et al. (1999) developed systems using zeolite as adsorbent and water as refrigerant. These refrigerants are used in adsorption refrigeration systems because of the high latent heat generated but they sometime have problems related material incompatibilities, pressure or vacuum resistance.

Ammonia is incompatible with copper and its alloys and it has a high vapour pressure (up to 20 bar). Therefore, the construction of machines using ammonia could be expensive since the use of stainless steel may be required to avoid corrosion problems. Methanol vapour pressure is below the atmospheric pressure under the operation conditions of the system: the construction and operation of a machine using methanol will require more precision in order to avoid any potential leak. Another problem related to the use of this refrigerant was reported by Hu (1998), who mentioned that the methanol decomposes in dimethyl-ether and methoxymethyl methyl ether at temperatures about 110 °C. This degradation reduces the performance of the system. The water has also vapour pressure below atmospheric pressure and cannot be used in systems for ice production since the temperature in the evaporator must be always above 0 °.

The choice of the carbon as adsorbent is because it can be produced in any country and it is cheaper than the other adsorbents what can help the production of machines less expensive. Critoph (1996) characterised the adsorption equilibrium of the pairs Carbon 208C/ammonia, Carbon 208C/R32, Carbon 208C/butane, Monolithic Carbon/ammonia, Monolithic Carbon/R32, Monolithic Carbon/butane and PVDC Carbon/ammonia. Tamainot-Telto and Critoph (2000) characterised the adsorption equilibrium of the pairs Monolithic Carbons LM127 and LM 128 with ammonia. Since the only known adsorption equilibrium characterisation of a Brazilian carbon for refrigeration purposes was done by Kajiyama (1993) who characterised the equilibrium of carbon C119 (supplied by Indústrias Químicas Carbomafra S.A.) with methanol, the ammonia was chosen to have its adsorption equilibrium characterised, also with the carbon C119.

In order to provide an alternative refrigerant to be used in adsorption systems, the adsorption equilibrium of the pair C119/DME was characterised, too. The dimethyl-ether was chosen because it can be used with copper and its alloys and its vapour pressure is above atmospheric pressure but not too high as the ammonia one (up to 10 bar). However, the latent heat of vaporisation per volume unit of the dimethyl-ether is 62 % smaller than the ammonia one. Other hydrocarbons or HCFCs with similar characteristics of compatibility with copper and same level of saturation pressure of the DME have the latent heat of vaporisation even smaller than the latent heat of this last one.

#### 4. Experimental rig and experimental procedures

The experimental rig is shown in the Fig. 1: it consists of a thin-walled 316 stainless steel vessel of about 100 mL capacity (carbon sample container). There are two K-type thermocouples used to measure the sample temperature profiles: one is placed in the middle of the vessel and the second one is positioned near to the inside vessel wall. The vessel lies within an electrically heated aluminium sheath, which is surrounded by insulation. There is a K-type thermocouple between the sheath and the vessel as a controlling sensor: it is connected to a self-tuning PID controller that is used to maintain a constant temperature within the carbon. The vessel is linked to a saturated liquid refrigerant bottle that remains inside a temperature-controlled bath with ethylene glycol solution. Around the sheath, there is a chamber that has its temperature at least 5 °C above the bath temperature, to avoid the refrigerant condensation inside the tube connection that links the vessel and the liquid refrigerant bottle. The pressure of the system was measured directly by a calibrated Druck PDCR 920 transducer. The pressure that is measured corresponds to the saturation pressure of the refrigerant at the bath temperature.

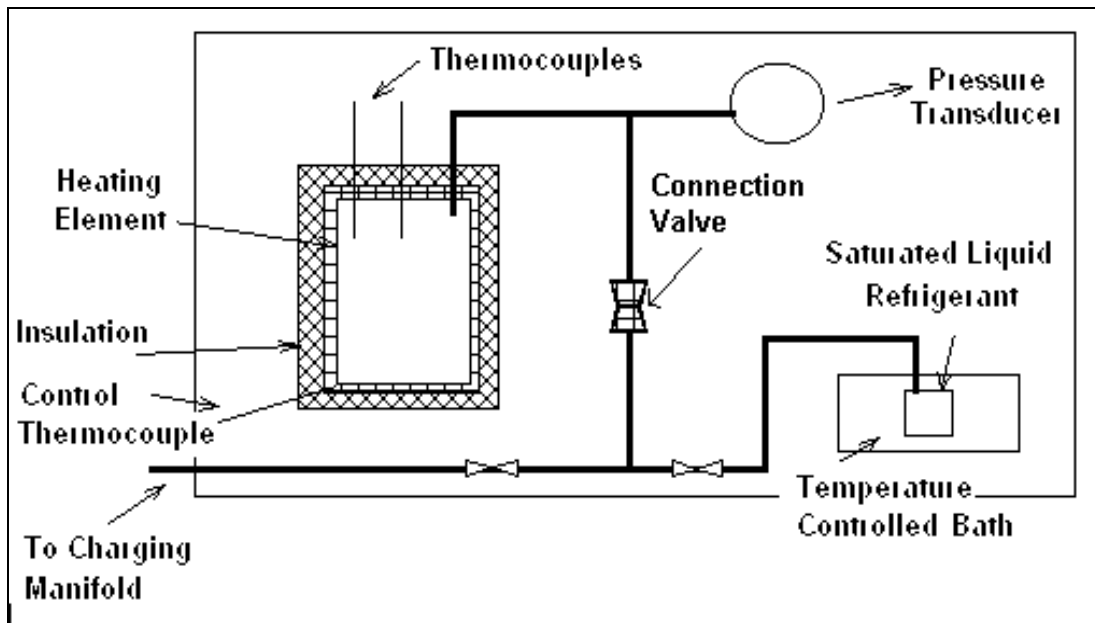


Figure 1. Experimental Rig

Before starting the experiments, the carbon was put inside of a vessel, placed in an oven and heated at atmospheric pressure for about two hours at a temperature of about 100 °C in order to remove its water content. After that, the temperature of the oven was raised up to 220 °C while the vessel is connected to a vacuum pump for about 22h under vacuum. Once the carbon was degassed, it was placed inside the stainless steel vessel (sample container) which was linked to the rest of the system. The temperature of the carbon was kept at 150 °C while the whole rig was degassed for more 5 hours. Once that operation was finished, the temperature of the bath was reduced to 0 °C and the bottle inside the bath was filled with the test refrigerant (NH<sub>3</sub> or DME).

During the experiments, the temperature of the carbon is varied between 20 °C to 200 °C while the saturating temperature is varied between -15 °C and 45 °C. When the temperature gap between the two thermocouples inside the stainless steel vessel is smaller than 2 °C, the connection valve to the bottle was closed and the vessel was weighted. By the difference between the weight measured during the experiments and the weight measured when the vessel contained

just carbon degassed, the adsorbed mass is evaluated. The mass concentration is obtained by the ratio between the adsorbed mass and the degassed carbon inside the vessel. The relative error in the estimated concentration due to the balance precision ranges from 0.13 % to 3.85 % according to the amount of mass adsorbed.

The values of  $X_o$ ,  $D$  and  $n$  estimated for each refrigerant are calculated from experimental data by minimising the sum of the squares of the difference in concentration predicted by the Eq. (3) and those measured.

**4. Experimental results**

During the experiments with the carbon/ammonia pair, the carbon temperature varies from 22 °C to 200 °C while the saturating pressure varies between 2 bar and 18 bar. For the pair C119/DME, the carbon temperature varies between 22 °C and 170 °C while the saturating pressure varies between 1,5 bar and 9 bar.

The estimated parameter for both refrigerants with the respective coefficient of regression,  $R^2$ , of the adjusted curve is shown at the Tab. (1).

Table 1. Estimated parameters for the Dubinin-Astakhov equation.

	$X_o$	$D$	$n$	$R^2$
C119/ $NH_3$	0.2742	93.45e-4	1.05	0.987
C119/DME	0.2831	7.020e-5	1.29	0.997

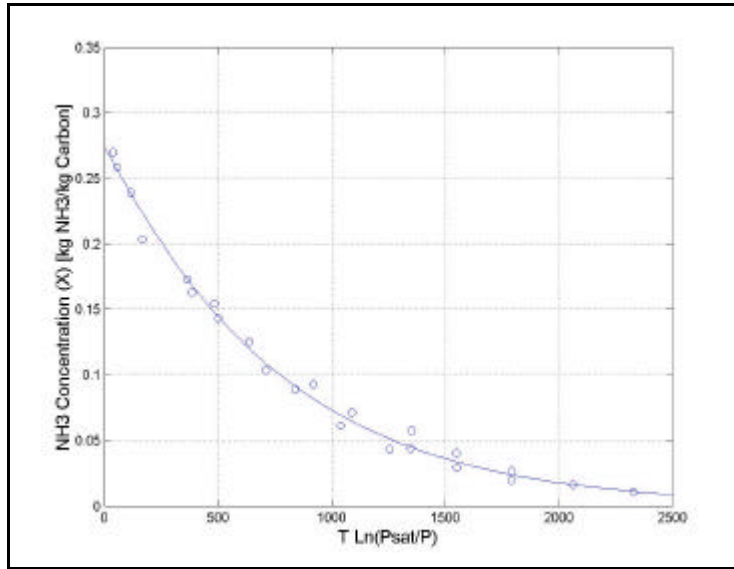


Figure 2. Experimental data and fitted curve for the pair Carbon C119/ammonia.

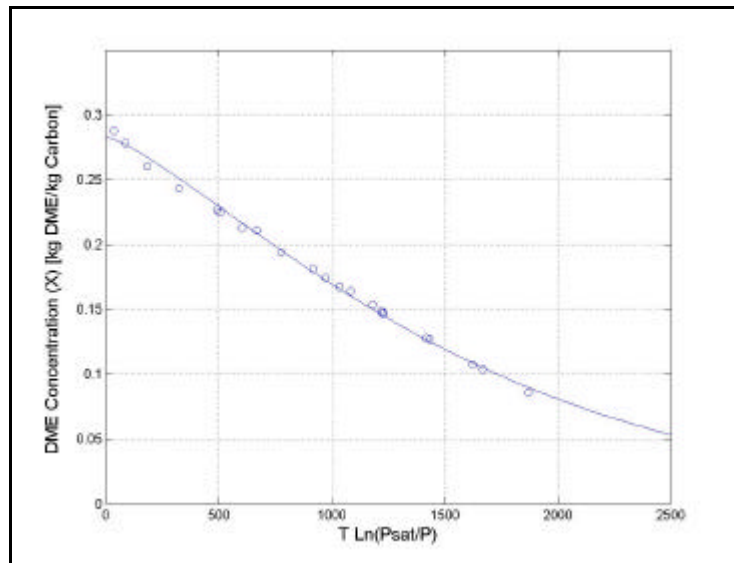


Figure 3. Experimental data and fitted curve for the pair Carbon C119/DME.

The parameters estimated fit well the experimental data as can be seen by the  $R^2$ , shown in the Tab. (1). The refrigerants tested have almost the same maximum mass concentration,  $X_o$ , however the D parameter of the ammonia is about 13 times the DME one. Therefore, the variation of temperature to generate the same concentration swing with ammonia is smaller than the variation of temperature with DME. The experimental data and the curve from the Eq. (2) with the estimated parameters for Carbon C119/ammonia pair and Carbon C119/DME pair are shown in the Fig. (2) and Fig. (3) respectively.

A program written in MATLAB was used to compare both pairs with respect of the adsorbed mass and the maximum heat extracted in the evaporator for a standard adsorption refrigeration cycle. From the Fig. (4) and Fig. (5), it is possible to realise that with the same operating conditions, the pair C119/ammonia has almost twice the concentration swing of the pair C119/DME. Since the latent heat of vaporisation of the ammonia is much higher than the one of DME, the system using ammonia has a far better performance than the system with dimethyl-ether. The operating conditions and the results of the comparison are shown in Tab. (2).

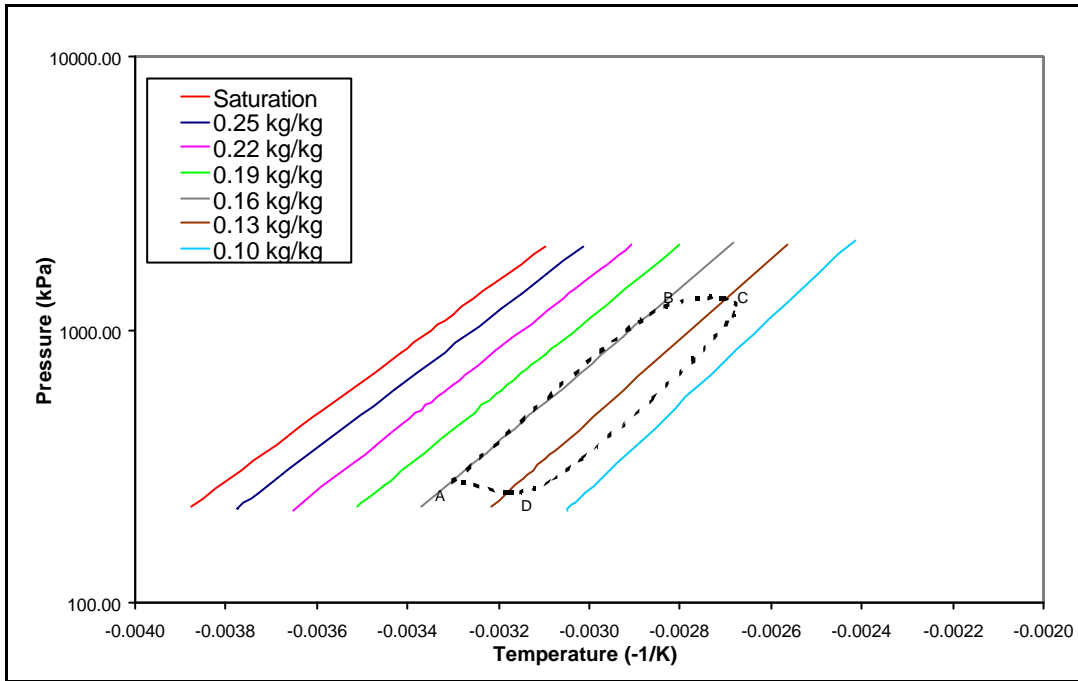


Figure 4. An ideal cycle for the pair C119/ammonia with the operating conditions described in the Tab. (2).

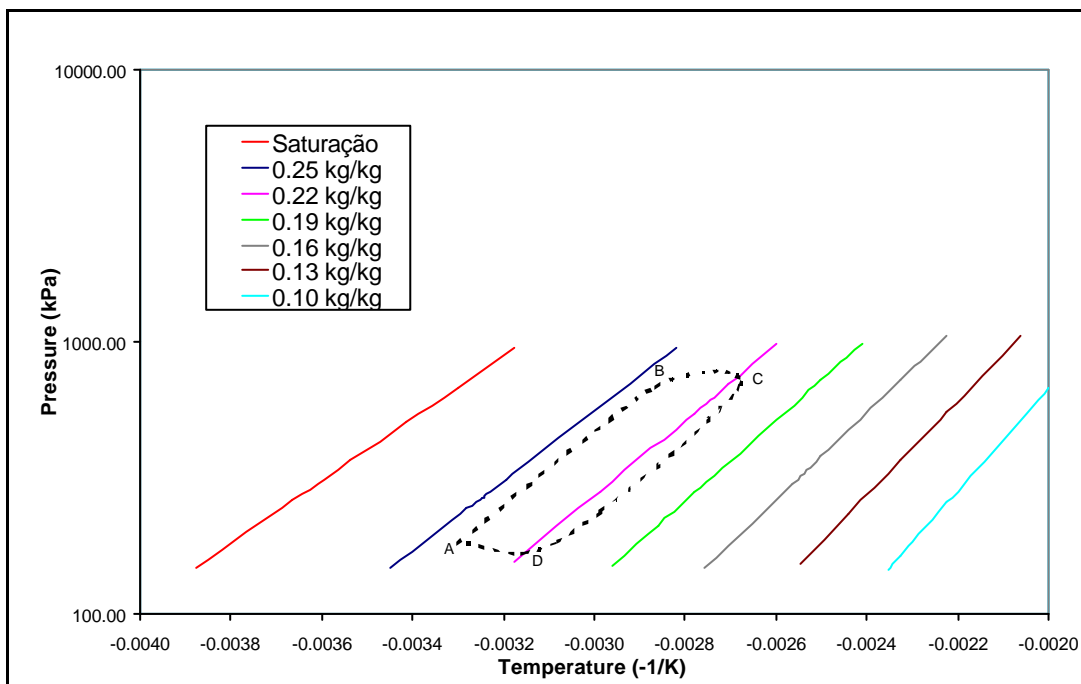


Figure 5. An ideal cycle for the pair C119/DME with the operating conditions described in the Tab. (2).

Table 2. Comparison of the adsorbed mass and maximum heat extracted in the evaporator between the tested pairs.

Initial Temperature (°C)	30	
Generating Temperature (°C)	100	
Condensation Temperature (°C)	30	
Evaporation Temperature (°C)	-10	
	Ammonia	DME
Adsorbed Mass ( $\text{kg}_{\text{Refrigerant}} \text{kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ )	0.0412	0.0260
Heat Extracted from the Evaporator ( $\text{kJ kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ )	53.41	18.71

The value of the latent heat of vaporisation for ammonia was taken from Stoecker and Jabardo (1994) while the value of the dimethyl ether was taken from technical literature of the company BOC gases. The adsorbed mass per unit of adsorbent was obtained graphically by using both Fig. (4) and Fig. (5). The method consists of measuring the difference between the concentration at the point “D” (beginning of the evaporation) and the concentration at the point “A” (end of the evaporation and beginning of a new cycle). The heat extracted at the evaporator was obtained by:

$$Q_{\text{Evap.}} = h_{LV} \Delta X \quad (4)$$

Where:

- $Q_{\text{Evap}}$  is the heat extracted from the evaporator or cooling effect, [ $\text{kJ kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ ];
- $h_{LV}$  is the latent heat of vaporization of the refrigerant, [ $\text{kJ kg}_{\text{Refrigerant}}^{-1}$ ];
- $\Delta X$  is the adsorbed mass during the evaporation or the concentration swing, during the adsorption phase [ $\text{kg}_{\text{Refrigerant}} \text{kg}_{\text{Adsorbent}}^{-1}$ ].

## 5. Conclusion

The adsorption equilibrium of a Brazilian activated carbon (supplied by CARBOMAFRA and referenced C119) with ammonia (NH<sub>3</sub>) and Dimethyl-ether (DME) is characterised by experiments at various carbon temperatures (from 20°C to 200°C) and refrigerant saturating temperatures (from -15°C to 45°C). The Dubinin-Astakhov (D-A) equation is used and its coefficients  $X_0$ ,  $D$  and “ $n$ ” are identified from experimental data by minimising the sum of the squares of the difference in concentration predicted and those measured (with each refrigerant). Regardless the pair tested (carbon C119/ammonia or carbon C119/DME), there is good agreement between the experimental data and the D-A equation prediction. The maximum concentration,  $X_0$ , of both pairs studied is almost identical (about 0.28 kg refrigerant/kg carbon) while the parameter “ $n$ ” is slightly different (1.05 and 1.29 for carbon C119/ammonia or carbon C119/DME respectively). However the parameter  $D$ , which corresponds to the affinity between the carbon and the refrigerant during the sorption process, is significantly different from one pair to another:  $D$  is about thirteen times with the pair carbon C119/ammonia than with the pair carbon C119/DME ( $D=93.452 \times 10^{-5}$  and  $D=7.020 \times 10^{-5}$  for carbon C119/ammonia or carbon C119/DME respectively). The strong affinity carbon/ammonia leads to a higher concentration swing compared to carbon/DME pair. For the conditions studied, the carbon C119 adsorbed 60% more ammonia than DME. Therefore, the cooling capacity for the pair C119/ammonia is twice higher (compared with the pair carbon C119/DME) that is then suitable for the design of an adsorption refrigeration system.

## 6. Acknowledge

The authors thank the Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) for supporting this work.

## 7. References

- Bering, B.P., Dubinin, M.M. and Serpinsky, V.V., 1966, “Theory of Volume Filling for Vapor Adsorption”, Journal of Colloid and Interface Science, Vol. 21, pp. 378-393.
- BOC Gases Europe, Technical literature.
- Critoph, R.E., 1996, “Evaluation of Alternative Refrigerant-Adsorbent Pairs For Refrigeration Cycles”, Applied Thermal Engineering, Vol. 16, n.11, pp 891-900.
- Davies, R.A, Legros, E.F., 1986, “Odour Removal by Adsorption on Activated Carbon”, Filtration & Separation, May-June, pp 169-170.
- Dubinin, M. M., 1967, “Adsorption in Micropores”, Journal Of Colloid and Interface Science, Vol. 23, pp 487-499.
- Headley, O.Stc., Kothdiwala, A.F. and Mcdoom, I.A., 1994, “Charcoal-Methanol Adsorption Refrigerator Powered by a Compound Parabolic Concentrating Solar Collector”, Solar Energy, Vol. 53, n. 2, pp 191-197.
- Hu, E.J., 1998, “A Study of Thermal Decomposition of Methanol in Solar Powered Adsorption Refrigeration Systems”, Solar Energy, Vol. 62, pp 325-329.

- Huber, U., Stoeckli, F. and Houriet, J.P., 1978, "A Generalization of the Dubinin-Radushkevich Equation for the Filing of Heterogeneous Micropore Systems in Strongly Activated Carbons", *Journal Of Colloid and Interface Science*, Vol. 67, n. 2, pp 195-203.
- Kajiyama, T., 1993, "Levantamento da curva de equilíbrio termodinâmico do par carvão ativado C 119 (Carbomafra) e metanol", M.Sc.dissertation, Faculdade de Engenharia de Alimentos - UNICAMP, Campinas.
- Luo, L. and Feidt, M., 1997, "Comportament Transitoire d'une machine frigorifique à adsorption. Étude expérimentale du système alcool/charbon actif", *Rev. Gén. Therm.*, Vol. 36, pp. 159-169.
- Medini, N., Marmottant, B., El Golli, S., Grenier, Ph., 1991, "Etude d'une Machine Solaire Autonome à Fabriquer de la Glace", *Rev. Int. Froid*, Vol. 14, pp 363-367.
- Miles, D.J., Shelton, S.V., 1996, "Design and Testing of a Solid-Sorption Heat-Pump System", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, n.5, pp 389-394.
- Niemann, M., Kreuzburg, J., Schreitmüller, K.R. and Leppers, L., 1997, "Solar Process Heat Generation Using an Etc Collector Field With External Parabolic Circle Concentrator (Pcc) to Operate an Adsorption Refrigeration System", *Solar Energy*, Vol. 59, n. 1-3, pp. 67-73.
- Pons, M. and Guillemot, J.J., 1986, "Design of an Experimental Solar Powered, Solid-Adsorption Ice Maker", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 108, pp 332-337.
- Pons, M., Laurent, D. and Meunier, F., 1996; "Experimental Temperature Fronts for Adsorptive Heat Pump Applications", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, n. 5, pp. 395-404.
- Poyelle, F., Guillemot, J.J. and Meunier, F., 1999, "Experimental Tests and Predictive Model of na Adsorptive Air Conditioning Unit", *Ind. Eng. Chem. Res.*, Vol. 38, pp. 298-309.
- Silveira Jr, V., 1990, "Montagem e Teste de Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo", M.Sc. dissertation, Faculdade de Engenharia de Alimentos - Unicamp, Campinas.
- Stoecker, W.F. and Jabardo, J.M.S., 1994, "Refrigeração Industrial", Ed. Edgard Blucher LTDA., São Paulo, SP.
- Tamainot-Telto, Z. and Critoph, R.E., 1997, "Adsorption Refrigerator Using Monolithic Carbon Ammonia Pair", *Int. J. Refrig.*, Vol. 20, n. 2, pp 146-155.
- Tamainot-Telto, Z. and Critoph, R.E., 2000, "Thermophysical Properties of Monolithic Carbon", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp 2053-2058.
- Vasiliev, L.L., Mishkinis, D.A., Antukh, A.A. and Vasiliev Jr., L.L., 1999, "A Solar and Electrical Solid Sorption Refrigerator", *Int. J. Therm. Sci.*, Vol. 38, pp. 220-227.
- Wang, R.Z., Wu, J.Y., Xu, Y.X., Teng, Y. and Shi, W., 1998, "Experiment on a Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 13-23.
- Wang, R.Z., Wu, J.Y. and Xu, Y.X., 1999, "A Continuous Heat Regenerative Adsorption Refrigerator Using Spiral Plate Heat Exchanger as Adsorbers: Improvements", *Transactions of the Asme*, Vol. 121, pp. 14-19.

## EXPERIMENTAL ANALYSIS OF REFRIGERANT MIXTURES FLOW THROUGH CAPILLARY TUBES

### Flávio A. S. Fiorelli

University of São Paulo - Mechanical Eng. Dept.  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231  
05508-900 - São Paulo (SP) - Brazil  
e-mail: [fiorelli@usp.br](mailto:fiorelli@usp.br)

### Alex A. S. Huerta

University of São Paulo - Mechanical Eng. Dept.  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231  
05508-900 - São Paulo (SP) - Brazil  
e-mail: [alexsh@bol.com.br](mailto:alexsh@bol.com.br)

### Otávio M. Silveiras

University of São Paulo - Mechanical Eng. Dept.  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231  
05508-900 - São Paulo (SP) - Brazil  
e-mail: [otavioms@usp.br](mailto:otavioms@usp.br)

**Abstract.** *This paper presents an experimental study on HCFC 22 alternative refrigerant mixtures flow through capillary tubes. Results for R-410A and R-407C show that the main operational parameters affects in a similar way the performance of capillary tubes for both refrigerants. It is also characterised the influence of geometry on the behaviour of capillary tubes used in refrigeration systems. It is also performed a analysis on the differences in R-410A and R-407C flow through capillary tubes.*

**keywords:** *Refrigeration, Air-Conditioning, Capillary Tubes, HCFC Replacement*

## 1. Introduction

The main goal of the Montreal Protocol is the elimination of halogenated compounds. One of such substances is the HCFC 22, largely used as refrigerant in equipment for commercial refrigeration, commercial and household air conditioners and heat pumps. Unfortunately up today there is no pure substance that could be used as alternative without the need of great modifications in existing equipment.

The use of zeotropic or near-azeotropic refrigerant mixtures is the most suitable alternative so far. The use of such mixtures demands new experimental and numerical studies in order to evaluate how they affect the performance of refrigeration cycles as well as the design of cycle component. In this way the sizing of adiabatic capillary tubes using zeotropic mixtures is a subject of particular interest. It can be pointed out some works in this area in recent years (Bittle & Pate, 1996; Chang & Ro, 1996; Bittle et al., 1998; Sami & Tribes, 1998; Sami et al., 1998; Fiorelli et al., 1998; 1999; Wei et al., 1999; Jung et al., 1999; Motta et al., 2000; Fiorelli, 2000). Nevertheless, with the exception of the last two, there are few reported experimental data on refrigerant mixtures flow through capillary tubes.

Therefore, it was performed an extensive experimental survey on R-407C (a zeotropic mixture) and R-410A (a near azeotropic mixture) flow through capillary tubes. Such survey, which was carried out for both subcooled and two-phase inlet conditions, characterised the influence of these refrigerants, as well as the several operating and geometric parameters on the behaviour of capillary tubes used in refrigeration systems.

## 2. Experimental Apparatus

Figure (1) presents a flowchart of the experimental apparatus built to this study. It is used a blow-down process in order to provide an accurate control of the process parameters. Refrigerant is initially stored upward the test section in a high-pressure reservoir (two bladder accumulators of 100 litres each). Such high pressure is provided by nitrogen filling of the bladders. Test section exit is connected to a low-pressure reservoir. Low pressure is obtained by refrigerant condensation provided by chilled ethylene-glycol/water mixture flowing through an coil inside the reservoir. By pressure difference the refrigerant flows from the high-pressure to the low-pressure reservoir through the test section where is placed the capillary tube (CT). Fluid return is also made by pressure difference. Pressure is raised in the low-pressure reservoir by means of two heaters, as long as pressure is lowered in the high-pressure reservoir by releasing nitrogen.

Parameters measured in test section are the pressure and temperature profiles along CT, mass flow rate through CT, electric power consumption of subcooling/quality final control heater, and mixture composition at CT inlet. Ten strain-gage type pressure transducers ( $\pm 0,1\%$  range value uncertainty) measure CT pressure profile. Temperature profile is obtained by 18 T-type thermocouples soldered to the tube wall ( $\pm 0,3^\circ\text{C}$  uncertainty). It is also used two Pt-100 thermoresistances at capillary tube inlet and subcooling/quality control system inlet ( $\pm 0,2^\circ\text{C}$  uncertainty).



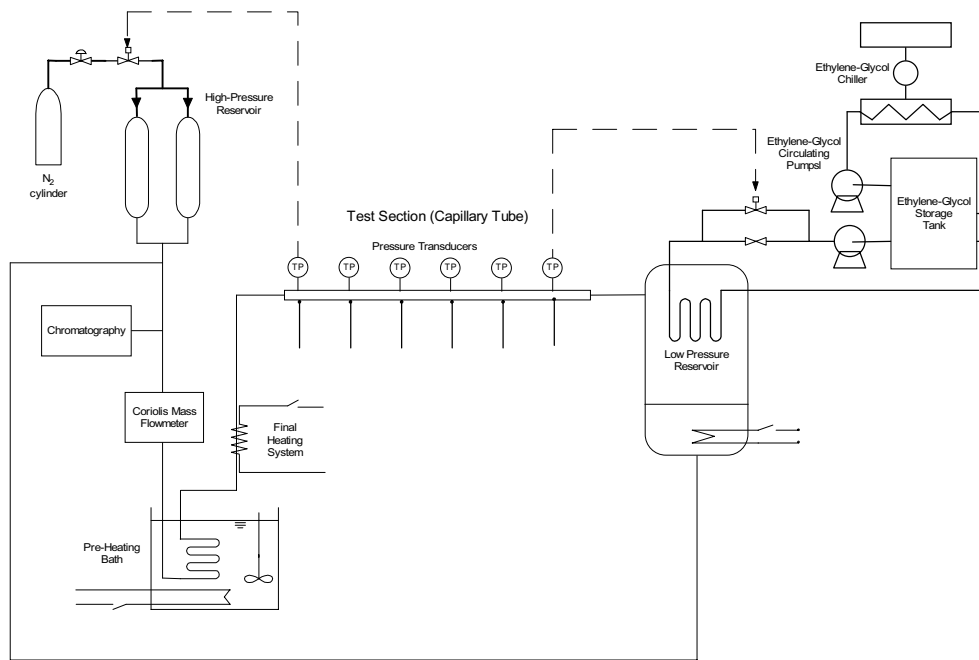


Figure 1. Experimental Apparatus Flowchart

Mass flow rate measurement is performed by a Coriolis-type flowmeter ( $\pm 0,1\%$  range value uncertainty). Electric power consumption of subcooling/quality final control heater is obtained by a wattmeter ( $\pm 1\%$  reading uncertainty). This power consumption is used to evaluate, by energy balance, the quality for two-phase capillary tube inlet conditions.

Due to the unit concept, it is necessary to monitor the mixture composition (in mass percentage) in each run. In this sense it is used a gas chromatograph with  $\pm 1\%$  uncertainty.

The main parameters to be controlled in each run are the CT inlet and outlet pressures, and CT inlet subcooling or quality. CT Inlet pressure is controlled by a regulator (pre-control) and a PID control/solenoid valve system (final control) on  $N_2$  line. Outlet pressure is controlled by a PID control/solenoid valve system on ethylene-glycol line. By controlling the glycol flow rate, it is possible to control condenser pressure and, as a result, the CT outlet pressure. At last, subcooling/quality control is achieved by a heating system divided in two parts. It is performed a pre-heating by a coil immersed in a hot water constant-temperature bath. Final adjustment of subcooling or quality is obtained by a  $5,0$  W/m tape heater and a PID controller (subcooling) or manual control (quality).

### 3. Experimental Analysis

It was obtained data for three different nominal CT diameters, all with  $1,5$  m length:  $1,067$  mm,  $1,372$  mm and  $1,626$  mm. For one diameter ( $1,372$ mm) it was obtained data for two other different CT lengths:  $1,0$  m and  $1,25$  m. All CTs were straight and well insulated.

#### 3.1. Preliminary Results

First step in obtaining the experimental data was the characterisation of some experimental parameters: actual capillary tube diameters and relative roughness, as well as the heat losses in subcooling/quality control system.

Actual CT internal diameter was measured by filling a CT sample with mercury. This procedure provides the average diameter with  $\pm 1,0\%$  uncertainty. CT diameters used in this work were  $1,101$  mm,  $1,394$  mm and  $1,641$  mm.

Relative roughness was evaluated by measuring the pressure losses of an all-liquid R-410A refrigerant flow through CT. From these pressure losses it was possible to calculate the friction factors. Using the Colebrook equation and the calculated friction factors, relative roughness was evaluated. Obtained values for the above listed diameters were  $2,354 \cdot 10^{-4}$ ,  $3,604 \cdot 10^{-4}$ , and  $2,193 \cdot 10^{-4}$  respectively.

Evaluation of heat losses in subcooling/quality control system was performed in order to determine how much of the electric power provided to the tape resistance is in fact used to raise refrigerant enthalpy. Heat losses were evaluated by measurements of inlet and outlet temperatures, as well as mass flow rate and resistance electric power consumption of an all-liquid refrigerant flow through the heat exchanger.

#### 3.2. Experimental Procedure

It was obtained three experimental points at each run. The experimental procedure consisted in fixing inlet and outlet pressure, as well as the initial subcooling or quality, and then start the test/data acquisition. Once the first steady

state operational condition is reached, it is annotated time and recorded a data set. Then a new subcooling or quality value is fixed, and again we wait until a new steady state operational condition is reached to annotate time and record data. The same steps are performed to the third point. In parallel, it is performed three to five chromatographic analyses in order to evaluate refrigerant composition.

Steady state verification criterion is the elapsed time since last parameters setting. It was observed during preliminary tests that it was necessary about 50 minutes to reach the first steady state condition. Next operational conditions took close to 20 minutes to steady state. Thus it was adopted standard intervals of respectively one hour and 30 minutes for reaching steady state conditions. Such criterion was adopted in parallel to operator’s monitorship during the tests. Later data analysis showed that the adopted standard intervals were suitable to all performed tests.

**3.3. Results**

Once the experimental apparatus was mounted and adjusted, it was performed the data survey for the following refrigerant mixtures: R-410A (50% R-32/50% R-125 on mass basis) and R-407C (23% R-32/25% R-125/52% R-134a).

For R-410A it was performed 28 runs, totalling 84 experimental points for a CT diameter  $d_{ct} = 1,101\text{mm}$  and length  $L_{ct} = 1,5\text{m}$ . Regarding to R-407C, it was performed 38 runs, totalling 113 experimental points for several geometries and operational conditions. Complete data set for each point consists of the measured pressure and temperature profiles, mass flow rate and mixture composition, as well as subcooling/quality control system inlet and outlet temperatures and heater electric power consumption for tests with two-phase flow CT inlet conditions. A table set containing all experimental data can be obtained by contacting the authors.

It must be pointed out that for both mixtures used in this work it was fixed as inlet and outlet pressures the bubble pressure at condensation and evaporation temperature.

Figure (2) shows typical experimental temperature profiles for subcooled and two-phase inlet conditions. Pressure profiles are presented in Figs. (3) and (4) for both refrigerant mixtures. In this figures it is also shown the saturation pressure profile evaluated for the given temperature profile and refrigerant composition, assuming zero quality.

These figures show that the temperature, pressure and composition measurements are consistent, once there is a good agreement between measured and calculated pressure profiles for R-410A. By the other hand, for R-407C it can be seen in fig. 4b that there is a detachment between the measured pressure profile and the calculated (bubble pressure) one as the quality grows. This figure also shows that the measured profile approaches the calculated dew pressure profile. Such behaviour is expected once a zeotropic mixture presents composition variation during phase change process, which leads to a saturation temperature glide (as well as a pressure glide) associated to this composition variation. In order to get agreement between measured and calculated profiles it is required a quality or composition profile along the flow.

It can also be noticed in Figs. (3) and (4) the occurrence of the delay of vaporisation, detailed on Fig. (5). Such phenomenon occurred for most of the subcooled inlet runs for both fluids.

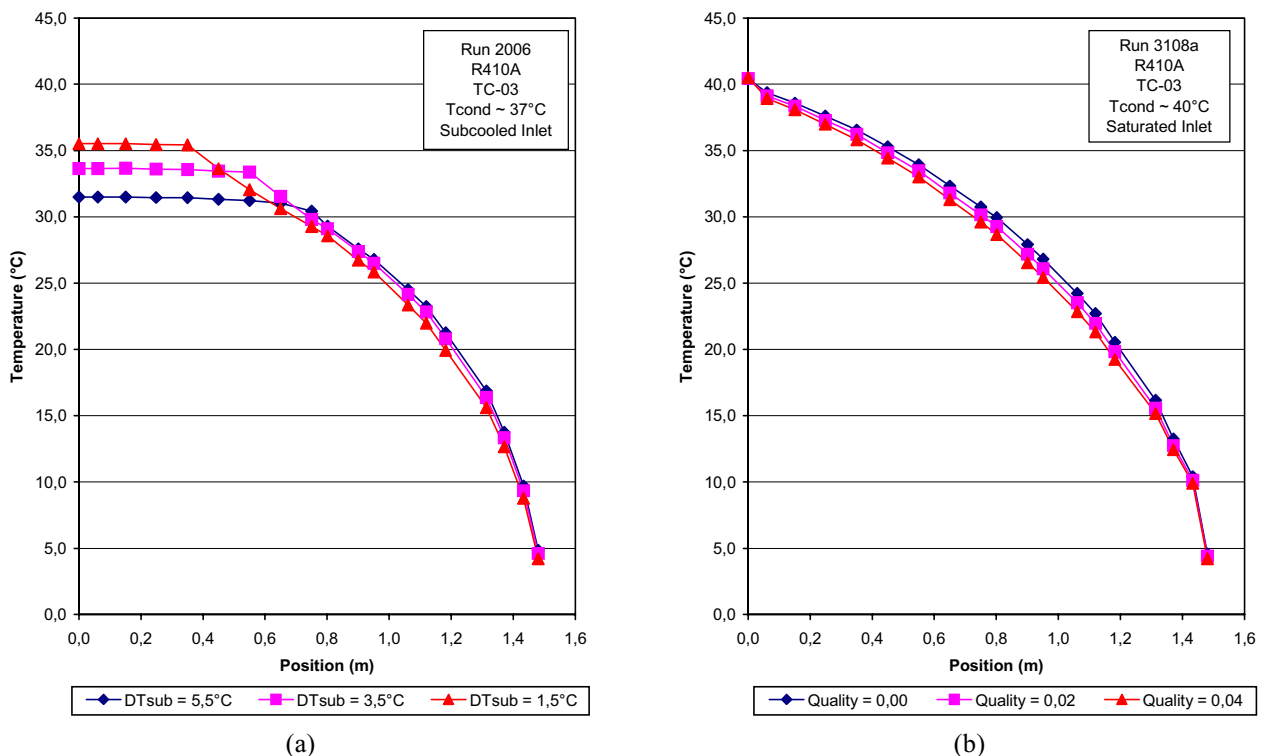
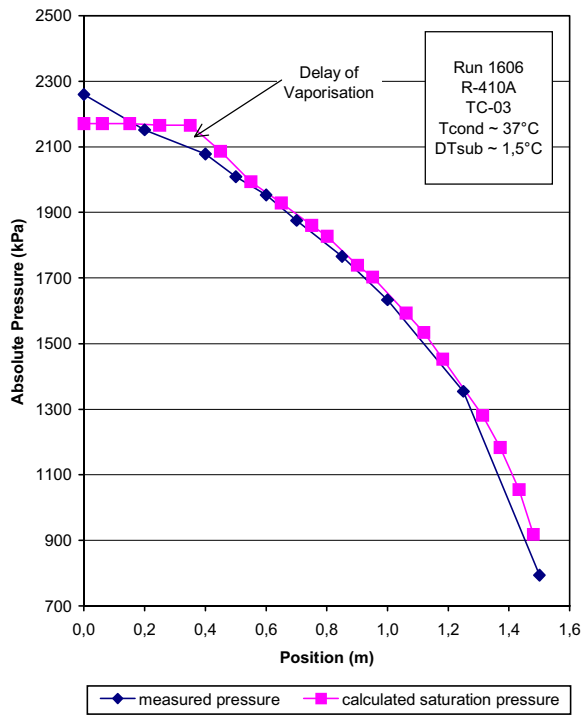
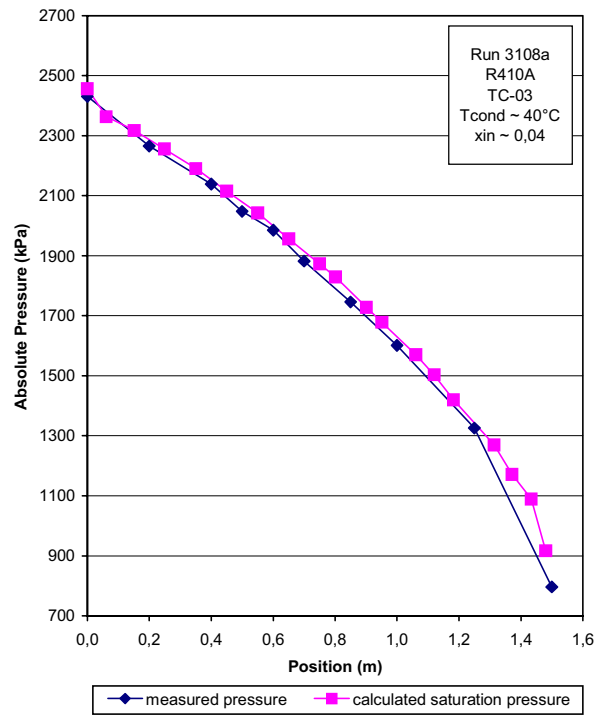


Figure 2. Typical Temperature Profiles for (a) Subcooled and (b) Two-phase Inlet Conditions

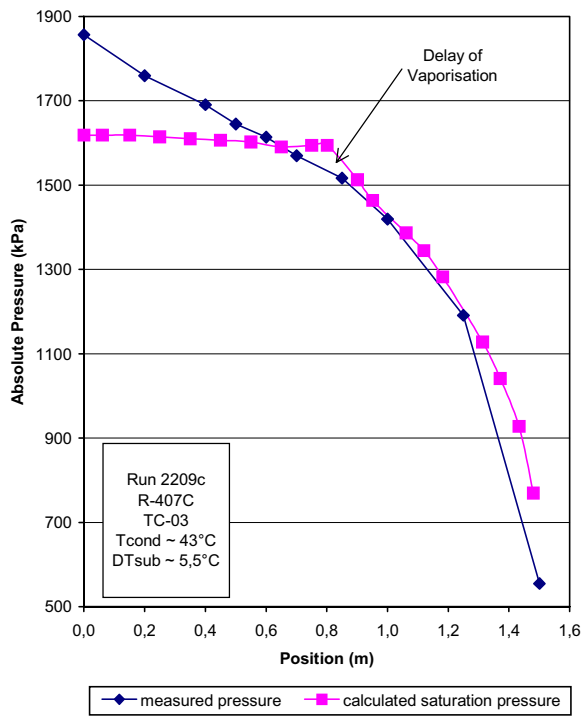


(a)

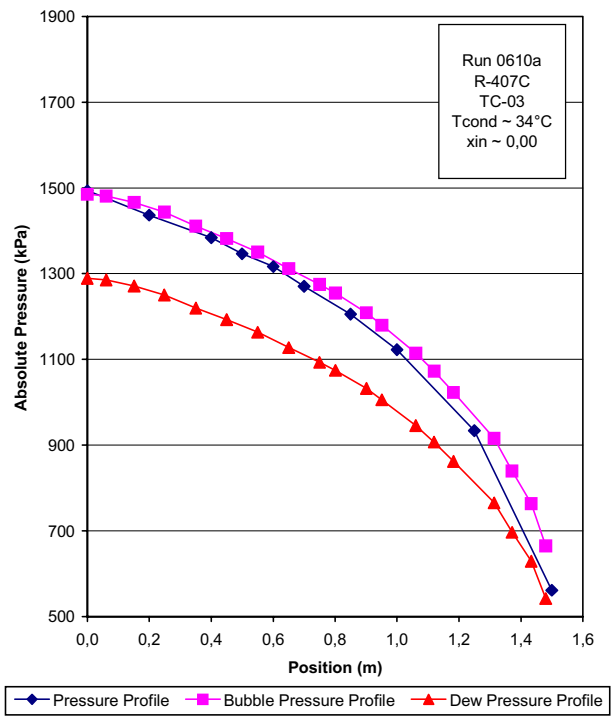


(b)

Figure 3. Pressure Profiles for R-410A - (a) Subcooled and (b) Two-phase Inlet Conditions



(a)



(b)

Figure 4. Pressure Profiles for R-407C - (a) Subcooled and (b) Two-phase Inlet Conditions

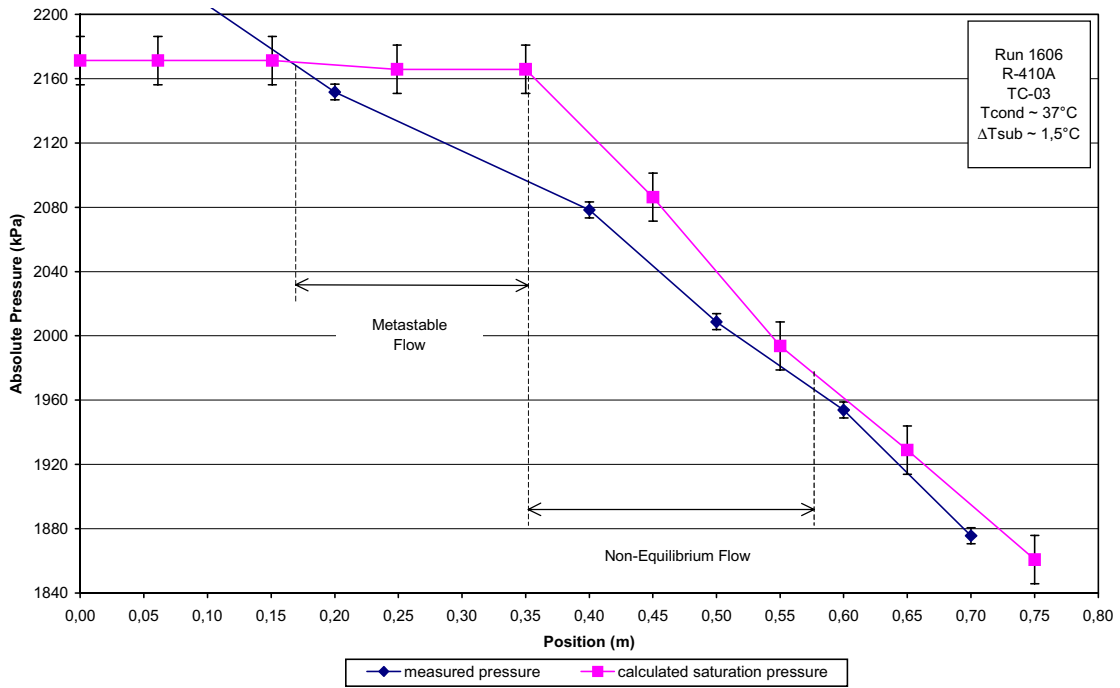


Figure 5. Detail of Pressure Profile Showing the Delay of Vaporisation Occurrence

### 3.3.1. Effect of Inlet and Outlet Conditions

Figures (6) to (9) show the CT performance as function of inlet parameters: condensing temperature, subcooling and quality. Such figures were obtained from average experimental mass flow rate values for a given inlet condition.

For subcooled inlet runs, Figs. (6) and (7), it is verified that CT mass flow rates increase as condensing temperature and subcooling increase. Figures (8) and (9) show that, for two-phase inlet conditions, mass flow rates increase as  $T_{cond}$  increases and the quality decreases.

The effect of the outlet pressure is of minor importance on CT performance, as could be verified by an experimental run for R-410A in which a near 180% increase in outlet pressure (from 450 to 1300 kPa) for given inlet conditions reduced the mass flow rate by only 16% (from 21,3 to 18,0 kg/h).

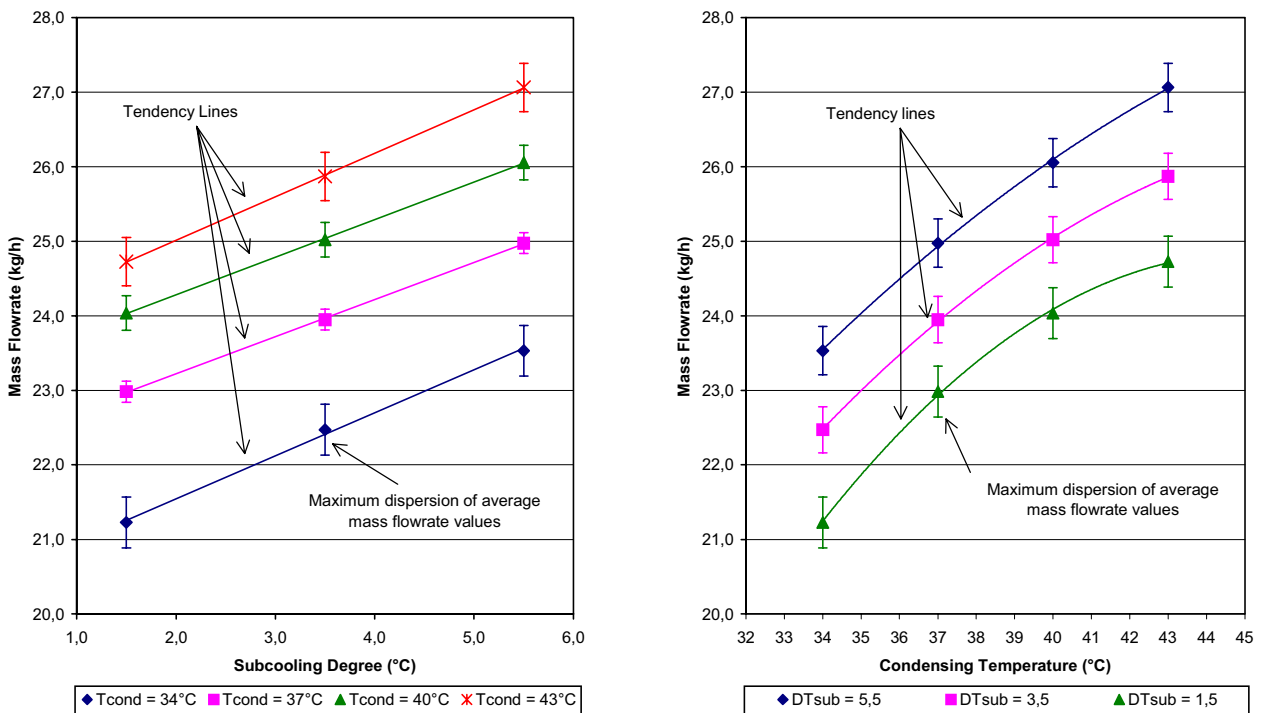
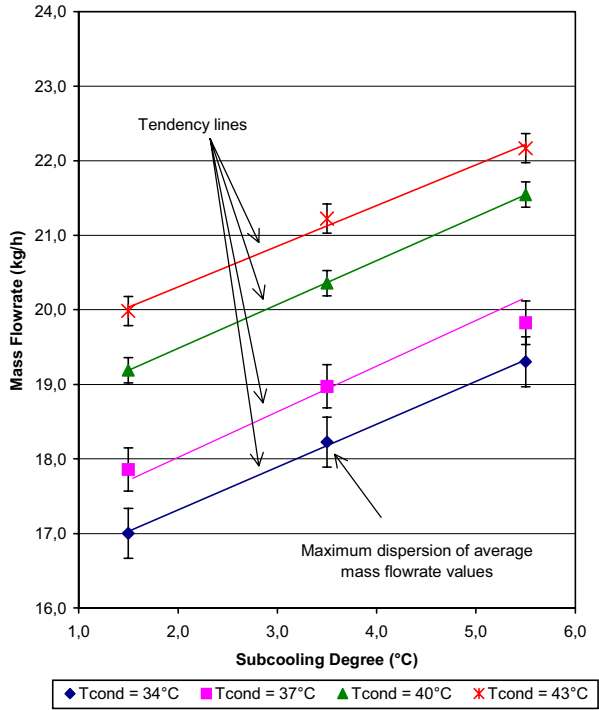
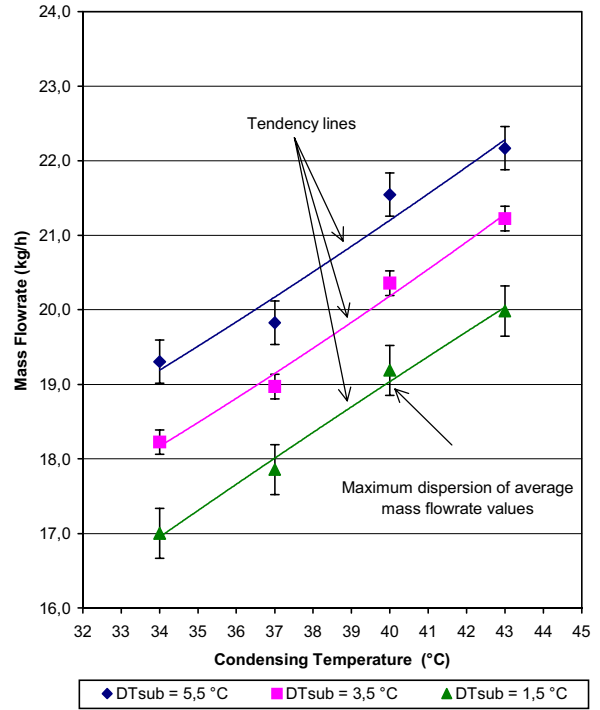


Figure 6. Effect of Inlet Conditions on CT performance for R-410A - Subcooled Inlet



(a)



(b)

Figure 7. Effect of Inlet Conditions on CT performance for R-407C - Subcooled Inlet

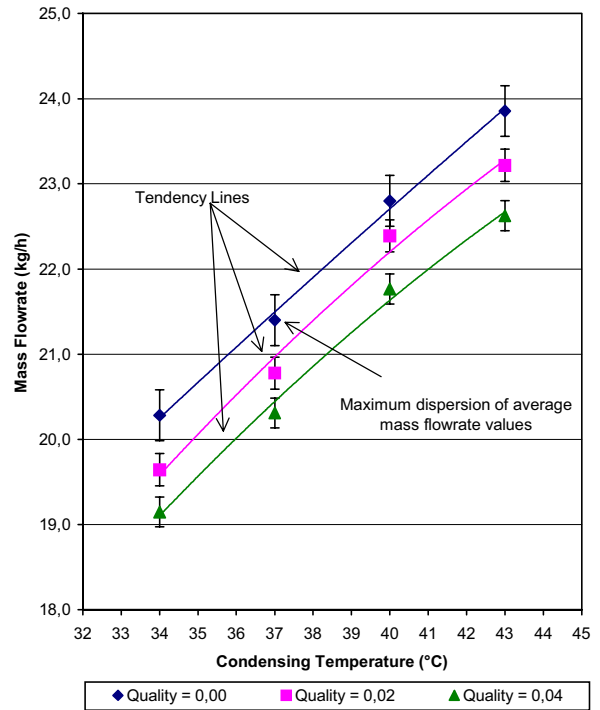
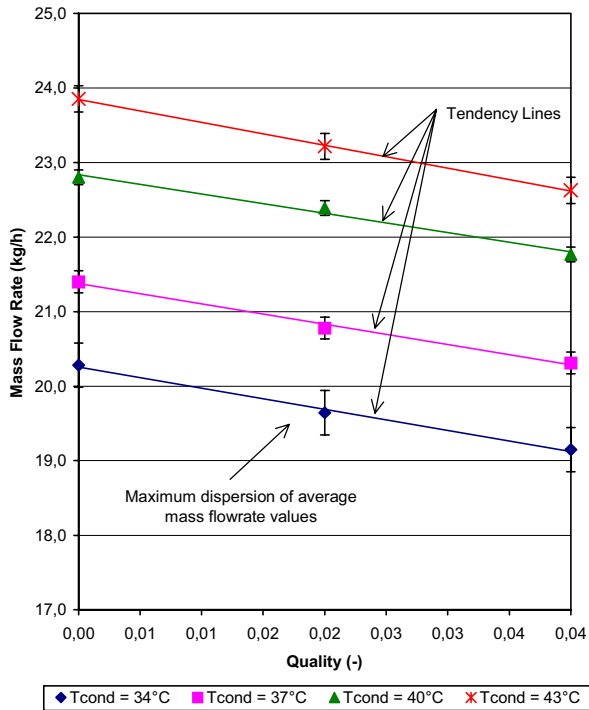


Figure 8. Effect of Inlet Conditions on CT performance for R-410A - Two-phase Inlet

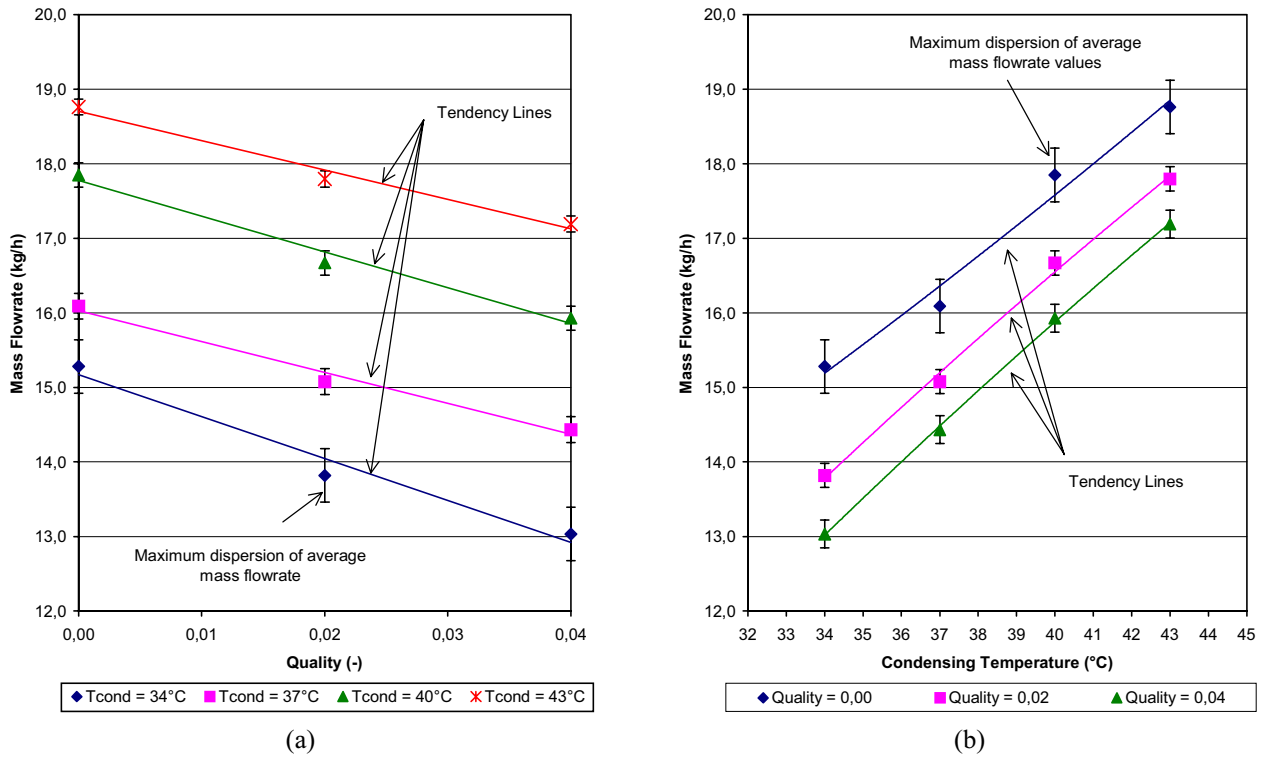


Figure 9. Effect of Inlet Conditions on CT performance for R-407C - Two-phase Inlet

### 3.3.2. Effect of geometry

Figure (10) presents the effect of diameter on CT performance for several subcooling degrees. As expected, it is verified a increase in mass flow rate as diameter increases, due to the minor pressure drop imposed by bigger diameters. By the other hand, in Fig. (11) it can be seen that mass flow rate increases as CT length diminishes. Similarly to diameter, a bigger CT length means a bigger pressure drop and a smaller mass flow rate.

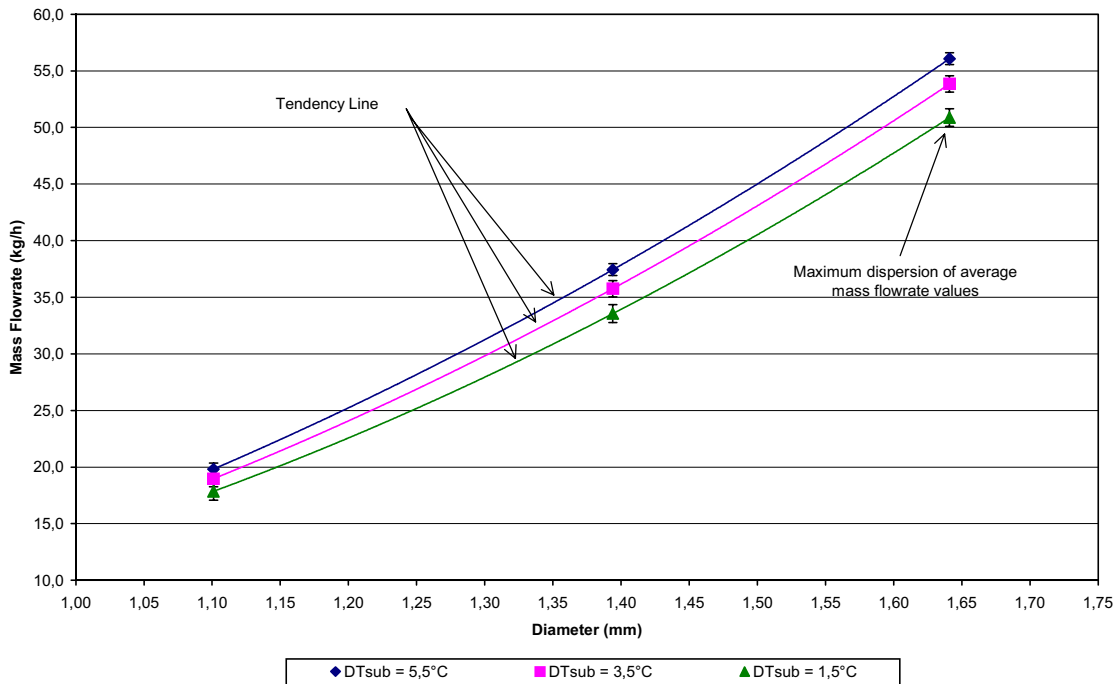


Figure 10. Effect of Diameter on CT Performance for R-407C

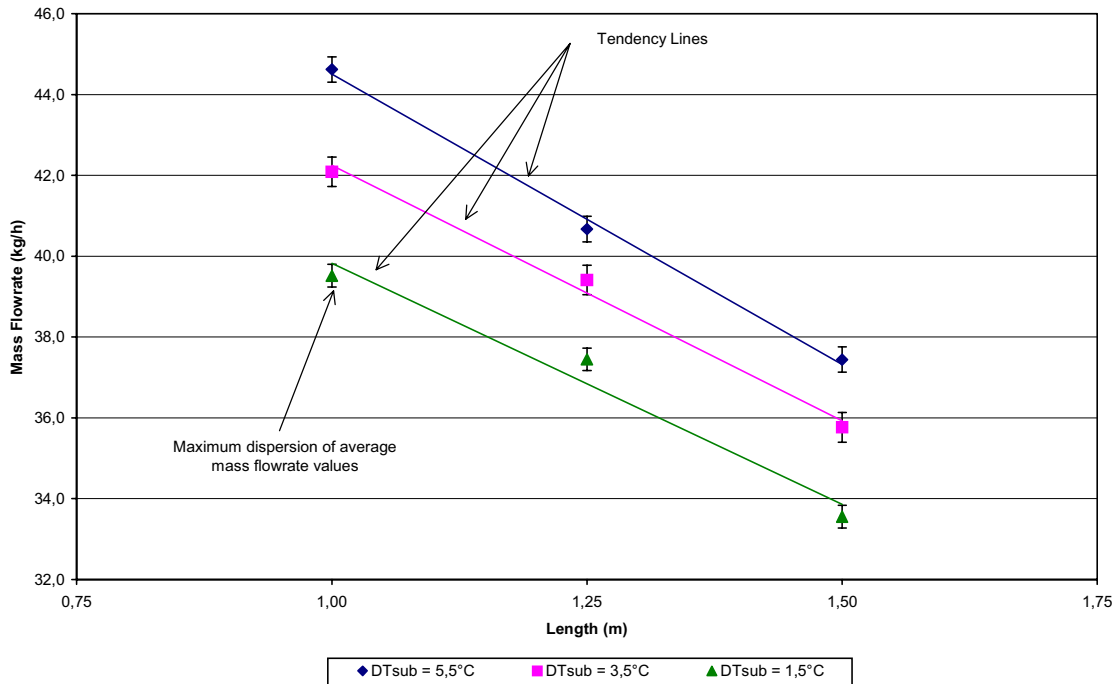


Figure 11 Effect of Length on CT Performance for R-407C

### 3.3.4. Comparison of R-410A and R-407C Flow Through Capillary Tubes

Figures (12) and (13) present a comparison of experimental profiles for both refrigerants. In such comparison, pressure profiles are adimensionalised by Eq. (1), where  $p_i$  is the pressure at a given point and  $p_{in}$  the inlet pressure:

$$p_{dimensionless} = p_i / p_{in} \tag{1}$$

A common point for such figures is that both fluids present a similar ratio between inlet and outlet pressure. When it is considered the CT pressure difference ( $\Delta p_{ct} = p_{in} - p_{out}$ ), however, values for R-410A are near 40% bigger than for R-407C. This is one of factors (maybe the main one) that justifies the bigger mass flow rate of R-410A.

Such figures show that for subcooled inlet conditions R-407C flow presents a bigger liquid region than R-410A one, and that in beginning of two-phase region pressure drop is smaller for R-407C than for R-410A. A possible explanation for the first aspect is the bigger mass flow rate of R-410A, which leads to an earlier achievement of saturation condition. For the two-phase region, the behaviour differences might be also connect to differences in fluid properties, which seems to lead to a bigger pressure drop as quality grows for R-407C.

## 4. Conclusion

This work presented the results of an experimental survey on R-407C and R-410A flow through capillary tubes. Results show that the main operational parameters (inlet and outlet conditions) affect in a similar way the performance of capillary tubes for both refrigerants. It was also characterised the influence of geometry (diameter and length) on the behaviour of capillary tubes used in refrigeration systems. It was also performed a comparative analysis on the differences in R-410A and R-407C flow through capillary tubes.

## 5. Acknowledgements

The authors would like to acknowledge FAPESP (São Paulo State Research Supporting Foundation) for financial support to this study.

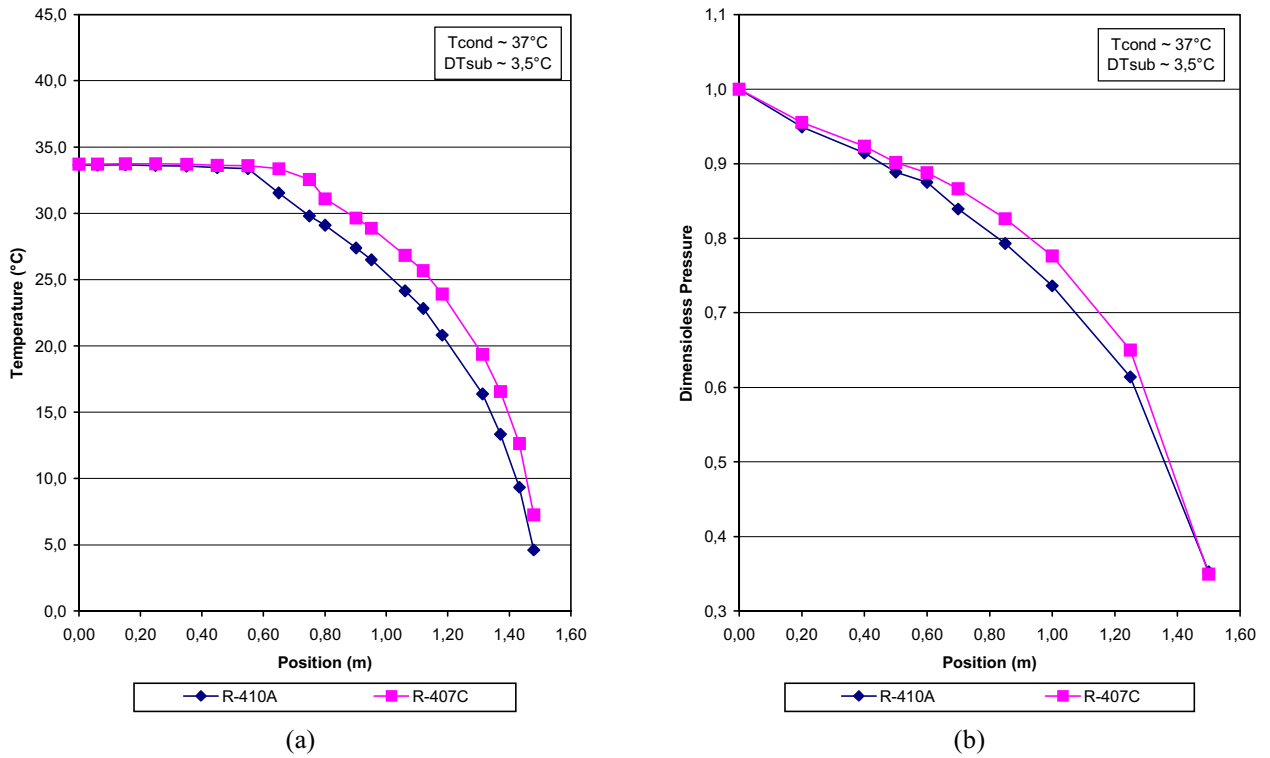


Figure 12. Comparison of (a) Temperature and (b) Pressure Profiles for R-410A and R-407C - Subcooled Inlet

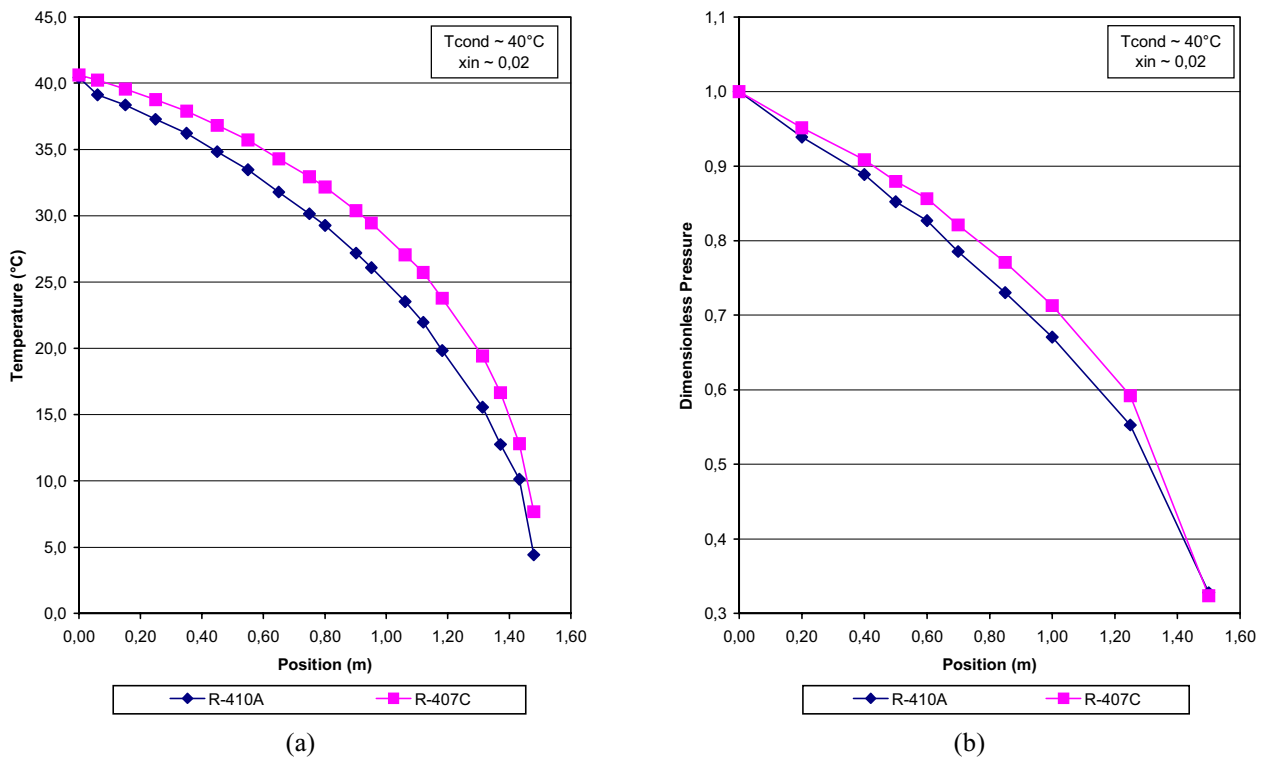


Figure 13. Comparison of (a) Temperature and (b) Pressure Profiles for R-410A and R-407C - Two-phase Inlet



## 6. References

- Bittle, R.R., Pate, M.B., 1996, "A Theoretical Model for Predicting Adiabatic Capillary Tube Performance with Alternative Refrigerants", ASHRAE Transactions, Vol. 102, Part 2, pp. 52-64.
- Bittle, R.R., Wolf, D.A., Pate, M.B., 1998, "A Generalized Performance Prediction Method for Adiabatic Capillary Tubes", HVAC&R Research, vol. 4 no. 1, p.27-43.
- Chang, S.D., Ro, T., 1996, "Pressure Drop of Pure HFC Refrigerants and Their Mixtures Flowing in Capillary Tubes", Int. J. Multiphase Flow, vol. 22 n<sup>o</sup>. 3, pp. 551-561.
- Fiorelli, F.A.S., Peixoto, R.A., Paiva, M.A.S., Silveiras, O.M., 1998, "Numerical Study on Refrigerant Mixtures Flow in Capillary Tubes", Proceedings of 1998 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, USA.
- Fiorelli, F.A.S., Peixoto, R.A., Paiva, M.A.S., Silveiras, O.M., 1999, "Analysis of R-410A and R-407C Flow Through Capillary Tubes Using a Separated Flow Model", Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia.
- Fiorelli, F.A.S., 2000, "Analysis of HCFC 22 Alternative Refrigerants Flow Through Adiabatic Capillary Tubes" (in portuguese), Doctoral Thesis, University of São Paulo, São Paulo, Brazil, 183 p.
- Jung, D., Park, C., Park, B., 1999 "Capillary Tube Selection for HCFC22 Alternatives", Int. J. Refrigeration, vol. 22, p.604-614.
- Motta, S.Y., Braga, S.L., Parise, J.A.R., 2000, "Critical Flow of Refrigerants Through Adiabatic Capillary Tubes: Experimental Study of Zeotropic Mixtures R-407C and R-404A", ASHRAE Transactions, Vol. 106, Part 1, pp. 534-549.
- Sami, S.M., Tribes, C., 1998, "Numerical Prediction of Capillary Tube Behaviour with Pure and Binary Alternative Refrigerants", Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 6, pp. 491-502.
- Sami, S. M., Poirier, B., Dahamani, A. B., 1998, "Modelling of Capillary Tubes Behaviour with HCFC 22 Ternary Alternative Refrigerants", Int. J. Energy Research, Vol. 22, pp.843-855.
- Wei, C.Z., Lin, Y.T, Wang, C.C., Leu, J.S., 1999, "An Experimental Study of the Performance of Capillary Tubes for R-407C Refrigerant", ASHRAE Transactions, Vol. 105, Part 2, p.634-638.

# CONFORTO TÉRMICO EM EDIFÍCIOS REVESTIDOS COM GRANDES JANELAS DE VIDRO E COBERTURA METÁLICA: ESTUDO DE CASO

## Luiz Roberto Carrocci

UNESP - Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - Cep:12516-410 - Guaratinguetá - SP  
carrocci@feg.unesp.br

## Lidiane Alves de Oliveira

UNESP - Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - Cep:12516-410 - Guaratinguetá - SP  
lidiane@uol.com.br

## Eliane Barbosa de Amorim

UNESP - Campus de Guaratinguetá - Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 - Cep: 12516-410 - Guaratinguetá - SP  
eliane\_amorim@zipmail.com.br

**Resumo.** Este trabalho analisa edifícios que, devido a sua arquitetura moderna, utilizam grande superfície de vidro nas fachadas apresentando, na maior parte das vezes, problemas de conforto térmico. Como objeto deste estudo decidiu-se por um prédio da UNESP, campus de Guaratinguetá. A análise realizada foi baseada no estudo da insolação (diagrama solar), em medidas locais de temperatura, umidade e radiação e no levantamento da carga térmica, objetivando avaliar as condições do edifício e propor soluções visando um melhor conforto térmico com a otimização do consumo de energia elétrica. Este trabalho é uma etapa de uma metodologia de análise do conforto térmico que tem sido preparada para futuramente facilitar a análise dos ambientes nos edifícios.

**Palavras chave:** conforto térmico, energia solar, telhados metálicos.

## 1. Introdução

Um bom projeto arquitetônico deve possibilitar aos usuários conforto ambiental e, principalmente, um bom conforto térmico considerando as condições climáticas de cada região. Diversos fatores irão assegurar a melhoria do conforto térmico, entre eles pode-se destacar a correta utilização dos materiais de construção.

A grande influência da tecnologia, associada ao modelo de arquitetura desenvolvida nos países de primeiro mundo, influencia os projetos arquitetônicos desenvolvidos em países de clima tropical. Assim verifica-se a aplicação de vidros e de telhas metálicas em locais ou fachadas com grande incidência de raios solares, causando assim a elevação da temperatura interna dos ambientes.

Após uma análise dos edifícios que compõem o campus da UNESP de Guaratinguetá, selecionou-se aquele que aparentemente apresenta maiores problemas de conforto térmico devido a grande superfície de vidro existente nas fachadas e a utilização de telhas metálicas na cobertura representando um ganho considerável de calor nos ambientes internos.

No estudo da insolação construiu-se um diagrama solar, a partir dos dados geográficos da cidade, que determinou a insolação que o prédio recebe em cada uma de suas faces, durante as quatro estações do ano.

Dados de temperatura externa e de radiação foram obtidos com o auxílio de uma estação de medição montada próxima ao prédio estudado, composta de dois radiômetros e termopares juntos a uma telha metálica, a qual forneceu dados de temperatura, radiação direta e refletida em intervalos de 30 minutos.

Os dados de temperatura e umidade internas foram obtidos com o auxílio de um aparelho de coleta de dados o qual foi colocado em diferentes locais no interior do prédio.

Por fim, calculou-se a carga térmica de alguns ambientes representativos considerando fatores externos e internos como a quantidade de pessoas, a existência de equipamentos de grande potência e a ação solar proveniente do teto e das paredes externas. Através destes dados levantados e da análise realizada, foram elaboradas recomendações e sugestões de implantação de condicionadores de ar visando o menor consumo de energia elétrica.

## 2. Descrição do Ambiente Estudado

O edifício possui três pavimentos com faces voltadas para noroeste, sudeste, nordeste e sudoeste (Fig. (1)). É utilizado basicamente para atividades didáticas, possuindo salas de aula, de professores e laboratórios os quais atendem o curso de Engenharia Mecânica, exigindo portanto equipamentos de grande potência como frezadora, torno, máquina de solda e outras.

As formas retas do edifício com total ausência de toldos, avanços de lajes, elementos vazados; associadas a grande quantidade de vidro transparente liso empregado em suas fachadas (nordeste, sudeste e sudoeste) e a utilização de pastilhas de cor azul claro no revestimento de paredes acabam revelando características da arquitetura moderna.

Tais características implicam em problemas de conforto térmico. Em cada uma das fachadas a superfície de vidro das janelas representa 50% de sua área total com exceção da fachada sudoeste que não possui janelas. Outro problema é a utilização de telhas metálicas na cobertura que provoca no último pavimento um acréscimo considerável de temperatura, principalmente durante o verão.

Por isso no edifício foi implantado um sistema de resfriamento central nas salas de aula do último pavimento e aparelhos de ar condicionado individuais, de menor capacidade, nas demais salas do prédio. Estes equipamentos dependem um grande consumo de energia, porém, não atendem a demanda atual, e por isso apresentam defeitos periodicamente.

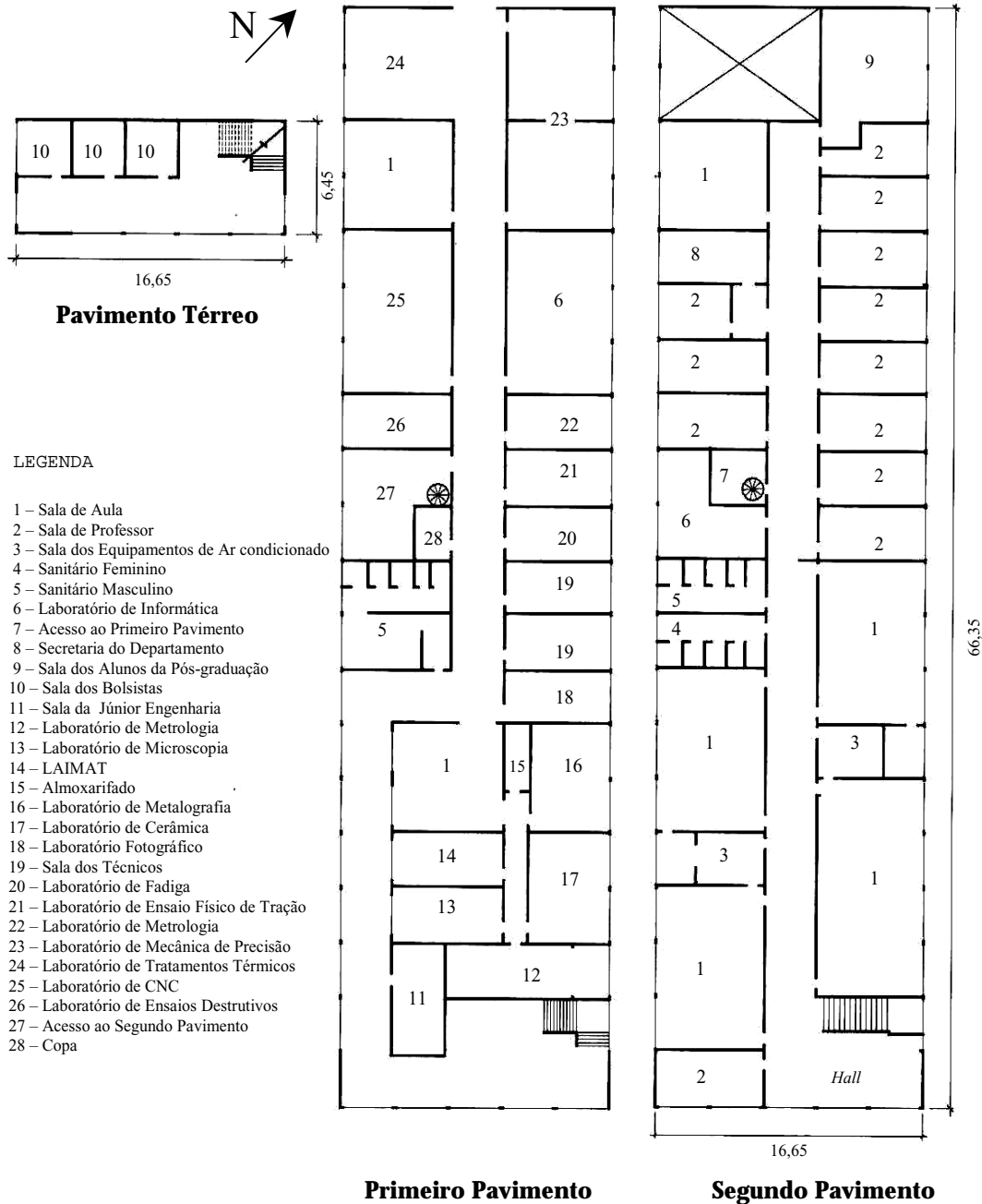


Figura 1. Planta baixa do edifício

### 3. Comportamento Térmico do Ambiente

#### 3.1. Diagrama Solar

O diagrama solar foi obtido através de Oliveira (2000) que o construiu de acordo com a metodologia de Carvalho (1970), com base na latitude da cidade de estudo, neste caso, na latitude sul da cidade de Guaratinguetá.

A partir do diagrama determinou-se a quantidade de horas de sol e os períodos de insolação que cada uma das fachadas do prédio recebe em quatro datas representativas das estações do ano, sendo os dois equinócios e os dois solstícios.

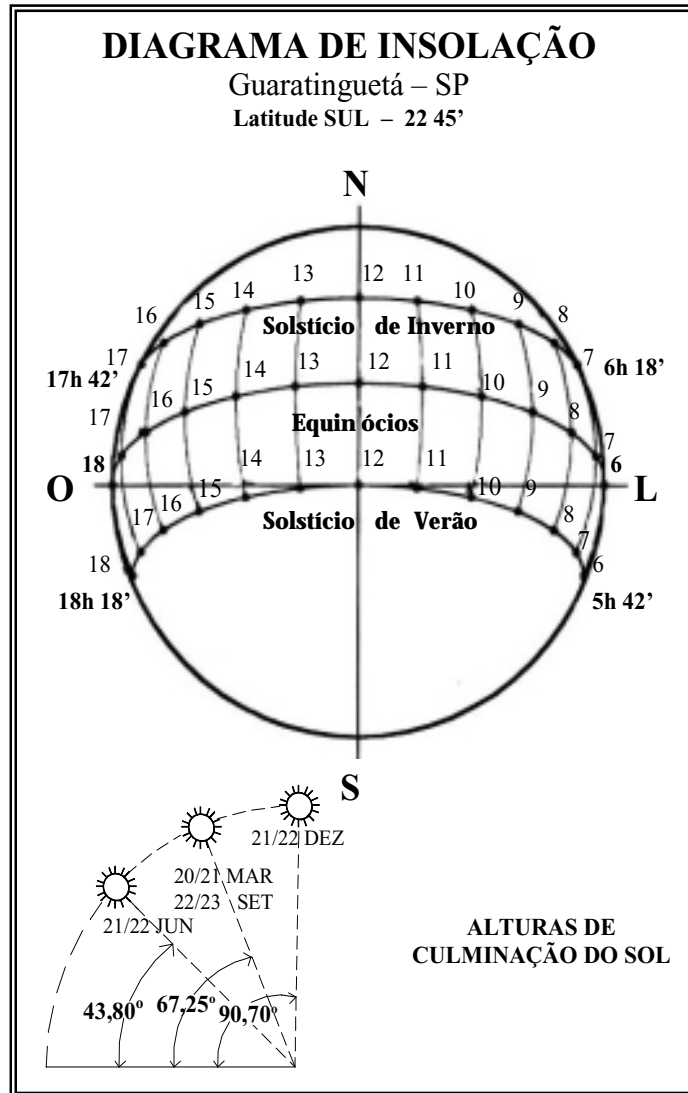


Figura 2. Diagrama Solar

Tabela 1. Resultado Obtido através do diagrama - Horário de início e término da insolação nas fachadas

	Insolação nas Fachadas							
	Nordeste		Noroeste		Sudoeste		Sudeste	
	Início	Término	Início	Término	Início	Término	Início	Término
Solstício de Verão	5h42'	12h	12h	18h18'	12h	18h18'	5h42'	12h
Equinócios	6h	13h30'	10h30'	18h	13h30'	18h	6h	10h30'
Solstício de Inverno	6h18'	14h45'	9h	17h42'	15h	17h42'	6h18'	9h15'

Através dos resultados obtidos verificou-se que as faces noroeste e sudoeste são as mais prejudicadas pela insolação pois sofrem a ação do Sol no período da tarde.

A insolação intensa nas duas fachadas causa o aumento da temperatura no interior do edifício (laboratórios e salas de aula), agravando-se ainda mais nos ambientes que possuem mais de uma parede externa. Deve-se salientar que embora a face nordeste receba apenas o sol da manhã, este se propaga até ao meio-dia no solstício de verão, o que também pode gerar desconforto térmico devido à alta temperatura característica da estação.

### 3.2. Radiação Solar

Devido o prédio possuir cobertura metálica, ocorre um ganho de calor em seu interior principalmente no último pavimento. Embora a telha apresente um bom estado de conservação, a sua superfície externa apresenta-se revestida por uma camada de pó oriunda da poluição e da ação do tempo. Esta película acaba diminuindo a reflexão dos raios solares e consequentemente absorvendo maior radiação solar, o que causa a elevação da temperatura interna através da radiação e da convecção.

Calculou-se assim, o aumento do nível de calor que os ambientes sofrem devido à radiação solar. Para tanto, ensaios de radiação foram realizados sobre uma telha metálica de dois metros quadrados de área colocada próxima a estação de medição. Neste ensaio foram colocados dois termopares acima e abaixo da telha com o intuito de se obter a variação de temperatura.

A estação de medição possuía dois radiômetros, modelo “CM 11-Secondary Standart”, sendo um deles apontado para o alto com o objetivo de medir a radiação direta do Sol, e o outro voltado para a direção contrária visando coletar a radiação refletida através da telha (fig.(3)). Sempre que possível buscou-se eliminar efeitos indesejáveis como a influência do asfalto, da grama e dos prédios próximos a estação de medição.

A estação de medição também coletou, através de um termopar, dados de temperatura externa do ar em intervalos de 30 minutos.



Figura 3. Visualização da telha metálica e da estação de medição próximas ao prédio em estudo.

Os radiômetros e os termopares permaneceram ligados a um terminal coletor de dados que registrou dados de radiação e temperatura em intervalo de 30 minutos. O terminal necessitava de uma tensão de 12 Volts para alimentação, assim, acoplou-se um painel solar (célula fotovoltaica) que recebia a radiação solar e a convertia em energia suficiente para alimentar o terminal.

A partir dos dados recolhidos definiu-se um período de dez horas de radiação e calculou-se a variação de calor em intervalos de 30 minutos, obtendo-se um gráfico que define o perfil da radiação no período, e o aumento do nível de calor no interior do prédio.

Para efeito de cálculo considerou-se o fluxo de calor unidimensional, não variável no tempo e que a radiação solar direta incide perpendicularmente ao plano do telhado, obtendo-se os seguintes balanços de energia (Brito Filho, 1998):

Balanço na face externa da telha:

$$(1 - \rho) \cdot q_s = h_1 \cdot (T_1 - T_a) + \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_a^4) + \frac{(T_1 - T_2) \cdot K}{x} \tag{1}$$

Balanço na face interna da telha:

$$\frac{(T_1 - T_2) \cdot K}{x} = h_2 \cdot (T_2 - T_i) + \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_i^4) \tag{2}$$

sendo:

- $\rho$  = refletividade do material da telha [ - ]
- $q_s$  = radiação incidente [ $W/m^2$ ]
- $h$  = coeficiente de convecção na superfície telha [ $W/m^2.K$ ]
- $\varepsilon$  = emissividade na superfície da telha [ - ]
- $\sigma$  = constante de Stefan- Boltzmann [ $W/m^2.K$ ]
- $T$  = temperatura na superfície da telha [K]
- $T_a$  = temperatura ambiente externa [K]
- $T_i$  = temperatura ambiente interna [K]
- $\Delta x$  = espessura da telha [m]
- $K$  = coeficiente de condução [ $W/m.K$ ]

Os sub-índices 1 e 2 referem-se às superfícies superiores e inferiores das telhas, respectivamente. Sendo o material da telha de aço galvanizado adotou-se o valor de 5,7 [ $W/m^2.K$ ] para a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma$ ) de acordo com McAdams (1954). Para a emissividade ( $\varepsilon$ ) tomou-se o valor de 0,276 e para a refletividade do material ( $\rho$ ) de 0,35 conforme indicação de Brito Filho (1998) para telhas de aço galvanizado.

No caso em estudo, uma vez que as telhas possuem espessura muito pequena e não apresentam nenhum isolamento, as temperaturas inferior e superior são consideradas iguais.

### 3.3. Estudo da Temperatura e Umidade

Os dados utilizados neste estudo foram coletados através da utilização do aparelho de coleta de dados “HOBO Pro Series - H8” , fabricado pela Onset Computer Corporation conforme apresenta a Fig (4). Trata-se de um instrumento eletrônico que registra, em intervalos de tempo pré-fixados, medidas de temperatura e de umidade relativa.

Os aparelhos foram posicionados estrategicamente em todo o edifício visando conhecer as diferentes variações térmicas. Para tanto colocou-se dois coletores de dados (Hobo) disponíveis sempre em uma mesma sala em pontos diferentes, registrando dados de temperatura e umidade relativa em intervalos de 2,5 minutos. Este procedimento foi repetido nos diversos pavimentos e ambientes do prédio.



Figura 4. Aparelho de coleta de dados

Vittorino (2000) recomenda que no posicionamento dos aparelhos dentro dos ambientes deve-se localizá-los longe de interferências que possam prejudicar a coleta de dados. Assim preocupou-se em não colocá-los sob a ação direta dos raios solares e distantes de condicionadores de ar e aberturas (portas e janelas).

Para analisar a temperatura interna do prédio considerou-se os efeitos da temperatura externa e da radiação solar obtidas através da estação de medição instalada no campus da UNESP, próxima ao prédio em estudo.

Como o intervalo de tempo dos dados de temperatura interna (2,5 minutos) estava em desacordo com o intervalo das medidas obtidas da estação, realizou-se uma média aritmética das medições de forma a apresentar os resultados de temperatura interna concisos em intervalo de 30 minutos.

Através das temperaturas externa e interna elaborou-se gráficos compostos de curvas representativas da performance térmica dos ambientes, permitindo analisar as condições térmicas do edifício. Estes gráficos detalham todas os ambientes do prédio, no entanto, neste trabalho apresenta-se apenas um gráfico representativo da variação térmica global de todo o edifício.

#### 4. Carga Térmica

Carga Térmica é a quantidade de calor que deve ser adicionada ou retirada causando o aquecimento ou o resfriamento do ambiente, a fim de manter as condições de conforto desejadas. Assim realizou-se o levantamento da carga térmica do prédio estudado com base na Norma ABNT/NB-10 (1978), buscando-se obter um valor mais próximo possível da condição real do prédio.

Calculou-se a carga térmica individualmente para cada recinto, considerando as condições mais desfavoráveis, ou seja, o dia mais quente do verão e o dia mais frio do inverno observando os itens de temperatura e umidade. Sendo assim, tornou-se desnecessário o cálculo para a primavera e outono, quando os dias são naturalmente agradáveis.

Neste levantamento da carga térmica considerou-se o calor sensível e o calor latente separadamente. Como o calor sensível está relacionado com a temperatura e o calor latente com a mudança de fase, na fase final dos cálculos realizou-se a soma destes dois itens visando quantificar o resfriamento e desumidificação do ar.

Para se definir as condições de conforto desejadas foi necessário conhecer a variação de temperatura e umidade de Guaratinguetá ao longo do tempo. Este histórico climático levantado refere-se aos últimos trinta anos, período este que garantiu a confiabilidade nos dados.

No cálculo da carga térmica considerou-se as parcelas de contribuição emitidas pelas pessoas, lâmpadas e equipamentos. Adicionou-se também a emissão de calor por insolação e por condução nas diversas superfícies (paredes externas e internas, áreas dos vidros das janelas, a cobertura do prédio, o piso e as portas). Para o cálculo do calor (Q) por insolação e por condução aplicou-se a equação clássica Eq. (3) (Creder, 1990):

$$Q = k.S. \Delta\theta \quad (3)$$

Sendo: Q – calor por condução ou insolação nas superfícies [kcal / h]

k – coeficiente global de transmissão de calor [kcal / m<sup>2</sup> h °C]

S – área da superfície [m<sup>2</sup>]

$\Delta\theta$  – diferença de temperatura [° C]

Na parcela de insolação a diferença de temperatura  $\Delta\theta$  é um valor hipotético médio da ação da radiação solar sobre a superfície em estudo, o que não ocorre com a parcela de calor por condução, onde o valor adotado é real, ou seja, é a diferença entre a temperatura exterior e a interior.

Para calcular o calor emitido pelas pessoas, multiplica-se a quantidade de usuários existentes no ambiente por um determinado valor extraído da Norma ABNT/NB-10 (1978), onde cada indivíduo contribui com um determinado valor em função da temperatura interna do ambiente e da atividade física desenvolvida.

O calor liberado pelas lâmpadas foi obtido através da multiplicação da área iluminada pela potência dissipada pelas lâmpadas. Deve-se também adicionar a este cálculo o efeito do reator, uma vez que no local a iluminação é fluorescente. A parcela referente ao calor devido aos equipamentos foi obtida a partir de um valor extraído da Norma ABNT/NB-10 (1978) que, multiplicado pela potência dos equipamentos, determinou a quantidade de calor. Em alguns casos como para a máquina frezadora e o torno, o rendimento do motor também foi considerado.

Após o cálculo de cada uma das parcelas de ganho ou perda de calor por fontes externas e internas, realizou-se o cálculo da carga térmica total, sendo uma para verão e outra para inverno. Em todos os ambientes o valor da carga térmica indicou a necessidade de refrigeração, inclusive no inverno, assim, dimensionou-se equipamentos de condicionamento do ar que atendam a demanda calculada.

#### 5. Apresentação dos Resultados

A partir de todos os dados obtidos definiu-se o dia 16 de março de 2000 como um dia representativo para análise térmica do edifício. De acordo com a duração da radiação solar neste dia, considerou-se o intervalo de dez horas, das 7:30h às 17:30h, como período de estudo, construindo-se três gráficos (Figs. (5), (6) e (7)) que definem o perfil da radiação solar, da temperatura e da umidade.

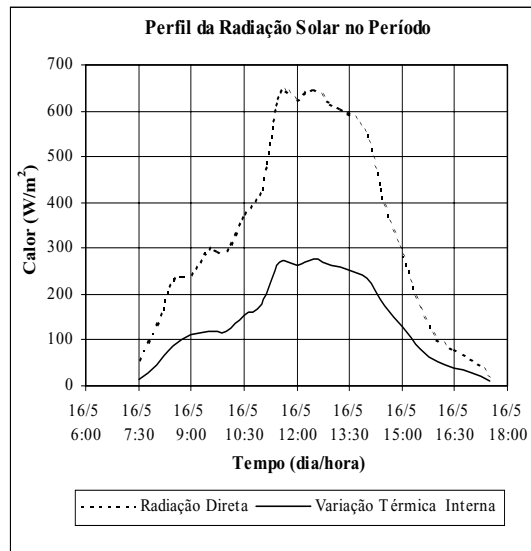


Figura 5. Comportamento da variação térmica do ambiente absorvida da radiação solar

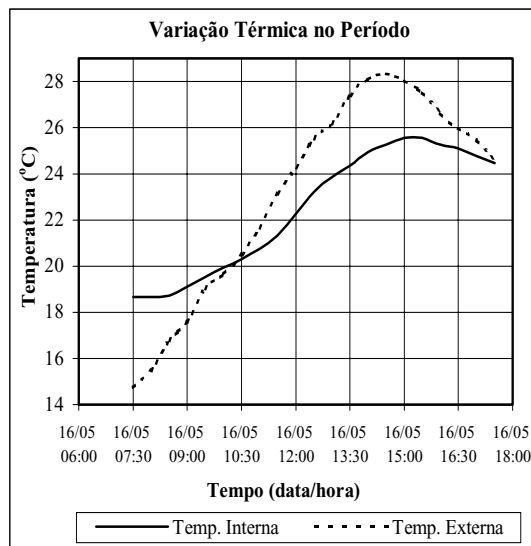


Figura 6. Estudo da temperatura no período

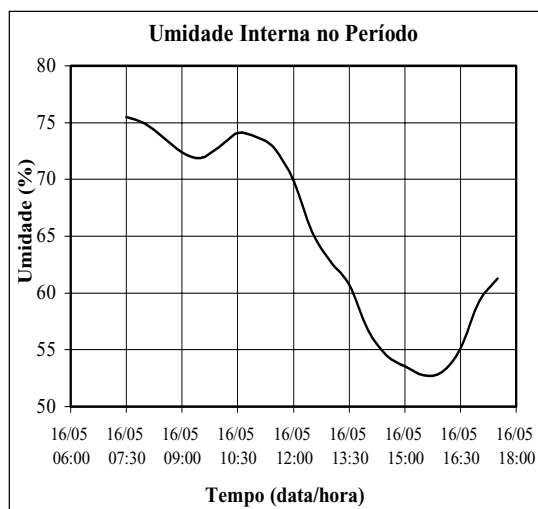


Figura 7. Estudo da umidade interna



Embora no decorrer do trabalho tenha sido feita uma análise detalhada das salas do prédio, neste artigo os gráficos foram confeccionados com base em dados obtidos em uma sala, estrategicamente escolhida, que representa a condição global de conforto térmico do edifício.

Conforme apresenta a Fig. (5), a variação térmica interna no prédio acompanha o efeito da radiação solar. Assim sendo percebe-se que não existe nenhum elemento construtivo no prédio que o isole da ação solar externa, demonstrando que o sistema construtivo do prédio faz com que este tenha uma inércia térmica própria muito alta.

Tal fato é comprovado na Fig. (6) que indica uma temperatura interna maior do que a externa já no início do dia, às 7:30h. O prédio armazena todo o calor recebido durante o dia e, devido à alta inércia térmica, se resfria muito lentamente durante a noite, perdurando este efeito até o próximo dia.

Observa-se que o cruzamento das duas curvas de temperatura interna e externa da Fig. (6) dá-se às 10 h da manhã quando então a ação do Sol começa a ter efeito acumulativo nos ambientes internos do prédio.

A Figura (7) demonstra que a umidade sofre uma variação muito grande com valores entre 50% e 80%, fato que associado aos efeitos da variação da temperatura dentro do edifício, prejudicam o conforto térmico no prédio.

A Tabela (2) a seguir indica os valores de carga térmica obtidos para três ambientes característicos do prédio que são as salas de aula, os laboratórios e demais ambientes (salas de técnicos e secretarias).

Tabela 2. Valores de Carga Térmica para cada Ambiente Representativo

Ambiente	Carga Térmica (Kcal/h)	Carga Térmica (Btu/h)
Laboratórios	VERÃO: 32001,763	126 991
	INVERNO: 12429,336	49 323
Salas de Aula	VERÃO: 21875,595	86 808
	INVERNO: 4503,933	17 873
Outros	VERÃO: 7328,621	29 082
	INVERNO: *	*

\* Sendo o valor da carga térmica de inverno muito pequeno, este foi considerado nulo.

## 6. Conclusão

O edifício estudado apresenta problemas devido a elevada inércia térmica que juntamente com o tipo de atividade desenvolvida nos ambientes atualmente provocam o aumento da carga térmica, comprometendo o conforto térmico. Construído a mais de trinta anos, o prédio não teve como preocupação inicial o conforto térmico, o que ocorreu foi que com o passar do tempo os diversos ambientes foram utilizados para diferentes tipos de atividades, necessitando recorrer a equipamentos mecânicos de condicionamento do ar.

A partir dos resultados obtidos confirmou-se que os materiais de revestimento são elementos fundamentais na melhoria do conforto térmico do edifício, assim como a carga térmica e o posicionamento do prédio em relação à trajetória do sol.

Através dos gráficos de temperatura elaborados observou-se ainda que a inércia térmica dificulta a troca de calor no prédio, retardando o seu aquecimento no período da manhã e o seu resfriamento no final do dia. Deve-se portanto selecionar materiais de construção com características térmicas adequadas para assegurar um melhor conforto térmico ao longo do dia, bem como nas diversas estações do ano, considerando o clima tropical brasileiro.

A partir do levantamento da carga térmica obteve-se que nos laboratórios o calor emitido pelos equipamentos representa 50% da carga térmica total no verão, enquanto que nas salas de aula, o ganho de calor está relacionado a quantidade de pessoas concentradas no ambiente.

Este trabalho não considerou o diagrama de sombras na parte interna do edifício, portanto não foi possível conhecer a incidência solar nos ambientes. Através deste diagrama seria possível alterar a atual ocupação de determinadas salas, bem como a posição dos equipamentos e do mobiliário nos ambientes, uma vez que alguns elementos não devem receber a ação direta do Sol, como é o caso de quadros negros, equipamentos eletrônicos e máquinas de grande potência.

Para se obter a melhoria das condições térmicas seria necessário utilizar um isolante térmico na cobertura metálica, avanços de lajes sobre as aberturas (portas e janelas) e uma adequada arborização na parte externa do prédio.

A ação conjunta destes três elementos, reduziria significativamente o efeito da radiação solar no interior do edifício, o que provocaria a diminuição da carga térmica e conseqüentemente do consumo de energia elétrica uma vez que exigiria uma menor quantidade de equipamentos mecânicos de condicionamento de ar.

Verificou-se também a importância do conhecimento interdisciplinar visando a melhoria dos projetos quanto ao conforto térmico sem necessidade de recorrer a utilização de meios mecânicos visando a redução no consumo de

energia elétrica. Assim sendo faz-se necessário ainda conscientizar profissionais ligados a construção civil da possibilidade de elaborar projetos tendo como condicionante inicial a otimização dos recursos naturais para promover um melhor conforto ambiental, eliminando a utilização de condicionadores de ar.

Este trabalho faz parte da sistematização de uma metodologia que provavelmente irá contribuir de forma prática para análise do conforto térmico em edificações. Outras etapas tem sido desenvolvidas e serão aprimoradas em trabalhos futuros.

## 7. Agradecimentos

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior- CAPES pelo apoio financeiro concedido através da Bolsa de Doutorado.

Ao Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais-INPE, em Cachoeira Paulista/SP, na pessoa do técnico José Carlos dos Santos, pelos equipamentos e suporte técnico fornecidos.

## 8. Referências

- Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT, 1978, "Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto", Rio de Janeiro, Brasil.
- Brito Filho, J.P., 1998, "Estudo Comparativo de Soluções de Melhoramento do Desempenho Térmico de Coberturas Leves", V Congresso de Engenharia Mecânica do Norte e Nordeste, Recife, Pernambuco, Brasil, pp.165-171.
- Carvalho, B.A. 1970, "Técnica da Orientação dos Edifícios", Editora Livros Técnicos, Rio de Janeiro, 106 p.
- Creder, H., 1990 "Instalações de Ar Condicionado", 4ª ed., Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro, Brasil, 354 p.
- McAdams, W.H., 1954, "Heat Transmission", McGraw-Hill Book Company, pp.187.
- Oliveira, L.A., 2000, "Conforto Térmico em Edifícios Revestidos com Grandes Janelas de Vidro: Estudo de Caso", Monografia, Unesp, Guaratinguetá, São Paulo, Brasil, 169 p.
- Vittorino, F., Akutsu, M., 2000, "Avaliação do Conforto Térmico e Lumínico em Conjuntos Habitacionais", IPT, São Paulo, Brasil, pp. 61-64.

## THERMAL COMFORT IN BUILDINGS COVERED WITH GREAT WINDOWS OF GLASS AND METALLIC ROOF: STUDY OF CASE

### Luiz Roberto Carrocci

UNESP- Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Cep:12516-410 – Guaratinguetá-SP  
carrocci@feg.unesp.br

### Lidiane Alves de Oliveira

UNESP- Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Cep:12516-410 – Guaratinguetá-SP  
lidiane@uol.com.br

### Eliane Barbosa de Amorim

UNESP- Campus de Guaratinguetá – Departamento de Energia  
Av. Dr. Ariberto Pereira da Cunha, 333 – Cep:12516-410 – Guaratinguetá-SP  
eliane\_amorim@zipmail.com.br

**Abstract.** This work analyzes buildings that, due to their modern architecture, use a great glass surface in the facades presenting, most of the time, problems of thermal comfort. As object of this study we chose a building of UNESP, campus of Guaratingueta. The accomplished analysis was based on the study of the heatstroke (solar diagram), in measuring temperature places, humidity and radiation and in the rising of the thermal load, aiming at evaluating the conditions of the building and to propose solutions seeking a better thermal comfort with the optimization of the consumption of electric energy. This work is a stage of a methodology of analysis of the thermal comfort that has been prepared to facilitate the analysis of the atmospheres in the buildings in the future.

**Keywords.** *Thermal comfort, solar energy, metallic roofs.*

# UTILIZANDO LÓGICA NEBULOSA NO CONTROLE DE SISTEMAS DE AQUECIMENTO

Gustavo Henrique da Costa Oliveira

LAS/CCET/PUCPR - R. Imaculada Conceição, 1155; CEP. 80215-901; Curitiba/PR

gustavoc@rla01.pucpr.br

Humberto Xavier de Araújo

LAS/CCET/PUCPR

araujo@rla01.pucpr.br

Nathan Mendes

LST/CCET/PUCPR

nmendes@rla01.pucpr.br

Leandro dos Santos Coelho

LAS/CCET/PUCPR

lscoelho@rla01.pucpr.br

**Resumo.** Este artigo aborda o problema de controle de temperatura em sistemas de aquecimento de ambientes. No contexto de sistemas dinâmicos, os sistemas de aquecimento podem ser classificados como sistemas não-lineares, possuindo ordem e constante de tempo elevadas, além de restrições severas em relação a potência disponível para aquecer o ambiente. A aplicação de controladores baseados em Lógica Nebulosa (ou Fuzzy) em sistemas de aquecimento é analisada. Propõe-se uma sistemática para a especificação das funções de pertinência do controlador a fim de que, mantendo a temperatura dentro de limites toleráveis (determinados através de especificações de conforto térmico), a variância do sinal de controle, o número de picos e o valor total do consumo de energia, sejam reduzidos. Os resultados obtidos são comparados com outras estratégias de controle, tais como algoritmos tipo liga-desliga e PID (Proporcional, Integral e Derivativo). Exemplos de simulação ilustram a estratégia proposta.

**Palavras-chave:** Sistemas de Controle com Realimentação, Simulação de Sistemas de Aquecimento, Lógica Fuzzy, Conforto Térmico.

## 1. Introdução

Este artigo aborda o problema de controle de temperatura em sistemas de aquecimento de ambientes através da utilização de controladores baseados em Lógica Nebulosa (ou *Fuzzy*).

No contexto de sistemas dinâmicos, os sistemas de aquecimento são compostos de vários sub-sistemas (muitos deles não-lineares) que atuando conjuntamente possuem ordem elevada e apresentam um comportamento tipicamente super-amortecido, com constantes de tempo elevadas (Mendes et al., 2000) (Mendes et al., 2001). Além disso, existem restrições severas em relação a amplitude e a variação do sinal de controle, isto é, os limites relacionados com a potência disponível para aquecer o ambiente. Todas estas características citadas, juntamente com a necessidade de controle das condições de conforto térmico (regulação da temperatura e umidade do ambiente), da redução da amplitude e quantidade dos picos de potência requeridas pelo sistema, justificam a utilização de técnicas avançadas de controle em substituição à simples e confiável estratégia liga-desliga. A técnica liga-desliga, por sua vez, é bastante difundida no mercado devido a vários fatores, entre os quais, o baixo custo, a construção simples e o funcionamento adequado para a maioria das aplicações.

Este trabalho tem como objetivo analisar a aplicação de controladores baseados em Lógica Nebulosa ou *Fuzzy* (Lee, 1990) (Pedrycz and Gomide, 1998) neste contexto. As técnicas de controle baseadas em Lógica *Fuzzy* tiveram grande crescimento na última década e se caracterizam por incorporar, na lei de controle, um conhecimento heurístico a respeito do funcionamento do sistema.

No contexto de conforto térmico, muitas vezes não é necessária a regulação da temperatura de um ambiente em um valor determinado. Uma faixa de valores admissíveis para a temperatura é suficiente para criar a sensação de conforto térmico (Fanger, 1974) (Lute and van Paassen, 1995). Estes limites são definidos pelo usuário e/ou pela aplicação. Sob o ponto de vista econômico e, na maioria dos casos, é melhor operar dentro desta faixa de temperatura economizando energia que obter um erro nulo em regime permanente para a temperatura ambiente. Neste trabalho, propõe-se incorporar este conhecimento sobre a operação de sistemas de aquecimento no sistema de controle através da modificação dos conjuntos nebulosos do controlador e os resultados são comparados frente a outras estratégias de controle.

O presente trabalho está organizado da seguinte forma. Na seção (2), a seguir, o algoritmo de controle fuzzy proposto é apresentado. Nas seções (3) e (4), respectivamente, o ambiente de trabalho e os resultados de simulação são descritos. Finalmente, na seção (5), o artigo é concluído.

## 2. Sistemas de controle baseados em lógica nebulosa

Seja um sistema de controle em tempo discreto onde o sinal de controle enviado ao processo é calculado em função do erro e da variação do erro da variável controlada, isto é:

$$\begin{cases} \Delta u(k) = \mathcal{F}(e(k), \Delta e(k)) \\ u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \end{cases} \quad (1)$$

onde  $y(k)$  é a variável controlada do processo,  $w(k)$  é o sinal de referência,  $e(k)$  é o sinal de erro dado por  $e(k) = w(k) - y(k)$  e  $u(k)$  é o sinal de controle do processo.  $\Delta$  é um operador tal que  $\Delta x(k) = x(k) - x(k-1)$ . Nesta estrutura de controle, o sinal  $\Delta u(k)$  é utilizado para incorporar um termo integral no ramo direto da malha de controle e eliminar, desta forma, erros em regime permanente para perturbações constantes. O termo  $\Delta e(k)$  incorpora a tendência do sinal de erro na lei de controle.

Diversos controladores em tempo discreto possuem a estrutura descrita pela Eq. (1). Um exemplo clássico é o controlador PI digital dado por (Astrom and Hagglund, 1995):

$$\begin{cases} \Delta u(k) = c_0 e(k) + c_1 \Delta e(k) \\ u(k) = u(k-1) + \Delta u(k) \end{cases} \quad (2)$$

onde,  $c_0$  e  $c_1$  são calculados em função dos ganhos proporcional  $K_p$  e integral  $K_i$  do PI contínuo. No caso de aproximação trapezoidal (ou Tustim), estes parâmetros são dados por  $c_0 = K_i \Delta t$  e  $c_1 = K_p - K_i \Delta t / 2$ , onde  $\Delta t$  é o período de amostragem.

Uma classe de sistemas de controle nebulosos (ou fuzzy) assume que a lei de controle está estruturada em regras do tipo **SE condição ENTÃO ação** (algoritmo de controle baseado em regras) (Pedrycz and Gomide, 1998) (Lee, 1990). A base de regras é construída a partir da experiência do operador sobre o funcionamento e as características do processo sob controle.

Utilizando a estrutura estabelecida pela Eq. (1), obtém-se um controlador fuzzy cujo modo de operação é análogo ao controlador PI (Tang and Mulholland, 1987). Nesta estrutura, os sinais  $e(k)$ ,  $\Delta e(k)$  e  $\Delta u(k)$  são transformados em variáveis linguísticas fuzzy (operação de fuzzificação) que são definidas em um universo de discurso (em geral) normalizado, isto é,  $x(k) \in [-1, 1]$ . Para estabelecer a semântica das regras, são definidos 7 conjuntos fuzzy, a saber: *Negativo Grande (NG)*, *Negativo Médio (NM)*, *Negativo Pequeno (NP)*, *Zero (Z)*, *Positivo Pequeno (PP)*, *Positivo Médio (PM)* *Positivo Grande (PG)*. As funções de pertinência destes conjuntos fuzzy são ilustradas pela Fig. (1).

A base de regras do controlador é resumida na Tab. (1), a seguir:

Tabela 1. Regras do sistema de controle fuzzy.

		$e(k)$								
		$\Delta e(k)$	$\rightarrow$	<i>NG</i>	<i>NM</i>	<i>NP</i>	<i>Z</i>	<i>PP</i>	<i>PM</i>	<i>PG</i>
$\downarrow$	<i>NG</i>					<i>NG</i>	<i>NM</i>			
	<i>NM</i>					<i>NM</i>				
	<i>NP</i>					<i>NP</i>	<i>Z</i>			<i>PM</i>
	<i>Z</i>	<i>NG</i>	<i>NM</i>	<i>NP</i>	<i>Z</i>	<i>PP</i>	<i>PM</i>	<i>PG</i>		
	<i>PP</i>	<i>NM</i>		<i>Z</i>	<i>PP</i>					
	<i>PM</i>				<i>PM</i>					
	<i>PG</i>			<i>PM</i>	<i>PG</i>					

Na Tab. (1), cada elemento é interpretado como uma regra, conforme exemplificado a seguir: o elemento (5, 1) da tabela representa uma regra do tipo

**SE**  $e(k)$  é *Negativo Grande* **E**  $\Delta e(k)$  é *Positivo Pequeno* **ENTÃO**  $\Delta u(k)$  é *Negativo Médio*

Como os universos de discurso são normalizados, é necessária uma ponderação para adequar o universo de discurso com os valores reais dos sinais de entrada e saída. Assim, o sistema de controle é dado por:

$$\begin{cases} \Delta u(k) = \mathcal{F}(k_e e(k), k_{\Delta e} \Delta e(k)) \\ u(k) = u(k-1) + k_u \Delta u(k) \end{cases} \quad (3)$$

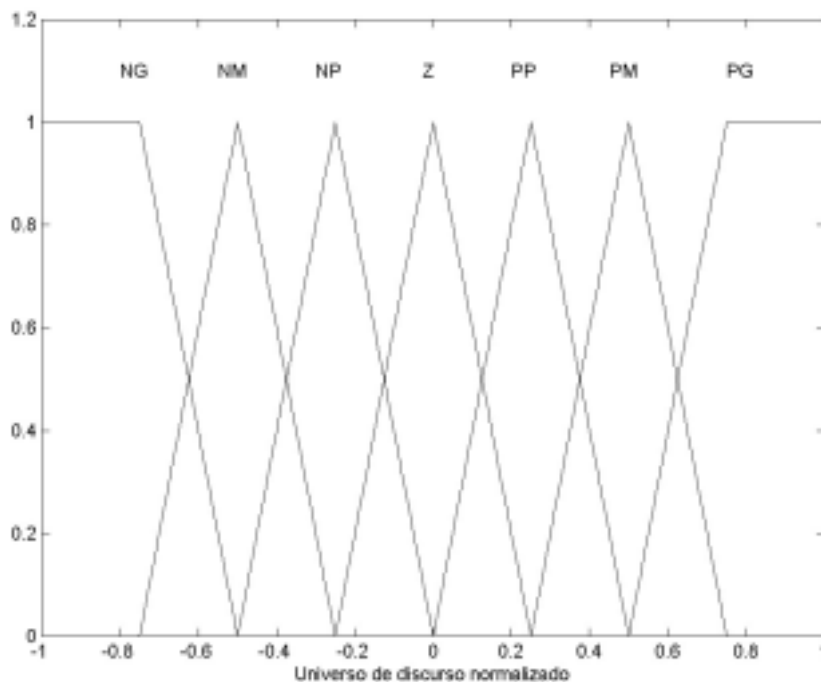


Figura 1: Funções de pertinência utilizadas na base de regras.

onde as ponderações  $k_u$ ,  $k_e$  e  $k_{\Delta e}$  são utilizadas como parâmetros de projeto para sintonia do controlador.

Desta forma, um sistema de controle *fuzzy* baseado em regras é um operador não-linear que relaciona o estado do processo, dado por  $e(k)$  e  $\Delta e(k)$ , com o sinal de controle  $u(k)$ . Um mecanismo de inferência atua sobre as regras para cálculo do sinal de controle apropriado quando determinado estado do processo é detectado. Este mecanismo de inferência é descrito em (Lee, 1990) (Pedrycz and Gomide, 1998). Ao contrário de sistemas de controle PI digitais (Eq. (2)), além das ponderações  $k_e$ ,  $k_{\Delta e}$  e  $k_{\Delta u}$ , o controlador fuzzy pode variar em função do método de inferência (neste trabalho, utiliza-se operadores *min-max*), pelo método de defuzzyficação (neste trabalho, utiliza-se o método do centro de gravidade) etc., mas, principalmente, pela própria estrutura da base de regras que deve refletir as características de controle do processo.

Na área de conforto térmico, muitas vezes não é necessária a regulação da temperatura de um ambiente em um valor pré-determinado. Uma faixa de valores admissíveis para a temperatura é suficiente para criar a sensação de conforto térmico (Fanger, 1974) (Lute and van Paassen, 1995). Estes limites são definidos pelo usuário e/ou pela aplicação. Sob o ponto de vista econômico e, na maioria dos casos, é melhor operar dentro desta faixa de temperatura economizando energia que obter um erro nulo em regime permanente para a temperatura ambiente.

Neste trabalho, a fim de incorporar este conhecimento sobre a operação de sistemas de aquecimento no sistema de controle, propõe-se modificar os conjuntos nebulosos referentes à variável linguística relacionada com o erro  $e(k)$ . Esta modificação está ilustrada pela Fig. (2), assumindo que a faixa de valores admissíveis para o erro entre valor de referência e o sinal de temperatura é de  $2^\circ\text{C}$  e que  $k_e = 0.1$ . Nesta figura, pode-se observar que erros de até  $2^\circ\text{C}$  são considerados como nulos pelo algoritmo de controle, não requerendo, portanto, um esforço de controle para sua eliminação, trazendo, como consequência, uma economia de energia. Todas as outras funções de pertinência sofreram um pequeno deslocamento para a esquerda, trazendo como consequência uma ação de controle mais suave.

Apesar de apresentar desempenho semelhante ao de controladores fuzzy (quando bem sintonizado e em muitas aplicações) um algoritmo de controle tipo PID não possui a flexibilidade de incorporar um conhecimento sobre o funcionamento do processo como o apresentado no parágrafo anterior.

### 3. O sistema de aquecimento

Nesta seção, a modelagem de sistemas de aquecimento formados por um ambiente fechado com aquecedor elétrico é descrita e, em seguida, os exemplos de simulação ilustram a proposta controle de temperatura apresentada neste trabalho.

No presente trabalho, o ambiente é composto por quatro paredes e contém um aquecedor elétrico com 7 aletas cujo fluido circulante é óleo. O ambiente é considerado hermeticamente fechado com distribuição espacial homogênea de energia interna, com perdas de energia apenas por condução de calor através das paredes. As propriedades térmicas das paredes são consideradas, com 3 camadas distintas, isto é, camadas interna, intermediária e externa. Aplicando-se a equação de conservação de energia nos diversos elementos, obtêm-se as seguintes equações do modelo.

O aquecedor é modelado pela equação (4), a seguir:

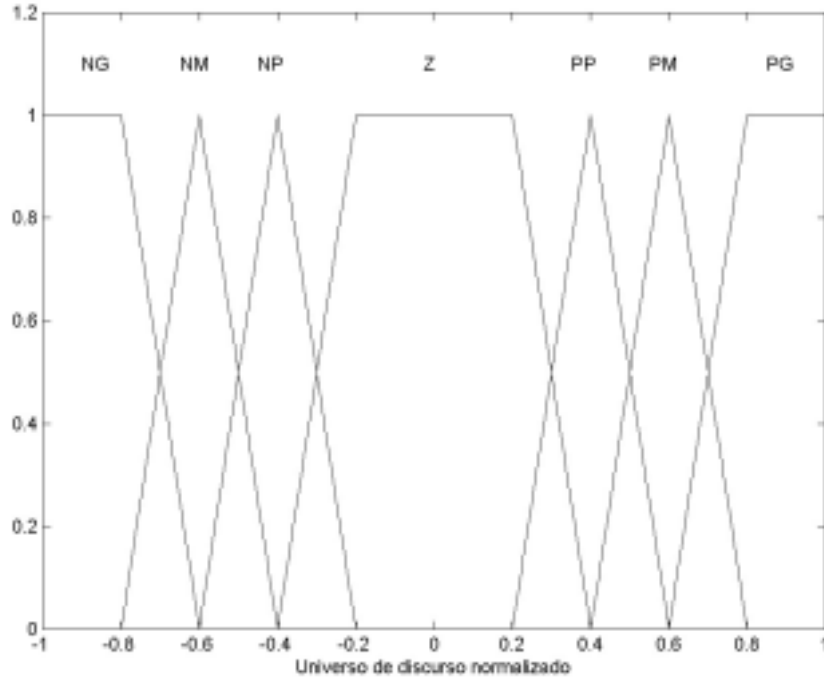


Figura 2: Funções de pertinência da variável  $e(k)$  adaptadas ao problema de conforto térmico.

$$C_{aq} \frac{dT_{aq}(t)}{dt} = Q_{max}u(t) + h_{int}A_{aq} (T_{in}(t) - T_{aq}(t)) + G_{rad}A_{aq} ((T_{pi}(t) + 273.15)^4 - (T_{aq}(t) + 273.15)^4) \quad (4)$$

onde  $T_{aq}(t)$ ,  $T_{in}$  e  $T_{pi}$  são, respectivamente, as temperaturas do aquecedor, interna do ambiente e da superfície interna das paredes;  $C_{aq}$  é a capacitância térmica do aquecedor, calculada em função da massa específica, do calor específico e do volume do óleo do aquecedor;  $A_{aq}$  é a área de troca de calor entre aquecedor e ambiente e  $h_{int}$  é o coeficiente de troca de calor por convecção através do ar;  $G_{rad}$  é o coeficiente de troca de calor por radiação, calculado em função da emissividade e de fatores de forma;  $Q_{max}u(t)$  é a potência térmica gerada internamente pelo aquecedor, onde  $u(t)$  é o sinal de controle normalizado ( $0 \leq u(t) \leq 1$ ) que pode ser calculado através da utilização de um controlador tipo liga-desliga, das leis de controle (2) ou (3).

A temperatura interna do ambiente e as temperaturas das 3 camadas da parede são modeladas pelas equações (5) a (8), descritas a seguir:

$$C_{ab} \frac{dT_{in}(t)}{dt} = h_{int}A_{aq} (T_{aq}(t) - T_{in}(t)) + h_{int}A_{par} (T_{pi}(t) - T_{in}(t)) + p(t) \quad (5)$$

$$C_{pi} \frac{dT_{pi}(t)}{dt} = h_{int}A_{par} (T_{in}(t) - T_{pi}(t)) + KA_{pa} (T_{pm}(t) - T_{pi}(t)) + G_{rad}A_{aq} ((T_{aq}(t) + 273.15)^4 - (T_{in}(t) + 273.15)^4) \quad (6)$$

$$C_{pm} \frac{dT_{pm}(t)}{dt} = KA_{par} (T_{pi}(t) - T_{pm}(t)) + KA_{par} (T_{pe}(t) - T_{pm}(t)) \quad (7)$$

$$C_{pe} \frac{dT_{pe}(t)}{dt} = KA_{par} (T_{pm}(t) - T_{pe}(t)) + h_{ext}A_{par} (T_{ext}(t) - T_{pe}(t)) \quad (8)$$

Nestas equações,  $T_{pm}$ ,  $T_{pe}$  e  $T_{ext}$  são, respectivamente, as temperaturas da camada intermediária (do meio), camada externa e temperatura externa ao sistema de aquecimento;  $p(t)$  representa perturbações na temperatura interna do ambiente, como perda de calor para o solo, acionamento de equipamentos e entrada de pessoas, dentre outras;  $C_{ab}$ ,  $C_{pi}$ ,  $C_{pm}$  e  $C_{pe}$

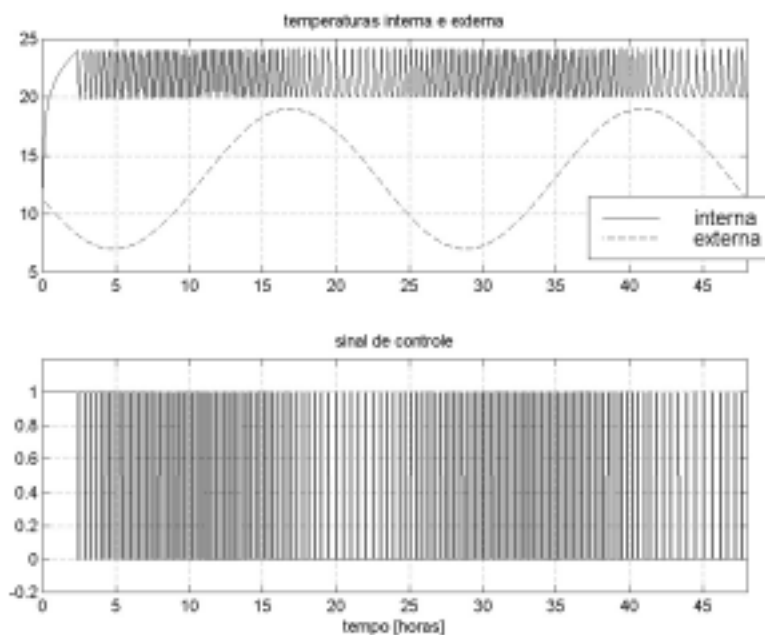


Figura 3: Controle de temperatura usando algoritmo liga-desliga.

são, respectivamente, as capacitâncias térmicas do ambiente, das camadas interna, intermediária e externa das paredes;  $K$  é a condutância térmica entre as camadas da parede,  $h_{ext}$  é o coeficiente de troca de calor por convecção com o ar externo,  $A_{par}$  é a área de troca de calor entre camadas da parede e entre a parede e os meios interno e externo.

Neste trabalho, os seguintes valores numéricos são utilizados:  $A_{par} = 50 \text{ m}^2$ , isto é, 4 paredes de 5 por 2.5 metros,  $A_{aq} = 7.14 \text{ m}^2$ ,  $Q_{max} = 15000 \text{ W}$ ,  $G_{rad} = 3.24 \cdot 10^{-7} \text{ W/K}^4$ ,  $C_{aq} = 1.69 \cdot 10^4 \text{ J/K}$ ,  $C_{ab} = 7.3 \cdot 10^4 \text{ J/K}$ ,  $C_{pi} = 1.95 \cdot 10^6 \text{ J/K}$ ,  $C_{pm} = 8.74 \times 10^6 \text{ J/K}$ ,  $C_{pe} = 1.95 \cdot 10^6 \text{ J/K}$ ,  $h_{int} = h_{ext} = 5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ,  $K = 893.34$  e  $p(t)$  é considerado um sinal de amplitude constante e igual a  $-0.06$ . Este valor foi calculado supondo temperatura do solo igual a  $15^\circ\text{C}$  e área do piso igual a  $25 \text{ m}^2$ . Os trabalhos (Mendes et al., 2000) e (Mendes et al., 2001) apresentam maiores detalhes sobre o modelo e os dados utilizados.

#### 4. Resultados de simulação

A seguir, são apresentados resultados de simulação que ilustram o desempenho das estratégias discutidas neste artigo quando aplicadas ao ambiente apresentado na seção (3). Todos os dados citados a seguir são referentes a um período de tempo de 48 horas e a unidade das temperaturas citadas é graus Celsius.

Como base de comparação, utiliza-se um algoritmo de controle do tipo liga-desliga, com valor de referência para temperatura de  $22^\circ$  e zona morta de  $2^\circ$ . A temperatura inicial dos ambientes interno, externo e das paredes é de  $11^\circ$ . Neste caso, o perfil de temperatura do ambiente para uma variação senoidal da temperatura externa é apresentado na Fig. (3).

O desempenho do sistema quanto à regulação da temperatura ambiente é analisado a seguir. Conforme é típico em controladores liga-desliga, o perfil de temperatura é oscilatório em torno do valor de referência nominal ( $22^\circ$ ). O sistema de controle demorou 0.46 horas para levar a temperatura ambiente do estado inicial para dentro da faixa pré-especificada. A temperatura ambiente permaneceu fora desta faixa (mesmo que ligeiramente) durante 21.3 horas, indicando que, para manter o sistema estritamente dentro das especificações, a zona morta do controlador on-off deve ser reduzida.

Quanto à energia consumida, pode-se observar a alta frequência de mudança de estados do sinal de controle que, durante as 48 horas, foi de 275 vezes ou, em média, 5.73 mudanças por hora. O consumo total de energia registrado é de 269.7 KWh e o sistema permaneceu 37.5% do tempo total utilizando mais de 70% da potência disponível, isto é, 15 KW.

O algoritmo de controle fuzzy é sintonizado conforme descrito a seguir, isto é,  $k_e = 0.1$ ,  $k_{\Delta e} = 10$  e  $k_{\Delta u} = 0.08$ . Os valores de  $k_e$  e  $k_{\Delta e}$  foram escolhidos de forma a adequar o universo de discurso real das variáveis do sistema com o universo de discurso normalizado. Entretanto,  $k_{\Delta u}$  foi selecionado de forma a regular a velocidade de resposta do sistema. Neste caso, o perfil de temperatura do ambiente com controlador fuzzy na mesma situação descrita no caso anterior é apresentado na Fig. (4).

Nota-se que houve uma melhora na regulação da temperatura do ambiente em relação ao liga-desliga, com erro nulo em regime permanente mesmo em presença de variações na temperatura externa. O sistema de controle demorou 0.62 horas para levar a temperatura ambiente do estado inicial para dentro da faixa pré-especificada e, somente durante este período, o sistema permanece fora das especificações.

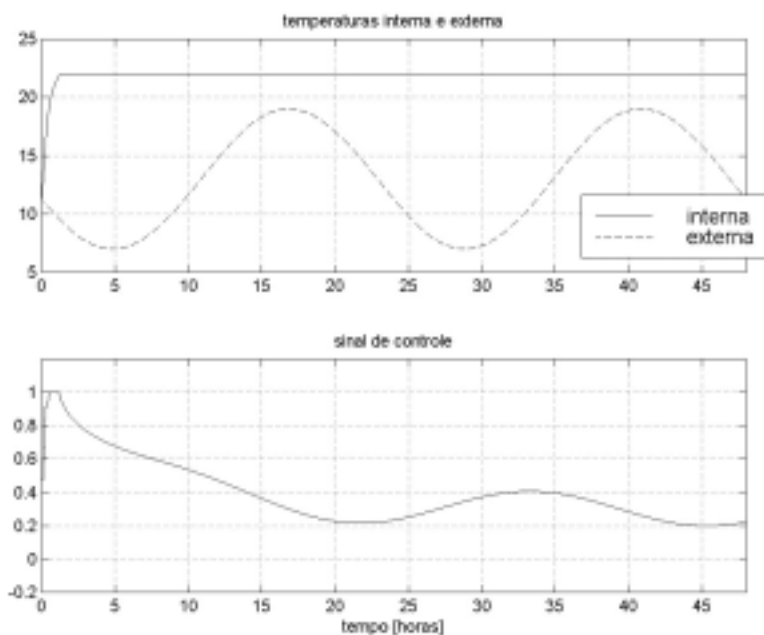


Figura 4: Controle de temperatura usando lógica fuzzy.

Quanto à energia consumida, pode-se observar uma diminuição acentuada, em relação ao liga-desliga, na variância do sinal de controle (84.7% menor). O consumo total de energia registrado é de 284.4 KWh, isto é, um aumento de 5.4% em relação ao liga-desliga. Entretanto, o sistema utiliza mais de 70% da potência disponível durante somente 8.7% do tempo total e, em regime permanente, opera consumindo menos de 40% da potência máxima. Esta redução diminui a sobrecarga do sistema elétrico de distribuição da concessionária de energia.

O desempenho apresentado pelo controlador fuzzy clássico encontra aplicação em situações onde a regulação precisa da temperatura em torno do valor de referência é fortemente desejável, por exemplo, em laboratórios de metrologia. Nestes casos, o pequeno aumento no consumo de energia apresentado é aceitável, considerando-se o menor desgaste no mecanismo de acionamento de potência do sistema e a menor demanda de energia.

Entretanto, em diversas aplicações, o controle de temperatura pode variar em torno de limites pré-determinados. Nestes casos, a proposta apresentada na seção (2) é aplicada, conforme ilustrado a seguir. O novo controlador fuzzy é sintonizado com os mesmos parâmetros utilizados no caso anterior, isto é,  $k_e$ ,  $k_{\Delta e}$  e  $k_{\delta u}$ . As funções de pertinência relativas às variáveis fuzzy *variação no erro* e *variação no sinal de controle* são mantidas inalteradas, entretanto, utiliza-se a configuração ilustrada na Fig. (2) para as funções de pertinência da variável *erro*. Estes valores para a variável *erro* incorporam um conhecimento *a priori* sobre a operação do sistema, isto é, que erros de até 2° (graus Celsius) no valor da temperatura em regime permanente são aceitáveis.

Na mesma configuração descrita para o controlador liga-desliga e para o controlador fuzzy clássico, o perfil de temperatura do novo sistema de controle é apresentado na Fig. (5).

Em regime permanente, nota-se a presença de erro não nulo em relação ao sinal de referência, porém, em relação à faixa aceitável, o sistema permanece estritamente dentro das especificações. O sistema de controle demorou 1.38 horas para levar a temperatura ambiente do estado inicial para dentro da faixa pré-especificada, isto é, mais lento que os dois casos analisados anteriormente.

Quanto à energia consumida, o perfil do sinal de controle é similar ao caso fuzzy clássico, entretanto, o consumo total de energia registrado é de 242.4 KWh, isto é, uma redução de 10.1% em relação ao liga-desliga. Além disso, o sistema utiliza mais de 70% da potência disponível durante somente 3.8% do tempo total e, em regime permanente, opera consumindo menos de 40% da potência máxima.

## 5. Conclusões

Este artigo abordou o problema de controle de temperatura em sistemas de aquecimento de ambientes e analisou a utilização de controladores baseados em Lógica Nebulosa (ou Fuzzy) em sistemas de aquecimento neste contexto.

Sabe-se que, muitas vezes, uma faixa de valores admissíveis para a temperatura é suficiente para criar a sensação de conforto térmico. Técnicas de controle baseadas em Lógica *Fuzzy* se caracterizam por incorporar, na lei de controle, um conhecimento heurístico a respeito do funcionamento do sistema. Este trabalho utilizou estas características do processo e do sistema de controle para propor uma modificação nas funções de pertinência do controlador a fim de que, mantendo a temperatura dentro de limites toleráveis (determinados através de especificações de conforto térmico), a variância do sinal



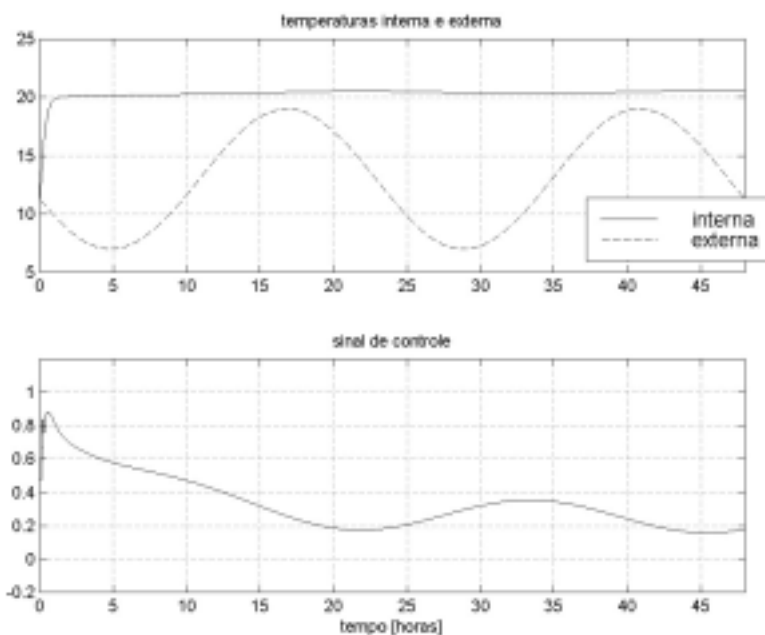


Figura 5: Controle de temperatura usando lógica fuzzy com funções de pertinência modificadas.

de controle, o número de picos e o valor total do consumo de energia, sejam reduzidos.

Exemplos de simulação ilustraram a estratégia proposta.

## Referências

- Astrom, K. J. and Hagglund, T. (1995). *PID Controllers: Theory, Design and Tuning*, 2 edn, ISA Press.
- Fanger, P. O. (1974). *Thermal Comfort*, McGraw-Hill Inc., New York, USA.
- Lee, C. C. (1990). Fuzzy logic in control systems: Fuzzy logic controller - part I e II, *IEEE Trans. on Systems, Man and Cybernetics* **20**(2): 404–418.
- Lute, P. and van Paassen, D. (1995). Optimal indoor temperature control using a predictor, *IEEE Control Systems* pp. 4–10.
- Mendes, N., Oliveira, G. H. C. and Araújo, H. X. (2000). O uso do matlab/simulink para análise de comportamento térmico de ambientes, *Anais do VIII Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, Porto Alegre.
- Mendes, N., Oliveira, G. H. C. and Araújo, H. X. (2001). Building thermal performance analysis by using matlab/simulink, *Proc. of the Building Simulation Conference (IBPSA '01)*, Vol. 1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 473–480.
- Pedrycz, W. and Gomide, F. (1998). *An Introduction to Fuzzy Sets: Analysis and Design*, MIT Press.
- Tang, K. L. and Mulholland, R. J. (1987). Comparing fuzzy logic with classical controller designs, *IEEE Trans. on Systems, Man and Cybernetics* **17**(6): 1085–1087.

## USING FUZZY LOGIC IN HEATING CONTROL SYSTEMS

**Gustavo H. C. Oliveira**

LAS/CCET/PUCPR - R. Imaculada Conceição, 1155 - CEP. 80215-901, Curitiba/PR

gustavoc@rla01.pucpr.br

**Humberto Xavier de Araújo**

LAS/CCET/PUCPR

araujo@rla01.pucpr.br

**Nathan Mendes**

LST/CCET/PUCPR

nmendes@rla01.pucpr.br

**Leandro dos Santos Coelho**

LAS/CCET/PUCPR

lscoelho@rla01.pucpr.br

**Abstract.** *This paper is focused on the temperature control problem of heating systems. In the context of dynamic systems, heating equipment are composed of a large number of subsystems (each of which may presents non-linear and/or time-varying characteristics) resulting in a high order system with slow time constants and exhibiting a well damped behavior. Moreover, It usually includes amplitude and rate constraints on the control signal, that is, there are limits on the energy available to heat up the environment. All these mentioned characteristics with the need of energy demand reduction while maintaining a certain level of thermal comfort justifies the use of advanced control strategies instead of the simple and reliable on-off controller.*

*The main objective of this work is to analyze the use of fuzzy logic based controllers in this kind of systems. In the last decade, fuzzy logic has provided many interesting solutions in control area since it represents an effective means of capturing the approximate and inexact nature of real world. Its application in control systems allows incorporating in the control law a heuristic knowledge regarding the system operation. A methodology for the controller membership function adjustment is proposed. The aim is, keeping the temperature behavior within thermal comfort specification, to reduce energy demand and energy costs.*

*The result is compared to other well-known strategies, that is, the on-off controller and the PID controller. Simulations results show the effectiveness of proposed strategy.*

**Keywords:** *Thermal Comfort, Closed Loop Control systems, Heating Systems Simulation, Fuzzy Logic.*

## EVALUATION OF SIMULATION SOFTWARE FOR NON-CONDITIONED HOUSES

**Alberto Hernandez Neto**<sup>1</sup>

Escola Politecnica da USP – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 – São Paulo – SP – CEP: 05508-900  
e-mail: [ahneto@usp.br](mailto:ahneto@usp.br)

**Arlindo Tribess**

e-mail: [atribess@usp.br](mailto:atribess@usp.br)

**Fúlvio Vittorino**

e-mail: [fulviov@ipt.br](mailto:fulviov@ipt.br)

*Abstract. Several projects have been made in order to systematically evaluate the performance of building simulation softwares like that used for the development of . ASHRAE Proposed Standard 140P. These analysis were performed for conditioned buildings, a unusual situation for low income dwellings in Brazil. To evaluate the software suitability for the performance evaluation of this type of buildings its necessary several tests. In this paper, results of a comparison between measured and calculated values for a single cell house in São Paulo city used in a validation software are presented. Simulation were performed using BLAST, ESP-r and NBSLD software. A good agreement between experimental data and NBSLD results is shown while BLAST and ESP-r provide temperature differences(1 to 2°C) that might be related to their radiation/convection models.*

**Keywords:** Dynamic Simulation, Heat Transfer, Model Evaluation

### 1. Introduction

Several projects have been made in order to systematically evaluate the performance of building simulation softwares. ASHRAE Proposed Standard 140P (“Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs”) uses a “comparative testing” approach, where test cases are defined and the tested software produce results that can be analyzed in three ways: compared to analytical solutions; other software results; or experimental evaluations. However these tests were not done extensively. Therefore they should not be considered a full validation of such softwares and its models.

Such tests mostly include conditioned buildings and residences but seldom involves non-conditioned rooms where external sources contribution due to heat transfer through walls and windows is more significant than internal loads and the indoor air temperature are not constant, typical situation in Brazilian dwellings.

Due to economical and climatic conditions in Brazil, there is a major concern related to the construction of affordable housing without using air conditioning systems. Therefore, thermal comfort should be achieved by the adequate use of construction materials, opening positions, building orientation and location, using the so called “bioclimatic architecture” principles.

For evaluation of the thermal performance of unconditioned buildings, detailed simulation software (IPT,1998) can also be used. But those softwares should be properly tested to evaluated their agreement with actual thermal behavior of non-conditioned housing. There are several softwares available for such purpose.

Three softwares were used in this paper: NBSLD – National Bureau of Standards – Load Determination (Kusuda, 1976), BLAST – Building Load Analysis and System Thermodynamics, v.3.1 (Pedersen, 1983) and ESP-r – Energy Simulation Program – research, v 9.0 (Clarke, 1985). They were selected due to their reliability in evaluating the dynamic thermal behavior in buildings and also their wide use for building simulation (BLAST in USA, ESP-r in Europe and NBSLD used in Brazil).

### 2. Brief software description

BLAST was developed by the U.S. Army Construction Engineering Research Laboratory (USACERL) under the sponsorship of the Department of the Air Force, Air Force Engineering and Services Center (AFESC) and the Department of the Army, Office of the Chief of Engineers (OCE). It is divided into three main parts: cooling/heating loads evaluation, fan systems/central plants simulation, and non-conditioned rooms temperature profile evaluation, which allow a complete air conditioning system design and analysis. This software is at moment under testing for Brazilian climate conditions and materials.

The second software, called NBSLD (Kusuda, 1976), was developed on the 70's and allows calculating the cooling loads in a conditioned space and the internal conditions of a non-conditioned room. It should be pointed out that most of the models used on NBSLD were used to develop BLAST routines. These softwares predicts the energy and mass fluxes for conditioned and non-conditioned rooms considering its dynamic behavior. NBSLD was extensively tested for Brazilian climate conditions and materials with good results (Akutsu and Vittorino, 1996 and 1990). It should be also

pointed out that the NBSLD software and its routines used in this paper has been modified due to the previous works and analyses while BLAST and ESP-r are used with the original routines developed by their research center.

The third one is ESP-r (Clarke, 1993) developed in the University of Strathclyde, Glasgow. This software allows to model the energy and mass fluxes for conditioned rooms as well for air conditioning plant/system. A discretization of the governing equations is employed using a difference finite method in the time and space domain.

Based on previous studies for many different buildings in Brazil (IPT,1998), it can be concluded that the following models are indispensable for a proper use of simulation software for Brazilian conditions:

- a) Careful and complete analysis of transient heat conduction through walls and heat storage in zones. This can be done using, for example, response factors or finite differences methods for all zone surfaces.
- b) The shaded and sunlit areas should be calculated hourly for all external surfaces.
- c) Evaluation of the solar flux transmitted hourly through windows, with or without interior shading.
- d) Determination of the view factors to calculate radiant heat transfer between zone surfaces as well as between external surfaces (walls, roofs, windows) and the earth/sky.
- e) Evaluation of outside and inside convective heat transfer coefficients on walls/roofs.
- f) Indoor air moisture and energy balance evaluation.

Some of these features are present in more than one of these softwares which provides three excellent tools for analysis. However, each one of these programs contains the following main differences:

Table 01. Comparison of softwares aspects.

Aspect	BLAST	NBSLD	ESP-r
Surface temperature and heat flux profiles	No	Yes	Yes
Moisture balance calculation	No	Yes	Yes
Annual simulation	Yes	Yes*	Yes
Simultaneous multiple rooms simulation	Yes	No	Yes
Hourly climate data input for a typical design day	No	Yes	Yes
Air conditioning system simulation	Yes	No	Yes
User interface	Friendly	Not friendly	Not friendly

\*With slightly modifications

For the numerical models used on softwares mentioned before, the cooling load calculation and, consequently, the room temperature profile is done by applying the 1<sup>st</sup> Law of Thermodynamics into a control volume which contains the air of the conditioned room. Air is assumed as an isothermal incompressible fluid with constant thermal properties and negligible thermal capacity. Details on the equations can be found in previous works (Akutsu et al, 1999, Tribess, et al, 2000, Hernandez et al., 2000)

### 3. Measurements

In order to analyze the performance of these software, the thermal behavior of a non-conditioned full-scale cell is chosen. Its geometry (Fig. (1)) and materials properties (Tab. (2)) are shown below.

The following measurements were made in the cell:

- Internal and external temperature profile for the roof
- Internal temperature profile for the walls and floor
- Inside dry bulb air temperature
- Globe temperature

The climate data was obtained on IAG (Geophysical and Astronomical Institute) at University of São Paulo, Brazil. This Institute has been operating a meteorological station for the last thirty years, providing reliable climate data for the city of São Paulo.

The surface temperature profiles for the walls, roof and floor was continuously measured in its geometrical center. The air and globe temperature were measured in the floor geometrical center and 1,5 m high. For all temperature measurements, 24 AWG T thermocouples with PVC insulation were used. Those measurements were collected in 30 channels logger with a  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  overall uncertainty. During the measurements, the door and the window were kept close in order to avoid solar radiation penetration and also to minimize air infiltration.

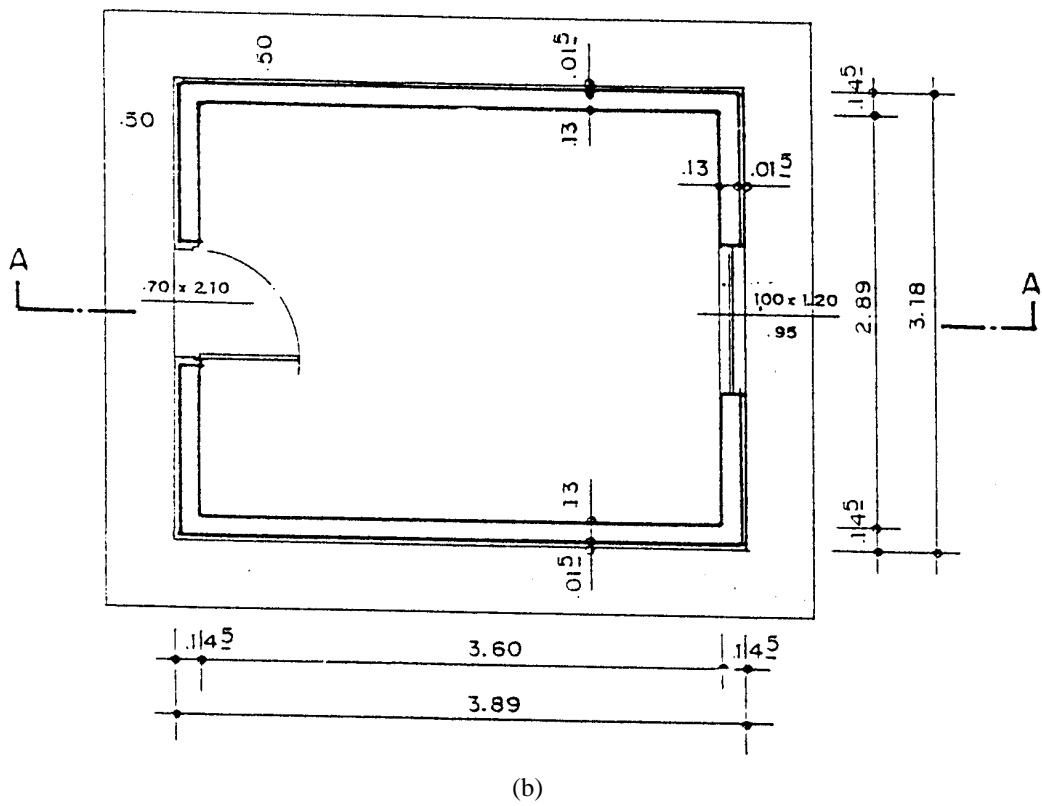
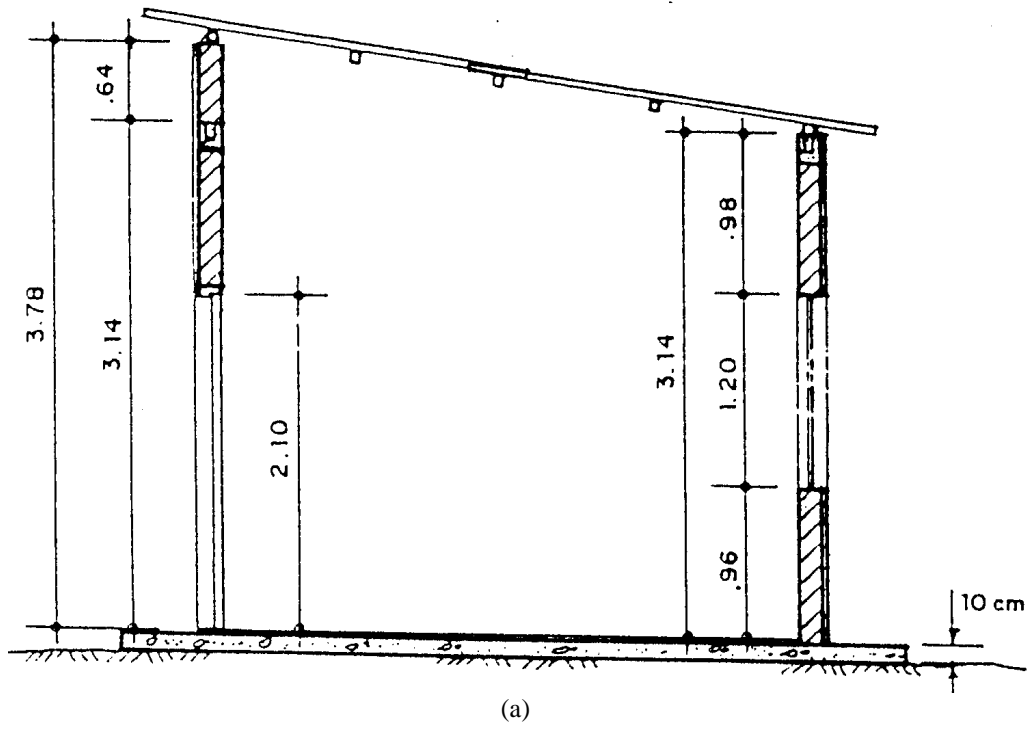


Figure 01. Geometry of non-conditioned housing a) lateral view b) plant view – Dimensions in meters.

Table 02. Layers and materials properties.

Walls				
Layers	k [W/m.°C]	C <sub>p</sub> [J/kg.°C]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]	Thickness [m]
Concrete <sup>1</sup>	1,9	840	2250	0,0185
Air space <sup>1</sup>	0,020 <sup>2</sup>	----	----	----
Concrete <sup>1</sup>	1,9	840	2250	0,0185
EPS	0,027	1214	15	0,0250
Roof				
Steel Roofing	50	502	7800	0,0050
Glass wool felt	0,040	800	30	0,0254
Floor				
Soil	0,173	837	1041	0,3048
Concrete	1,7	837	2243	0,1015

Legend:

k – thermal conductivity; C<sub>p</sub> – Specific Heat; ρ – density

1 – Concrete hollow block; 2- Thermal resistance – [m<sup>2</sup>°C/W]

Measurements were taken during a 20 days period. The following criteria was used to select which day of climate series should be compared with simulation results:

- A three consecutive day set was chosen;
- If the dry bulb temperature profiles of the set were similar and the maximum and minimum dry bulb temperature of each day was close ( $\pm 1^\circ\text{C}$ ) then the last day temperature profile of this set was used;
- If the previous criteria was not fulfilled, another three day set was selected from climate series.

#### 4. Numerical simulation

Based on the climate conditions measured in-situ for the cell previously presented, numerical simulations were carried out using the BLAST, ESP-r and NBSLD. A summary of the main results are shown in Fig. (2).

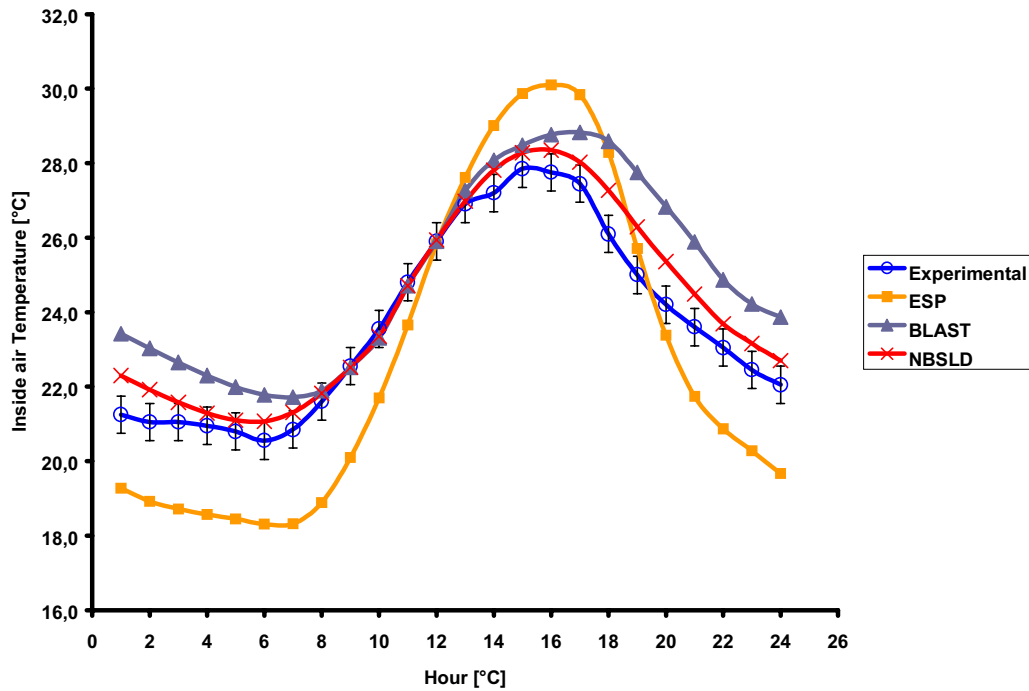


Figure 02. Comparison of numerical and experimental results for room air temperature.

Table 03. Evaluation of temperature difference between experimental data and numerical results.

Parameter / Software	BLAST	NBSLD	ESP-r
Average absolute difference [°C]	1,3	0,6	1,9
Maximum absolute difference [°C]	2,8	1,3	2,9

One can observe that best results are achieved by the NBSLD. It should be reminded that this software was under study longer than the other two softwares mainly for unconditioned buildings. Several modifications were implemented in its routines in order to better reproduce the Brazilian climate and to improve the heat balance model.

The main differences presented for ESP-r and BLAST in Fig. (2) and Tab. (3) can be addressed as a result of several variables.

The first one is outdoor air temperature profile. To perform the comparisons, the same profile was used and the more restricted software in such aspect was BLAST. For this computer program it should be given some information about outside conditions such as maximum dry bulb temperature, minimum dry bulb temperature, maximum wet bulb temperature, etc. Based on these information, BLAST calculate hourly values for the climatic conditions. The difference between the actual and calculated outdoor air temperature profiles is shown in Fig. (3). As it can be seen, by comparing with the experimental temperature profile, there is a significant temperature difference, specially in the 17:00 and 24:00 period. This can not be controlled by the BLAST users when performing calculations in the design day option, which is not a limitation for NBSLD and ESP-r. However, even though this climatic data makes difficult a software comparison study, it is suitable for building design, when typical design days must be considered as discussed by Akutsu (1998) in your work of thermal performance evaluation on buildings.

Finally, for software comparison purposes, the outdoor air BLAST profile could partially explain the over prediction experienced by the BLAST (Fig. (3)) in the 17:00 and 24:00 period.

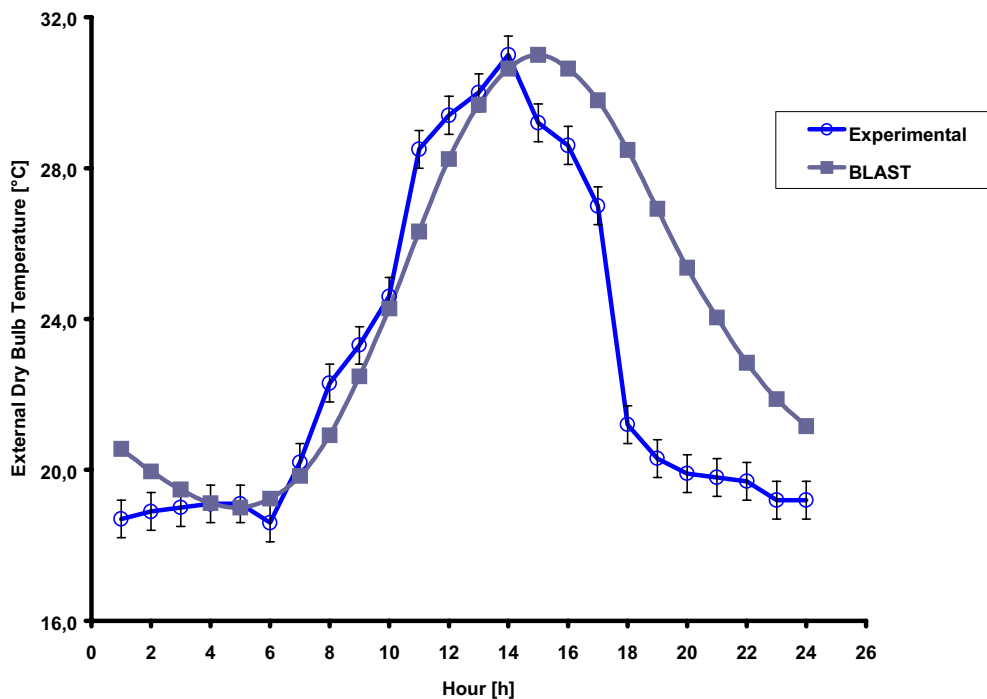


Figure 03. External air temperature profile.

In addition to the external dry bulb temperature effect, the convection heat transfer coefficients models also interferes in the results. For each software, different external and internal convection heat transfer coefficients are used, as shown in Tab. (4) where the values for walls are listed.

Table 04. External and internal wall convection heat transfer coefficients.

Convection [W/(m <sup>2</sup> .°C)]	BLAST	ESP-r	NBSLD
Internal	8	4,5	3.1
External	12	9,5	22

Therefore, based on the values showed on Tab. (4), there is an over evaluation of the heat transfer by BLAST and ESP-r for the internal convection mechanism taking NBSLD as reference. This can explain an over prediction of temperature profile.

Regarding ESP-r predictions, it should be pointed out that the convection heat transfer can not have a significant contribution. This is based on the fact that ESP-r presents smaller convection heat transfer coefficients which could lead for higher temperature differences. Instead of that, an under prediction of temperature profiles is experienced in most of 24 hours period, except between 12:00 and 18:00. This could be explained by a closer look in the radiation model used in each software. Further studies should be done to analyze systematically this particular aspect.

Another aspect is the variations of thermal properties for construction materials. Based on experimental measurements (IPT, 1998), it was found high value variations ( $\pm 20\%$ ) for properties such as thermal conductivity and density. Therefore, in order to check the models sensibility for those variations, some tests were done where two thermal properties (thermal conductivity and density) were varied. The results show that the profiles calculated by the models experience a  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$  variation, which is within the experimental uncertainty.

## 5. Conclusions

An evaluation of three simulation software were made. The best results were achieved by the modified NBSLD due to its extensive evaluation done previously. For ESP-r and BLAST, the discrepancies found during the study were addressed basically to differences on the radiation/convection heat transfer models. Particularly to BLAST, it should be added that the differences between calculated and experimental outdoor air dry bulb temperature profiles affect the agreement with the indoor air temperature. Further studies should be undertaken in order to better evaluate the models and, therefore, explain the differences here presented.

The authors would like to point out that the use of the softwares here analyzed require skillful users with a sound knowledge in heat transfer. The main reason is based on the fact that thermal housing dynamic simulation is affected by several variables simultaneously and the evaluation of its relatively importance to the process is difficult. Besides, the data input sometimes is not quite straight forward and user interface is not exactly what one can call friendly. Therefore, the use of such softwares is still restricted to very specialized design teams/engineers.

The differences between experimental and calculate indoor air temperature profiles (1 to  $2^{\circ}\text{C}$ ) experience in BLAST and ESP-r simulation results imply in completely different thermal comfort conditions. Therefore, simulations using these software might lead to different conclusions in such aspect. Besides, BLAST did not allow to calculate the internal surface temperature profile, which might help to identify possible problems of thermal comfort.

## 6. References

- Akutsu, M.; Hernandez, A. N.; Tribess, A.; Vittorino, F. (1999). The Effects of Indoor conditions on the Reduction of Energy Consumption in Commercial Buildings in Rio de Janeiro. Building Simulation '99 Congress, Kyoto, Maio, 6 pps. (Proceedings in CD-ROM).
- Akutsu, M. (1998). Method for evaluation of thermal performance of buildings in Brazil.(in Portuguese), PhD. Thesis, EPUSP, São Paulo.
- Akutsu, M.; Vittorino, F. e Martins, J. M. V. Comparative Study of the softwares NBSLD and DOE-2 (in Portuguese) (1996). Proceedings of NUTAU'96 - Technology-Architecture-Urbanism - International Seminar, São Paulo.
- Akutsu, M. e Vittorino, F. (1990). The effects of insulating a building on thermal comfort conditions and cooling loads, International CIB W67, Rotterdam.
- Clarke, J.(1985).“Energy Simulation in Building Design“, Bristol, Adam Hilger.
- Hernandez, A. N. , Tribess, A., Vittorino, F. (2000) Strategies for Energy Conservation in Air Conditioning for Office Buildings in Brazil. CIB - Symposium on Construction & Environment (Theory into Practice), November, São Paulo, 6 pps (Proceedings in CD-ROM).
- IPT.(1998). Minima Criteria for evaluation of one-family housing constructions (in Portugues). São Paulo, Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT).
- Kusuda, T. (1976). NBSLD, The Computer Program for Heating and Cooling Loads in Buildings. Washington, DC, National Bureau of Standards, (Building Science Series 69).
- Pedersen, C. O. et al. (1983). BLAST - Building Load Analysis and System Thermodynamics, University of Illinois, Champaign - Urbana, EUA.



# OTIMIZAÇÃO DE DISTRIBUIÇÃO DO AR EM ARMAZÉNS COM AERAÇÃO EM CONDIÇÕES NÃO-UNIFORMES DA MASSA DE GRÃOS

## Oleg Khatchaturian

UNIJUI Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul  
R. São Francisco, 501, Cx .P. 560, 98700-000, IJUÍ, RS, BRASIL  
[olegkha@unijui.tche.br](mailto:olegkha@unijui.tche.br)

## Darci Luiz Savicki

URCAMP Campus São Borja  
Av. Tancredo Neves, 210, Cx. P. 137, SÃO BORJA, RS, BRASIL  
[luiz@detec.detec.unijui.tche.br](mailto:luiz@detec.detec.unijui.tche.br)

**Resumo.** Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático e um aplicativo para simulação do escoamento do ar em armazéns de alta capacidade, levando em consideração a não-uniformidade da massa de grãos. Utilizando uma relação empírica entre o gradiente de pressão e a velocidade do escoamento e a equação de continuidade foi obtida a equação da pressão na forma de uma equação diferencial parcial não-linear que foi resolvida numericamente utilizando as iterações sucessivas com a técnica dos elementos finitos. O valor do coeficiente de permeabilidade foi calculado pela distribuição da pressão obtida da iteração imediatamente anterior. O aplicativo desenvolvido utiliza também o processo iterativo para busca do ponto do regime de trabalho localizado na característica do compressor utilizado. Para obter a dependência empírica do coeficiente de permeabilidade da altura da massa de grãos foi construído um equipamento experimental que reproduz as condições existentes em um silo. Foram obtidos os valores da porosidade em função da altura da camada de grãos (até 50 m) e as relações entre velocidade e queda de pressão estática. Utilizando estes resultados no aplicativo desenvolvido, foram realizadas as simulações numéricas do funcionamento de silos de várias geometrias e diferentes esquemas de distribuição do ar na entrada.

**Palavras chave:** Aeração, modelagem matemática, armazenamento de soja.

## 1. Introdução

Para minimizar as perdas pós - colheita, juntamente com a secagem e o controle fitossanitário utiliza-se a aeração que se apresenta a movimentação forçada de ar ambiente adequado através da massa de grãos, com o objetivo de diminuir e uniformizar a temperatura, propiciando condições favoráveis para a conservação da qualidade durante um período de tempo prolongado. O ar é insuflado ou aspirado por meio de um ventilador e em seguida é distribuído na massa de grãos e serve para resfriar a massa de grãos, evitar a migração de umidade, retirar “bolsas de calor”, conservar temporariamente os grãos úmidos, realizar uma secagem limitada, remover os odores da massa de grãos armazenada, aplicar fumigação, etc.

A maior resistência ao fluxo de ar num sistema de aeração é causada pela massa de grãos. Essa resistência ao escoamento do ar depende dos parâmetros do fluxo de ar, das características da superfície do produto (rugosidade), da forma e do tamanho das impurezas presentes na massa, da configuração e do tamanho dos espaços intersticiais na massa, do tamanho e quantidade de grãos quebrados e da altura da camada do produto. Trabalhos realizados por Shedd (1953), Brooker (1961 e 1969), Bunn e Hukill (1963), Pierce e Thompson (1975), Haque et al. (1982), Ribeiro et al. (1983), Khatchaturian e Toniazzo (1995 e 2000) sobre escoamento do ar em silos abordam alguns desses parâmetros.

Atualmente existe uma tendência de construir silos com alturas cada vez maiores e a massa de grãos já não pode ser suposta homogênea. A existência de não-homogeneidade altera significativamente os parâmetros físicos envolvidos no processo de aeração, tais como, velocidade do ar e queda de pressão estática. Mesmo assim, praticamente não existe na literatura dados referentes a compactação para grãos de soja, embora o tema, cada vez mais, passa a interessar a engenheiros e empresas construtoras e operadoras de silos. Para realizar as simulações do funcionamento dos silos com geometrias complexas e com diferentes sistemas de distribuição de ar é necessário ter *softwares* adequados para melhor prever a distribuição dos parâmetros, uma vez que nessas condições a obtenção de dados empíricos é uma tarefa muito difícil e dispendiosa economicamente. O presente trabalho tem por objetivos:

- criar um modelo matemático para o cálculo dos campos de pressão estática, linhas de corrente e velocidade do ar em condições não-homogêneas da massa de grãos de soja que esteja sob processo de aeração;
- desenvolver um algoritmo e um programa computacional para o cálculo de distribuição dos parâmetros em silos com diferentes geometrias e sistemas de distribuição de ar em condições não-homogêneas da massa;
- estudar a alteração do grau de compactação para diversas profundidades de camadas de grãos de soja;
- estudar a relação entre a velocidade e do gradiente de pressão em função do grau de compactação; incorporar no modelo a característica do ventilador;

- realizar simulações numéricas de silos reais e projetados para detectar as regiões críticas do ponto de vista de seu funcionamento.

**2. Modelo Matemático**

O escoamento de fluido viscoso incompressível isotérmico pode ser descrito pelo sistema de equações de continuidade (1) e de Navier-Stokes (2):

$$\text{div}W = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{dW}{dt} = -\text{grad}P + m\nabla^2W \tag{2}$$

A solução deste sistema (geralmente reduzido à forma adimensional) que depende do número de Reynolds efetivo, determinado pela velocidade média calculada levando em conta a porosidade da massa de grãos (velocidade aparente) relaciona as distribuições de pressões e velocidades em cada ponto do domínio de integração para cada momento do tempo na forma de uma função  $W=f(\text{grad}P)$ , onde  $W$  é o vetor de velocidade e  $P$  é a pressão (variáveis “primitivas” do sistema inicial).

Entretanto, os dados experimentais mostram, que mesmo para os números de Re iguais para escoamento do ar em massa de vários tipos de grãos, a relação entre a velocidade e o gradiente de pressão é diferente para cada tipo de grãos.

Esta diferença é causada provavelmente pelos fatores que provocam a variação do coeficiente de atrito em escoamento: forma dos grãos (que sempre não é esférica e varia para produtos diferentes), existência na massa de grãos das zonas de porosidade com acesso limitado do ar (existência de dois tipos de porosidade), diferença na rugosidade da superfície de grão, etc. Os outros fatores, como, por exemplo, a compactação da massa de grãos, a variação da umidade, a presença das impurezas, aumentam a diferença entre os valores reais medidos e calculados pela resolução do sistema Eq. (1) e Eq. (2). Este fato implica que as tentativas de simular o processo de escoamento do ar em massa de grãos utilizando as equações de continuidade e de Navier-Stokes na forma Eq. (1) e Eq. (2), contribuindo na teoria, ficam longe de aplicações práticas.

O fato que o vetor de velocidade num armazém não sofre as variações bruscas de direção permitiu neste trabalho obter um modelo matemático de escoamento do ar em um armazém que deu uma boa coincidência com os dados experimentais.

Analisando as relações experimentais entre a velocidade do ar e a queda de pressão obtidas pelo Shedd (1953) para caso 1-D no intervalo de variação de velocidade muito mais amplo que utiliza-se em armazéns (os pontos na Fig. (1)), foi obtida uma função empírica  $W=f(dP/dx)$ , que na forma implícita leva em conta a dependência do escoamento de viscosidade e do fator de atrito correspondente ao tipo dos grãos considerados. Para intervalo de variação de velocidade correspondente ao escoamento laminar esta função é equivalente à fórmula de Poiseuille ou à equação de Blake-Kozeny (uma função linear entre a queda de pressão e a velocidade). Para o regime turbulento que corresponde aos valores maiores de velocidade na Fig. (1), a queda de pressão é proporcional ao quadrado da velocidade (equação de Burke-Plumer).

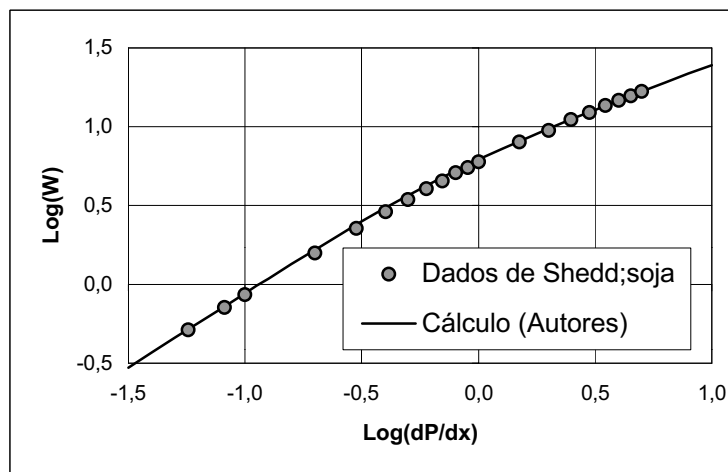


Figura 1. Relação entre velocidade e queda de pressão em camada de massa de grãos de soja (Shedd, 1953).

Assim, para o regime laminar no caso 1-D, pode escrever:

$$dP/dx \sim W \Rightarrow W = k \cdot dP/dx \tag{3}$$

Aplicando logaritmo e derivando, temos:

$$\frac{d\log(W)}{d\log(dP/dx)} = 1 \tag{4}$$

Analogamente, para o regime turbulento pode encontrar:

$$dP/dx \sim W^2 \Rightarrow W = k \cdot (dP/dx)^{1/2} \tag{5}$$

$$\frac{d\log(W)}{d\log(dP/dx)} = 0,5 \tag{6}$$

Os valores das derivadas obtidos acima se apresentam os limites de variação dos valores da derivada  $d\log(W)/d\log(dP/dx)$  para variáveis  $W$  e  $dP/dx$  relacionadas pela função  $W=f(dP/dx)$  em todo o intervalo de variação  $dP/dx \in (0, \infty)$  ou  $\log(dP/dx) \in (-\infty, \infty)$ .

Para descrever a variação da derivada  $d\log(W)/d\log(dP/dx)$  em todos os três domínios principais relacionados com escoamento laminar, transiente e turbulento neste trabalho foi proposta a fórmula:

$$\frac{d\log(W)}{d\log(dP/dx)} = \frac{3}{4} - \frac{\text{arctg}(U)}{2\pi} \tag{7}$$

onde:  $U(P) = a \cdot \log(dP/dx) + b$ ;  $a > 0$  e  $b$  são constantes.

Evidentemente,

quando  $dP/dx \rightarrow 0$ ,  $U \rightarrow -\infty$ ,  $\lim_{u \rightarrow -\infty} (3/4 - \text{arctg}(U)/2\pi) = 1$ , que corresponde ao regime laminar;

quando  $dP/dx \rightarrow \infty$ ,  $U \rightarrow \infty$ ,  $\lim_{u \rightarrow \infty} (3/4 - \text{arctg}(U)/2\pi) = 0,5$ , que corresponde ao regime turbulento.

Na Fig. (2) são apresentadas as derivadas obtidas numericamente da curva experimental de Shedd para escoamento do ar em massa de soja (os pontos) e calculadas pela Eq. (7) com valores dos coeficientes  $a=2,5$  e  $b=0,35$  (linha).

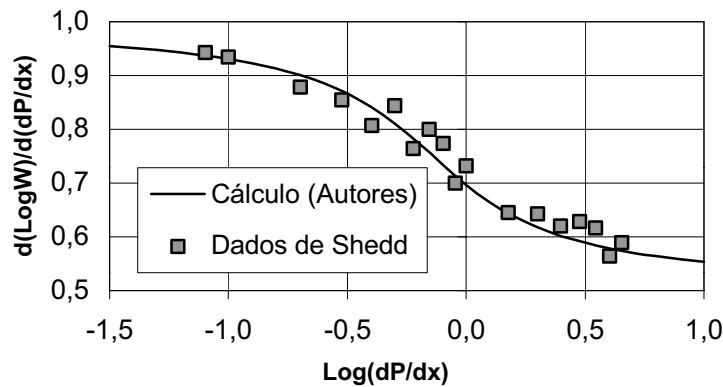


Figura 2. Comparação da função (7) com os pontos calculados pela curva experimental de Shedd, 1953.

Integrando a Eq. (7) em relação ao logaritmo do gradiente de pressão, encontramos a expressão para a velocidade:

$$\log|W| = \left\{ \left[ \ln(1 + U^2) - 2U * \text{arctg}(U) \right] / \pi + 3U \right\} / 4a + C \tag{8}$$

A comparação dos cálculos feitos pela Eq. (8) proposta (com valor de  $C=0,69$ ) e dados experimentais de Shedd (1953), apresentada na Fig. (1), mostrou uma boa coincidência para todo o intervalo de variação de  $dP/dx$ . Então, foi obtida a expressão analítica para função  $W=f(dP/dx)$ , que relaciona a velocidade com a queda de pressão no caso 1-D.

Se o escoamento em armazém não sofre as variações bruscas e caso é estacionário, pode admitir que a relação (8), sendo aplicada para um volume elementar de controle lateralmente limitado pelas linhas de corrente, está sendo satisfeita em todos os pontos do escoamento 2-D ou 3-D, onde existe o fluxo predominante. Neste caso a taxa de queda de pressão  $dP/dx$  na fórmula (7) seria substituída pelo  $|\text{grad}P|$ .

Finalmente, o modelo matemático do escoamento do ar em massa de soja para caso 2-D ou 3-D consiste em sistema de duas equações:

$$\text{div}W = 0 \tag{9}$$

$$W = -\frac{\text{grad}P}{|\text{grad}P|} \exp\left(\ln 10 \left( \left[ \ln(1+U^2) - 2U * \text{arctg}(U) \right] / \pi + 3U \right) / 4a + C \right) \tag{10}$$

onde  $U = a \cdot \log(|\text{grad}P|) + b$ .

A Equação escalar (9) é equação de continuidade para fluido incompressível. A Equação vetorial (10) que substituiu a Eq. (2) de Navier-Stokes expressa que os vetores de velocidade e gradiente de pressão são colineares em todos os pontos do domínio e que a razão entre os módulos destes vetores é uma função do gradiente de pressão.

Denotando:

$$k = \exp\left(\ln 10 \left( \left[ \ln(1+U^2) - 2U * \text{arctg}(U) \right] / \pi + 3U \right) / 4a + C \right) / |\text{grad}P| \tag{11}$$

e usando a Eq. (10), pode expressar os componentes de velocidade para caso 2-D na forma:

$$u = -k \frac{\partial P}{\partial x}; v = -k \frac{\partial P}{\partial y} \tag{12}$$

Substituindo a Eq. (12) em a Eq. (9), pode obter uma equação diferencial parcial não-linear em relação de pressão:

$$\frac{\partial P}{\partial x} \left( -k \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial P}{\partial y} \left( -k \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 0 \tag{13}$$

As Equações (11) e (13) junto com as condições de contorno:

$$P=P_c \quad (\text{condição de contorno de Dirichlet para entrada e saída do ar em silo}) \tag{14}$$

$$\vec{n} \cdot \text{grad}P = 0 \quad (\text{condição de contorno de Neumann nas paredes e piso do silo}) \tag{15}$$

descrevem o problema da distribuição do ar no silo considerando a massa de grãos um meio homogêneo.

A Equação (13) foi resolvida pelo método de elementos finitos (Seegerlind, 1976) com um processo iterativo para cálculo do coeficiente  $k$  pela fórmula (11) em cada ponto de domínio de integração usando a distribuição das pressões em passo de integração imediatamente anterior. O aplicativo desenvolvido consiste de um gerador de malha dos elementos finitos 2-D, um programa de resolução do sistema de equações lineares (eliminação gaussiana ou método de gradientes conjugados) e um gerador dos gráficos (isóbaras e linhas de corrente).

### 3. Identificação do modelo matemático para condições não-homogêneas de massa de grãos

Em silos e armazéns com alturas elevadas, devido ao efeito da compactação, a massa de grãos passa a constituir um meio não-homogêneo, e os coeficientes de permeabilidade variam em função da altura da camada de grãos.

Neste trabalho estuda-se a influência da compactação da massa de grãos, causada pela força-peso do próprio grão e pelas vibrações que ocorrem durante a operação de despejo dos grãos no armazém ou silo de grande porte.

Para identificação do modelo matemático proposto foram obtidas as relações empíricas entre fluxo de ar e queda de pressão estática para camadas compactadas de várias profundidades em um armazém.

#### 3.1 Equipamento experimental

Foi desenvolvido um equipamento para simular as características de um silo dotado de um sistema de aeração, com o objetivo de determinar experimentalmente a magnitude da compactação de uma massa de grãos, devido à atuação da força-peso das camadas superiores. Foram analisadas: a variação da porosidade da massa de grãos em função da profundidade da camada e a influência desta compactação na relação entre fluxo de ar e queda de pressão estática.

Na Fig. (3) está apresentado o equipamento experimental utilizado que consiste de um ventilador centrífugo, uma placa de orifício e um receptáculo composto por um tubo de PVC (0,2m de diâmetro e 1m de altura). Todo o conjunto é apoiado numa estrutura em madeira, feita para dar a sustentação vertical requerida e suportar as forças aplicadas. Para modelar as condições no fundo de um armazém foi desenvolvido um dispositivo de compactação com uma alavanca que possibilitou aplicar as forças moderadas para simular a profundidade até 50 m.

Nos testes foram utilizados os grãos de soja com teores de umidade de 13% e impurezas de 2% (os valores recomendados para o armazenamento), determinados no laboratório de Análise de sementes do Departamento de Estudos Agrários da UNIJUÍ.

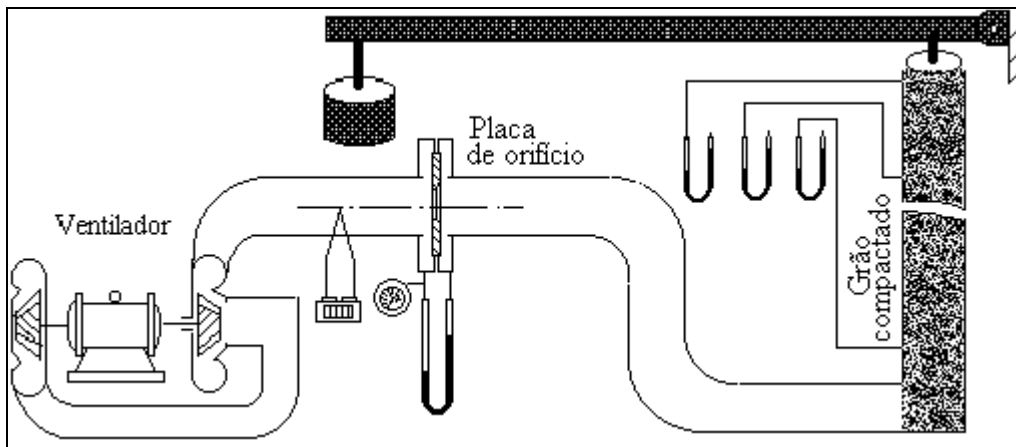


Figura 3. Esquema do equipamento experimental.

### 3.2 Resultados experimentais

Na Fig. (4) são apresentados os dados experimentais obtidos para massa de grão de soja compactada para simular as camadas de várias profundidades de um armazém.

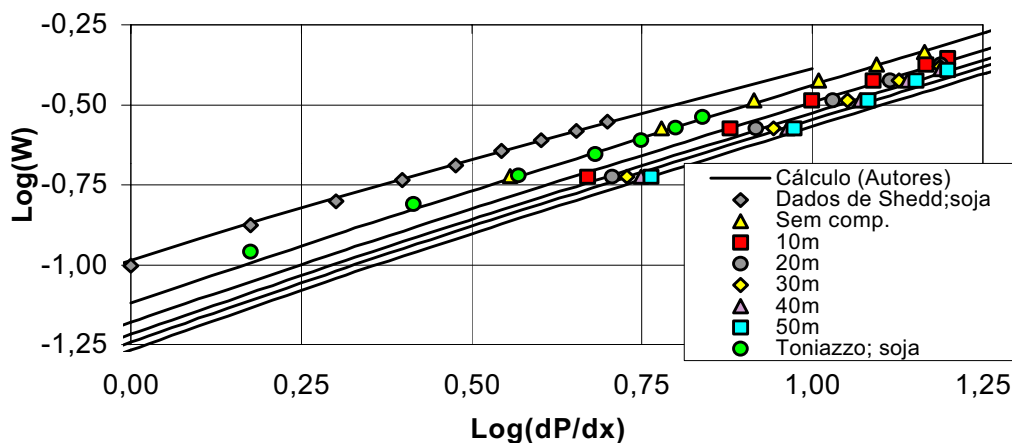


Figura 4. Influência de profundidade da camada dos grãos de soja em silo 1-D sobre escoamento do ar.

Os dados experimentais mostram a influência significativa de profundidade da camada considerada em armazém sobre resistência aerodinâmica de massa dos grãos no intervalo estudado (de 0 até 50 m). A análise das medições da porosidade feitas para várias profundidades da camada de massa dos grãos e apresentadas na Fig. (5) resultou que a consideração somente do aumento da velocidade efetiva devido à redução de porosidade nas camadas mais profundas não é suficiente para explicar e calcular as perdas de pressão nestas condições. Pode admitir, que além de não-uniformidade global indicada pela variação do valor de porosidade média com a variação de profundidade, existe uma não-uniformidade local causada pela forma elipsoidal que não altera o valor médio de porosidade. Provavelmente, a compactação dos grãos de forma não esférica cria os domínios locais com “superfícies de contato dos grãos”, através das quais a passagem do ar é dificultada.

Pode observar também que a massa dos grãos de soja plantada na região do Rio Grande do Sul apresenta a resistência aerodinâmica maior que a massa dos grãos de soja em experimentos de Shedd (EUA), 1953. O aumento de gradiente de pressão para efetuar a mesma velocidade na mesma camada dos grãos neste trabalho, provavelmente, é relacionado com diferença nas características geométricas dos grãos produzidos em regiões distintos (forma e dimensões).

Para comparar os dados experimentais para as diversas camadas de grãos obtidos neste trabalho com dados de outros pesquisadores foram calculados os fatores de atrito  $f_p$  para escoamento em leito recheado:

$$f_p = \frac{L}{D_p} \frac{\rho W_\infty^2}{2\Delta P} \tag{16}$$

onde  $f_p$  é fator de atrito do leito recheado,  $L$  é comprimento da coluna recheada,  $D_p$  é diâmetro da partícula,  $\rho$  é densidade do fluido,  $W_\infty$  é velocidade superficial.

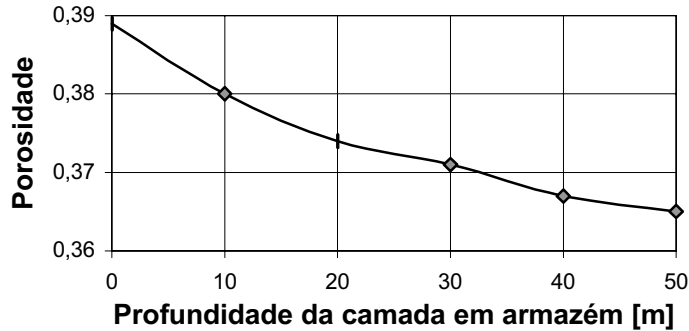


Figura 5. Influência de profundidade da camada dos grãos de soja sobre o valor de porosidade.

Os valores dos fatores de atrito multiplicados pelo fator de “esticamento”  $^{3/}(1-e)$ , proposto por Ergun (1952), foram apresentados na Fig. (6) como uma função do número de Reynolds efetivo. Os dados experimentais dos autores mostraram uma boa coincidência com curva de Ergun e conseqüentemente com dados experimentais de vários autores (Burke e Plummer, Ergun, Marcom, Oman e Watson) para leito recheado formado pelas partículas de várias dimensões e formas (não mostrados no gráfico), pois estes dados estão sendo dispostos na vizinhança da curva de Ergun (Sissom, 1988).

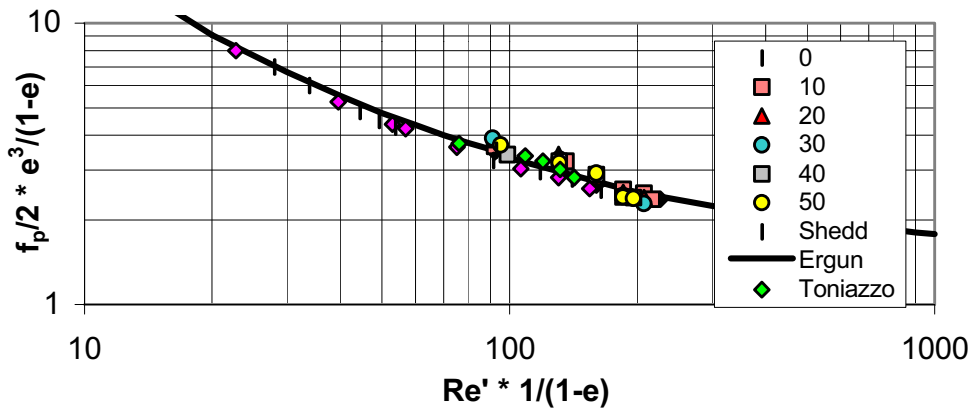


Figura 6. Fatores de atrito para a coluna de grãos de soja.

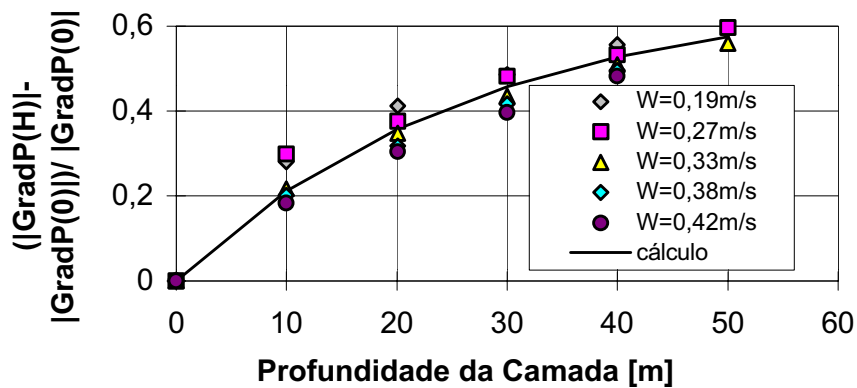


Figura 7. Variação do módulo relativo de gradiente de pressão em dependência da profundidade da camada dos grãos.

Os experimentos e cálculos apresentados na Fig. (7) mostraram que para os intervalos estudados de variação de velocidade e de profundidade a grandeza  $c = (|gradP_H| - |gradP_0|) / |gradP_0|$  depende só de profundidade da camada dos grãos, conservando quase mesmo valor com variação de velocidade de escoamento para profundidade fixa.

Isto permitiu incluir no modelo a influência da profundidade  $H$  só através do argumento intermediário  $U$ , substituindo o gradiente de pressão sem compactação  $|gradP_0|$  pela expressão  $|gradP_H| / (1 + c)$ :

$$U = 2,5 \log(|gradP_H| / (1 + c)) + 0,2 \tag{17}$$

A função  $c=c(H)$  que relaciona os valores dos módulos de gradiente de pressão inicial (sem compactação) e de gradiente de pressão  $|gradP_H|$  para profundidade  $H$  considerada foi apresentada na forma:

$$c(H) = 0,68(1 - e^{-0,037H}) \tag{18}$$

Então, a Eq. (8), junto com argumento intermediário (17) e com a Eq. (18), relaciona o valor requerido de velocidade do ar em camada dos grãos localizada na profundidade  $H$  com o gradiente necessário de pressão.

Aplicando as Eqs. (8), (17) e (18) foram simuladas as dependências entre velocidade do escoamento e o gradiente de pressão para várias camadas de profundidade dos grãos (as linhas contínuas na Fig. (3)). A comparação com dados experimentais mostrou uma coincidência razoável, que permitiu modificar o aplicativo computacional para levar em conta a profundidade da camada dos grãos, aplicando as relações propostas. Para validar o modelo desenvolvido e o funcionamento do aplicativo, foram calculadas e comparadas com dados experimentais de Holman (Puzzy, 1986) as pressões necessárias para dadas vazões e alturas dos silos de esquema simples. A figura 8 mostra uma boa coincidência.

Para simular os armazéns de esquemas complexos o aplicativo foi completado por um processo iterativo que permite achar o ponto de regime de trabalho sobre característica de compressor utilizado. Então, o aplicativo resolve os problemas: 1) cálculo da pressão necessária para conseguir a vazão requerida, 2) cálculo da vazão conhecendo a pressão inicial, 3) cálculo da pressão e vazão em um processo iterativo para um ventilador e eletro-motor escolhidos.

As linhas de corrente foram calculadas resolvendo a equação diferencial parcial não-linear da função-corrente:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial x} \left( \frac{1}{k} \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right) + \frac{\partial \Psi}{\partial y} \left( \frac{1}{k} \frac{\partial \Psi}{\partial y} \right) = 0 \tag{19}$$

onde  $k$  foi calculado pela fórmula (12), conhecendo a distribuição das pressões pela resolução de Eq. (14).

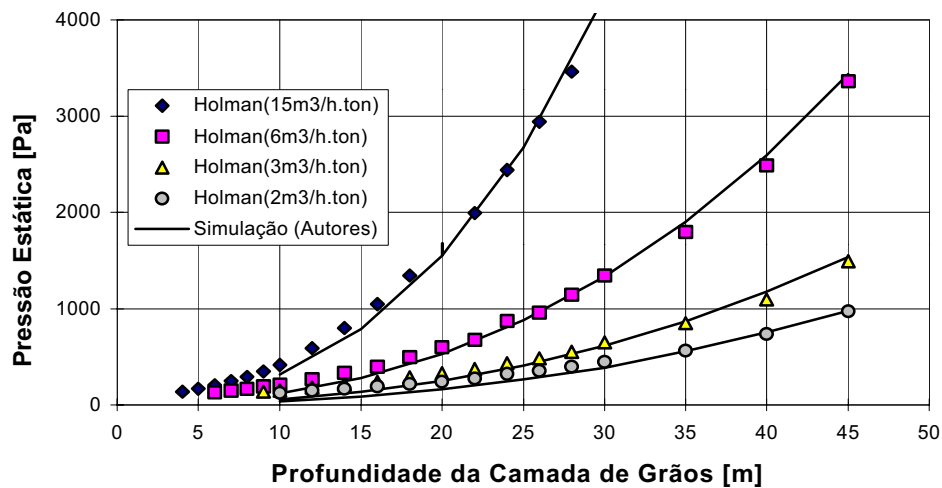


Figura 8. Simulação dos dados de Holman para validação do modelo e aplicativo.

#### 4. Simulações numéricas

Foram analisados três tipos de armazéns graneleiros reais, utilizados no estado do Rio Grande do Sul: armazém fundo V, armazém fundo semi-V e armazém vertical. Os gráficos das simulações da aeração em silos, para os diversos esquemas, foram gerados utilizando um fluxo de ar de 9m³/h.ton, que é o valor médio da faixa de valores de fluxo de ar recomendados para aeração em armazéns horizontais.

Foi feita a simulação do escoamento do ar em um armazém fundo V cujo esquema foi fornecido pela Cooperativa Regional Triticula Serrana Ltda - COTRIJUÍ. Neste esquema, a entrada do ar se dá através de um túnel central instalado na base do silo. O silo apresenta largura máxima de 42 metros e comprimento de 48,5 metros.

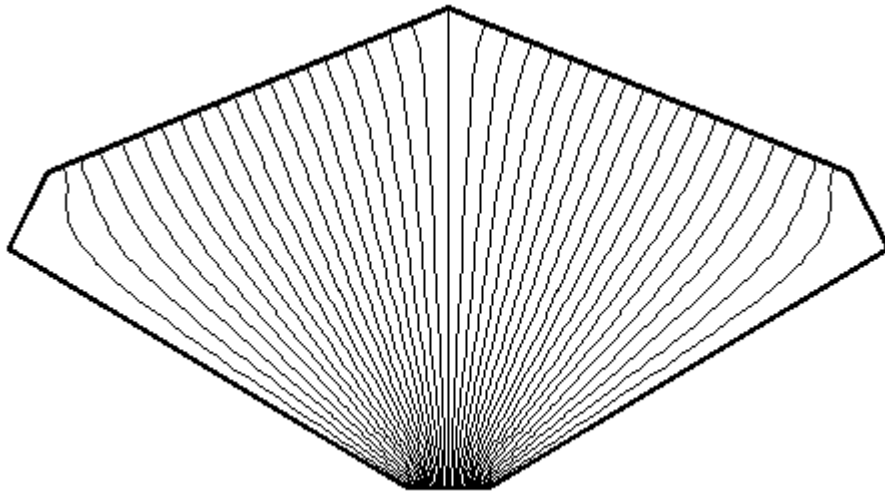


Figura 9. Linhas de corrente para silo V.

As simulações mostraram que ocorre uma brusca redução da pressão após a entrada do ar no silo, sendo que a isóbara correspondente a 50% da pressão total fornecida localiza-se a aproximadamente 1/7 do caminho total percorrido pelo ar através de uma linha de corrente. Este fenômeno é causado basicamente por dois fatores: geometria do silo (forma de V) e pela compactação. Como consequência, a velocidade do ar na base do armazém é altamente superior a velocidade verificada nas camadas mais superiores.

As linhas de corrente, mostradas na Fig. (9), são muito mais próximas na base do silo e gradualmente vão se afastando para as camadas superiores. Este comportamento das linhas de corrente mostra que a densidade de fluxo de ar para os grãos da base é muito maior do que para os grãos das camadas superiores, especialmente aqueles localizados próximos da superfície livre dos grãos. As linhas de corrente nos mostram também que as laterais do silo constituem-se em regiões de risco, pois recebem uma baixa densidade de fluxo de ar.

As simulações do escoamento em silo parcialmente ocupado em comparação com silo totalmente ocupado por grãos mostraram que não ocorrem variações significativas na forma de distribuição das isóbaras e das linhas de corrente. Ao mesmo tempo, ocorre uma redução do valor da pressão estática necessária para gerar o fluxo de ar. Por exemplo, a redução de 24% do volume de grãos no silo reduz o valor da pressão estática por 37%, passando de 2761 Pa para 1739 Pa para fluxo 9m<sup>3</sup>/h.ton.

Os cálculos confirmaram uma grande importância de consideração do efeito da compactação para determinação da pressão necessária em armazém. Como mostra a Fig. (10) a diferença entre pressões para caso homogêneo, onde é desconsiderada a compactação, e não-homogêneo, onde é incluído o efeito da compactação, é significativa e aumenta com crescimento de vazão do ar.

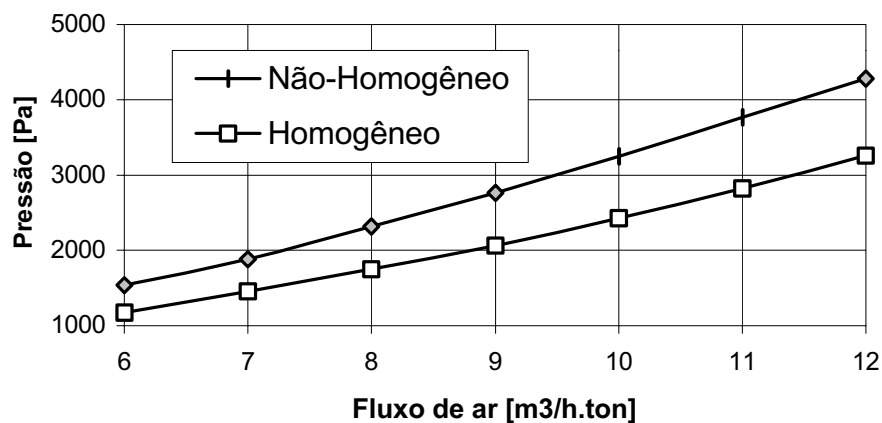


Figura 10. Comparação das pressões necessárias para aeração da massa dos grãos compactada e não compactada.



As simulações de escoamento do ar em silo fundo V com dutos de ar nas laterais citado por PUZZI (1986) mostraram que a instalação de dutos laterais passa a assumir uma configuração mais uniforme em comparação com o mesmo silo sem dutos laterais, como apresenta a Fig. (11).

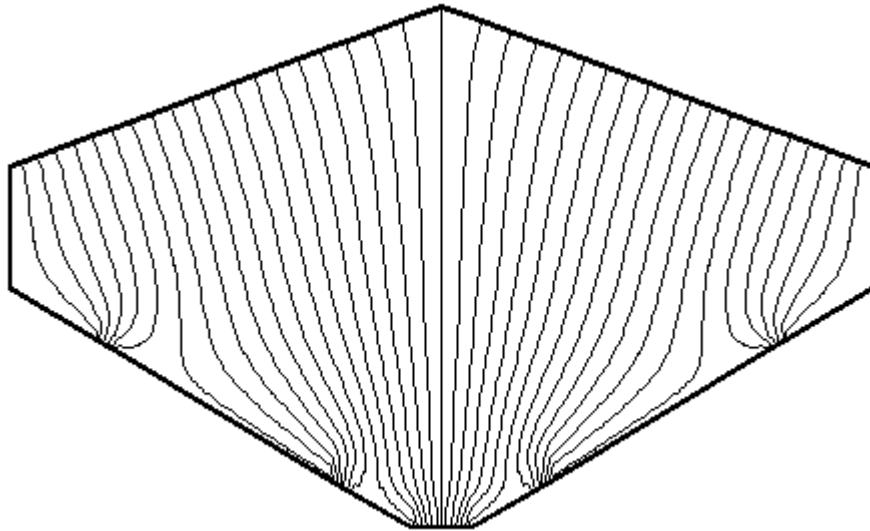


Figura 11. Linhas de corrente para silo V com dutos laterais.

Para a simulação de um armazém fundo semi-V foi utilizado um esquema fornecido pela empresa Kepler-Weber S.A. Neste esquema, o túnel central fornece ar para os dutos instalados alternadamente no centro e nas laterais. A aeração é feita por estágios, ou seja, realiza-se a aeração somente pelos dutos laterais ou somente pelos dutos centrais, pois do contrário, haveria uma carência de fluxo de ar na parte central do armazém, onde a altura da camada de grãos é maior. Por isso as simulações da distribuição das isóbaras e das linhas de corrente foram feitas separadamente para a aeração através de duto central e duto lateral.

Mesmo que para cada caso separado o fluxo de ar não está uniforme, a superposição das linhas de corrente na Fig. (12) mostra, que no conjunto, a aeração se dá de forma bastante uniforme em todas as regiões do armazém.

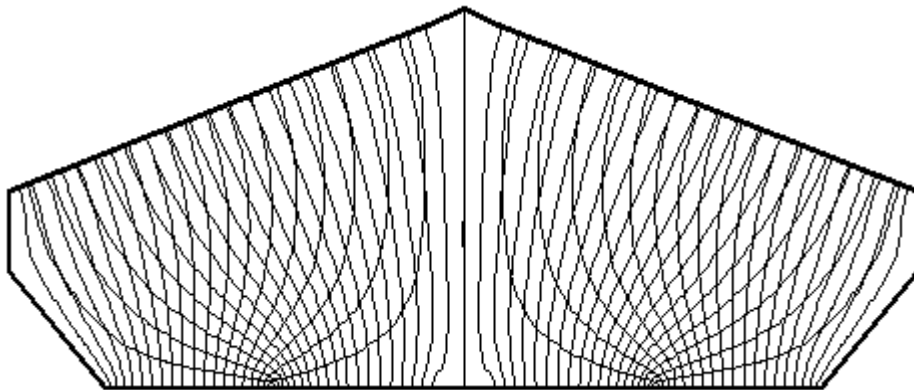


Figura 12. Análise das linhas de corrente em conjunto: aeração pelos dutos central e lateral.

## 5. Conclusões

1) Foi desenvolvido um modelo matemático do escoamento de ar em sistemas de armazenagem de grãos que considera a massa de grãos um meio não-homogêneo.

2) O estudo experimental permitiu obter os valores da porosidade e a relação entre velocidade e gradiente de pressão para diversas profundidades da camada de grãos.

3) Foi elaborado um aplicativo que determina os valores de vazão de ar e de pressão inicial no silo para ventilador e eletro-motor escolhidos ou o valor da pressão inicial necessária para gerar uma certa vazão desejada.

4) A comparação dos valores obtidos pelo modelo com dados apresentados por HOLMAN para esquemas de silos simples mostrou coincidência satisfatória.

5) As simulações numéricas do escoamento do ar feitas para silos reais mostraram a necessidade de consideração da não-homogeneidade da massa de grãos para escolha do sistema de aeração. Para os esquemas de silos investigados, foi

analisada a eficiência do sistema de aeração (a uniformidade da distribuição do ar e do valor da pressão estática necessário para gerar o fluxo de ar adequado para um armazenamento seguro).

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq pelo apoio financeiro deste trabalho (processo N° 464380/00-6).

## 7. Referências

- Brooker, D.B., 1961, "Pressure Patterns in Graindrying System Established by Numerical Methods", Transactions of the ASAE, St. Joseph, Michigan: 4, pp. 72-77.
- Brooker, D.B., "Computing Air Pressure and Velocity Distribution when Air Flows Through a Porous Medium an Nonlinear Velocity - Pressure Relationship Exist", 1969, Transaction of the ASAE, St. Joseph, Michigan: 12, pp. 118-120.
- Brooker, D.B., Bakker-Arkema, F.W. and Hall, C.W., 1982, "Drying Cereal Grains". AVI Publishing Co., Inc., Westport, CT, 264 p.
- Bunn, J.M. and Hukill, W.V., 1963, "Pressure Pattern Prediction for Non-Linear Air Flow through Porous Medium", Transactions of the ASAE, St. Joseph, Michigan: 6, pp. 32-36.
- Ergun, S. 1952, "Fluid Flow Through Packed Column". Chem. Eng. Prog. 48(2): p. 89.
- Haque, E., Ahmed Y.N., Deyoe C.W., 1982, "Static Pressure Drop in a Fixed Bed of Grain as Affected by Grain Moisture Content", Transactions of the ASAE, pp. 1095-1098.
- Khatchatourian O.A. Toniazco N.A., 1995, "Mathematical Model of Air Flow in Silos", Proceedings International Conference on Urgent Problems of Mathematical Modeling and Computer-Aided Design in Mechanical Engineering / Model-Project' 95 /: pp. 70-74, Kazan, Russia.
- Khatchatourian O.A., Toniazco N.A., Borges P.A. 2000, "Simulación Numérica del Flujo de Aire en Silos para el Almacenamiento de Granos". Información Tecnológica, Chile, V.11, n4, pp. 175-182.
- Pierce, R.O and Thompson, T.L., 1975, "Airflow Pattern in Coaxial-Shaped Piles of Grain", Transactions of the ASAE, St. Joseph, Michigan: 18, pp. 946-949.
- Ribeiro C. A., Fortes M., Hara T., 1983, "Escoamento de Ar em Silos", Revista Brasileira de Armazenamento, Viçosa, 891, 20, pp. 28-31.
- Segerlind, L.J. 1976, "Applied finite element analysis". Ed. J. Wiley and Sons Inc., New York, USA, 388 p.
- Shedd C.K., 1953, "Resistance of grains and seeds to air flow", Agricultural Engineering, St Joseph, Michigan: 34:9, pp. 616-619.
- Sissom, L.E. e Pitts, D.R., 1988, "Fenômenos de Transporte". Ed. Guanabara, São Paulo, Brasil, 765 p.

## OTIMIZATION OF THE AIR DISTRIBUTION IN GRAIN STOREHOUSE WITH AERATION IN NO-UNIFORM CONDITIONS OF THE MASS OF GRAINS

### Oleg Khatchatourian

UNIJUÍ - Regional University of the Northwest of the State of Rio Grande do Sul,  
R. San Francisco, 501, Cx .P. 560, 98700-000, IJUÍ-RS-BRAZIL,  
olegkha@unijui.tche.br

### Darci Luiz Savicki

UNIJUÍ Regional University of the Northwest of the State of Rio Grande do Sul,  
R. San Francisco, 501, Cx. P. 560, 98700-000, IJUÍ-RS-BRAZIL,  
detec@unijui.tche.br

**Abstract.** *In this work it was developed a mathematical model and an application for simulation of the aeration in grain storage system of high capacity, taking in consideration the no-uniformity of the mass of grains. Using an empiric relationship between the pressure gradient and the speed and the continuity equation was obtained the equation of the pressure in the form of an nonlinear partial differential equation that was solved using the successive iterations with the technique of the finite elements. The value of the permeability coefficient was calculated by the distribution of the obtained pressure of the iteration previous. The developed application also uses the iteration process for search of the point of the regime of work, located in the characteristic of the used compressor. To obtain the empiric dependence of the coefficient of permeability of the depth factor it was built an experimental equipment that reproduces the existent conditions in a silo. They were obtained the values of the porosity in function of the depth factor (up to 50 m) and the relationships between speed and loss of static pressure. Using these results in the developed software the numeric simulations of the operation of silos of several geometries was accomplished with different outlines of the air initial distribution.*

**Keywords.** *Aeration, mathematical modeling, soy storage*

## UMA ABORDAGEM TERMO-ACÚSTICA PARA O PROJETO DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO

**Alexandre Teixeira de Pinho Alho**

Departamento de Engenharia Naval  
Escola Politécnica – UFRJ  
Centro de Tecnologia – Sala C-203  
e-mail: alho@peno.coppe.ufrj.br

**Luiz Antonio Vaz Pinto**

Departamento de Engenharia Naval  
Escola Politécnica – UFRJ  
Centro de Tecnologia – Sala C-203  
e-mail: vaz@peno.coppe.ufrj.br

**Sumário.** Os efeitos do conforto térmico e acústico no desempenho de atividades profissionais são particularmente críticos em ambientes de trabalho, tais como navios e plataformas oceânicas. Idealmente, as características dos sistemas de ventilação devem ser otimizadas de modo a atender aos requisitos de projeto, tendo como base critérios de mínimo custo operacional e de aquisição da instalação. Considerando que o nível de ruído gerado pelo sistema é diretamente influenciado pelas características de velocidade e pressão do escoamento, tais aspectos devem ser considerados conjuntamente. Neste artigo é apresentada uma metodologia de projeto de sistemas de ventilação à qual são incorporados recursos de predição acústica. A metodologia é baseada na integração de uma ferramenta de análise da distribuição de vazões e de um estimador de nível de ruído. Como caso de estudo, a metodologia proposta é aplicada a um sistema de ventilação típico de uma plataforma de exploração de petróleo. Os resultados obtidos para o sistema em estudo indicam que alterações no arranjo e nas características geométricas das seções dos dutos representam um meio efetivo para o controle dos níveis de ruído ainda na fase de projeto da instalação.

*Palavras-chave.* projeto, ventilação, acústica.

### 1. Introdução

O conceito de conforto para o ser humano está relacionado a uma série de fatores, a maioria deles de caráter subjetivo. As condições térmicas e acústicas de um ambiente sem dúvida figuram como itens de grande importância para o bem-estar das pessoas. O ruído pode ser considerado um dos efeitos do chamado progresso das civilizações: cada vez mais o homem está rodeado por um maior número de máquinas que, no estágio atual da humanidade, apresentam-se simultaneamente como objetos que lhe proporcionam algum tipo de conforto como, por exemplo, o conforto térmico e, por outro lado, em muitos casos, como elemento perturbador de seu conforto acústico.

O projeto de sistemas de ventilação envolve a definição de diversas características, tais como as dimensões das seções dos dutos, seu material e, eventualmente, o isolamento a ser aplicado. Requisitos de conforto térmico e acústico devem ser satisfeitos tanto em ambientes de repouso e recreação quanto em ambientes de trabalho. O conforto em ambientes traz ao homem equilíbrio psíquico para exercer tarefas que exijam concentração. Em locais de trabalho isto representa, muitas vezes, o aumento da produtividade e da qualidade do serviço. Muitos acidentes de trabalho causados por falha humana podem ser atribuídos ao cansaço, a falta de concentração e ao desequilíbrio psicológico por parte do trabalhador. Tais fatores são altamente influenciados pelos níveis de ruído e conforto térmico a que os trabalhadores estão submetidos.

Os efeitos do conforto térmico e acústico no desempenho de atividades profissionais são particularmente críticos em ambientes de trabalho tais como navios e plataformas oceânicas, onde a tripulação está sujeita a serviços árduos. Os profissionais dessas unidades exercem atividades de alto risco humano e material, submetidos a um regime de serviço em turnos alternados, sendo mantidos afastados por muito tempo do convívio familiar. Tais condições de serviço, aliadas a ambientes de trabalho ruidosos ou mal ventilados, resultam geralmente em baixa produtividade e alto índice de acidentes de trabalho, entre outros problemas.

Idealmente, as características dos sistemas de ventilação devem ser otimizadas de modo a atender aos requisitos de projeto, tendo como base critérios de mínimo custo operacional e de aquisição da instalação. Uma das mais importantes decisões de projeto destes sistemas compreende a definição das velocidades de escoamento e as formas e dimensões das seções dos dutos. Considerando que o nível de ruído gerado pelo sistema é diretamente influenciado pelas características de velocidade e pressão do escoamento, tais aspectos devem ser considerados conjuntamente.

Neste artigo é apresentada uma metodologia de projeto de sistemas de ventilação à qual são incorporados recursos de predição acústica. A metodologia é baseada na integração de uma ferramenta de análise da distribuição de vazões e de um estimador de nível de ruído. Como caso de estudo, a metodologia proposta é aplicada a um sistema de ventilação pertencente a uma plataforma de exploração de petróleo em operação na Bacia de Campos.

## 2. Metodologia de Projeto Baseada em uma Abordagem Termo-acústica

O projeto de sistemas de ventilação consiste, essencialmente, no dimensionamento de um conjunto máquina-dutos cuja associação seja capaz de atender a determinadas especificações de vazão. Tais especificações decorrem de requisitos relacionados ao controle da temperatura, umidade e distribuição do ar, bem como, à eliminação de agentes poluidores do ambiente (Macintyre, 1990). Há, no entanto, a possibilidade de serem definidas diferentes configurações aptas a satisfazer os requisitos de projeto, cabendo ao projetista a seleção daquela que ofereça o menor custo total para a instalação.

As metodologias de projeto de sistemas de ventilação consistem em processos iterativos. Com base em um arranjo de dutos previamente estabelecido, o processo de projeto inicia-se pela definição das dimensões características dos ramais do sistema, tendo-se como referência valores de velocidade média do escoamento consagrados na prática de projeto. A distribuição de vazões é então verificada, sendo o processo conduzido até que os resultados obtidos satisfaçam os requisitos de projeto.

Em geral, durante a fase de projeto, requisitos de conforto acústico não são incorporados ao processo de definição das características do sistema. Esta análise é usualmente conduzida após a definição das características do sistema. Não raro, a verificação dos níveis de ruído é conduzida após a montagem do sistema. Nesta fase, a redução do nível de ruído é alcançada através da instalação de dispositivos atenuadores. Em muitos casos, a instalação dos atenuadores interfere de forma significativa na distribuição de vazões, comprometendo o atendimento dos requisitos de conforto térmico.

A incorporação da análise dos níveis de ruído ao processo de projeto possibilita a otimização das características do sistema quanto aos aspectos térmicos e acústicos de forma conjunta. Isto proporciona ao projetista a capacidade de controlar o nível de ruído durante a fase de definição das características do sistema, permitindo, assim, a redução do número de elementos atenuadores utilizados e a conseqüente minimização do custo total da instalação. Se por um lado, modificações no arranjo e nas dimensões de dutos podem ser desfavoráveis no sentido de impor um aumento da carga do sistema, por outro lado, podem resultar em níveis de atenuação do ruído suficientes para satisfazer os requisitos de conforto acústico estabelecidos.

A metodologia proposta baseia-se, portanto, na incorporação de requisitos de conforto acústico ao processo de projeto de sistemas de ventilação. A solução de projeto é obtida de forma iterativa através da avaliação do nível de atenuação do ruído para diferentes alternativas de arranjo e características do sistema. Na Fig. (1), é apresentado um fluxograma no qual é descrito o processo de projeto proposto.

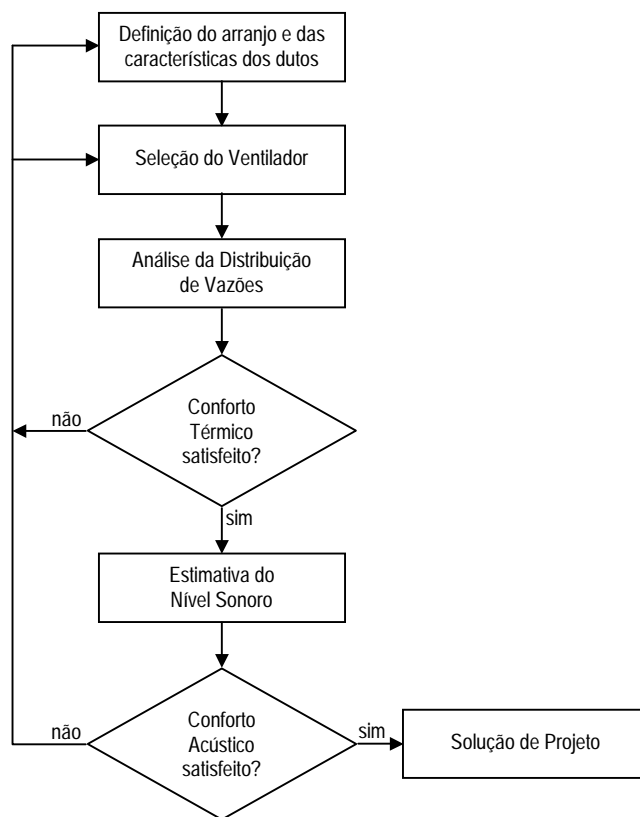


Figura 1. Fluxograma de projeto.

### 2.1. Análise da Carga e da Distribuição de Vazões

Conforme ilustrado na Fig. (1), em cada iteração, deve-se proceder à análise da distribuição de vazões no sistema para as diferentes configurações avaliadas. A utilização das metodologias tradicionais de projeto neste caso demandaria um considerável esforço de cálculo, tornando praticamente inviável a realização de um processo de otimização das características do sistema.

A determinação da carga e da distribuição de vazões no sistema deve ser então conduzida através de métodos de análise de redes de tubulações. A utilização de tais métodos é de fundamental importância para a metodologia proposta, pois possibilita avaliar de forma simples e rápida diferentes configurações do sistema. Wood et al. (1981) apresenta uma extensa avaliação dos métodos de análise de redes de tubulações existentes. No presente trabalho foi adotado o Método dos Laços para a análise da operação do sistema.

O Método dos Laços baseia-se na modelação da rede de dutos como um conjunto de laços. Um laço é composto por um conjunto de seções de dutos, ou elementos, interligados sob a forma de um circuito, conforme apresentado na Fig. (2). Os pontos de ligação dos dutos são denominados de nós, ou junções.

Para uma dada configuração do sistema, o princípio da conservação de massa estabelece que a soma algébrica das vazões nas junções deve ser igual a zero, ou seja:

$$Q_{Dj} + \sum_{k=1}^K \lambda_{j,k} Q_k = 0 \tag{1}$$

onde  $Q_{Dj}$  é a demanda de vazão na junção  $j$ ,  $Q_k$  é a vazão no elemento  $k$  e  $\lambda_{j,k}$  é uma constante cujo valor representa o tipo de incidência do elemento  $k$  em relação à junção  $j$ .

Considerando condições de escoamento incompressível em regime permanente, pelo princípio da conservação de energia, o balanço de energia,  $\Delta E$ , em um elemento  $k$  é expresso por:

$$(\Delta E)_k = (\Delta P)_k + \rho g (\Delta z)_k + \frac{1}{2} \rho (\Delta V^2)_k + (\Delta l_T)_k - h_k = 0 \tag{2}$$

onde  $\Delta P$  é o balanço de energia de pressão,  $\rho g \Delta z$  é o balanço de energia potencial,  $\rho \Delta V^2 / 2$  é o balanço de energia cinética,  $\Delta l_T$  é a perda de carga total e  $h$  é a carga da máquina. Na Eq. (2),  $\rho$  representa a massa específica do fluido e  $g$  a aceleração da gravidade.

Para um laço  $i$  formado por um conjunto de elementos de tubulação associados em série, o balanço de energia é dado por:

$$\sum_{k=1}^K \alpha_{i,k} (\Delta E)_k = 0 \tag{3}$$

onde  $\alpha_{i,k}$  é igual a 1, caso o elemento  $k$  pertença ao laço  $i$ , caso contrário  $\alpha_{i,k}$  é igual a zero.

Combinando-se as equações de conservação de massa, Eq. (1), com as equações de balanço de energia, Eq. (3), obtém-se um sistema de equações não-lineares, cujas incógnitas representam as vazões em cada elemento  $k$ . O vetor solução do sistema de equações representa a distribuição de vazões nos elementos do sistema para uma dada configuração.

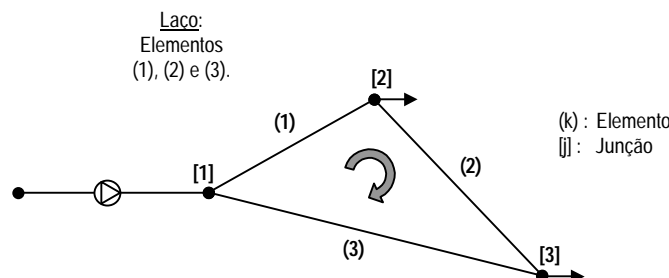


Figura 2. Exemplo de laço formado por um conjunto de elementos.

A determinação da distribuição de vazões nos ambientes foi executada pelo programa PIPENET-SOLVER, desenvolvido na COPPE/UFRJ. Os resultados obtidos são apresentados na forma de vazão por elemento e número de renovações por ambiente.

## 2.2. Estimativa da Atenuação Acústica

O ruído proveniente de sistemas de ventilação pode ser tratado de forma similar aos demais problemas acústicos, ou seja, análise da fonte, do caminho de transmissão e do espaço receptor. A particularidade, neste caso, deve-se à direcionalidade do ruído, tendo em vista uma propagação confinada em dutos, envolvendo os fenômenos de reflexão, absorção e transmissão sonora, onde os três principais mecanismos de atenuação, segundo Fischer (1983), são os seguintes:

1. Absorção da energia acústica nas superfícies interiores dos dutos (a), e, por silenciadores, quando houver.
2. Divisão da energia acústica em ramificações tipo “T” (b).
3. Reflexão sonora em curvas (c) e difusores.

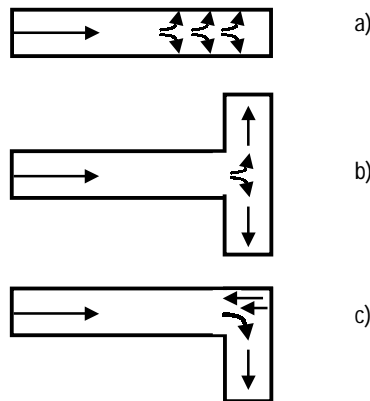


Figura 3. Mecanismos de atenuação de ruído em dutos de ventilação.

Assim, consideramos quatro parcelas de atenuação de ruído, quais sejam:

1. *Atenuação por comprimento do duto*: Essa parcela refere-se à redução de ruído por trecho reto do duto e depende do tipo de seção (circular ou retangular), material da parede interna (com ou sem revestimento) e dimensão característica das seções.
2. *Atenuação por desvios (turns)*: Ocorrem sempre que o ruído sofrer uma mudança de direção de, no mínimo, 30°. Tais mudanças provocam reflexão da onda sonora que se propaga na direção do escoamento. A onda refletida interfere destrutivamente na onda incidente, tendo, como efeito, a redução do ruído.
3. *Atenuação por ramificações (branches)*: Sempre que o ruído se propaga por interseções formando “T” ou em forma de cruzamentos ocorre esse tipo de atenuação. Essa parcela é diretamente proporcional à variação de área antes e depois do ponto de interseção.
4. *Atenuação por terminais (end reflection)*: Nesses pontos terminais, o ruído encontra uma variação de área abrupta, provocando uma reflexão sonora que ocorre sempre que o som se propaga por meios de impedâncias acústicas distintas. Essa reflexão atua sob forma de atenuação da onda sonora que se propaga pelo duto, reduzindo significativamente sons de baixa frequência. Contudo, isto só ocorre quando a terminação do duto é precedida por uma seção reta com comprimento de 3 a 5 vezes o diâmetro do duto.

Uma vez definidas e quantificadas tais parcelas de atenuação por faixa de oitava, torna-se possível determinar o nível de ruído nos ambientes, conhecendo-se essencialmente as características geométricas e de materiais empregados (no caso de dutos revestidos) no sistema de ventilação e o nível de potência acústica do ventilador responsável pelo insuflamento do espaço receptor.

Em sistemas de ventilação é o ventilador que exerce o papel de fonte de ruído. Tal máquina deve ser selecionada em função da vazão total do sistema, bem como pela carga imposta pela rede de dutos. Do ponto de vista acústico, as máquinas são caracterizadas pelo seu nível de potência sonora ( $L_w$ ). Em geral, os valores de potência sonora são estabelecidos a partir dos níveis de ruído-base para cada modelo de ventilador em função da rotação.

Desta forma, a partir do nível de potência sonora do ventilador ( $L_w$ ), a determinação do nível de ruído em cada ambiente resume-se ao cálculo e dedução das parcelas de atenuação existentes desde a fonte até o ambiente receptor. Observa-se, contudo, que o ruído percebido pelas pessoas presentes no interior desses locais também é influenciado por fatores que afetam a amplitude das ondas refletidas no próprio ambiente, isto é, área, volume e tipo de material das paredes, piso e teto, principalmente.

A determinação do nível de ruído nos ambientes foi executada pelo programa LEDAV-Noise, desenvolvido na COPPE/UFRJ. Os resultados obtidos são apresentados nas faixas de oitava de 125 Hz, 250 Hz, 500 Hz, 1000 Hz, 2000 Hz e 4000 Hz.

### 3. Casos de Estudo

O caso sob análise consiste de um sistema responsável pela ventilação de um conjunto de oficinas e escritórios em região de máquinas. Na prática, esses locais podem ser considerados críticos em navios e plataformas oceânicas, pois, em geral, apresentam alto nível de ruído. Estes ambientes são normalmente servidos por dutos de ventilação que exercem pequena atenuação do ruído originário do ventilador, quer pela proximidade entre a máquina e o ponto de saída do ar (terminal), quer pela ausência de revestimento interno no duto, ou mesmo pela geometria do sistema de ventilação, sendo essa geometria afetada por questões de hierarquia entre os sistemas hidráulicos, elétricos e de ventilação instalados nestas regiões.

#### 3.1. Sistema Original

O sistema de ventilação em análise é formado por um conjunto de três oficinas e quatro escritórios insuflados por um único ventilador, cujo arranjo é apresentado na Fig. (4).

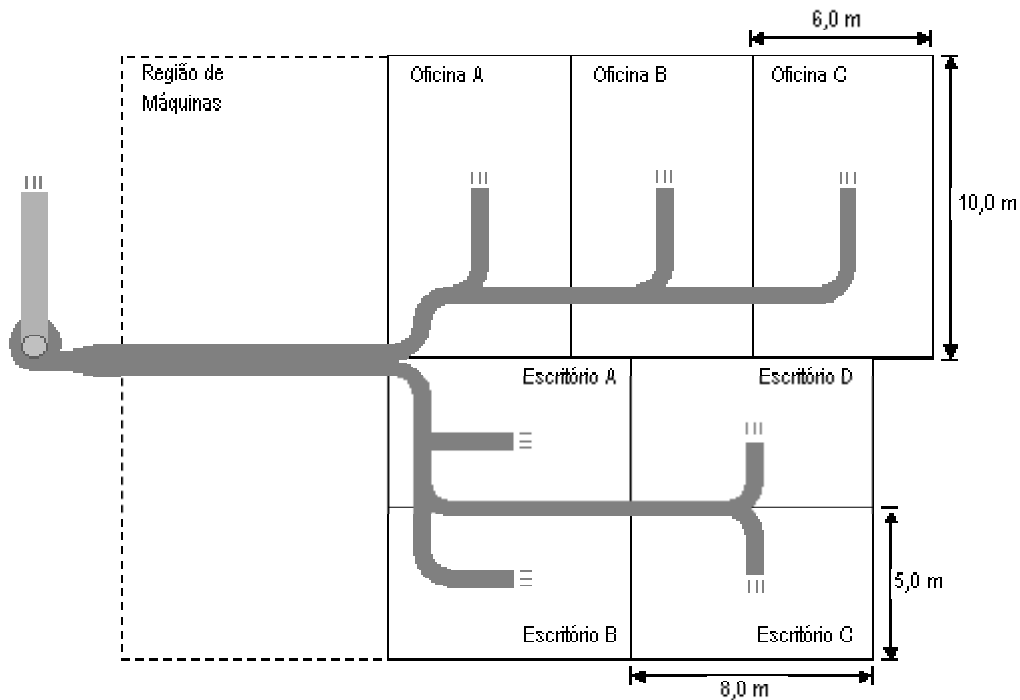


Figura 4. Sistema de ventilação original.

Uma análise preliminar do sistema foi desenvolvida visando determinar a distribuição de vazões e o nível de pressão sonora (NPS) do sistema original. Os valores calculados de vazão e taxa de renovação de ar para cada ambiente do sistema são mostrados na Tab. (1.a), em conjunto com os respectivos requisitos de projeto. Os valores calculados de vazão e carga totais do sistema equivalem, respectivamente, a 14.709 m<sup>3</sup>/h e 211 Pa. Os níveis de pressão sonora do sistema original são apresentados na Tab. (1.b).

Tabela 1.a. Distribuição de vazões do sistema original.

Ambiente	Requisitos de Projeto		Valores Calculados	
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)
Escritório A	2100	15,0	2365	16,9
Escritório B	2100	15,0	2133	15,2
Escritório C	2100	15,0	1965	14,0
Escritório D	2100	15,0	1965	14,0
Oficina A	2100	10,0	2134	10,2
Oficina B	2100	10,0	2074	9,9
Oficina C	2100	10,0	2072	9,9

Tabela 1.b. Nível de pressão sonora do sistema original.

Frequência (Hz)	Nível de Pressão Sonora (dBA)						Global
	125	250	500	1000	2000	4000	
Ventilador	72,8	69,8	70,8	69,8	59,8	52,8	-----
Escritório A	52,6	56,8	59,5	58,3	48,3	41,3	63,6
Escritório B	49,8	55,8	58,6	57,5	46,5	39,5	62,6
Escritório C	45,0	51,7	54,7	53,8	43,8	36,8	58,7
Escritório D	45,0	51,7	54,7	53,8	43,8	36,8	58,7
Oficina A	51,3	56,5	59,2	58,0	47,0	40,0	63,2
Oficina B	48,9	55,4	58,3	57,2	46,2	39,2	62,2
Oficina C	47,1	54,5	57,4	56,5	45,5	38,5	61,4

No presente trabalho, foram adotados como referência os níveis de ruído recomendados pela *International Maritime Organization - IMO*, aplicáveis indistintamente a regiões de trabalho e acomodações de navios. Os valores sugeridos pela IMO (Fischer, 1983) são apresentados na Tab. (2). De acordo com a Tab. (2), em cada oficina deve ser atendido um nível máximo de ruído de 85 dB (A), enquanto que nos escritórios este nível não deve exceder o valor de 65 dB (A).

Tabela 2. Níveis de ruído recomendados pela IMO para navios e plataformas oceânicas.

Região	Nível de Ruído
Oficinas	85 dB (A)
Escritórios	65 dB (A)
Circulação	75 dB (A)
Salas de Controle	75 dB (A)
Rádio e Telecomunicação	60 dB (A)

### 3.2. Alternativas Investigadas

A metodologia sugerida no presente trabalho propõe o atendimento simultâneo dos requisitos de vazão e de nível de ruído em cada ambiente ainda na fase de projeto. De modo a comprovar a efetividade da metodologia proposta, foram investigadas as variações provocadas nos níveis de atenuação em decorrência de alterações no arranjo e nas características do sistema original.

De modo a orientar a especificação das alterações a serem aplicadas ao sistema original, foi realizada uma análise qualitativa da correlação entre as variações de carga e de atenuação acústica e a características geométricas dos dutos de ventilação. A Tab. (2) apresenta a influência destas variações em função das principais variáveis geométricas dos dutos de ventilação.

Tabela 3. Variação de carga e de atenuação acústica em função das características do duto.

Alteração da Característica Geométrica	Variação	
	Carga	Atenuação do Ruído
Aumento do comprimento do duto	Aumento	Aumento
Aumento da área da seção do duto	Redução	Aumento
Aumento da variação de área entre seções (ramificações)	Aumento	Aumento

Observam-se aspectos antagônicos nos casos de aumento do comprimento do duto e da variação de área entre seções em relação ao aumento da área da seção do duto. O aumento da área da seção dos dutos resulta em menores valores de velocidade de escoamento e, conseqüentemente, menores valores de perda de carga. Por outro lado, seções maiores estão relacionadas a maiores valores de atenuação acústica, pois maiores áreas internas proporcionam maior absorção do som. Por sua vez, nos casos de aumento do comprimento do duto e da variação de área entre seções, as variações observadas na carga do sistema e na atenuação do ruído ocorrem no mesmo sentido, sendo ambas positivas. Conclui-se, portanto, que o aumento da área da seção do duto representa a alteração mais vantajosa, pois age no sentido benéfico tanto do ponto de vista térmico (menor perda de carga resulta em menor potência do ventilador) quanto do ponto de vista acústico (menor nível de ruído no ambiente receptor).



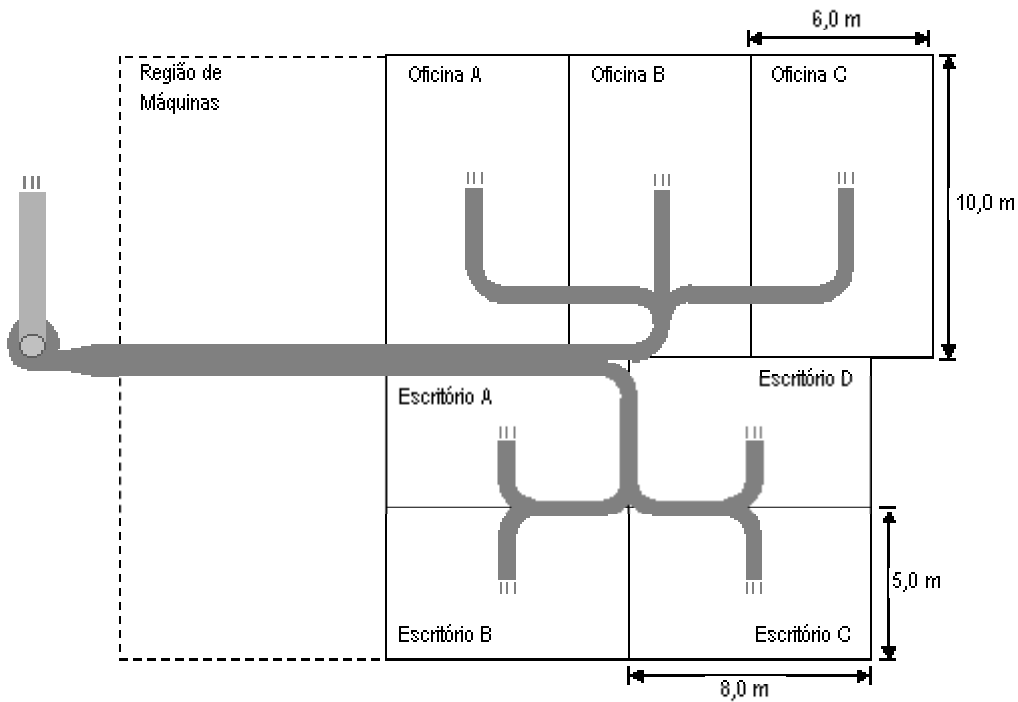


Figura 5. Arranjo de dutos da Configuração B.

Tendo como base os resultados desta avaliação qualitativa, foram desenvolvidas duas configurações alternativas a serem investigadas. De modo a minimizar o efeito das alterações na carga do sistema, em cada configuração foram conjugadas duas alterações de características geométricas. Em uma primeira configuração, denominada de Configuração A, foram combinados os casos de aumento da área da seção do duto e da variação de área entre seções. Isto foi obtido através de um aumento de 20% no diâmetro hidráulico das seções dos ramais principais e de uma redução de 5% no diâmetro hidráulico das seções nos ramos secundários nos compartimentos. A segunda configuração, designada por Configuração B, incorporou os casos de aumento do comprimento e da seção dos dutos. Para esta configuração, foi desenvolvido um novo arranjo, o qual é apresentado na Fig. (5). As seções dos dutos desta configuração apresentam, em média, valores de diâmetro hidráulico 25% superiores ao encontrados na configuração original. As distribuições de vazão e os níveis de pressão sonora obtidos para cada configuração são mostrados nas Tab. (4) e (5). Os valores calculados de vazão e carga totais para cada configuração equivalem, respectivamente: Configuração A - 14.866 m<sup>3</sup>/h e 160 Pa, Configuração B - 14.854 m<sup>3</sup>/h e 160 Pa.

Tabela 4.a. Distribuição de vazões da Configuração A.

Ambiente	Requisitos de Projeto		Valores Calculados	
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)
Escritório A	2100	15,0	2249	16,1
Escritório B	2100	15,0	2102	15,0
Escritório C	2100	15,0	2074	14,8
Escritório D	2100	15,0	2074	14,8
Oficina A	2100	10,0	2154	10,3
Oficina B	2100	10,0	2109	10,1
Oficina C	2100	10,0	2014	10,0

Tabela 4.b. Nível de pressão sonora da Configuração A.

Frequência (Hz)	Nível de Pressão Sonora (dBA)						Global
	125	250	500	1000	2000	4000	
Escritório A	51,2	57,1	59,2	58,8	48,8	41,4	<b>63,7</b>
Escritório B	52,6	56,8	58,9	58,3	49,0	42,0	<b>63,4</b>
Escritório C	44,4	51,7	54,1	53,9	43,5	36,5	<b>58,5</b>
Escritório D	44,4	51,7	54,1	53,9	43,5	36,5	<b>58,5</b>
Oficina A	51,1	56,4	58,5	57,9	47,6	40,6	<b>62,9</b>
Oficina B	49,0	55,3	57,6	57,2	46,8	39,8	<b>62,0</b>
Oficina C	47,1	54,4	56,6	56,5	46,1	39,1	<b>61,1</b>

Tabela 5.a. Distribuição de vazões da Configuração B.

Ambiente	Requisitos de Projeto		Valores Calculados	
	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Renovações (1/h)
Escritório A	2100	15,0	2040	14,6
Escritório B	2100	15,0	2040	14,6
Escritório C	2100	15,0	2040	14,6
Escritório D	2100	15,0	2040	14,6
Oficina A	2100	10,0	2215	10,6
Oficina B	2100	10,0	2262	10,8
Oficina C	2100	10,0	2215	10,6

Tabela 5.b. Nível de pressão sonora da Configuração B.

Frequência (Hz)	Nível de Pressão Sonora (dBA)						
	125	250	500	1000	2000	4000	Global
Escritório A	43,4	52,0	54,3	54,5	44,5	37,5	<b>58,8</b>
Escritório B	43,4	52,0	54,3	54,5	44,5	37,5	<b>58,8</b>
Escritório C	43,4	52,0	54,3	54,5	44,5	37,5	<b>58,8</b>
Escritório D	43,4	52,0	54,3	54,5	44,5	37,5	<b>58,8</b>
Oficina A	46,8	54,2	56,2	56,3	46,2	39,2	<b>60,8</b>
Oficina B	46,8	54,2	56,2	56,3	46,2	39,2	<b>60,8</b>
Oficina C	46,8	54,2	56,2	56,3	46,2	39,2	<b>60,8</b>

#### 4. Análise dos Resultados

A Configuração A, que consiste essencialmente num aumento das seções dos ramais principais e uma correspondente redução das seções dos ramais secundários, apresentou uma variação de atenuação insignificante em relação ao sistema original. Isto pode ser explicado pelo fato de que o aumento de algumas seções teve de ser compensado com a redução de seções subseqüentes, visando garantir a vazão necessária aos terminais. Desta forma, para o sistema de ventilação sob análise, as modificações adotadas mostraram-se pouco efetivas para efeito de atenuação acústica.

Quanto à Configuração B, observa-se pela Tab. (5), que foram obtidas consideráveis reduções do nível de ruído global. Nesta configuração, adotou-se como estratégia o prolongamento do ramal principal e a distribuição simétrica dos ramais secundários que servem às oficinas e aos escritórios. Este resultado sugere que, para o sistema em estudo, o aumento do comprimento dos dutos representa a alternativa mais efetiva para a atenuação dos níveis de ruído.

Observa-se que, segundo o regulamento da IMO, o nível máximo de ruído permissível para os escritórios é de 65 dB(A) e que o sistema original já atendia a este critério, porém com uma margem muito pequena. Em se tratando de uma predição acústica, a qual pressupõe margem de erro típica de  $\pm 3$  dB(A), o nível de ruído para o sistema original é, no mínimo, pouco confortável. As alterações propostas na Configuração B indicam uma sensível redução no nível de ruído previsto, a qual permanece abaixo do nível máximo recomendado mesmo considerando a margem de erro de  $\pm 3$  dB(A).

Ambas as configurações investigadas atenderam aos requisitos de vazão de projeto, porém apresentaram valores de carga cerca de 20% inferiores ao observado no sistema original, o que representa um resultado positivo em termos de custo operacional. Esta redução da carga do sistema ocorreu em função da adoção de seções de dutos de maior diâmetro hidráulico. A utilização de diâmetros hidráulicos maiores implica em um aumento do custo de aquisição do sistema, resultado este que se contrapõe aos ganhos obtidos em relação ao custo operacional.

#### 5. Conclusões

No presente trabalho foi apresentada uma metodologia de projeto de sistemas de ventilação à qual são incorporados recursos de predição acústica. A efetividade da metodologia proposta foi avaliada através da análise de casos de estudo nos quais foram investigadas as variações provocadas nos níveis de atenuação em decorrência de alterações no arranjo e nas características de um sistema de ventilação típico de plataformas oceânicas. Os resultados obtidos para o sistema em estudo indicam que alterações no arranjo e nas características geométricas das seções dos dutos representam um meio efetivo para o controle dos níveis de ruído ainda na fase de projeto da instalação.

Ressalta-se o fato de que as modificações adotadas nas configurações investigadas não implicaram no uso de revestimento interno, nem tampouco de atenuadores acústicos que, em geral, são cogitados como primeiras soluções e que, conforme comprovado em relação ao sistema analisado, nem sempre representam as soluções realmente necessárias e mais indicadas, já que invariavelmente implicam em custos adicionais no sistema.

## 6. Referências

- Fischer, R.W., Burroughs, C.B., Nelson, D.L., 1983, "Technical & Research Bulletin 3-37: Design Guide for Shipboard Noise Control", Ship's Machinery Committee, SNAME, New York, USA.
- Holland, C. G.; Wong, S.F., 1995, "Noise Prediction and Correlation with Full Scale Measurements in Ships", Transactions I.Mar.E, vol. 107, Part 3, pp 195-207.
- Macintyre, A. J., 1990, "Ventilação Industrial e Controle de Poluição", Livros Técnicos e Científicos Editora, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Wood, D. J., Rayes, A. G., 1981, "Reliability of Algorithms for Pipe Network Analysis", Journal of Hydraulic Division, ASCE, vol. 107, no. HY10, Oct., pp. 1145-1161

## **A THERMAL-ACOUSTIC APPROACH TO VENTILATION SYSTEMS DESIGN**

**Abstract.** The effect of thermal and acoustic comfort in the performance of professional activities is particularly critical in work environments, such as ships and oceanic platforms. Ideally, the characteristics of ventilation systems must be optimized in order to satisfied the design requirements, having as base criteria of minimum operational and acquisition costs of the installation. Considering that the level of noise generated for the system is directly influenced by flow velocity and pressure, such aspects must be considered jointly. In this article, a design methodology for ventilation systems is presented in which noise prediction features are incorporated. The methodology is based on the integration of a pipe network analysis tool and a noise level predictor. As a study case, the methodology proposal is applied to a typical ventilation system of an offshore production platform. The results obtained for the system in study indicate that modifications in the system layout and in the geometric characteristics of the duct sections represent an effective way for the control of noise levels during the design phase of the installation.

*Keywords. design, ventilation, noise.*

# AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO TÉRMICO DE AQUECEDORES ELÉTRICOS DE ÁGUA COM ACUMULAÇÃO

**Evandro Sérgio Camêlo Cavalcanti**

Centro de Pesquisas de Energia Elétrica-CEPEL  
21.911-590 Caixa Postal 68007 - Rio de Janeiro (RJ)  
camelo@cepel.br

**Rodrigo Quadros Queiroz**

Fundação COPPETEC  
Cidade Universitária - Rio de Janeiro (RJ)  
21.949-900

**Resumo.** O aquecimento elétrico de água residencial nos grandes centros urbanos brasileiros apresenta grande impacto na curva de demanda de energia elétrica, em particular, no horário de ponta, em parte devido ao uso disseminado de aquecedores de passagem que apresentam elevada demanda de potência elétrica. A possibilidade do uso, em larga escala, de aquecedores elétricos de água com acumulação é uma oportunidade de negócio com grande potencial técnico-econômico para a concessionária de energia elétrica. Para que a concessionária possa fazer uso desta tecnologia de aquecimento de água, garantindo sua difusão e aceitação junto aos usuários, identificou-se a necessidade de melhor se conhecer as características operacionais deste tipo de aparelho de aquecimento de água através da realização de ensaios térmicos. Propõe-se neste trabalho uma metodologia original para a avaliação do desempenho térmico de aquecedores com acumulação. Os resultados experimentais dos ensaios térmicos realizados com treze aquecedores de água com acumulação são discutidos. Define-se um índice de mérito original, que se caracteriza por ser independente da temperatura da água quente na saída do aquecedor e possibilita a comparação do desempenho térmico dos aquecedores, baseado na relação entre a energia gasta no aquecimento de um determinado volume de água e o número de banhos padrão fornecidos pelo aquecedor.

**Palavras chave:** Aquecedores de Água, Desempenho Térmico, Consumo de Energia, Metodologia

## 1. Introdução

A possibilidade do uso, em larga escala, de aquecedores elétricos de água com acumulação em substituição aos aquecedores de passagem é uma oportunidade de negócio com grande potencial técnico-econômico para a concessionária de energia elétrica. Em primeiro lugar, por permitir o gerenciamento da demanda elétrica no horário de ponta, já que estes equipamentos podem ser programados e/ou telecomandados para desligamento, sem comprometer o padrão de conforto dos usuários (Fanney et al, 1996). Em segundo, pela possibilidade de se assegurar que o aquecimento de água passará ou continuará a ser feito através da energia elétrica, com impacto positivo no crescimento do mercado da concessionária.

Tendo em vista esta oportunidade de mercado, foi realizado levantamento dos equipamentos existentes no mercado nacional e selecionados aqueles aquecedores de acumulação mais promissores para eventualmente serem usados em projeto piloto a ser implementado pela concessionária de energia elétrica. No entanto, para que a concessionária possa fazer uso desta tecnologia de aquecimento de água e melhor integrá-la à rede de energia, de forma a garantir sua difusão e aceitação junto aos usuários, identificou-se a necessidade de melhor se conhecer as características operacionais deste tipo de aparelho de aquecimento de água. Para tanto foi concebida a metodologia descrita neste trabalho. Apresentam-se, também, os resultados dos ensaios térmicos realizados com treze os aquecedores de água com acumulação escolhidos. Com base nos resultados experimentais, propõe-se um *índice de mérito* original, que se caracteriza por ser independente da temperatura de suprimento de água quente e possibilita a comparação de desempenho térmico dos aquecedores com acumulação.

## 2. Metodologia e Facilidades Laboratoriais

O consumo de energia para aquecimento de água está relacionado diretamente com a intensidade de uso de água quente. Nos últimos anos, muitos estudos de hábitos foram realizados visando estimar este consumo médio de água quente em uma residência (Cragan et al, 1995; Hiller et al, 1994; Lane et al, 1996; e Pontikakis et al, 1994). Alguns consideram que o perfil mais representativo da média é o de uma família padrão composta de duas crianças e dois adultos que trabalhem fora. Nos Estados Unidos, o consumo diário de água quente de uma residência varia de 190 a 450 litros, em função dos diferentes usos, podendo, também, apresentar pequena sazonalidade (Cagran et al, 1995). Na ausência de informações precisas sobre o consumo real médio horário de água para uma família padrão vivendo na cidade do Rio de Janeiro, utiliza-se neste trabalho o perfil de consumo padrão de água indicado na Fig. (1), proposto por Cagran et al (1995), para a avaliação do consumo de energia dos *boilers* correspondente ao consumo diário total igual a 321,7 litros de água quente.

A metodologia de avaliação de desempenho térmico de *boilers* é baseada nos seguintes ensaios, realizados em ambiente com temperatura controlada: ensaio de potência elétrica; ensaio de faixa de temperatura de operação; ensaio de tempo de aquecimento; ensaios de consumos médios horário e diário de energia elétrica; e ensaio de decaimento de temperatura.

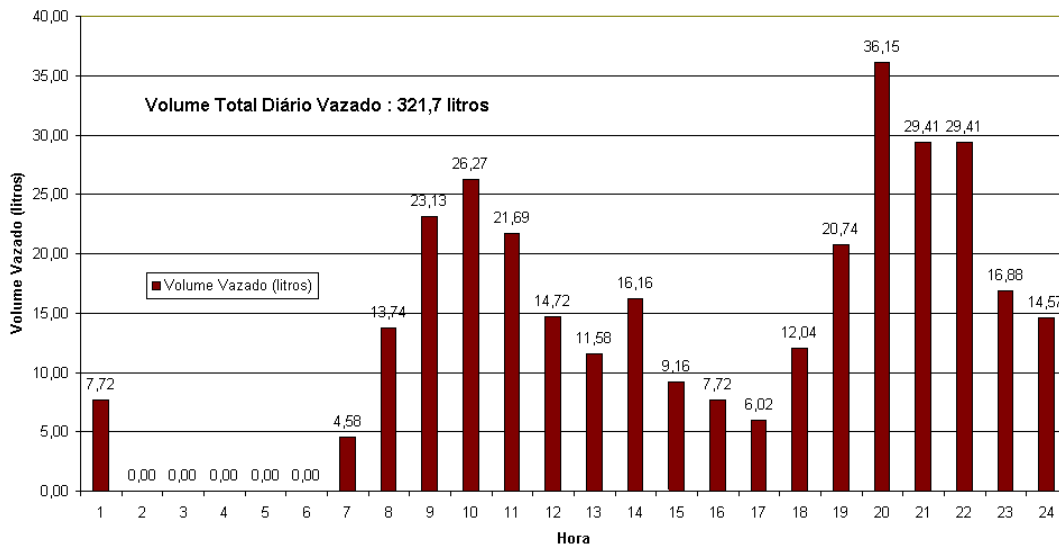


Figura 1. Perfil de Consumo Padrão de Água Quente (Consumo Residencial).

Os ensaios de potência elétrica e tempo de aquecimento podem ser realizados simultaneamente, por conveniência, objetivando-se determinar a potência elétrica instantânea máxima requerida pelo equipamento e determinar o tempo necessário para que a temperatura da água no interior do reservatório atinja o valor máximo da temperatura de operação do aquecedor. Este ensaio é realizado sem extração de água do aquecedor. Ao iniciar-se o ensaio, a temperatura da água no interior do aquecedor deve estar próxima à temperatura ambiente. O término do ensaio ocorre quando for atingida a temperatura máxima de operação do aquecedor. A determinação da potência elétrica máxima é feita verificando-se o maior valor registrado durante a realização do ensaio de potência elétrica. O tempo de resposta térmica é definido como o tempo necessário para que a temperatura inicial da água experimente elevação de 67% do diferencial entre a temperatura máxima de operação e a temperatura inicial do ensaio.

No ensaio de faixa de temperatura de operação objetiva-se determinar a faixa de temperatura de operação da água no interior do reservatório. A correta determinação desta faixa de temperatura é fundamental para verificar se podem ocorrer situações que favoreçam o crescimento da bactéria *Legionella Pneumophila* (Pontikakis et all, 1994) já que esta poderá causar problemas de saúde à população com desdobramentos negativos para a concessionária. Este ensaio é realizado sem nenhuma extração de água do aquecedor. Atingida a temperatura máxima de operação do aquecedor, o termostato do aparelho passa a controlar o seu aquecimento para atender as perdas térmicas, fazendo-se continuamente o registro das temperaturas no interior do aquecedor. Entende-se como faixa de temperatura de operação àquela que corresponde as temperaturas mínima e máxima impostas pela histerese do sistema de controle de temperatura do aquecedor (termostato).

Nos ensaios de consumo médio horário e médio diário de energia elétrica, também denominado ensaio de consumo padrão de água, objetiva-se determinar os consumos de energia elétrica médio horário e diário do equipamento quando sujeito a extração de água quente segundo o perfil de consumo padrão de água quente (Fig. 1). Estes ensaios, com duração de 48 horas, são realizados com extração de água quente do aquecedor. Ao iniciar-se o ensaio, a temperatura da água no interior do aquecedor deve ser sempre igual à temperatura máxima de operação. Durante todo o ensaio o controle de temperatura e do aquecimento elétrico é mantido pelo termostato, assegurando-se a recuperação da temperatura da água no interior do aquecedor, devido à entrada de água de reposição à temperatura do manancial de água da cidade e às perdas térmicas.

No ensaio de decaimento de temperatura de operação objetiva-se determinar o tempo necessário para que ocorra uma redução de 10°C na temperatura máxima de operação da água no interior do reservatório, estando este completamente cheio, inicialmente à temperatura máxima de operação. O ensaio é realizado sem extração de água do aquecedor. Estando a temperatura da água no interior do aquecedor no seu valor máximo, inicia-se o ensaio com o desligamento da alimentação elétrica, passando-se, então, a se fazer o registro do decaimento da temperatura no interior do aquecedor como consequência das perdas térmicas em função do tempo. Obtém-se o tempo de decaimento, quando for atingida a redução de 10°C na temperatura máxima da água no interior do aquecedor.

Para a realização dos ensaios de aquecedores elétricos com acumulação, foram implementadas diversas facilidades no laboratório especialmente construído, tais como, instalações hidráulicas e elétricas, sistema de climatização, sistema de controle e aquisição. Na Figura (2), apresenta-se o diagrama esquemático da montagem experimental utilizada para a realização dos ensaios dos aquecedores elétricos com acumulação, segundo a metodologia proposta.

A bancada de ensaios de aquecedores é atendida por dois ramais hidráulicos independentes, um de água fria para a alimentação dos aquecedores e outro de retorno da água quente. Para atender as necessidades dos ensaios, em termos

de volume de água consumida, de até três aquecedores simultaneamente, foram instaladas na parte externa do laboratório três caixas d'água de 1000 litros cada, enterradas e interligadas, visando assegurar a estabilidade de temperatura da água igual a temperatura do manancial da cidade. Para a medição de temperatura no interior dos aquecedores foram desenvolvidas sondas, construídas a partir de tubos inox de 10 mm de diâmetro nas quais foram inseridos os termopares tipo cobre-constantan com bitola 24 AWG e preenchidas com resina epóxi para vedação. Diferentes sondas foram construídas em função das dimensões dos aquecedores e posição de instalação. Na Figura (3), apresenta-se o desenho esquemático da solução adotada para a instalação das sondas no interior dos aquecedores horizontais. Observe que a seta azul indica entrada de água e a seta vermelha corresponde à saída de água do aquecedor.

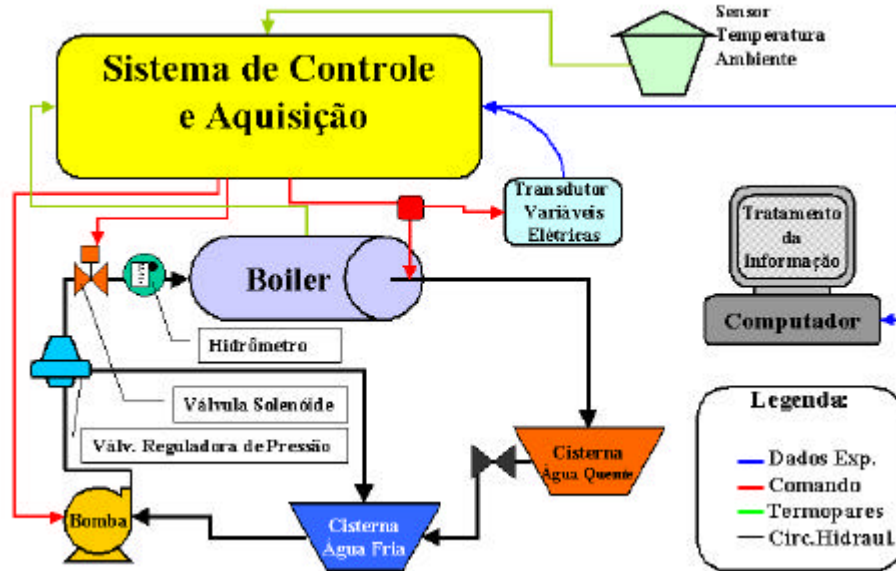


Figura 2. Diagrama Esquemático da Montagem Experimental.

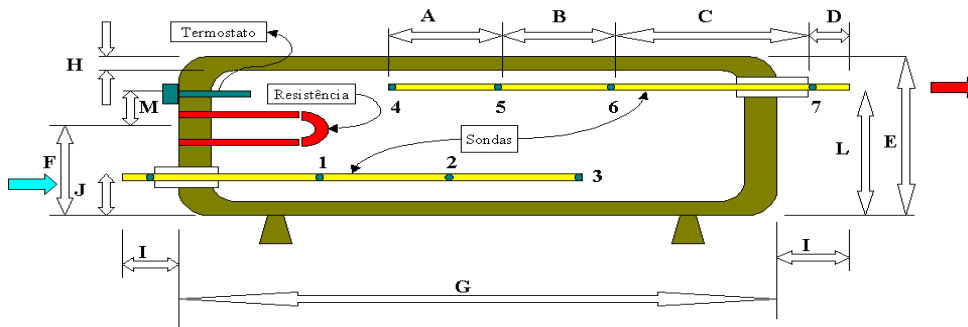


Figura 3. Instalação das Sondas de Temperatura nos Aquecedores Horizontais.

### 3. Modelo Físico

Apresenta-se a seguir, com base na Fig. (4), um modelo físico simplificado para descrever as trocas de calor que ocorrem durante cada um dos ensaios realizados com os corpos-de-prova. Supondo que a temperatura no interior do aquecedor seja uniforme, a equação da de variação de energia em um dado instante é dada por:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_a - T_e) + U \cdot A \cdot (T_a - T_\infty) + M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_a}{\partial t} \quad (1)$$

onde,  $\dot{Q}$  = potência elétrica de aquecimento;  $\dot{m}$  = vazão mássica de água;  $c_p$  = calor específico da água à pressão constante;  $T_a$  = temperatura da água no interior do aquecedor;  $T_e$  = temperatura de entrada da água;  $U$  = coeficiente global de perda de calor do aquecedor;  $A$  = área superficial externa do aquecedor;  $T_\infty$  = temperatura ambiente; e  $M$  = Massa de água no interior do aquecedor.

O primeiro termo do lado esquerdo da Eq. (1) corresponde à taxa de remoção de energia do interior do aquecedor pelo fluido de trabalho; o segundo termo corresponde a taxa de perda térmica do aquecedor para o ar ambiente; e o último termo corresponde à taxa de acúmulo de energia no interior do aquecedor.

#### 4. Resultados e Discussões

Foram ensaiados treze aquecedores elétricos, sendo sete horizontais e seis verticais. Destes, seis são de 100 litros de capacidade volumétrica, cinco são de 150 litros e dois são de 30 litros. Em geral, os aquecedores têm formato cilíndrico com diâmetro da ordem de 500 mm e comprimento de 1000 a 1500 mm, exceção feita para os equipamentos de 30 litros. Em sua grande maioria, utilizam como material de isolamento térmico o poliuretano expandido. A potência nominal destes equipamentos varia entre 1500 e 3000 watts.

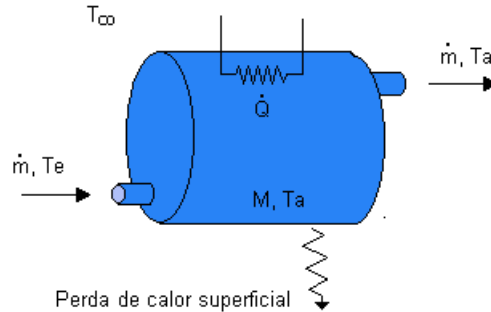


Figura 4. Modelo Simplificado.

#### 4.1. Ensaio de Aquecimento e Potência Elétrica

Este ensaio feito sem extração de água, implica que o primeiro termo do lado direito da Eq. (1) seja nulo. Além disso, como este ensaio é de curta duração e considerando-se que a temperatura da superfície externa do aquecedor se mantenha próxima a temperatura ambiente, pode-se desprezar na Eq. (1) o termo relativo às perdas térmicas. Assim, supondo que sejam necessários ( $t$ ) segundos para elevar a temperatura inicial da água no interior do aquecedor de ( $T_i$ ) para a temperatura genérica ( $T_a$ ), quando o valor médio da potência de aquecimento durante o ensaio seja dado por ( $\dot{Q}_m$ ), obtém-se a equação teórica da temperatura média no interior do aquecedor, dada por:

$$T_a = \frac{\dot{Q}_m}{M \cdot c_p} \cdot t + T_i \tag{2}$$

A Equação (2) corresponde a uma equação de reta, cuja inclinação é dada pela relação entre a potência elétrica média dissipada no interior do aquecedor e a capacidade térmica do fluido no seu interior. Esta linearidade entre a temperatura no interior do aquecedor pode ser constatada na Fig. (5), que corresponde ao gráfico típico do resultado obtido neste ensaio para o aquecedor 8. Além das curvas de temperaturas, encontram-se indicados na Fig. (5) os valores correspondentes ao tempo de aquecimento, ao tempo de resposta térmica e à temperatura máxima. Na Fig. (5) a codificação dos termopares de medição de temperatura corresponde àquela indicada na Fig. (3).

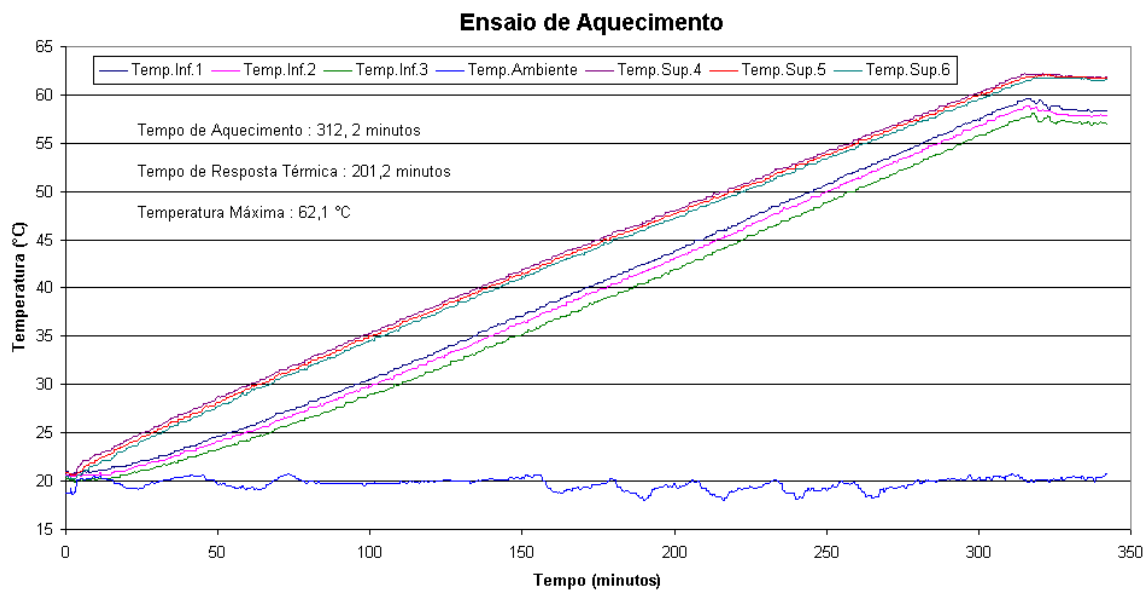


Figura 5. Perfis de Temperatura para o Aquecedor 8.

De modo geral, os aquecedores com maior potência e menor volume interno apresentaram tempo de resposta térmica menores. No entanto, foi constatado experimentalmente que para aquecedores com mesmo volume interno e mesma potência de aquecimento, a posição de instalação tem influência no tempo de resposta térmica. Na Tabela (1),



pode ser observado que os aquecedores horizontais apresentaram menor tempo de resposta térmica devido a menor homogeneização da temperatura no interior destes em relação aos aquecedores verticais.

Pode-se observar que para aquecedores com mesmo volume nominal existem diferenças nos valores de energia consumida no aquecimento. Isto deve-se ao fato do consumo elétrico durante o aquecimento ter sido proporcional à massa efetivamente aquecida e à diferença de temperatura. Vale ressaltar que alguns aquecedores por terem a resistência elétrica e/ou o termostato posicionados de forma diferenciada, aquecem inicialmente o seu volume superior. Este fato, reflete não só no consumo, como também no tempo de resposta do aparelho, diminuindo ambos. Este é o caso dos aquecedores 3, 4, 6, e em menor grau nos aquecedores 9 e 11. O menor consumo ocorreu nos aquecedores 12 e 13 por terem menores volumes, e o maior ocorreu no aquecedor 8, devido ao seu maior volume integralmente aquecido. Em geral, os aquecedores verticais, apresentaram tempo de resposta térmica e consumo elétrico maior que os aquecedores horizontais para um mesmo volume e potência, isto se deve ao fato de que os aquecedores verticais têm a resistência e o termostato muito próximos à extremidade inferior do reservatório, provocando uma maior homogeneização da temperatura interna.

Tabela 1. Ensaio de Aquecimento e Potência Elétrica.

CORPOS-DE-PROVA	TEMPERATURA (°C)		TEMPO DE RESPOSTA TÉRMICA (min)	POTÊNCIA MÁXIMA (W)	CONSUMO DE ENERGIA (kWh)	POTÊNCIA MÉDIA (W)
	INICIAL	MÁXIMA				
1 (100 litros, horizontal)	22,3	66,5	128	1662	5,2	1620,2
2 (100 litros, horizontal)	21,5	69,2	145	1554	5,6	1514,2
3 (100 litros, horizontal)	18,5	65,1	93,2	2134	4,5	1895,8
4 (100 litros, horizontal)	20,8	62,0	44,4	3395	3,6	3191,8
5 (150 litros, horizontal)	21,2	66,0	118,6	2643	7,5	2564,6
6 (150 litros, horizontal)	20,5	59,0	129	2016	6,7	1970,8
8 (150 litros, horizontal)	20,7	62,1	201,2	1575	8,0	1538,9
7 (100 litros, vertical)	19,0	67,7	165,1	1688	6,2	1500,0
9 (100 litros, vertical)	20,9	65,6	107	1997	5,1	1894,5
10 (150 litros, vertical)	20,9	60,6	209	1576	7,8	1510,2
11 (150 litros, vertical)	21,2	56,9	153	2022	7,3	1918,7
12 (30 litros, vertical)	22,8	65,8	58	1523	1,7	1501,4
13 (30 litros, vertical)	23,7	65,2	28	2470	1,7	2425,0

#### 4.2. Ensaio de Faixa de Temperatura de Operação

Este ensaio tem por objetivo identificar a faixa de temperatura na qual o aquecedor opera e avaliar as perdas térmicas para o meio ambiente. Estas perdas são proporcionais ao gradiente de temperatura entre o interior e exterior do aquecedor, proporcionais à área externa do aquecedor e inversamente proporcionais às resistências térmicas de isolamento. Realiza-se sem extração de água, sendo o controle de alimentação elétrico realizado pelo termostato, tendo-se como consequência a variação cíclica do perfil de temperatura no interior do aquecedor, como pode ser observado no gráfico deste ensaio apresentado na Fig. (6). Portanto, a cada ciclo, o consumo elétrico do aparelho necessário para suprir as perdas térmicas é dado por:

$$\text{Perdas Térmicas} = \sum_{i=1}^{24} U \cdot A \cdot (\overline{T_{a_i}} - \overline{T_{\infty_i}}) \cdot 3600 \quad (3)$$

Da análise dos resultados apresentados na Tab. (2), constata-se que os aquecedores 6 e 11 operaram em faixas de temperaturas que apresentam riscos à saúde do usuário, visto que se encontram abaixo de 55°C, o que pode favorecer o crescimento da bactéria *Legionella Pneumophila* (Pontikakis et al, 1994). Este fato pode ser atribuído a uma má calibração dos termostatos, que apesar de terem saído de fábrica ajustados para a temperatura de 60°C, não operaram como esperado. Outra característica a ressaltar é quanto à histerese do termostato. Alguns aquecedores apresentam uma pequena faixa de temperatura de operação devido à pequena histerese do termostato, o que foi observado no caso dos aquecedores 6, 9 e 11, enquanto outros apresentam uma grande faixa de temperatura de operação devido à grande histerese, como verificado no caso dos aquecedores 5 e 13.

Quanto às perdas térmicas, verifica-se na Tab. (2), para aquecedores de 100 e 150 litros, que o aquecedor 2 apresentou a menor perda térmica média diária (1,35 kWh) e que o aquecedor 6 a maior (2,65 kWh), apesar do gradiente de temperatura ser maior no caso do aquecedor 2 comparando-o a aquele do aquecedor 6. Nesta mesma comparação, deve-se ressaltar que o aquecedor 2 possui como material de isolamento o poliuretano expandido enquanto o aquecedor 6 utiliza a lã de vidro, bem como possui maior espessura de isolamento do que o aquecedor 6, além de

possuir área de troca térmica menor, devido ao seu menor volume (100 litros) contra os 150 litros do aquecedor 6, o que justifica a menor perda térmica do aquecedor 2.

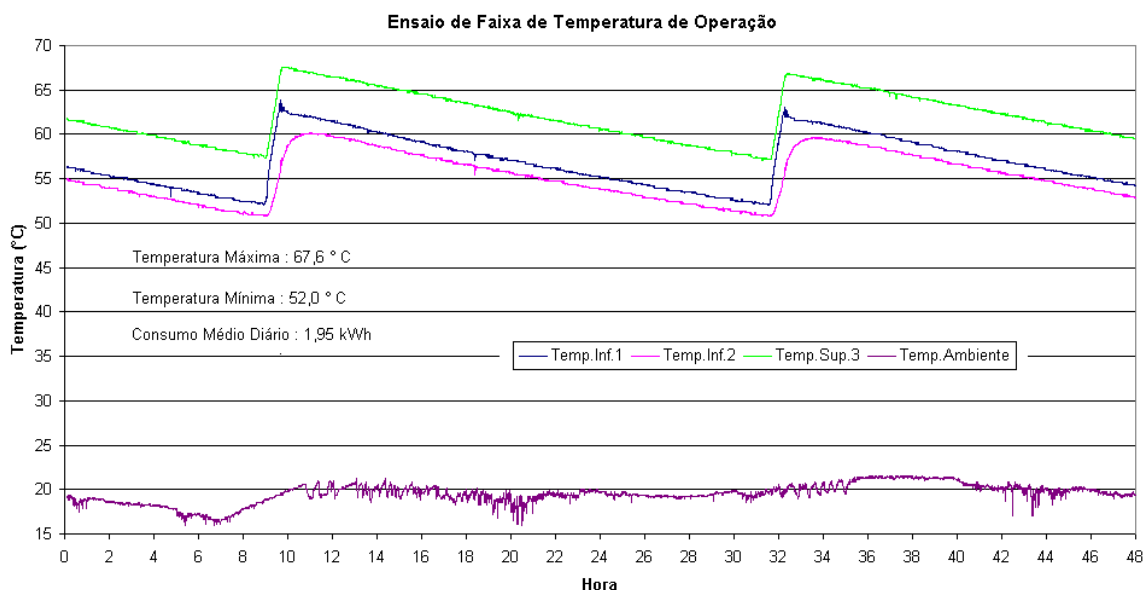


Figura 6. Perfil de Temperatura no Interior do Aquecedor 5.

Tabela 2. Ensaio de Faixa de Temperatura de Operação.

CORPOS-DE-PROVA	FAIXA DE TEMPERATURA (°C)	PERDAS TÉRMICAS DIÁRIAS (kWh)	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)
1 (100 litros, Horizontal)	[52,9 ; 65,0]	2,01	[19,4 ; 24,6]
2 (100 litros, Horizontal)	[54,8 ; 61,7]	1,35	[19,4 ; 24,6]
3 (100 litros, Horizontal)	[51,3 ; 64,0]	2,26	[19,4 ; 22,4]
4 (100 litros, Horizontal)	[51,5 ; 60,0]	1,58	[16,0 ; 21,6]
5 (150 litros, Horizontal)	[50,8 ; 67,6]	1,95	[16,0 ; 21,6]
6 (150 litros, Horizontal)	[45,3 ; 52,7]	2,65	[16,0 ; 21,6]
8 (150 litros, Horizontal)	[55,5 ; 61,5]	2,13	[16,0 ; 22,4]
7 (100 litros, Vertical)	[60,0 ; 67,1]	1,64	[16,0 ; 22,4]
9 (100 litros, Vertical)	[53,8 ; 59,5]	2,18	[19,0 ; 23,4]
10 (150 litros, Vertical)	[60,5 ; 64,0]	2,19	[19,0 ; 23,4]
11 (150 litros, Vertical)	[46,6 ; 50,5]	2,63	[19,0 ; 23,4]
12 (30 litros, Vertical)	[62,4 ; 68,5]	0,75	[19,1 ; 23,6]
13 (30 litros, Vertical)	[51,2 ; 66,0]	0,78	[19,1 ; 23,6]

### 4.3. Ensaio de Consumo Padrão de Água

Realiza-se o ensaio de consumo padrão de água durante 48 horas, em períodos cíclicos de 24 horas. Portanto, na análise geral, o termo de variação da energia interna pode ser desprezado, já que a variação da temperatura interna em 24 horas é próxima à zero como pode ser observado na Fig. (7),

$$\int_0^{48} \dot{Q} \cdot dt = \int_0^{48} \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_a - T_e) \cdot dt + \int_0^{48} U \cdot A \cdot (T_a - T_\infty) \cdot dt + \int_0^{48} M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_a}{\partial t} \cdot dt \quad (4)$$

Assim, definindo  $\bar{C}_d$  como sendo o consumo médio diário, obtém-se:

$$2 \cdot \bar{C}_d = \sum_{i=1}^{48} m_i \cdot c_p \cdot (\bar{T}_{a_i} - \bar{T}_{e_i}) + \sum_{i=1}^{48} U \cdot A \cdot (\bar{T}_{a_i} - \bar{T}_{\infty_i}) \cdot 3600 \quad (5)$$

onde, as barras correspondem aos valores médios das variáveis durante o horário considerado e ( $m_i$ ) é a massa de água vazada em cada horário, de acordo com o Perfil de Consumo Padrão de Água (Fig. 1).

A segunda parcela do lado direito da Eq. (5) corresponde às perdas térmicas do aquecedor durante a realização do ensaio, que podem ser tomadas como iguais ao consumo de energia médio diário do ensaio de faixa de temperatura de

operação, já que este ensaio é realizado sem extração de água e as temperaturas correspondem às temperatura média de operação dos aquecedores. Seguindo a recomendação de Pontikakis et all (1994), pode-se então definir um rendimento térmico médio diário dos aquecedores ( $h_{perdas}$ ), como segue, e avaliá-lo conhecendo-se as perdas térmicas para o meio ambiente:

$$h_{perdas} = \frac{\overline{C_d} - \text{Perdas Térmicas}}{\overline{C_d}} \tag{6}$$

A partir da Eq. (5) pode-se, também, definir outra forma de se avaliar o rendimento térmico médio diário dos aquecedores ( $h_{balanço}$ ), conhecendo-se o valor da energia útil fornecida pelo aquecedor, como segue:

$$h_{balanço} = \frac{\sum_{i=1}^{48} m_i \cdot c_p \cdot (\overline{T_{a_i}} - \overline{T_{e_i}})}{2 \cdot \overline{C_d}} \tag{7}$$

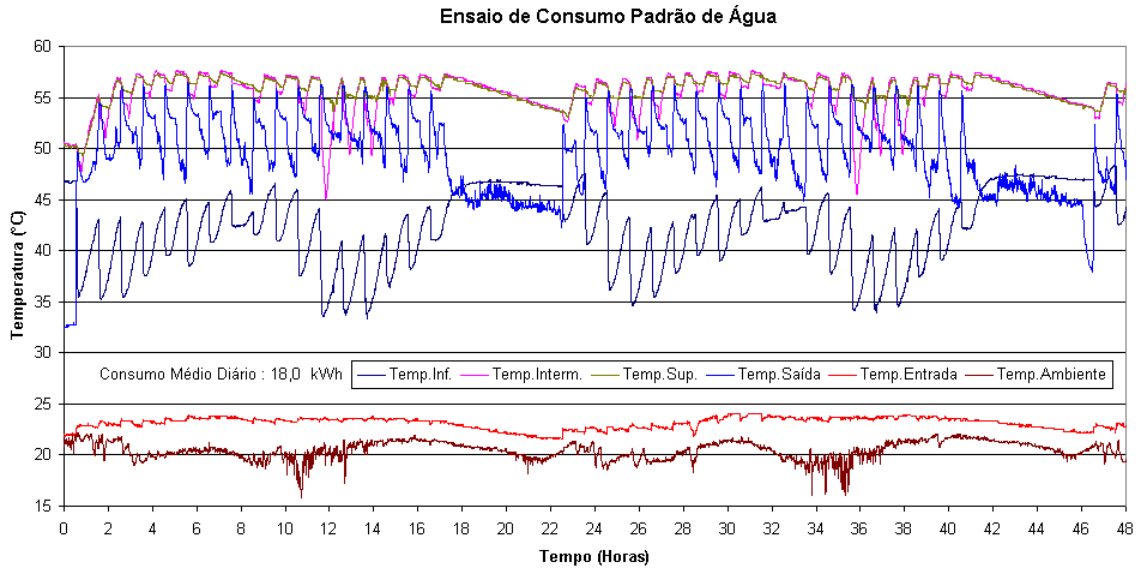


Figura 7. Perfil de Temperatura para o Aquecedor 11.

Apresentam-se na Tab. (3) os valores do rendimentos térmicos de cada corpo-de-prova com base nos resultados experimentais dos ensaios de consumo de padrão de água. Como sugerido por Pontikakis et all (1994), apresenta-se, também, na Tabela 3 a relação entre o volume de água quente extraído nos aquecedores por dia pela energia necessária para gerá-lo, o único inconveniente deste índice é que ele não leva em conta a temperatura da água produzida. Observando a Eq. (6) e considerando que a perda térmica do aquecedor para o meio ambiente é praticamente constante e independente do consumo diário, pode-se concluir que o rendimento térmico é função do consumo de água quente, crescendo com o aumento do consumo de água quente. As discrepâncias observadas entre os valores calculados para os rendimentos na Tab. (3) podem ser atribuídas ao uso do valor das perdas térmicas do ensaio de faixa de temperatura em substituição ao valor das perdas térmicas reais. A princípio sugere-se que seja utilizado para fins de comparação o rendimento avaliado a partir da energia útil retirada do aquecedor ( $h_{balanço}$ ).

Deve-se ter reserva quanto à comparação dos aquecedores com base na utilização dos valores da relação Litros/kWh apresentadas na Tab. (3), já que estes não levam em conta a temperatura da água quente que foi gerada nos aquecedores. O mesmo é verdade para os rendimentos térmicos. Assim sendo, sugere-se um *índice de mérito* que permite comparar o desempenho de cada aquecedor ensaiado, definido pela relação entre a energia consumida no aquecedor durante o ensaio de consumo padrão e o número de banhos padrão, que seria, hipoteticamente, possível atender com o volume de água quente extraído do mesmo. Entende-se como Banho Padrão, um banho de 8 minutos, com vazão de 4 litros por minuto, e com temperatura de 38 °C. O cálculo do número de banhos padrão é realizado hora a hora, tendo como referência o ensaio de consumo padrão de água. Assim sendo, calcula-se para cada horário a massa de água quente necessária para atender um banho padrão, levando-se em conta as temperaturas da água do manancial da cidade ( $T_e$ ), da água extraída do aquecedor ( $T_{a_i}$ ) e do banho padrão ( $T_{Banho} = 38\text{ }^\circ\text{C}$ ).

O cálculo da massa de água quente ( $m_{2_i}$ ) gasta por banho padrão, em cada horário, é realizado de acordo os balanços de massa e energia apresentados a seguir, tendo-se como referência a Fig. (8). Logo,

$$m_{1_i} + m_{2_i} = 32 \quad \text{e} \quad m_{1_i} \cdot c_p \cdot T_e + m_{2_i} \cdot c_p \cdot T_{a_i} = \left( m_{1_i} + m_{2_i} \right) \cdot c_p \cdot T_{Banho}$$

onde, ( $i$ ) refere-se ao intervalo de hora de vazamento de água.

O número de banhos, em cada horário, é dado pela divisão da massa extraída do aquecedor para o horário considerado no ensaio de consumo padrão, pela massa hipoteticamente necessária para atender um banho padrão. O número total de banhos padrão para o período de 24 horas é dado pelo somatório do número de banhos de cada intervalo de hora de extração de água. O cálculo do número de banhos padrão é feito usando-se a temperatura superior interna, obtida nos ensaios de consumo padrão de água, como temperatura da água de saída, para mistura com água a temperatura do manancial da cidade. O consumo de energia médio diário experimental de cada aquecedor foi corrigido para levar em conta a variação da temperatura do manancial de água da cidade e com base nestes resultados foi preparada a Tab. (4) na qual são apresentados os índices de mérito (kWh/banho) para os diversos aquecedores operando a diferentes temperaturas do manancial de água da cidade. Deve-se ressaltar que os valores do índice de mérito (kWh/banho) independem da temperatura de saída da água dos aquecedores, o que torna este índice indicado para comparações de desempenho destes equipamentos.

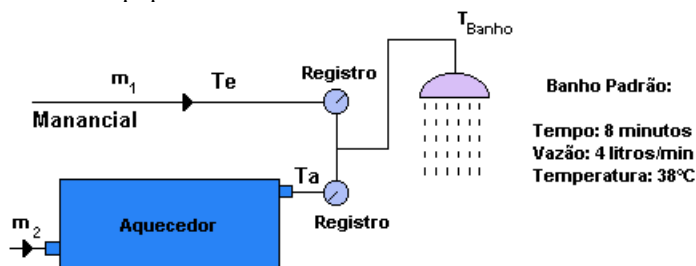


Figura 8. Misturador de Água Quente e Água Fria.

Tabela 3. Rendimentos Térmicos dos Aquecedores com Acumulação Testados.

Corpo de Prova	Consumo Médio Diário (kWh)	Volume Diário Vazado (litros)	Temperatura de Entrada da Água (°C)	Temperatura de Saída da Água (°C)	Perdas Térmicas (kWh)	$h_{perdas}$ (%)	$h_{balanço}$ (%)	(litros/ kWh)
1	18,9	326,2	23,4	65,9	2,005	89,39	85,17	17,3
2	17,1	324,0	23,4	64,2	1,347	92,12	89,76	18,9
3	16,8	300,5	19,9	64,6	2,255	86,58	92,84	17,9
4	16,2	321,7	21,8	61,3	1,578	90,26	91,08	19,9
5	18,1	321,7	21,8	66,8	1,949	89,23	92,87	17,8
6	16,0	321,7	21,8	56,3	2,648	83,45	80,54	20,1
7	18,8	321,7	23,4	60,2	1,639	91,28	89,61	17,1
8	18,1	326,0	19,9	65,0	2,134	88,21	76,96	18,0
9	18,5	323,0	23,3	64,6	2,180	88,22	83,72	17,5
10	19,8	328,0	23,3	63,2	2,185	88,96	76,75	16,6
11	18,0	319,5	23,3	56,2	2,627	85,41	67,81	17,8
12	17,5	329,5	23,5	64,3	0,745	95,74	89,20	18,8
13	17,3	333,0	23,5	61,5	0,776	95,51	84,93	19,2

#### 4.4. Ensaio de Decaimento de Temperatura

O ensaio de decaimento de temperatura realiza-se sem extração de água e sem fornecimento de energia elétrica. A variação da temperatura interna do aquecedor é devida às perdas térmicas. Como pode ser visto na Fig. (9), o aquecedor 3 apresenta o menor tempo de decaimento, 9 horas e 47 minutos, enquanto o aquecedor 10 apresenta o maior tempo de decaimento, 25 horas e 48 minutos. O menor tempo de decaimento do aquecedor 3, se deve principalmente à existência de estratificação de temperatura em seu interior.

#### 5. Conclusões

A realização dos ensaios de aquecimento permitiu a medição experimental do tempo de resposta térmica, do tempo de aquecimento e da energia necessária para elevar a temperatura da água no interior do aquecedor desde a temperatura ambiente até o nível desejado de temperatura pelo usuário para seu uso. Os aquecedores de 100 litros apresentaram tempos de aquecimento inferiores a quatro horas e meia com consumos médio de energia da ordem de 5,0 kWh. Por outro lado, os aquecedores de 150 litros apresentaram tempos de aquecimento inferiores a cinco horas e meia com consumos médio de energia da ordem de 7,5 kWh. No entanto, alguns corpos-de-prova apresentaram tempos de

aquecimento relativamente curtos, podendo-se concluir que estas variações no tempo de aquecimento foram consequência da maior ou menor potência de aquecimento, da posição física do termostato e da resistência de aquecimento em relação ao casco do aquecedor e do tipo de instalação, isto é, horizontal ou vertical.

Tabela 4. Número de Banhos Padrão e Índice de Mérito (kWh/Banho Padrão).

Corpo de Prova	Temperatura do Manancial de Água da Cidade							
	17,5°C		20°C		22,5°C		25°C	
	No. Banhos	kWh/Banho	No. Banhos	kWh/Banho	No. Banhos	kWh/Banho	No. Banhos	kWh/Banho
11	18,98	1,123	20,22	0,986	21,86	0,849	24,13	0,712
10	22,41	0,992	24,13	0,871	26,40	0,750	29,54	0,629
8	20,94	0,990	22,45	0,869	24,45	0,748	27,22	0,628
6	19,03	0,946	20,27	0,830	21,92	0,715	24,20	0,600
9	23,10	0,910	24,91	0,799	27,31	0,688	30,62	0,577
13	21,58	0,897	23,18	0,787	25,29	0,678	28,23	0,569
1	23,74	0,894	25,64	0,785	28,15	0,676	31,63	0,567
12	22,95	0,854	24,74	0,750	27,11	0,646	30,39	0,542
7	23,29	0,850	25,13	0,746	27,57	0,643	30,93	0,539
2	22,90	0,849	24,69	0,745	27,05	0,642	30,31	0,538
4	21,48	0,836	23,07	0,734	25,17	0,632	28,07	0,530
3	23,10	0,820	24,91	0,720	27,31	0,620	30,62	0,520
5	24,18	0,820	26,14	0,720	28,73	0,620	32,32	0,520

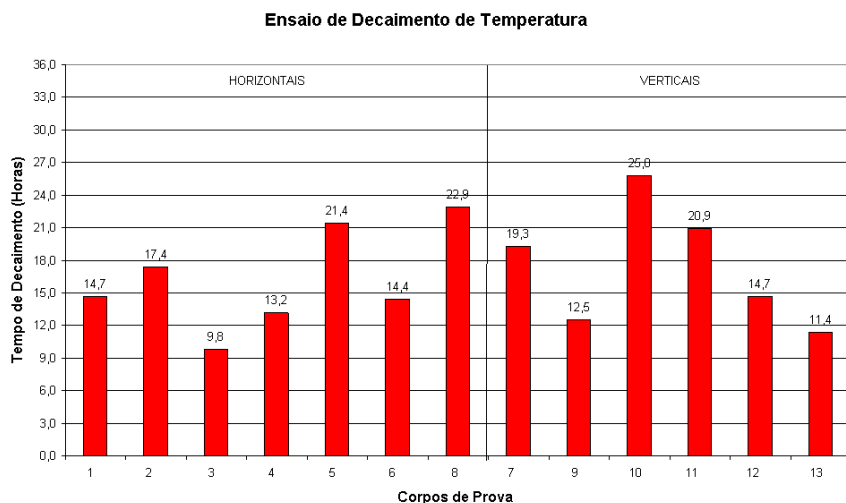


Figura 9. Tempo de Decaimento de Temperatura.

O ensaio de consumo padrão de água dos aquecedores permitiu determinar para os corpos-de-prova ensaiados o consumo médio diário de energia para a condição de consumo diário de 321,7 litros de água quente, equivalente ao consumo de uma família de quatro pessoas (dois adultos e de duas crianças). Pode-se concluir, que o consumo médio de energia depende pouco da capacidade volumétrica do aquecedor e depende diretamente do consumo de água quente. Além disso, considerando que para um mesmo aquecedor as perdas térmicas não variam, para pequenas flutuações nas temperaturas ambiente e da água no interior do mesmo, conclui-se que o rendimento térmico do aquecedor aumenta a medida que o consumo de água quente aumenta. A partir dos resultados experimentais deste ensaio foi possível definir um índice de mérito, que permite comparar o desempenho térmico dos aquecedores, baseado na relação entre a energia gasta no aquecimento de um determinado volume de água e o número de banhos padrão que poder-se-ia realizar com o mesmo. Assim, pode-se concluir da Tab. 4 que os aquecedores 3 e 5 apresentaram desempenhos térmicos semelhantes e os melhores entre os aquecedores testados. Destaca-se que este índice (kWh/banho) tem a característica de ser independente da temperatura de saída do aquecedor.

Considerando que os aquecedores operem num ambiente com temperatura da ordem de 21°C, que a temperatura da água do manancial da cidade seja de 20°C e estes forneçam diariamente 321,7 litros de água a temperatura de 60°C,

pode-se concluir que o consumo mensal de energia para os aquecedores ensaiados variou entre 483 e 661 kWh, sendo que a maioria dos aquecedores apresentou consumo próximo a 500 kWh.

Os aquecedores horizontais apresentaram maiores rendimentos de energia em relação aos verticais, visto que estes últimos aquecem integralmente o seu volume interno, oferecendo assim maiores perdas térmicas para o ambiente. Os aquecedores que apresentaram maiores tempos de decaimentos foram aqueles, que em geral, apresentaram melhores isolamentos térmicos. Houve igualmente uma tendência ao maior tempo de decaimento para os aquecedores com maiores volumes, exceção feita para aqueles que possuíam grande estratificação de temperatura interna.

Para que se possa tirar melhor proveito do uso de aquecedores de água com acumulação, bem como selecionar aqueles que melhor se adaptem ao modo de operação escolhido, sem comprometer o padrão de conforto dos usuários, recomenda-se que sejam realizados novos ensaios térmicos com os mesmos aquecedores, operando na condição de consumo padrão de água (321,7 litros diários) sem energização no horário de ponta (18 horas às 21 horas). O gerenciamento da demanda elétrica no horário de ponta devido à carga de aquecimento de água é extremamente atraente para a concessionária de energia elétrica, pois os aquecedores elétricos podem ser programados e/ou telecomandados para desligamento no horário desejado (Fanney et al., 1996). Considerando-se que o *índice de mérito* proposto neste trabalho é independente da temperatura da água extraída do aquecedor para o misturador do chuveiro, conclui-se que este poderá ser usado para comparar o desempenho térmico dos aquecedores tanto em operação convencional (24 horas diárias) quanto operando fora da ponta das 18 às 21 horas.

Finalmente, pode-se concluir que os ensaios executados permitiram levantar, para cada aquecedor, as seguintes características: *a potência elétrica instantânea* máxima, importante para avaliação do seu impacto no pico de demanda; *a faixa de temperatura de operação*, para verificar sua capacidade de evitar o crescimento da bactéria *Legionella Pneumophila*, já que esta poderá causar problemas de saúde à população com desdobramentos negativos para a concessionária; *os consumos médio diário e médio horário de energia para um perfil padrão de consumo de água quente*, importante para que a concessionária possa melhor decidir sobre a adoção de tarifa de energia elétrica diferenciada (multi-tarifação); *as curvas de aquecimento e decaimento de temperatura*, necessárias para verificar a adequação de cada aparelho à estratégia de modulação operacional desejada pela concessionária e que não comprometa a qualidade de conforto exigida pelo usuário.

## 6. Referências Bibliográficas

- Cragan, K.E., Army, M.D., Klein S.A. and Beckman, W., 1995, "The Impact of Ensemble of Solar Domestic Water Heating Systems on Utility", University of Wisconsin, Madison, 56p., Private Communication.
- Fanney, A.H. and Dougherty, B.P., 1996, "Thermal Performance of Residential Electric Water Heaters Subjected to Various Off-peak Schedules", Journal of Solar Energy Engineering, Vol.118, pp. 73-80.
- Hiller, C.C., Lowenstein, A.I. and Merriam, R.L., 1994, "Detailed Water Heating Simulation Model", ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 948-955.
- Lane, I.E. and Beute, N., 1996, "A Model of the Domestic Hot Water Load", IEEE Transactions on Power Systems, Vol.11, No.4, pp. 1850-1855.
- Pontikakis, N. and Ruth D.W., 1994, "Electrical Residential Water Heating: a Consumption and Conservation Survey", ASHRAE Transactions: Research, pp. 74-91.

## INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE OF ELECTRICAL STORAGE WATER HEATERS

**Evandro Sérgio Camêlo Cavalcanti**

Centro de Pesquisas de Energia Elétrica-CEPEL  
21.911-590 Caixa Postal 68007 - Rio de Janeiro (RJ)  
camelo@cepel.br

**Rodrigo Quadros Queiroz**

Fundação COPPETEC  
Cidade Universitária - Rio de Janeiro (RJ)  
21.949-900

**Abstract** The electric domestic water heating in large Brazilian cities presents a big impact on the electric energy demand curve, in particular, due to the disseminated use of passage electric water heaters which have high electric power demand. The possibility of using, in large scale, electrical water heaters with storage is a commercial opportunity with great technical and economical potential for the utility. In order that the utility could make use of this technology, assuring its diffusion and acceptance close to the customers, it was identified the need to upgrade the knowledge about its operational characteristics through thermal performance tests. In this article is suggested an original thermal performance methodology for testing electric storage water heaters. The experimental results of the tests done with thirteen water heaters are discussed. A figure of merit defined as the ratio between the energy consumption to heat a specified water volume and the number of standard showers provided by the water heater, permits to compare the thermal performance of water heaters. This figure of merit is characterized by the fact of being independent of the temperature of the water supplied by the heater.

**Keywords:** Water Heaters, Thermal Performance, Energy Consumption and Methodology.

# IMPACTO NA CURVA DE DEMANDA DA CONCESSIONÁRIA DE ENERGIA ELÉTRICA DEVIDO AO USO DE AQUECEDORES DE ÁGUA COM ACUMULAÇÃO

**Evandro Sérgio Camêlo Cavalcanti**

Centro de Pesquisas de Energia Elétrica-CEPEL  
21.911-590 Caixa Postal 68007 - Rio de Janeiro (RJ)  
camelo@cepel.br

**Rodrigo Quadros Queiroz**

Fundação COPPETEC  
Cidade Universitária - Rio de Janeiro (RJ)  
21.949-900

**Resumo.** *No últimos anos as concessionárias de energia elétrica têm buscado meios para limitar o pico de demanda de potência, com o objetivo de retardarem novos investimentos nos sistemas de distribuição e até mesmo na construção de novas usinas de geração de eletricidade. O gerenciamento da demanda elétrica no horário de ponta devido à carga de aquecimento de água é extremamente atraente para a concessionária de energia elétrica, pois os aquecedores elétricos podem ser programados e/ou telecomandados para desligamento em horário desejado. Embora a redução do pico de demanda seja um elemento chave no estudo dos aquecedores operados fora da ponta, a determinação da influência deste modo de operação em seu desempenho térmico é fundamental. Apresentam-se neste trabalho os resultados dos ensaios experimentais realizados em treze aquecedores elétricos de água com acumulação operando fora do horário de ponta, visando levantar suas características térmicas operacionais. Pode-se concluir que o consumo diário de energia dos aquecedores foi praticamente igual para os aquecedores operando no modo convencional ou fora da ponta. No entanto, para atender a demanda de água quente no horário de ponta os aquecedores com maior volume interno apresentaram melhor desempenho.*

**Palavras chave:** *Aquecedores de Água, Desempenho Térmico, Consumo de Energia, Demanda Elétrica, Gerenciamento de Carga.*

## 1. Introdução

No últimos anos as concessionárias de energia elétrica têm buscado meios para limitar o pico de demanda de potência, com o objetivo de retardarem novos investimentos nos sistemas de distribuição e até mesmo na construção de de novas usinas de geração de eletricidade. Diversas concessionárias estão usando ou considerando o uso do aquecimento solar de água como meio para reduzir o pico de demanda. No entanto, a interrupção do fornecimento de potência a aquecedores de água permanece mais atraente para reduzir a demanda causada pelas necessidades de aquecimento residencial de água. Os aquecedores de água elétricos operados desta forma são chamados de aquecedores operando fora da ponta.

Nos grandes centros urbanos brasileiros existe crescente demanda de energia elétrica para aquecimento de água, notadamente, de energia elétrica no horário de ponta. Em parte devido ao uso disseminado de aquecedores de passagem que apresentam elevada demanda de potência elétrica.

O uso de aquecedores elétricos de água para gerenciar a demanda elétrica não é uma idéia recente. A concessionária americana Detroit Edison, por exemplo, em 1934 usou aquecedores elétricos como técnica de gerenciamento de demanda de carga (Hastings, 1980).

A possibilidade do uso, em larga escala, de aquecedores elétricos de água com acumulação se apresenta como uma oportunidade com grande potencial de negócio para a concessionária de energia elétrica. Em primeiro lugar, por permitir o gerenciamento da demanda elétrica no horário de ponta, já que estes equipamentos podem ser programados e/ou telecomandados para desligamento (Faney et al, 1996), sem comprometer o padrão de conforto dos usuários. Em segundo, pela possibilidade de se assegurar que o aquecimento de água passará ou continuará a ser feito através da energia elétrica, com impacto positivo no crescimento do mercado da concessionária.

Embora a redução do pico de demanda seja um elemento chave no estudo dos aquecedores operados fora da ponta, a determinação da influência deste modo de operação em suas características térmicas, também, é importante. O desempenho térmico depende das perdas térmicas, da remoção de energia durante a extração de água e a recuperação de temperatura do aquecedor.

Para que se possa tirar melhor proveito do uso de aquecedores de água com acumulação, bem como selecionar aqueles que melhor se adaptem ao modo de operação escolhido, sem comprometer o padrão de conforto dos usuários, Camêlo Cavalcanti et al (2000) recomendaram que fossem realizados novos ensaios térmicos com aquecedores elétricos de água com acumulação, operando na condição de consumo padrão de água (321,7 litros diários) sem energização no horário de ponta (18 horas às 21 horas).

Apresentam-se neste trabalho os resultados dos ensaios experimentais realizados em laboratório com treze aquecedores elétricos de água com acumulação operando fora do horário de ponta, comparando-os com os resultados dos ensaios de consumo padrão obtidos por Camêlo Cavalcanti et al (2000) para os mesmos aquecedores operando de maneira convencional.



## 2. Facilidades Laboratoriais

A avaliação do desempenho térmico dos aquecedores de água, experimentalmente em laboratório, é fundamental para o estudo dos benefícios sobre a curva de demanda elétrica devidos à operação fora do horário de ponta de aquecedores de água com acumulação, sem no entanto comprometer o conforto desejado pelos usuários da concessionária de eletricidade.

O consumo de energia para aquecimento de água está relacionado diretamente com a intensidade de uso de água quente. Nos últimos anos, muitos estudos de hábitos foram realizados visando estimar este consumo médio de água quente em uma residência (Cragan et al, 1995; Hiller et al, 1994; Lane et al, 1996 e Pontikakis et al, 1994). Alguns consideram que o perfil mais representativo da média é o de uma família padrão composta de duas crianças e dois adultos que trabalhem fora. Nos Estados Unidos, o consumo diário de água quente de uma residência varia de 190 a 450 litros, em função dos diferentes usos, podendo, também, apresentar pequena sazonalidade (Cagan et al, 1995). Na ausência de informações precisas sobre o consumo real médio horário de água para uma família padrão vivendo na cidade do Rio de Janeiro, utiliza-se neste trabalho o perfil de consumo padrão de água indicado na Fig. (1), proposto por Cagan et al (1995), para a avaliação do consumo de energia dos “boilers” correspondente ao consumo diário total igual a 321,7 litros de água quente.

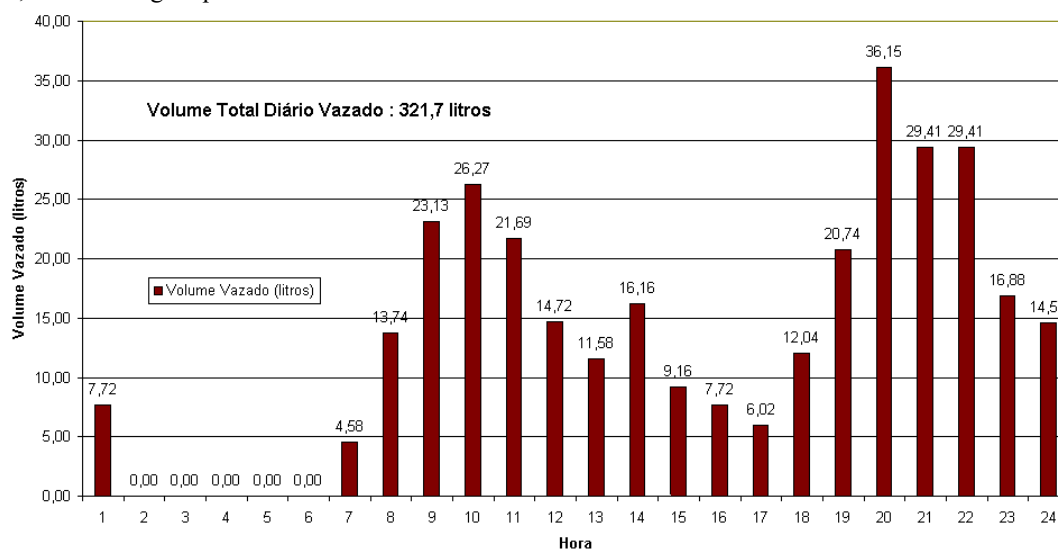


Figura 1. Perfil de Consumo Padrão de Água Quente (Consumo Residencial).

Na Figura (2), apresenta-se o diagrama esquemático da montagem experimental utilizada para a realização dos ensaios dos aquecedores elétricos com acumulação, operando fora do horário de ponta. A bancada de ensaios de aquecedores é atendida por dois ramais hidráulicos independentes, um de água fria para a alimentação dos aquecedores e outro de retorno da água quente. Para atender as necessidades dos ensaios, em termos de volume de água consumida, de até três aquecedores simultaneamente, foram instaladas na parte externa do laboratório três caixas d'água de 1000 litros cada, enterradas e interligadas, visando assegurar a estabilidade de temperatura da água igual a temperatura do manancial da cidade. Para a medição de temperatura no interior dos aquecedores foram desenvolvidas sondas, construídas a partir de tubos inox de 10 mm de diâmetro nas quais foram inseridos os termopares tipo cobre-constantan com bitola 24 AWG e preenchidas com resina epóxi. Diferentes sondas foram construídas em função das dimensões dos aquecedores e posição de instalação. Nas Figuras (3) (4) e (5), apresentam-se os desenhos esquemáticos da solução adotada para a instalação das sondas no interior dos aquecedores. Observe que a seta azul indica entrada de água e a seta vermelha corresponde à saída de água do aquecedor.

O corpo-de-prova é instalado na bancada de ensaio de acordo com as instruções do fabricante. Em seguida, instala-se a instrumentação necessária à medição e controle das diferentes variáveis, tais como, temperatura, vazão mássica, consumo de energia elétrica, entre outras. Realiza-se o ensaio com extração de água quente do aquecedor, de acordo com o perfil de consumo padrão indicado na Fig. (1), mantendo-se a temperatura do ambiente controlada durante a realização do ensaio. Ao iniciar-se o ensaio, a temperatura da água no interior do aquecedor deve ser igual à temperatura máxima de operação. Durante todo o ensaio mantém-se a alimentação elétrica do aquecedor, para assegurar a compensação das perdas térmicas, bem como, para promover a recuperação da temperatura da água no interior do aquecedor, devido à entrada de água de reposição, exceção feita entre os horários das 18 às 21 horas. O ensaio é realizado continuamente durante 48 horas.

## 3. Resultados e Discussões

Foram realizados ensaios térmicos com os treze aquecedores elétricos de água com acumulação usados por Camêlo Cavalcanti et al (2000), para a avaliação experimental dos parâmetros de desempenho térmico destes quando operando fora do horário de 18 às 21 horas.



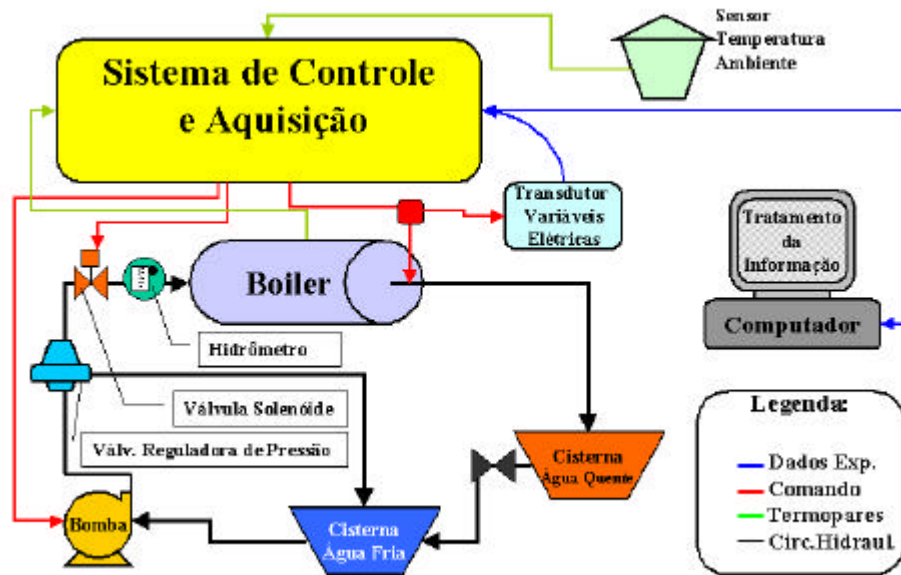


Figura 2. Diagrama Esquemático da Montagem Experimental.

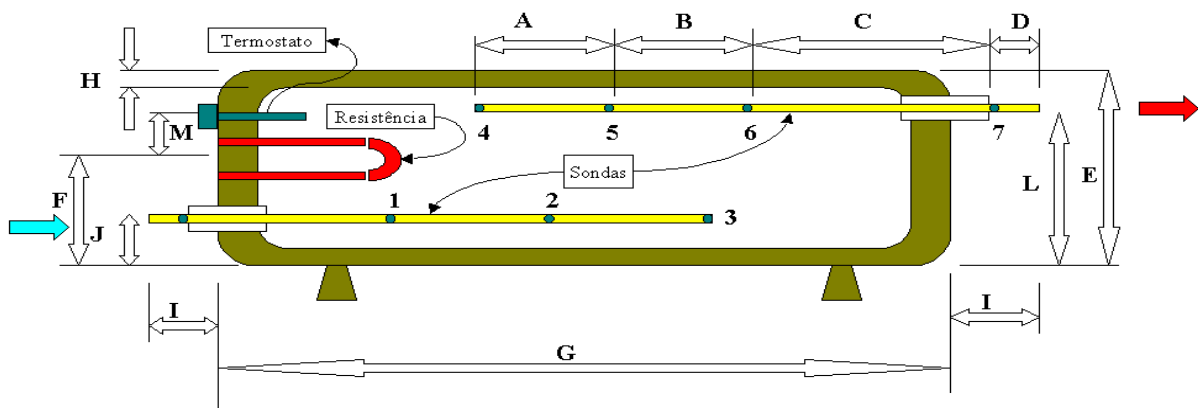


Figura 3. Instalação das Sondas de Temperatura nos Aquecedores Horizontais.

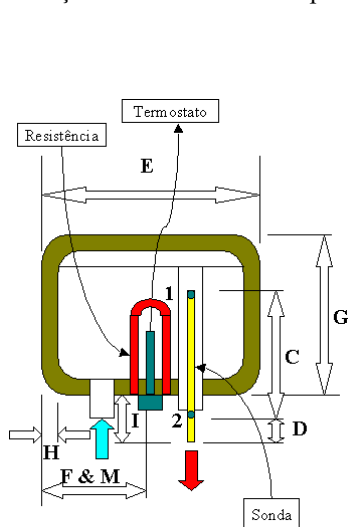


Figura 4. Instalação da Sonda de Temperatura nos Aquecedores Verticais de 30 litros.

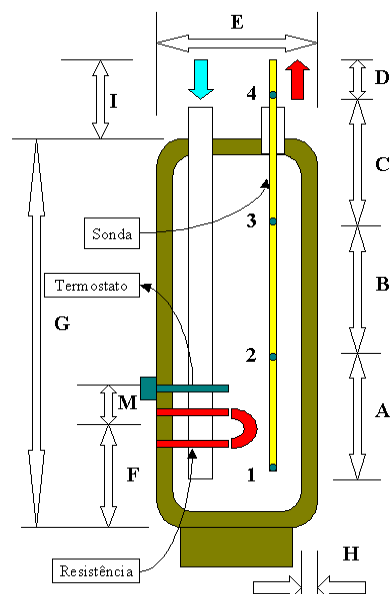


Figura 5. Instalação das Sondas de Temperatura no Aquecedor Vertical.

Na Figura (6), mostra-se o resultado típico do consumo médio horário de eletricidade durante o ensaio de consumo padrão para o aquecedor 2. Está, também, indicado na Fig. (6) o consumo médio diário de energia elétrica. Pode-se observar que entre os horários das 18 às 21 horas não houve fornecimento de energia. Os principais resultados obtidos nos ensaios realizados com todos os aquecedores estão resumidos na Tab. (1), onde os 7 primeiros aquecedores listados

são horizontais e os demais, verticais. Na Tabela (1) as temperaturas médias de entrada e de saída da água nos aquecedores para o período de 24 horas, foram calculadas pela média ponderada com base no volume vazado, durante o tempo de abertura das válvulas solenóides a cada hora.

**Ensaio de Consumo Padrão de Água Operando Fora de Ponta**  
**Período : 2 a 3/10/99**

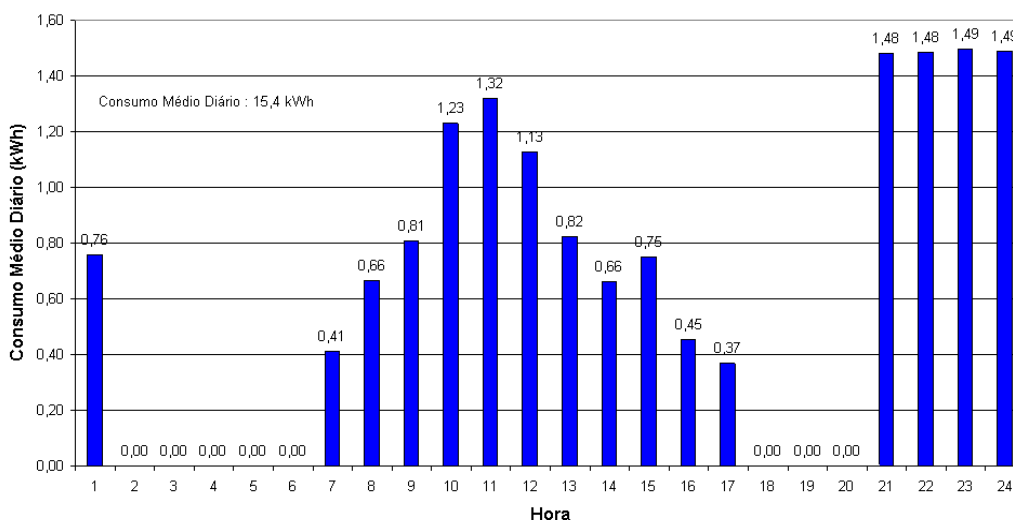


Figura 6. Consumos Médios Horário e Diário de Eletricidade para o Aquecedor 2.

Para a análise dos resultados apresentados aqui é importante que se tenha em mente um valor de referência da energia necessária para aquecer diariamente um volume de água, equivalente àquele adotado no ensaio de consumo padrão, isto é, 321,7 litros. Assim, considerando-se que não existam perdas térmicas e que a água entre nos aquecedores a 20°C e saia a 60°C, pode-se mostrar que são necessários 14,9 kWh para aquecer este volume de água.

Apresenta-se na Fig. (7) **consumo de energia médio diário normalizado**, devido a Camêlo Cavalcanti et all (2000), para os aquecedores operando de forma convencional, obtido considerando-se hipoteticamente um consumo padrão diário de 321,7 litros igual para todos aquecedores, operando com temperaturas da água de entrada e saída iguais, respectivamente, a 20°C e 60°C. Da mesma forma, foi obtido a partir dos resultados experimentais da Tab. (1) o **consumo médio diário normalizado** para os aquecedores operando fora da ponta, como indicado na Fig. (8). Comparando-se as Fig. (7) e (8) constata-se que não foram verificadas variações significativas no consumo médio diário de energia, pode-se atribuir as variações nos consumos médios diários normalizados às perdas térmicas.

Tabela 1. Ensaio de Consumo Padrão de Água com Operação Fora do Horário de Ponta.

Corpo de Prova	Temperatura Média de Entrada da Água (°C)	Temperatura Média de Saída da Água (°C)	Consumo Médio Diário (kWh)	Volume Diário Vazado (litros)	Temperatura Ambiente Média (°C)
1 (100 litros, Horiz)	23,43	60,97	16,68	326,2	21,7
2 (100 litros, Horiz)	23,43	60,70	15,37	324,0	21,7
3 (100 litros, Horiz)	22,46	61,51	15,61	321,4	21,7
4 (100 litros, Horiz)	22,34	58,83	15,74	321,7	22,2
5 (150 litros, Horiz)	21,35	64,57	18,23	324,7	21,7
6 (150 litros, Horiz)	21,35	54,37	16,90	325,8	21,7
8 (150 litros, Horiz)	23,43	58,77	16,63	325,0	21,7
7 (100 litros, Vert)	21,94	59,35	16,66	326,0	21,8
9 (100 litros, Vert)	23,08	60,36	16,87	321,5	21,7
10 (150 litros, Vert)	23,24	63,22	19,42	327,8	22,6
11 (150 litros, Vert)	23,24	55,12	16,17	328,5	22,6
12 (30 litros, Vert)	23,22	59,89	15,85	331,0	22,4
13 (30 litros, Vert)	23,22	57,02	15,23	334,0	22,4

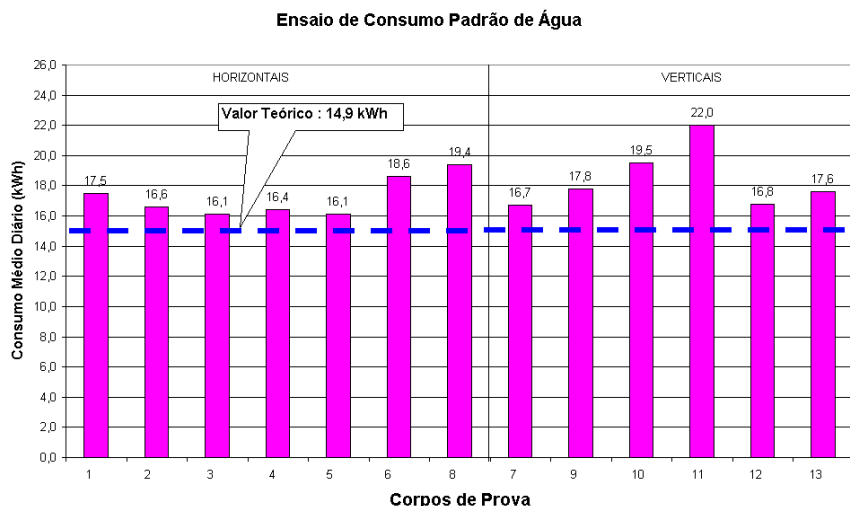


Figura 7. Consumo de Energia Normalizado para Aquecedores em Operação Convencional.

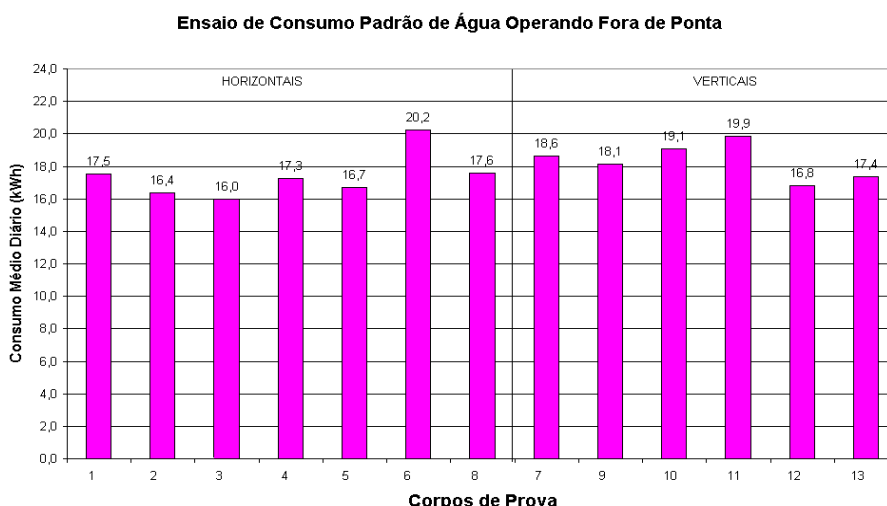


Figura 8. Consumo de Energia Normalizado para Aquecedores Operando Fora da Ponta.

Apresentam-se na Fig. (9) exemplo típico de gráfico obtido como resultado do ensaio de consumo padrão de água operando fora do horário de ponta para o aquecedor 8. As curvas referem-se à evolução das temperaturas internas do aquecedor, à temperatura ambiente e à temperatura de entrada da água no aquecedor ao longo do tempo. O consumo médio diário também está indicado neste gráfico. A codificação numérica correspondente aos pontos de medição de temperatura com as sondas de termopares. Ainda na Fig. (9), pode-se observar o impacto da falta de fornecimento de energia elétrica no período das 18 às 21 horas, resultando no decaimento de temperatura. Verifica-se, também, que após as 21 horas a temperatura máxima na parte superior, que corresponde à temperatura de saída da água quente do aquecedor, apresenta atraso relação à temperatura inferior, devido à inércia térmica da água e ao fato da resistência elétrica encontrar-se na parte inferior e a entrada de água ser feita acima da resistência elétrica.

Na Figura (10), apresenta-se a influência dos modos de operação na temperatura superior da água próximo ao ponto onde se faz a extração de água quente, neste caso para o aquecedor 8. Durante o horário das 18 às 21 horas, constata-se que ocorre queda na temperatura da água extraída do aquecedor tanto para a operação convencional quanto para a operação fora de ponta devido ao elevado volume de água extraído do aquecedor, ver Fig. (1). No entanto, verifica-se na Fig. (10) que a queda de temperatura correspondente ao modo de operação fora de ponta é muito maior do que àquela do modo de operação convencional, devido ao não fornecimento de energia ao equipamento neste horário. Este fato provoca uma diminuição significativa do número de banhos padrão que o aquecedor poderá atender, sem prejuízo na qualidade de conforto do usuário, a demanda de água quente nos horários subsequentes.

Segundo Camêlo Cavalcanti et al (2000), entende-se como Banho Padrão, um banho de 8 minutos, com vazão de 4 litros por minuto e com temperatura de 38 °C.

Por isto para efeito de avaliação da redução do desempenho dos aquecedores será avaliada a disponibilidade dos mesmos atenderem um determinado número de banhos padrão no período de 18 às 01 horas do dia seguinte, já que nos outros horários os aquecedores apresentaram comportamentos semelhantes.

**Ensaio de Consumo Padrão de Água Operando Fora de Ponta**  
 Período : 2 a 3/10/99  
 (Início : 2:00 do dia 2/10/99)

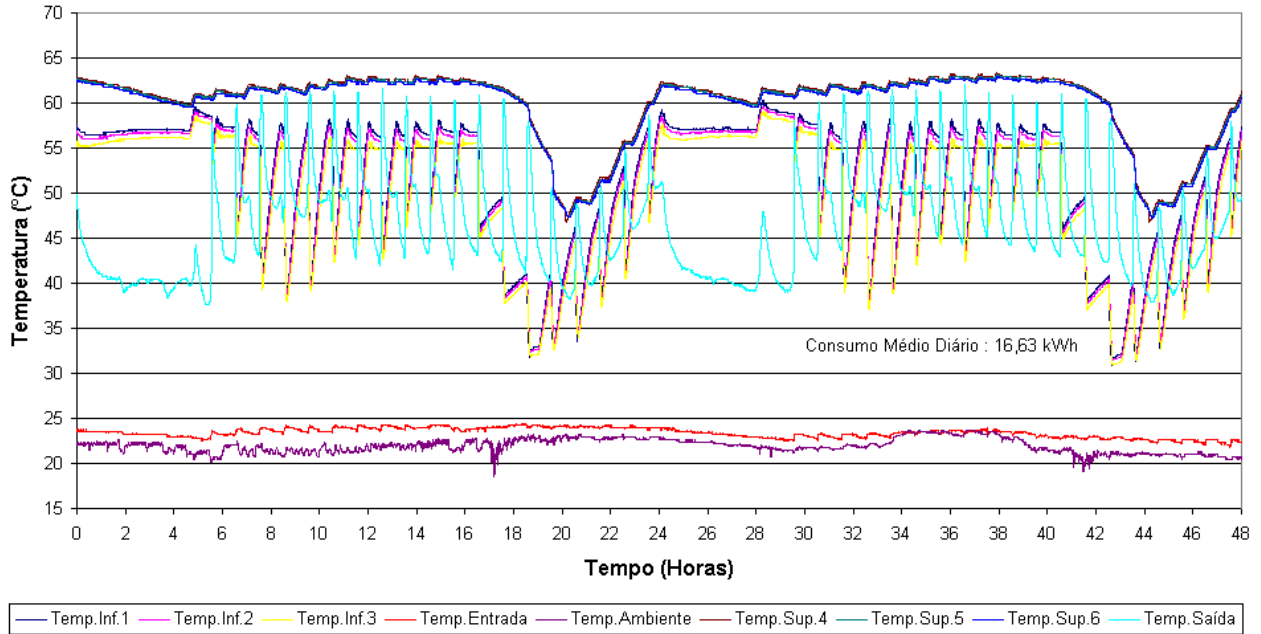


Figura 9. Perfil de Temperatura para o Aquecedor 8.

**Ensaio de Consumo Padrão de Água**

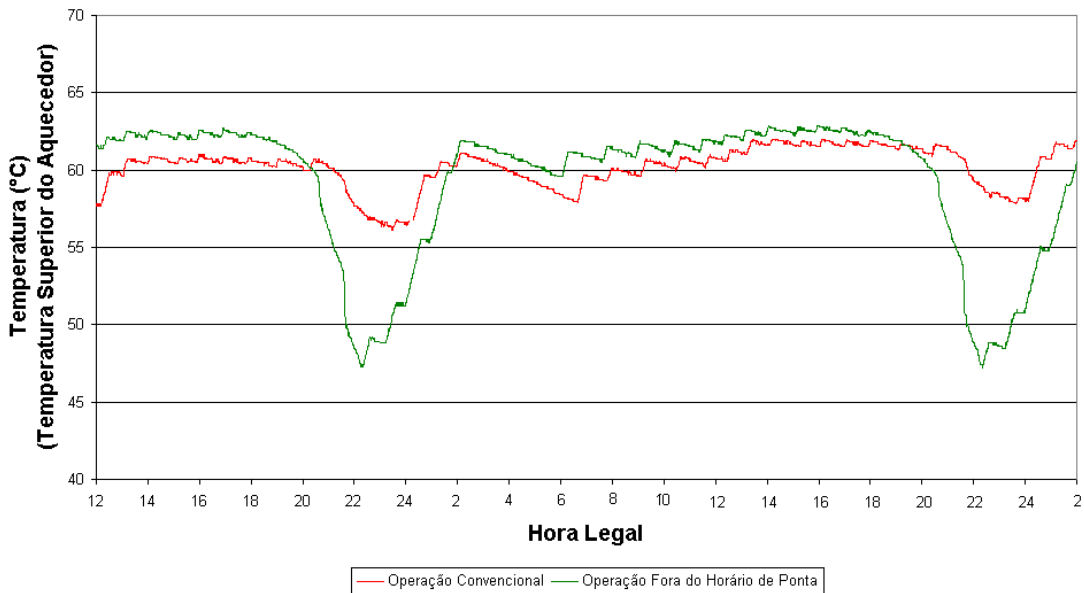


Figura 10. Influência do Modo de Operação na Temperatura da Água a ser Extraída do Aquecedor 8.

O cálculo do número de banhos padrão que o aquecedor pode atender é feito hora a hora, tendo como referência o ensaio de consumo padrão de água. Assim sendo, calcula-se para cada horário a massa de água quente necessária para atender um banho padrão, levando-se em conta as temperaturas da água do manancial da cidade ( $T_c$ ), da água extraída do aquecedor ( $T_a$ ) e do banho padrão ( $38^\circ\text{C}$ ).

O cálculo da massa de água quente ( $m_{2,i}$ ) gasta por banho padrão, em cada horário ( $i$ ), é realizado de acordo com os balanços de massa e energia apresentados a seguir, tendo-se como referência a Fig. (11):

$$\begin{cases} m_{1_i} + m_{2_i} = 32 \\ m_{1_i} \cdot c_p \cdot T_e + m_{2_i} \cdot c_p \cdot T_{a_i} = (m_{1_i} + m_{2_i}) \cdot c_p \cdot T_{Banho} \end{cases}$$

onde,  $T_{Banho} = 38^\circ\text{C}$  e  $(i)$  refere-se ao intervalo de hora de vazamento de água.

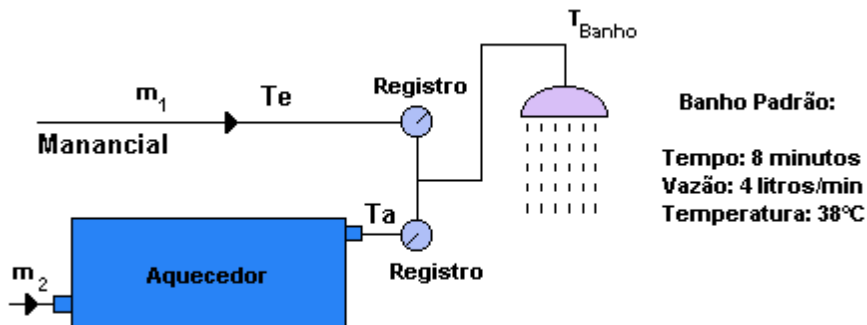


Figura 11. Misturador de Água Quente e Água Fria.

O desempenho térmico de cada aquecedor operando fora do horário de ponta pode ser comparado aos resultados obtidos para cada corpo-de-prova nos ensaios de consumo padrão convencional realizados por Camêlo Cavalcanti et al (2000). Na Tab. (2) apresentam-se os resultados do cálculo do números de banho padrão, usando-se a temperatura superior interna como temperatura da água de saída para mistura com água a temperatura do manancial da cidade, para quatro prováveis temperaturas do manancial da cidade em função do modo de operação.

Tabela 2. Número de Banhos Padrão.

Corpo de Prova	Temperatura do Manancial de Água da Cidade							
	17,5°C		20°C		22,5°C		25°C	
	Modo de Operação do Aquecedor							
	Normal*	Fora da Ponta	Normal*	Fora da Ponta	Normal*	Fora da Ponta	Normal*	Fora da Ponta
1	23,74	21,32	25,64	22,88	28,15	24,95	31,63	27,82
2	22,90	21,19	24,69	22,73	27,05	24,78	30,31	27,61
3	23,10	21,58	24,91	23,18	27,31	25,30	30,62	28,23
4	21,48	20,27	23,07	21,69	25,17	23,56	28,07	26,16
5	24,18	23,08	26,14	24,89	28,73	27,29	32,32	30,60
6	19,03	18,08	20,27	19,20	21,92	20,67	24,20	22,71
7	20,94	20,52	22,45	21,98	24,45	23,90	27,22	26,56
8	23,29	20,24	25,13	21,65	27,57	23,52	30,93	26,11
9	23,10	21,02	24,91	22,54	27,31	24,56	30,62	27,34
10	22,41	22,42	24,13	24,14	26,40	26,41	29,54	29,56
11	18,98	18,45	20,22	19,61	21,86	21,16	24,13	23,29
12	22,95	20,79	24,74	22,28	27,11	24,25	30,39	26,98
13	21,58	19,38	23,18	20,68	25,29	22,39	28,23	24,76

\*Normal = Convencional

Da análise dos resultados da Tab. (2) conclui-se que o número de banhos padrão possíveis de atender com um determinado volume de água extraído do aquecedor depende da temperatura da água quente e da temperatura do manancial da cidade.

Analisando a Fig. (12), verifica-se claramente que os aquecedores de maior capacidade volumétrica se comportam melhor que os de menor capacidade, durante o ensaio de consumo padrão de água operando fora de ponta, pois mostram menor desvio do número de banhos padrão no horário das 18:00 às 1:00.

Na Figura (13) é feita a comparação entre o número de banhos padrão na operação convencional e operação fora do horário de ponta, para o horário crítico, 20:00 às 21:00, já que este horário apresenta o maior volume vazado do perfil de consumo igual a 36,15 litros (Fig. 1). Como pode ser verificado, novamente os aquecedores com grande volume interno apresentam pequeno desvio enquanto os menores apresentam grande desvio, o que mostra que os aquecedores de maior volume interno são mais indicados para a operação fora do horário de ponta.

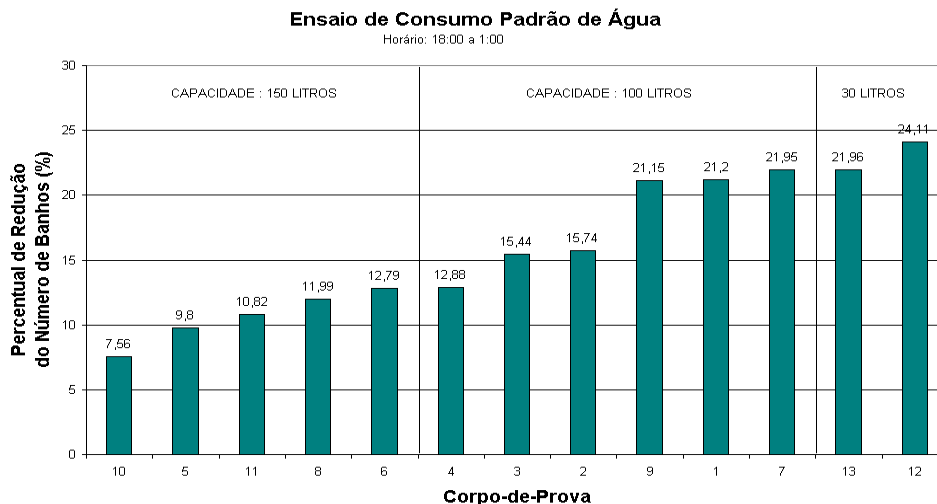


Figura 12. Percentual de Redução do número de banhos dos aquecedores operando fora de ponta em relação à operação convencional, nos Horários de Ponta e Influência (18:00 às 1:00).

#### 4. Conclusões

Foram ensaiados treze aquecedores elétricos, sendo sete horizontais e seis verticais, dentre estes, seis foram de 100 litros de capacidade volumétrica, cinco de 150 litros e dois de 30 litros. A potência nominal destes equipamentos varia entre 1500 e 3000 Watts. Têm, em geral, formato cilíndrico, com dimensões em torno de 500 mm de diâmetro e de 1000 a 1500 mm de comprimento, exceção feita para os equipamentos de 30 litros. Em sua grande maioria, utilizam como material de isolamento o poliuretano expandido.

O ensaio de consumo padrão de água operando fora do horário de ponta dos aquecedores permitiu determinar para os corpos-de-prova ensaiados o consumo médio diário de energia para a condição de consumo diário de 321,7 litros de água quente, equivalente ao consumo de uma família de quatro pessoas (dois adultos e de duas crianças). Pode-se concluir que o consumo médio de energia depende pouco da capacidade volumétrica do aquecedor e depende diretamente do consumo de água quente.

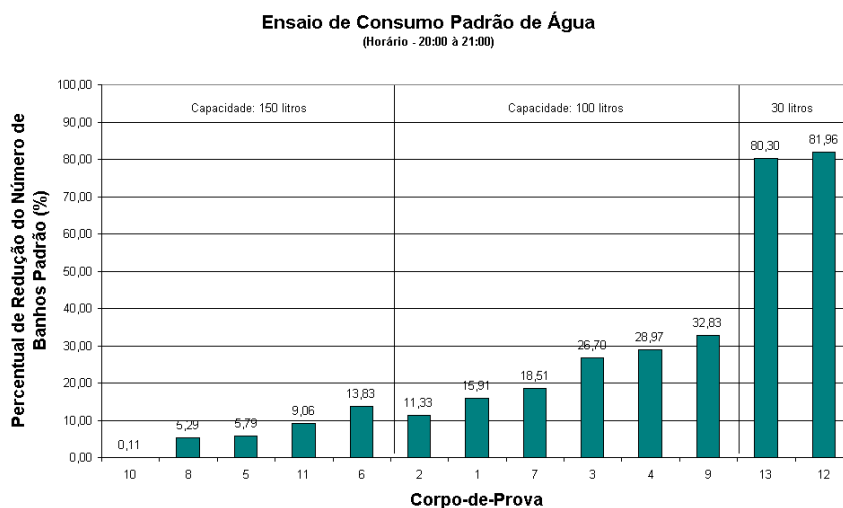


Figura 13. Percentual de Redução do número de banhos dos aquecedores operando fora de ponta em relação à operação convencional, no Horário Crítico (20:00 às 21:00).

Considerando que os aquecedores operem num ambiente com temperatura da ordem de 22°C, que a temperatura da água do manancial da cidade seja de 20°C e estes forneçam diariamente 321,7 litros de água à temperatura de 60°C, pode-se concluir que o consumo mensal de energia para os aquecedores ensaiados variou entre 480 e 606 kWh, sendo que a maioria dos aquecedores apresentou consumo próximo a 500 kWh, como pode ser observado na Fig. (14). Além

disso, considerando que o custo da energia elétrica seja de R\$ 240,00 por MWh, foi calculado o custo em reais por banho para cada aquecedor ensaiado, indicado na Fig. (15).

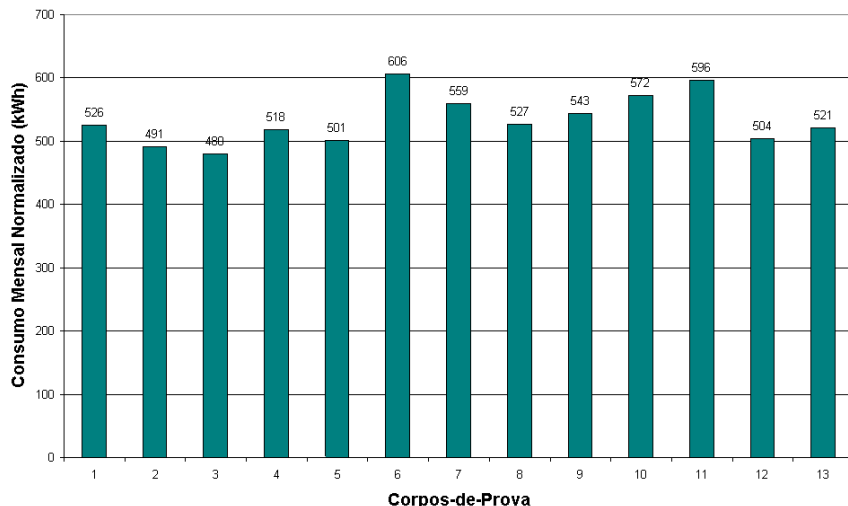


Figura 14. Consumo Mensal de Energia para Cada Aquecedor Operando Fora da Ponta.

Pode-se concluir a partir da Fig. (15) que o custo do banho situa-se entre 17 e 22 centavos do real para os aquecedores ensaiados. Os aquecedores com 100 litros de capacidade volumétrica apresentam custo do banho entre 17 e 20 centavos do real. Já os aquecedores de 150 litros de capacidade volumétrica têm custo por banho na faixa de 18 a 22 centavos do real. Além disso, pode-se dizer que os aquecedores 3 e 5 apresentam o melhor desempenho térmico.

Verifica-se claramente na Fig. (12), que os aquecedores de maior capacidade volumétrica se comportam melhor que os de menor capacidade, durante o ensaio de consumo padrão de água operando fora de ponta, pois mostram menor desvio do número de banhos padrão no horário das 18:00 às 1:00, horários designados como horário de ponta e horário de influência. Estes aquecedores se mostram mais adequados para a operação sem fornecimento de energia no horário de ponta. Nota-se no entanto, redução no número de banhos nestes horários.

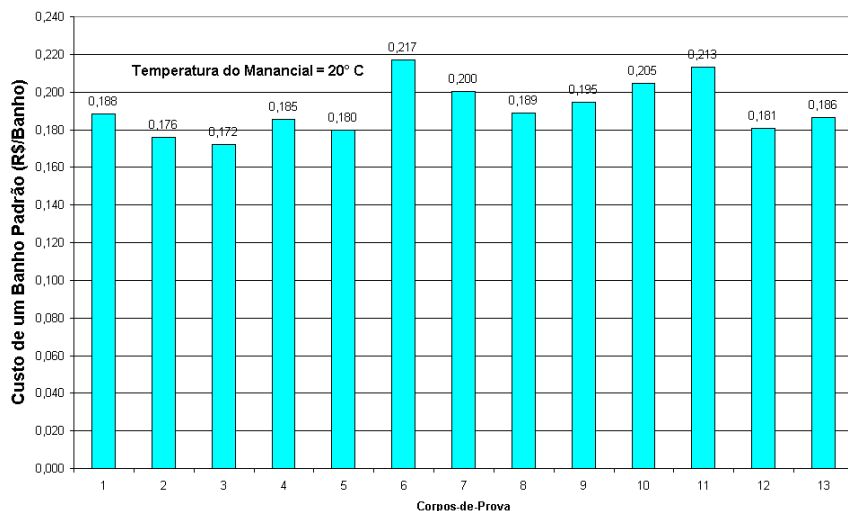


Figura 15. Custo em Reais por Banho para cada Aquecedor Operando Fora da Ponta.

Conclui-se da análise da Fig. (13) para o horário crítico de 20:00 às 21:00 horas, que o número de banhos padrão na operação fora do horário de ponta é inferior ao da operação convencional. No entanto, pode-se verificar que os aquecedores com grande volume interno apresentam pequeno desvio enquanto os menores apresentam grande desvio em relação ao número de banhos padrão que podem atender, podendo-se concluir que os aquecedores de maior volume interno são os mais indicados para a operação fora do horário de ponta.

Verificou-se pouca variação no consumo médio diário de energia elétrica dos aquecedores de água com acumulação entre os modos de operação convencional (24 horas) e fora do horário de ponta (sem energização no período de 18 às 21 horas), concluindo-se que não existe para o usuário nenhum atrativo para que o mesmo aceite que seu aquecedor seja desenergizado no horário de ponta, uma vez que os consumos de energia elétrica nos dois modos de operação dos aquecedores de água são da mesma ordem de grandeza. Como consequência, o consumidor não sentirá nenhum benefício econômico em sua conta de energia elétrica no final do mês, além de ver em determinados horários seu conforto reduzido obrigando a mudar seus hábitos e costumes.

Pelo lado da concessionária de energia elétrica existirá grande benefício se for disseminado o uso de aquecedores elétricos de água com acumulação operando fora do horário de ponta, considerando-se que a potência média dos aquecedores seja de 1500 W e que sejam instalados 100.000 unidades a demanda de potência no horário de ponta seria reduzida de 150 MW. No entanto, para que a concessionária possa atrair os usuários a aderirem a esta estratégia de operação terá que adotar tarifa de energia elétrica diferenciada (multi-tarifação).

Finalmente, pode-se concluir que os ensaios executados permitiram levantar, para cada aquecedor, as seguintes características: *os consumos médio diário e médio horário de energia para um perfil padrão de consumo de água quente*, importante para que a concessionária possa decidir melhor sobre a adoção de tarifa de energia elétrica diferenciada (multi-tarifação) e a *capacidade destes de atenderem a uma certa demanda de consumo de água mantendo a temperatura da água, sem energização dentro do horário de ponta*, assegurando o nível desejado de conforto.

## 5. Referências Bibliográficas

- Cragan, K.E., Arny, M.D., Klein S.A. and Beckman, W., 1995, "The Impact of Ensemble of Solar Domestic Water Heating Systems on Utility", University of Wisconsin, Madison, 56p., Private Communication.
- Fanney, A.H. and Dougherty, B.P., 1996, "Thermal Performance of Residential Electric Water Heaters Subjected to Various Off-peak Schedules", Journal of Solar Energy Engineering, Vol.118, pp. 73-80.
- Hastings, B.F., 1980, "Ten Years of Operating Experience with a Remote Controlled Water Heater Heating – Part one of Two Parts", IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-99, No. 4, pp. 1437-1441.
- Hiller, C.C., Lowenstein, A.I. and Merriam, R.L., 1994, "Detailed Water Heating Simulation Model", ASHRAE Transactions: Symposia, pp. 948-955.
- Lane, I.E. and Beute, N., 1996, "A Model of the Domestic Hot Water Load", IEEE Transactions on Power Systems, Vol.11, No.4, pp. 1850-1855.
- Pontikakis, N. and Ruth D.W., 1994, "Electrical Residential Water Heating: a Consumption and Conservation Survey", ASHRAE Transactions: Research, pp. 74-91.
- Camêlo Cavalcanti, E.S. e Queiroz, R.Q., 2000, "Avaliação de Tecnologias para Aquecimento de Água: Relatório de Ensaio de Aquecedores Elétricos", Projeto 2000/1411 – Relatório 3/3. CEPEL/Eletróbrás, Relatório Técnico CEPEL n°093/00, 206p.

## THE IMPACT ON THE UTILITY ELECTRICAL POWER LOAD DUE TO THE USE OF WATER HEATER WITH THERMAL ACUMULATION

**Evandro Sérgio Camêlo Cavalcanti**

Centro de Pesquisas de Energia Elétrica-CEPEL  
21.911-590 Caixa Postal 68007 - Rio de Janeiro (RJ)  
camelo@cepel.br

**Rodrigo Quadros Queiroz**

Fundação COPPETEC  
Cidade Universitária - Rio de Janeiro (RJ)  
21.949-900

**Abstract.** During the last years the utilities are pursuing ways to limit peak power demand in order to postpone new investments on electrical distribution systems or either building of additional power plants. The management of electric load during peak demand periods due to water heating load is attractive for the utilities because of the water heater can be programmed or remote controlled to be shut off at the desire time. Although the reduction in power demand is the key element when discussing off-peak water heaters, determining how off-peak operation affects water heater thermal performance is also of interest. In this article is presented the experimental results of tests conducted with thirteen electric storage water heaters with the aim to find their thermal characteristics operating off-peak. For the water heaters tested it could be concluded that the mean daily energy consumption for both operating modes, the conventional mode and off-peak mode, is nearly the same. On the other hand, in order to meet the water heating loads during the off-peak periods the heaters with large storage volume have had the best performance.

**Keywords:** Water Heaters, Thermal Performance, Energy Consumption, Power Demand and Load Management.



## COMPUTATIONAL SIMULATION FOR VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEM

**Ronilson Rocha**

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
rocha@cpdee.ufmg.br

**Peterson Resende**

Department of Electronic Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
CxP 209, 30161-970, Belo Horizonte, MG, Brazil  
pr@cpdee.ufmg.br

**Márcio Fonte Boa Cortez**

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, MG, Brazil  
fonteboa@demec.ufmg.br

**Abstract.** In this paper, a spatially lumped dynamic model is proposed to predict the transient behavior of vapor compression refrigeration system, which consists of a reciprocating compressor, a condenser, a capillary tube and an evaporator. The model performance is verified in two distinct situations: thermal load variations and control actions. The simulation results show a good agreement with theoretical behavior of refrigeration system.

**Keywords.** refrigeration system, vapor compression, heat pump, modeling

**1. Introduction**

Nowadays, a great importance is given to human comfort and conservation of materials which lifetime depends of thermal stability, increasing the energy demand for refrigeration systems in last years. Most of refrigeration system in world are based in the vapor compression cycle, shown in figure 1, where a refrigerant fluid is compressed, condensed, and afterwards it is submitted to pressure reduction to evaporate at low temperature. The objective is to extract heat from a low temperature source, transferring it to a high temperature reservoir.

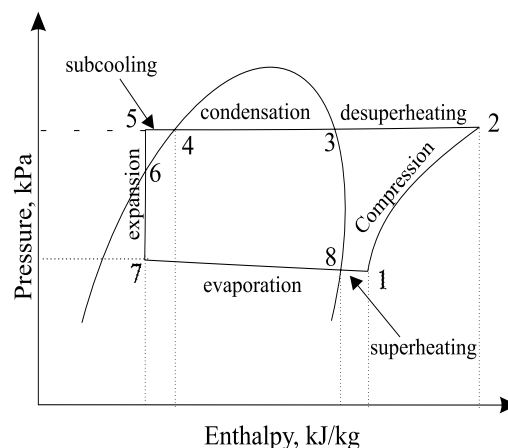


Figure 1: Vapor compression cycle

The on-off control is the standard capacity control strategy for these refrigeration systems. From the viewpoint of energy conservation and the establishment of reliability in the field of refrigeration, the development of others control strategies, such as variable speed compressor, must be encouraged aiming to obtain a better energy efficiency on system performance (Yasuda *et al.*, 1983; Rocha *et al.*, 1997). In this context, it is necessary to characterize the transient behavior of system, which depends of dynamic refrigerant fluid, thermal mass of heat exchangers and operation mode (Garstang, 1990; O'Neal and Katipamula, 1991; Rocha *et al.*, 1995).

In this paper, a spatially lumped dynamic model of a vapor compression refrigeration system is developed for

study and analysis of capacity control techniques. This model is able to simulate the transients caused by small variations in refrigerant side. However, with little modifications, it can be able to predict the system behavior for great variations. Two distinct situations are simulated: thermal load variations and control action. The simulation results show a good agreement with theoretical behavior of refrigeration system.

## 2. Mathematical modeling

A vapor compression refrigeration system is basically constituted by the compressor, the expansion devices and two heat exchangers, as shown in figure 2. Each system component presents a itself dynamic response, which depends on conditions imposed by others components (Stoecker and Jones, 1985). Although a refrigerating system dynamic is better described by a distributed parameter model, the use of lumped parameter models is very attractive due to its smaller complexity and reduced simulation time.

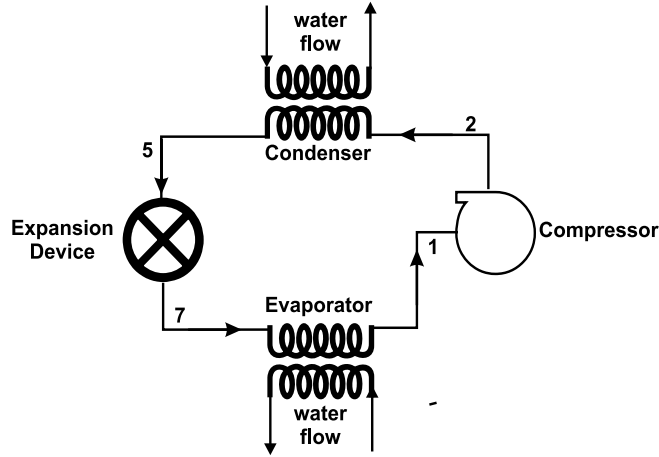


Figure 2: Heat Pump Schematic Diagram

### 2.1. Compressor device - Reciprocating compressor

The main component of every vapor compression refrigeration system is the compressor. Its characteristics determine mass flow of refrigerant and power demand of system (Garstang, 1990). Considering a reciprocating compressor, the use of a quasi-steady model is justified due to its operation cycle is very fast if compared to dynamics of a refrigeration system (Rocha, 1995). Assuming that refrigerant fluid as ideal gas, the compression and expansion into cylinder can be considered as polytropic processes, and the discharge temperature is given by:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (1)$$

where  $P$  is the pressure and  $T$  is the temperature. The polytropic exponent  $n$  lies between 1 (isotherm process) and the ratio of specific heats  $\kappa$  (isoentropic process) (Lin *et al.*, 1981). The compressor mass flow rate  $\dot{m}$  in steady state is given by:

$$\dot{m}_{1-2} = \frac{N_c D \eta_v \omega}{v_1} \quad (2)$$

where  $N_c$  is the number of compressor cylinders,  $D$  is the compressor displacement,  $\omega$  is the compressor rotation,  $v$  is the specific volume and the volumetric efficiency  $\eta_v$  is defined as ratio of actual volume of gas induced per revolution at ambient temperature and pressure to the swept volume of compressor per revolution. Its theoretical value is given by:

$$\eta_v = 1 - R_{vn} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3)$$

where the effective clearance volume ratio  $R_{vn}$  must be experimentally determined through a blanked suction test (Lin *et al.*, 1981).

### 2.2. Expansion device - Capillary tube

In the considered system, the expansion process is executed by a capillary tube. Just as the reciprocating compressor, this device is very fast compared to system dynamic, justifying the use of a quasi-steady model (Rocha,

1995). In spite of its simplicity, the modeling of capillary tube is very complex, and it has three distinct regions as shown by figure 3.

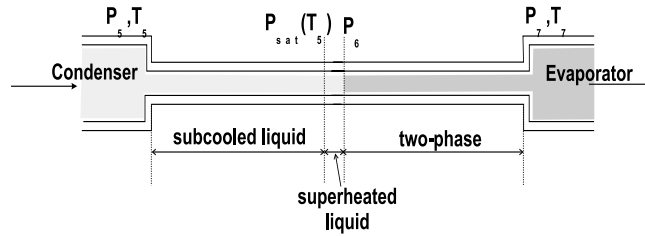


Figure 3: Capillary tube model

The first region begins at inlet of the capillary tube and ends at the point where the pressure has dropped to the saturation pressure corresponding to inlet temperature. This region, known as subcooled liquid region, is characterized by a linear pressure drop and isotherm process (Koizumi and Yokoyama, 1980; Kuehl and Goldschmidt, 1991). Assuming an incompressible fluid behavior for refrigerant and considering dynamic head conversion, entrance losses and frictional pressure drop, the length  $L_{sc}$  of subcooled liquid region can be determined by:

$$P_5 - P_{sat}(T_5) \cong \left(1 + K_{in} + f \frac{L_{sc}}{d_o}\right) \frac{G^2 v_5}{2} \quad (4)$$

where  $K_{in}$  is the input loss factor and the steady mass flux  $G$  along of capillary tube is given by:

$$G = \frac{\dot{m}_{5-7}}{A_o} \quad (5)$$

It is experimentally shown that refrigerant vaporization does not occur exactly at saturation pressure, existing a little region of superheated liquid in capillary tube (Koizumi and Yokoyama, 1980; Kuehl and Goldschmidt, 1991). This region is denominated metastable and normally is neglected at capillary tube modeling. Two-phase region begins at real vaporization point and it is characterized by a fast temperature and pressure drops. Assuming an adiabatic process and homogeneous two-phase flux, this region can be modeled through momentum and energy conservation laws:

$$-dP = f_{tp} \frac{G^2 v}{2d_o} dL + G^2 dv \quad (6)$$

$$h_5 = h + \frac{G^2 v^2}{2} \quad (7)$$

where  $h$  is the specific enthalpy. Integrating eq. (6) along of two-phase region:

$$\bar{f}_{6-7} \frac{L_{6-7}}{d_o} = 2 \ln \left( \frac{v_6}{v_7} \right) - \frac{2}{G^2} \int_{P_7}^{P_6} \frac{dP}{v} \quad (8)$$

where  $A_o$  is the transversal area and  $d_o$  is the tube diameter. The mass flux  $G$  of capillary tube can be computed from eq. (8) through an iterative process. The average two-phase friction factor  $\bar{f}_{tp}$  is evaluated as (Murphy and Goldschmidt, 1985):

$$\bar{f}_{6-7} = \frac{3.1}{\sqrt{Re}} \exp \left( \frac{1 - x_5}{2.4} \right) \quad (9)$$

where  $Re$  is the number of Reynolds and  $x$  is the local quality. The local thermodynamic properties of a two-phase flow are defined as:

$$h = h_f + x h_{fg} \quad (10)$$

$$v = v_f + x v_{fg} \quad (11)$$

where  $x$  can be computed in any point of two-phase region as:

$$x = \frac{\sqrt{(h_{fg} + G^2 v_f v_{fg})^2 - 2G^2 v_{fg}^2 \left( h_f - h_3 + \frac{G^2 v_f^2}{2} \right)} - (h_{fg} + G^2 v_f v_{fg})}{G^2 v_{fg}^2} \quad (12)$$

In capillary tube model, it is necessary to consider that exist a possibility of flow speed to reach the sonic speed. In this case, successive pressure drops would not change the refrigerant mass flow along capillary tube, which is adjusted so that sonic speed occurs at outlet of tube. Thus, if the pressure at point of maximum entropy is larger than outlet pressure, then mass flux  $G$  must be recomputed considering this pressure at outlet (Stoecker and Jones, 1985; Murphy and Goldschmidt, 1985; Kuehl and Goldschmidt, 1991).

### 2.3. Heat exchangers - Condenser and Evaporator

The energy transfer from a low temperature source to high temperature reservoir involves heat exchange between fluids through of a solid wall. This function is executed by heat exchangers. Vapor compression refrigeration systems utilizes two heat exchangers: the condenser provides heat to high temperature reservoir removing latent heat from refrigerant while the evaporator extracts heat from low temperature source and providing latent heat to refrigerant.

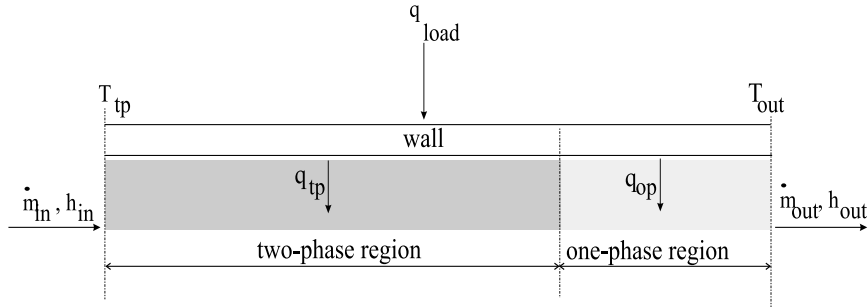


Figure 4: Generic heat exchanger model

Assuming superheated vapor region concentrated into saturated region on condenser, the characteristics of both heat exchangers can be described in two distinct regions as shown in figure 4. Neglecting pressure drop and assuming that two-phase flow is homogeneous and at equilibrium, mass and energy conservation laws can be applied to describe two-phase region:

$$\frac{dM_t}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (13)$$

$$\frac{dH_t}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} + \dot{q}_{tp} \quad (14)$$

If wall temperature  $T_{wall}$  is considered constant, the heat exchange rate at two-phase region  $\dot{q}_{tp}$  is given by:

$$\dot{q}_{tp} = h_{tp}pL_{tp}(T_{wall} - T_{tp}) \quad (15)$$

where  $h_{tp}$  is the heat exchange coefficient,  $L$  is the length and  $p$  is the tube perimeter. Since that gas and fluid mass  $M_g$  and  $M_f$  can be expressed as a function of void fraction, the total mass  $M_t$  and total enthalpy  $H_t$  of refrigerant in two phase region can be defined as:

$$M_t = M_g + M_f = A_o L_{tp} \left( \frac{\alpha}{v_g} + \frac{1 - \alpha}{v_f} \right) \quad (16)$$

$$H_t = M_g h_g + M_f h_f = M_t h_{eq} = M_t \left[ \frac{\alpha v_f h_g + (1 - \alpha) v_g h_f}{\alpha v_f + (1 - \alpha) v_g} \right] \quad (17)$$

where  $\alpha$  is the value integral along of length  $L_{tp}$  of local void fraction given Hugmark's method (Yasuda *et al.*, 1983; Hugmark, 1962). Assuming a linear quality on two phase region, the  $\alpha$  is given by (Rocha, 1995):

$$\alpha = 0.71 \frac{v_g}{v_{fg}} \left[ 1 + \frac{v_f}{(x_{out} - x_{in})v_{fg}} \ln \left( \frac{\bar{v}_{in}}{\bar{v}_{out}} \right) \right] \quad (18)$$

Since that thermodynamic properties of refrigerant in two-phase region is exclusively dependent of saturation temperature  $T_{tp}$ , the equation (14) can be modified to:

$$\frac{dT_{tp}}{dt} = \frac{1}{M_t C_{peq}} [\dot{m}_{in}(h_{in} - h_{eq}) + \dot{m}_{out}(h_{eq} - h_{out}) + \dot{q}_{tp}] \quad (19)$$

where  $C_{peq}$  is the equivalent specific heat, given by  $dh_{eq}/dT_{tp}$ . Differential equations (13) and (19) constitute a system where variables are temperature  $T_{tp}$  and total mass  $M_t$ . The length of two-phase region  $L_{tp}$  is calculated from eq. (16). The heat exchanger wall dynamic is described by:

$$C_{wall} \frac{dT_{wall}}{dt} = \dot{q}_{load} - \dot{q}_{tp} - \dot{q}_{op} \quad (20)$$

where  $C_{wall}$  is the wall thermal capacitance,  $\dot{q}_{op}$  is the heat exchange rate at one-phase region and  $\dot{q}_{load}$  is the thermal load. The equation (20) can be separated for each heat exchanger region, resulting for two-phase region:

$$\frac{L_{tp}}{L_t} C_{wall} \frac{dT_{wall}}{dt} \Big|_{tp} = \frac{L_{tp}}{L_t} \dot{q}_{load} - \dot{q}_{tp} \quad (21)$$

and for one-phase region:

$$\left(1 - \frac{L_{tp}}{L_t}\right) C_{wall} \frac{dT_{wall}}{dt} \Big|_{op} = \left(1 - \frac{L_{tp}}{L_t}\right) \dot{q}_{load} - \dot{q}_{op} \quad (22)$$

Due to its small length compared to  $L_t$ , the one-phase region dynamics can be neglected, so that:

$$\dot{q}_{op} = \left(1 - \frac{L_{tp}}{L_t}\right) \dot{q}_{load} \quad (23)$$

and the refrigerant temperature in heat exchanger outlet  $T_{out}$  can be determined using a quasi-steady relationship (Rocha, 1995):

$$T_{out} = T_{tp} + \frac{\dot{q}_{op}}{\dot{m}_{out} C_p(T_{tp})} \quad (24)$$

where  $C_p$  is the specific heat of refrigerant. For an isolated water-to-water heat pump with high Reynolds for water flows, it is reasonable to assume a thermal load described by (Rocha, 1995):

$$\dot{q}_{load} = \varepsilon [\dot{m}_w C_{pw}]_{min} (T_w - T_{tp}) \quad (25)$$

where  $\varepsilon$  is the crossflow heat exchanger effectiveness,  $T_w$  is the water temperature at tube inlet,  $\dot{m}_w$  is the water mass flow and  $C_{pw}$  is the water specific heat.

### 3. Simulation results

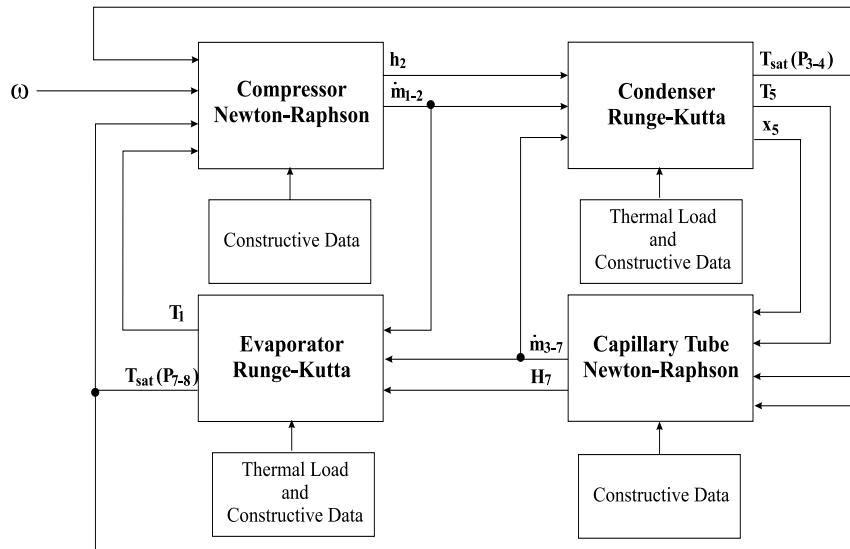


Figure 5: Simulation block diagram

The complete model of vapor compression refrigeration system is assembled from correct linkage of individual models of each component as shown in figure 5. It is interesting to note that compressor and capillary tube, which determines mass flows, are modeled with quasi-steady relationships, while the heat exchangers, which define temperatures, are modeled as differential equation system. This fact is justified because flow plants generally have an acting speed very fast compared to thermal plants, so that the heat exchangers determine the refrigeration system dynamics, especially two-phase regions. In this paper, the vapor compression refrigeration system was simulated through of successive substitution technique, where each component is separately simulated and its outputs are used as inputs of following block. The Newton-Raphson method was used to solve quasi-steady relationships of compression and expansion devices, while the differential equations of heat exchangers were solved through fourth order Runge-Kutta method.

To check dynamic behavior of proposed model from a thermal load variation, a water-to-water heat pump, which data can be found in (Martins, 1987), is used in simulation. At beginning, the refrigeration system was considered in steady state operation, with compressor speed fixed at 570 rpm and water input temperatures of 19°C and 24°C at evaporator and condenser respectively. After 30 seconds, the input water temperature in evaporator is suddenly increasing to 22°C to simulate a thermal load variation. The simulation results of test are shown in Figures 6.a, 6.b, 6.c and 6.d.

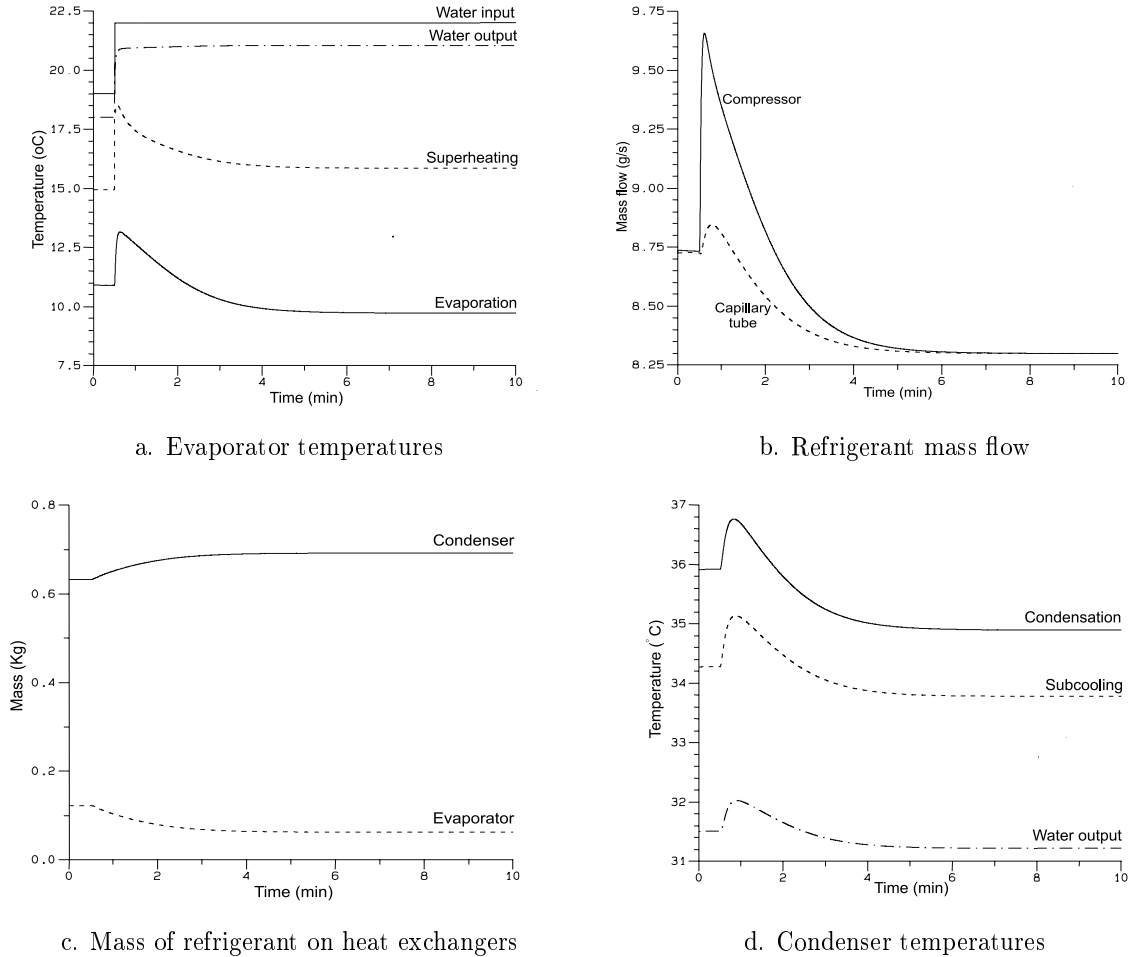


Figure 6: Results of a thermal load variation

The analysis of results shows a instantaneous increase of thermal load at evaporator, which causes the increase of evaporation and superheating temperatures, and consequently, a evaporation pressure elevation. Thus, due to specific volume reduction of refrigerant at outlet of superheating region, the compressor mass flow abruptly increases in relation to mass flow of capillary tube, reducing the refrigerant mass into evaporator. Consequently, the refrigerant mass into condenser increases, promoting the increase of the condensation temperature, which reduces compressor capacity and increases capillary tube capacity due to condensation pressure elevation, so that mass flows of compressor and capillary tube reduce until when they are equalized. In this way, a new equilibrium point is established at refrigeration system through of a redistribution of mass and energy between heat exchangers.

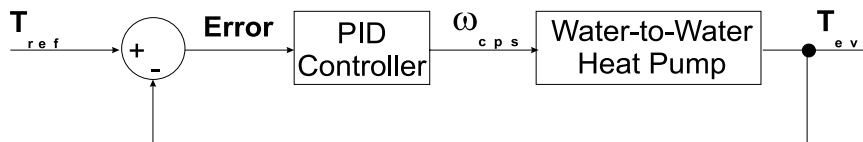


Figure 7: Block diagram of temperature control

A variable speed refrigeration system operating at close loop is simulated to verify the model behavior from variations caused by control actions. The close loop refrigeration system is shown in figure 7. At beginning, the water-to-water heat pump is admitted operating with compressor rotation at 570 rpm in steady state, where water inputs in evaporator and condenser at 22°C and 24°C, respectively. In this situation, the evaporation temperature is 9.74°C. After 30 seconds, a PID controller, tuned according to Ziegler-Nichols method, sets compressor speed to regulate

evaporation temperature at desired reference given by 14°C. The system behavior during evaporation temperature adjustment are shown in Figures 8.a, 8.b, 8.c and 8.d.

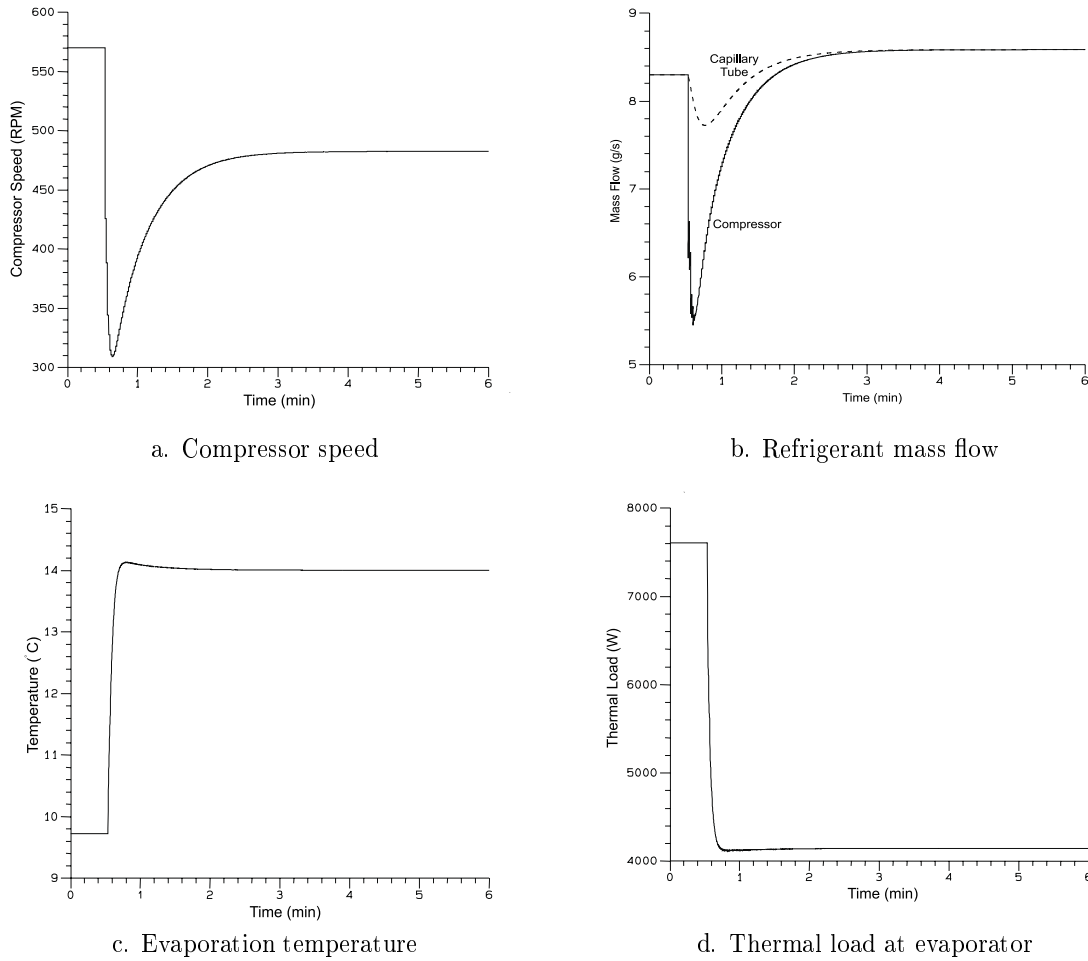


Figure 8: Results of a compressor speed variation

The controller reduces compressor rotation aiming to increase evaporation temperature at 9.74°C to 14°C. In this way, the compressor mass flow is submitted to a drastic reduction. As acting response of capillary tube is slower than compressor, there is an unbalance between compressor and capillary tube mass flows, increasing refrigerant mass in evaporator. Consequently, an increase of heat exchange coefficient is observed, which causes reduction of temperature difference between water and refrigerant in evaporator. In other viewpoint, the increase of refrigerant mass raises the energy in evaporator, causing the increase of the evaporation temperature. This situation prevails until evaporation temperature to reach desired reference value, when the controller begins to increase compressor speed, aiming a fast re-establishment of equilibrium between compressor and capillary tube mass flows, assuring an accurate temperature adjust. There is a thermal load reduction in evaporator due to temperature gradient reduction between refrigerant fluid and circulating water.

**4. Conclusions**

This paper presents a spatially lumped dynamic model of a vapor compression refrigeration system to analyze phenomena that involve small variations in refrigerant side, such as thermal load variations and control actions. Each component of system is separately modeled and linked afterwards with others to constitute the complete model of refrigeration system. Due to its fast dynamic responses, compressor and capillary tube are modeled as quasi-steady process, while the heat exchangers, which determine refrigeration system dynamic due to its large time constants, are modeled by differential equation system. Two situations are simulated to examine model performance in capture of dynamic refrigeration system, and results show a good agreement with theoretical dynamic behavior of vapor compression system. Thus, the proposed model can be used to study of small variations in refrigerant side and to development of emergent control techniques for refrigeration system.

## 5. Acknowledgement

The authors gratefully acknowledge the financial support of CAPES and FAPEMIG.

## References

- Garstang, S. W., 1990, " Variable frequency speed control of refrigeration compressors - part 1", *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating* , Vol. **March**, pp. 21–28.
- Hugmark, G. A., 1962, " Hold up in gas-liquid flow", *Chemical Engineering Progress* , Vol. **58**, pp. 62–65.
- Koizumi, H. and Yokoyama, K., 1980, " Characteristics of refrigerant flow in capillary tube", *ASHRAE Trans.* , Vol. **86**, pp. 19–27.
- Kuehl, S. J. and Goldschmidt, V. W., 1991, " Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes", *ASHRAE Trans.* , Vol. **97**, pp. 139–148.
- Lin, S., Xistris, G. and Sigalas, M., 1981, " Performance evaluation of a reciprocating compressor through blanked suction test data", *ASHRAE Trans.* , Vol. **87**, pp. 263–278.
- Martins, P. M., 1987, " Mathematical modelling of water-to-water refrigerating systems operating in steady state, with compressor rotation speed analysis", M.Sc. Dissertation Federal University of Minas Gerais Belo Horizonte - Brazil. (in portuguese).
- Murphy, W. E and Goldschmidt, V.W., 1985, " Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner - modeling of start-up transients", *ASHRAE Trans.* , Vol. **91**, pp. 427–444.
- O'Neal, D. L. and Katipamula, S., 1991, " Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis", *ASHRAE Trans.* , Vol. **97**, pp. 316–323.
- Rocha, R., 1995, " Contribution to study of a refrigerating system with compressor operating at variable speed", M.Sc. Dissertation Federal University of Minas Gerais Belo Horizonte - Brazil. (in portuguese).
- Rocha, R., Donoso Garcia, P. F., Cortez, M. F. B. and Silva, S. R., 1997, " Control of a vapor compression refrigerating system at variable rotation", *3th Iberian American Congress of Mechanical Engineering* , Vol. in CD-ROM Habana - Cuba. (in portuguese).
- Rocha, R., Donoso Garcia, P.F., Cortez, M. F. B. and Silva, S. R., 1995, " Dynamic model for simulation of a vapor compression refrigerating system", *13th Brazilian Congress and 2nd Iberian American Congress of Mechanical Engineering* , Vol. in CD-ROM Belo Horizonte - Brazil. (in portuguese).
- Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1985, "*Refrigeration and air conditioning* ", Mc-Graw Hill.
- Yasuda, H., Touber, S. and Machielsen, C. H. M., 1983, " Simulation model of a vapor compression refrigeration system", *ASHRAE Trans.* , Vol. **89**, pp. 408–425.



## EXERGETICAL ANALYSIS FOR OPTIMIZATION OF THE COMPONENTS OF THE ABSORPTION REFRIGERATION CYCLES WITH WATER - AMMONIA AS WORKING FLUID

**Camilo F. M. Morejon**

Laboratory of Transmission and Technology of Heat – LTTC  
PEM/COPPE/UFRJ, Universidade Federal do Rio de Janeiro  
Cidade Universitária - Cx. Postal 68503 - Rio de Janeiro, RJ - 21945.970 - Brazil  
Phone: 55-21-5608832 Ext.412 - Fax: 55-21-2906626  
E-mail: camilo@zipmail.com

**Nísio C. L. Brum**

Laboratory of Transmission and Technology of Heat - LTTC  
PEM/COPPE/UFRJ, Universidade Federal do Rio de Janeiro  
Cidade Universitária - Cx. Postal 68503 - Rio de Janeiro, RJ - 21945.970 - Brazil  
Phone: 55-21-5608832 Ext.412 - Fax: 55-21-2906626  
E-mail: nisio@serv.com.ufrj.br

**Abstract.** This work presents a methodology for the optimization of the absorption refrigeration cycles' components through exergetic analysis. The components analyzed are the absorber, the column of ammonia vapor generation, the condenser, the evaporator, the heat exchangers of high and low temperature, the pump and rectification system. For such analysis, a computational code was developed using software Mathematica and Microsoft Excel. The necessary thermodynamic properties for the calculation of the exergetic efficiency such as Gibbs free energy, Entropy, Enthalpy and molar volume for the mixture water - ammonia and pure components in function of the composition, temperature and pressure of the system, are obtained by Simulator for Design and Sizing of Absorption Refrigeration Cycles SIMPRA, developed in the LTTC/PEM/COPPE/UFRJ (Morejon, C. F. M., and Brum, N. C. L., 2000). The models are implemented in SIMPRA, and the obtained results show the influence of the different variables and design parameters for the cycle in study on the exergetic efficiency of the equipment at issue. The parameters and variable were, among others, the composition of fluid work, the operation pressures, and the temperature difference in the equipment of thermal swap, the temperature of the fluid cooler and process width. These results are used for design optimized of absorption refrigeration systems, using water ammonia as fluid work.

**Keywords:** Refrigeration systems; absorption; thermodynamics; exergy; optimization; ammonia-water mixture

### 1. Introduction

The use of heat to produce cold is executable from the point of view of the second principle of thermodynamics and in practice it is attainable, for instance, through the employment of absorption cycles, using a mixture of two different substances (cooling and absorbent). Such technology idealized and executed by the French scientist Ferdinand Carré was brought about around 1860.

The cooling systems have various applications, such as the conditioning of ambiances and cooling chambers, for home, commercial, or industrial use. Though the absorption cycle is less effective, in energetic terms, than the mechanical compression cooling system MCCS ( $COP_{\text{absorption}} \leq 1.2$  and  $COP_{\text{MCCS}} \leq 6$ ), the availability of natural gas and the halogen cooling employed in MCCS crisis, turn the absorption cycle, for large scale application, into an economically interesting alternative nowadays. The binary mixtures of greater applicability in absorption cycle are the aqua- lithium bromide and aqua-ammonia, the latter being considered technically ideal and, in recent years, an interest in the use of such mixture has been incremented due to the advantages of its thermodynamic properties and to its environmental compatibility (Edison and Sengers, 1999).

This sort of technology has not been widely advertised yet. Firstly, because of the higher effectiveness and functionality of conventional compression systems; and, secondly, because of the lack of studies and research as to optimize and solve eventual problems with absorption systems. In the search for an increase of effectiveness and of gradually more trustworthy projects, the analysis via computational simulator is an alternative of low costs and increasing confidence. In the present work, the exergetic analysis methodology is employed in order to optimize these cycles with aqua-ammonia as working fluids, tool which was implemented in a SIMPRA simulator for design and sizing of absorption refrigeration cycles (Morejon and Brum, 2000), whose results are discussed in the present work. Thermodynamic properties were obtained through SIMPRA which employs the equations proposed by Ziegler and Trepp (1984) symbolically solved through MATHEMATICA software (Morejon, Mikhailov and Brum, 2001) valid for temperature intervals from 230 to 500 K and pressure from 0.2 to 50 bar, what made possible the reproduction of mixture properties with reasonable accuracy (Morejon and Brum, 2000).

### 2. System description

The cooling systems employed through times, for various applications, were described by Woolrich (1965). The basic absorption cooling cycle is composed by four main components: vaporizer, absorber, generator (cooling vapor generation system) and condenser.

The vaporizer and the absorber are found on the low-pressure side of the cycle. The generator and the condenser, on the other hand, are found on the high-pressure side of the system. Two are the main working fluids going around the inside of the machine; substances called absorbent (less volatile fluid) and cooling (more volatile fluid). In the absorber these substances are combined forming a solution, here called strong solution (for having great amount of cooling). In the generator, part of the cooling is subtracted from the solution, which then is called weak solution.

The four basic equipments promote the exchange of heat between those substances and three sources of heat. The generator receives heat from the hot source, which can be, for example, combustion gases, a heated fluid, or an electric resistance. The condenser and the absorber give heat away to the intermediary sources, which can be just, one, being normally used ambience air or water. The vaporizer withdraws the heat from the cold source, which would be the place to be cooled. As auxiliary components there is a pump, valves of expansion and, usually, two heat exchangers. The pump is used to move the working fluids around, the valves are used to expand and, consequently, reduce temperature. The heat exchangers, on the other hand, are located between the absorber – generator (TC-1), for strong solution pre-heating, and between the condenser – vaporizer (TC-2), which employs the cooling when exiting the vaporizer to promote the fluid under-cooling on leaving the condenser. The criteria for those exchangers employment are defined with respect of technical and economical aspects; however, in some cases, they are indispensable to allow the cycle functioning. Though all equipments exchange heat, in this work, the expression heat exchanger will always be used referring to those two auxiliary heat exchange devices. Figure 1 shows a scheme of the studied cycle

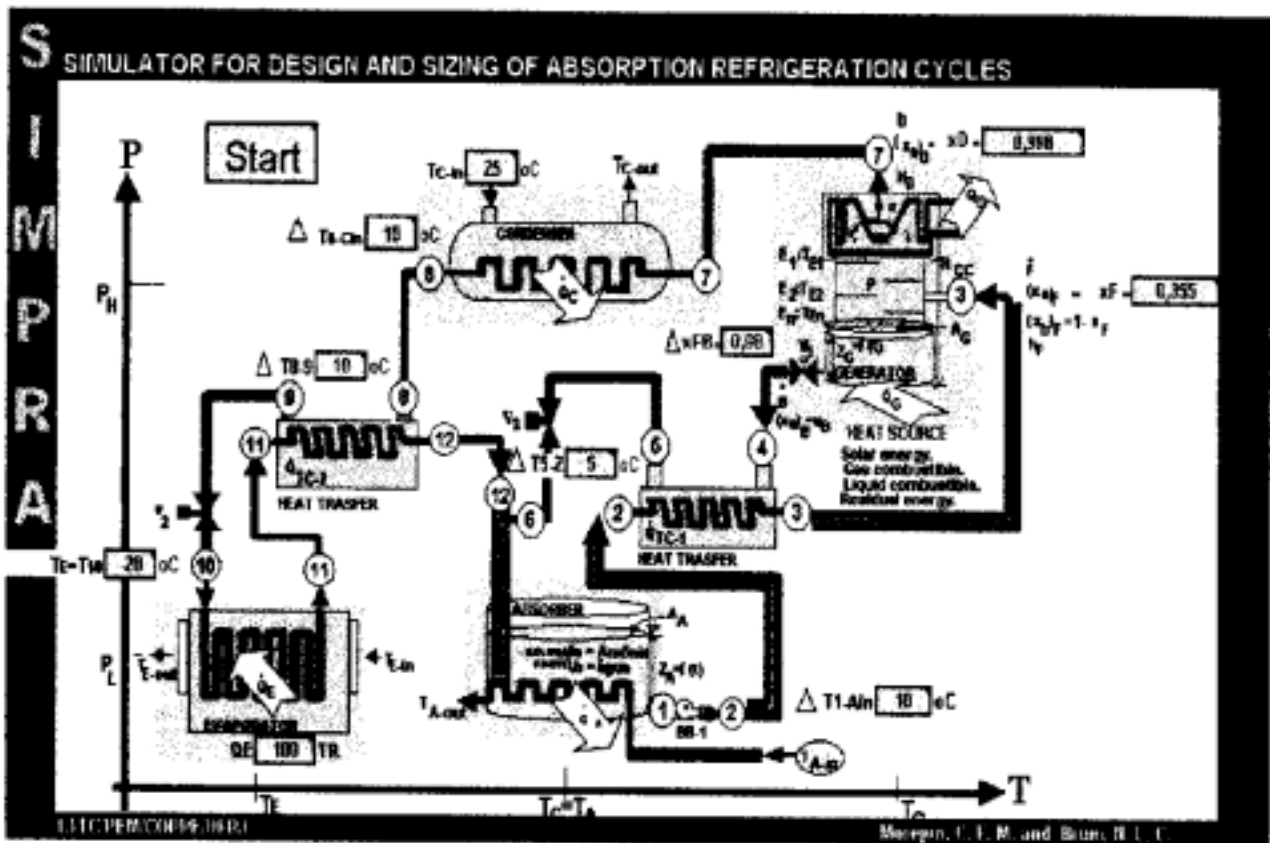


Figure 1. Spreadsheet of the SIMPRA Simulator for Design and Sizing of Absorption Refrigeration Cycles.

### 3. Exergetical Analysis

In the absence of nuclear, magnetic, electrical, and surface tension effects, the total exergy of a system can be divided into four components Bejan et al) (1948): physical exergy, kinetics exergy, potential exergy, and chemical exergy. Thus, the total exergy can be expressed on a molar unity, or unit-of-mass basis given:

$$e = e^{PH} + e^{KN} + e^{PT} + e^{CX} \quad [KJ/kg] \tag{1}$$



When evaluated relative to the environment, the kinetic and potential energies of a system are, in principle, fully convertible to work as the system is brought to rest, and so, they correspond to the kinetic and potential exergies, respectively, accordingly,

$$e^{KN} = \frac{1}{2} v^2 \quad (2)$$

$$e^{PT} = gz \quad (3)$$

where  $V$  and  $z$  denote velocity and elevation relative to the reference coordinates in the environment, respectively. We may then write Eq. (1) as:

$$e = e^{m} + \frac{1}{2} v^2 + gz + e^{ch} \quad (4)$$

Considering a system at rest relative to the environment ( $e^{KN} = 0$  and  $e^{PT} = 0$ ), the physical exergy is the maximum theoretical useful work obtainable as the system passes from its initial state where the temperature is  $T$  and the pressure is  $p$  to the restricted dead state where the temperature is  $T_0$  and the pressure is  $p_0$ . The chemical exergy is the maximum theoretical useful work obtainable as the system passes from the restricted dead state to the dead state, where it is in complete equilibrium with the environment. In this particular system, the kinetic, potential, and chemical exergy contribution are neglected.

### 3.1. Physical exergy

The physical exergy of a closed system at a specified state is given by the expression

$$e^{m} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (5)$$

where  $U$ ,  $V$ , and  $S$  denote respectively, the internal energy, volume, and entropy of the system at the specified state, and  $U_0$ ,  $V_0$ , and  $S_0$  are the values of the same properties when the system is at the restricted dead state.

The exergy balance can be expressed in various forms that may be more appropriate for particular applications. A convenient form of the exergy balance for closed system is the rate equation

$$\frac{dE_{ex}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i e_i - \sum_e \dot{m}_e e_e + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{ex} - p_0 \frac{dV_{ex}}{dt}\right) - \dot{E}_D \quad (6)$$

where  $dE/dt$  is the rate of exergy change equal a rates of exergy transfer (four term right side), and rate of exergy destruction, or in term the exergy transfer at inlets and outlets. So, Eq. (6) can be expressed as

$$\frac{dE_{ex}}{dt} = \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e + \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{ex} - p_0 \frac{dV_{ex}}{dt}\right) - \dot{E}_D \quad (7)$$

where the instantaneous temperature is  $T_j$ , and the associated exergy transfer is given by

$$\dot{E}_{s,j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (8)$$

The exergy associated with work provided or performed by the control volume ( $\dot{W}_{CV}$ ) is influenced by the instantaneous variation of the control volume, and is given by

$$\dot{E}_w = \left(\dot{W}_{ex} - p_0 \frac{dV_{ex}}{dt}\right) \quad (9)$$

where  $dV_{ex}/dt$  is the time rate of change of volume of the control volume itself. Therefore the exergy balance in transient state can be expressed by

$$\frac{dE_{ex}}{dt} = \sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e + \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{E}_w - \dot{E}_D \tag{10}$$

Since the engineering analyses considered in this work involve control volumes at steady state, it is important to identify the steady-state form of the exergy rate balance. At steady state,  $dE_{ex}/dt=0$  and  $dV_{ex}/dt=0$ , Eq. (10) is reduced to

$$\sum_i \dot{E}_i - \sum_e \dot{E}_e + \sum_j \dot{E}_{q,j} - \dot{W}_{ex} - \dot{E}_D = 0 \tag{11}$$

**4. Implementation of the models**

Applying the equations analyzed previously we can generate the expressions for the exergy calculus Eq. (12) and exergy efficiency Eqs. (13) - (20) in Tab. (1) for all the equipment of the absorption refrigeration system (pumps, heat exchanger TC-1, generator system, rectification, condenser, heat exchanger TC-2, evaporator and absorber), all of them in terms of the exergy in the entry points and output of each equipment, thus:

$$\dot{E}_i = \dot{F} [(h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o)] \tag{12}$$

Which had been implemented in the SIMPRA, Simulator for Design and Sizing of Absorption Refrigeration Cycles.

In Figure (1) a spreadsheet of the SIMPRA was presented. Here all the primary data of design must be typed with values inside of the operational limits Morejon and Brum (2000), these data are: capacity of Cycle  $\dot{Q}_G$ , water refrigeration temperature  $T_{RH2O}$ , temperature in point 10  $T_{10}$ , temperature variation in condenser  $\Delta T_{4-RH2O} = T_2 - T_{RH2O}$ , temperature variation in TC-2  $\Delta T_{3-9} = T_3 - T_9$ , temperature variation in absorber  $\Delta T_{1-10} = T_1 - T_{10}$ , temperature variation in TC-1  $\Delta T_{3-2} = T_3 - T_2$ , feed composition  $x_F$ , distilled composition  $x_D$  and width process  $\Delta x_{F-B}$ , which are presented in Tab. (2).

Table 1. Models for exergetic efficiency for the component of cycles.

Equipment	Exergy Efficiency	Equipment	Exergy Efficiency
Pumps	$\epsilon = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{Pot} \tag{13}$	Condenser	$\epsilon_C = \frac{\dot{E}_{C-out} - \dot{E}_{C-in}}{\dot{E}_7 - \dot{E}_8} \tag{17}$
Heat exchanger TC-1	$\epsilon_{TC-1} = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_3}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \tag{14}$	Heat exchanger TC-2	$\epsilon_{TC-2} = \frac{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}}{\dot{E}_8 - \dot{E}_9} \tag{18}$
Distillation column	$\epsilon_{Col} = \frac{\dot{E}_7 + \dot{E}_4 - \dot{E}_3}{\dot{Q}_G - \dot{Q}_D} \tag{15}$	Evaporator	$\epsilon_{TC-2} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}}{\dot{E}_{E-in} - \dot{E}_{E-out}} \tag{19}$
Rectifier	$\epsilon_{TC-1} = \frac{\dot{E}_{R-out} - \dot{E}_{R-in}}{\dot{E}_{V1} - \dot{E}_D} \tag{16}$	Absorber	$\epsilon_A = \frac{\dot{E}_{A-out} - \dot{E}_{A-in}}{\dot{E}_6 + \dot{E}_{12} - \dot{E}_1} \tag{20}$

**5. Case study**

For the analysis and discussion of models and results, the referential data considered in this work are presented in Tab. (2), what represents a case study, also considered by Kuehn, Ramsey, and Threlkeld (1998), which allows the matching of the results and posterior validation of the models considered, mainly the used equations of state for the calculation of thermodynamic properties, what made possible the reproduction of these mixture properties with reasonable accuracy (Morejon and Brum 2000).

Table 2. Referential values for the design of the absorption refrigeration cycles

$Q_H$ TR	$T_{RH2O}=T_a$ °C	$T_E$ °C	$\Delta T_{4-RH2O}$ °C	$\Delta T_{3-9}$ °C	$\Delta T_{1-10}$ °C	$\Delta T_{32}$ °C	$x_D$	$x_F$	$\Delta x_{FB}$
100	25	-20	10	10	10	5	0,998	0,355	0,08

6. Results

After data entry it is possible to visualize the results of the calculation in the form of spreadsheets, as that one shown in the Tab. (3). With this simulator we can, for example, calculate the Gibbs free energy, enthalpy, entropy of the pure components and the mixture aqua-ammonia for any values the T, P and x making possible the thermodynamic description of the cycle inside of the operational limits Morejon, Mikhailov and Brum, (2001) and monitoring of the properties in all the points of change of state. Thus, after the implementation of the respective models, the simulator can also generate all the data necessary for a exergetic analysis of the system, and with this, evaluate the influence of all the variable and parameters on the efficiency of the components of the cycle.

Table 2. Results for exergetic analysis for case study.

Equipment	Operational Condition											EXERGY		
	QE	100	TR	T12=25	oC	xFB	0,08				EXERGY and EXERGY EFFICIENCY			
	PH	13,1	Bar	F	2,38	Kg/s	D	0,264	Kg/s	B			2,119	Kg/s
	PL	1,71	Bar	xF	0,355	xD	0,998	xB	0,275					
T1=20	10	oC	T89	10	oC	T1=20	10	oC	T52	10	oC			
	P	mi	T	xi	hi=h(P,T,xi)	si=s(P,T,xi)	Qi			Exergy	Efficiency			
	[Bar]	Kg/s	[oC]		Kj/(Kg)	Kj/(Kg K)	Kw			Kw	Exergy			
Pump	P1=PL	F	T1= 35	xF	h1= -66,7	s1= 0,35	WF 3,9			E1	-0,33	0,57		
	P2=PH	F	T2= 35		h2= -65,0	s2= 0,35			E2	2,85				
TC-1	PL	F	T2= 35	xF	h2= -65,0	s2= 0,35	QTC1: 809,1			E2	2,85	0,61		
	PH	B	T3= 103		h3= 274,6	s3= 1,27				E3	80,88			
			T4=130	xB	h4= 392,4	s4= 1,63			E4	173,01				
			T5= 45		h5= 10,5	s5= 0,55			E5	46,13				
DISTILLATION COLUMN	Rectification	PH	D	T7=TD 50	xD	h7= 1266,4	s7= 4,40	QD= 554,1			E7	33,97	0,32	
				TG 130		hG= 1614,9	sG= 5,32				EG	322,74		
		TRt-out 70		hRto 293,0	sRto 0,23			ERTout	38,09					
			TRt-in 25		hRti 104,4	sRti 0,09			ERTin	8,66				
			T3= 103	xF	h3= 274,6	s3= 1,27			E3	46,13	0,25			
Exhaustion	PH	B	T4=130		h4= 392,4	s4= 1,63	QG= 1065,2			E4		173,01		
					hG= 1614,9	sG= 5,32				EG	1065,17			
Condenser	PH	D	T7=TD 50	xD	h7= 1266,4	s7= 4,40	QC= 293,0			E7	33,97	0,54		
	P		T8= 35		h8= 155,1	s8= 0,58				E8	41,14			
			TC-in= 25		hC-in 104,4	sC-in 0,09			EcIn	0,00				
			TC-out= 35		hC-o 137,9	sC-out 0,11			EcOut	3,89				
TC-2	PH	D	T8= 35		h8= 155,1	s8= 0,58	QTC-2: 12,1			E8	41,14	0,08		
			T9= 25		h9= 109,2	s9= 0,42				E9	41,64			
			T11= 13	xD	h11= 1245,9	s11= 5,27			E11	-39,74				
			T12= 23		h12= 1267,0	s12= 5,35			E12	-33,65				
Evaporator	PL	D	T10=TR -20	xD	h10= -88,1	s10= -0,33	QE= 351,7			E10	48,76	4,71		
	P		T11= 13		h11= 1245,9	s11= 5,27				E11	-39,74			
			TE-in= 15		hE-in 62,3	sE-in 0,05	1199238,6 Btu/h			EeIn	6,08			
			TE-out= 5		hE-o 20,2	sE-out 0,02				EeOut	24,86			
Absorber	PH	D	T12= 23	xD	h12= 1267,0	s12= 5,35	QA= 521,7			E12	-33,65	0,68		
	PL	F	T6= 45	xB	h6= 10,5	s6= 0,55				E6	43,49			
			T1= 35	xF	h1= -66,7	s1= 0,35				E1	-0,33			
	P		TA-in= 25		hA-in 104,4	sA-in 0,09				EaIn	0,04			
			TA-out= 39		hA-o 137,9	sA-out 0,11			EaOut	6,93				
			T612 34											
COP of absorption refrigeration cycle										0,33				
COPmax Ideal performance coefficient										1,46				
Efficiency of absorption refrigeration cycle										0,23				



### 6.1 Influence of cooling capacity ( $Q_c$ ) on the exergetic effectiveness

The result of simulation shows that the exergetic effectiveness of all equipments is not affected by the variation of the system cooling capacity. Only they have different values, so that for any  $Q_c$  value, as observed in Figure 2 the exergetic effectiveness of the components in decreasing order. In the first place, the condenser with higher exergetic effectiveness, followed by the heat exchanger TC-1, the pump, the vaporizer, the absorber, the column, the rectification system, and finally, with lower exergetic effectiveness, the heat exchanger TC-2.

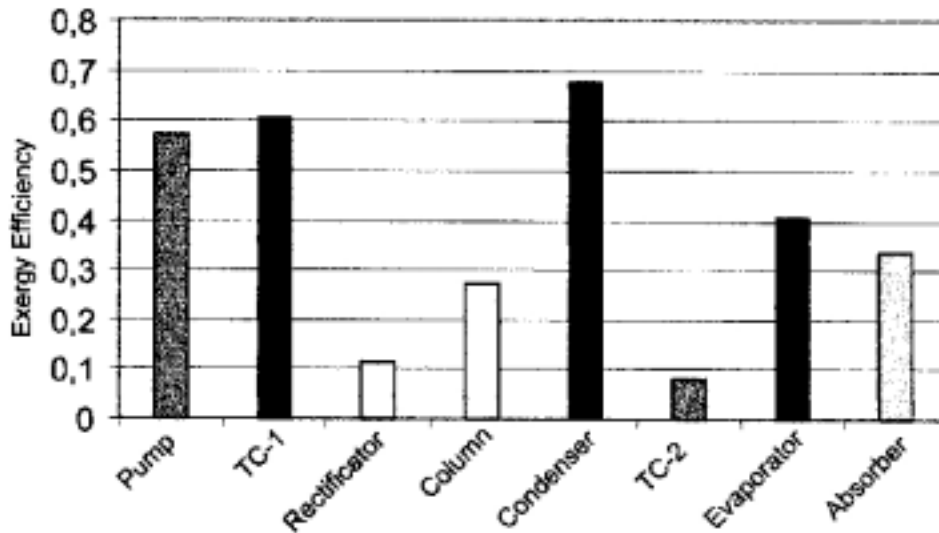


Figure 2. Exergy efficiency of the equipment of the cycle

These results can be justified based on three aspects: equipment characteristics, working fluid characteristics, and finally, operation conditions.

### 6.2 Influence of cooling fluid temperature ( $T_{RH20}$ ) on exergetic effectiveness

The temperature of the fluid employed to cool the working solution in its passage through the condenser, rectification system and absorber was also analyzed. The simulation results are summarized in Fig (3), where it is observed that the exergetic effectiveness of equipment at stake is influenced, considerably in some cases, by the variation of such temperature; thus, for instance, the condenser exergetic effectiveness decreases drastically with a raise in this temperature on the same way, and in a lessened proportion it also decreases for the heat exchanger TC-1 and rectification system. On the other hand, the exergetic effectiveness in study increases in the case of the absorber and the vaporizer, and it keeps constant in the case of the pump, the column, and heat exchanger TC-2.

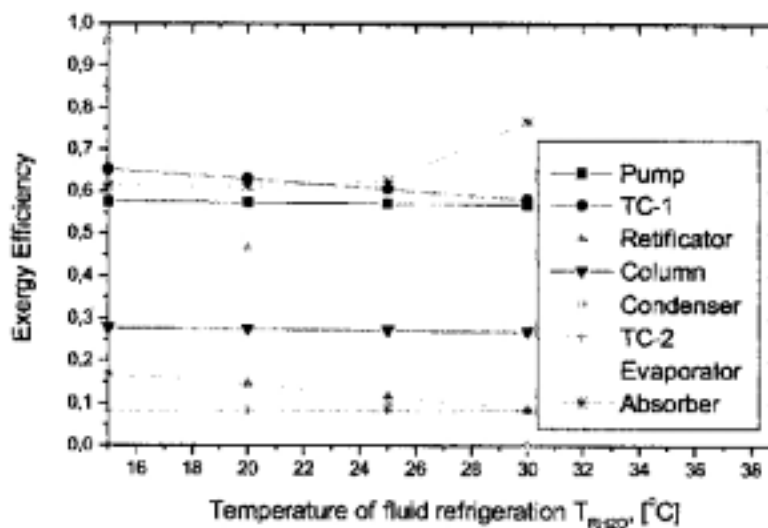


Figure 3. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of the temperature of the fluid of cooling

The temperature of the cooling fluid influences the condenser, the vaporizer and the absorber directly, and the hotter it is, the less will be the work obtained. So, the cooling fluid temperature is also limited by  $T_8$ , that is,  $T_{R-310} < T_8$ .

**6.3 Influence of the condenser temperature delta ( $\Delta T_{8-CH20}$ ) on exergetic effectiveness.**

The temperature difference corresponding to condenser (point 8 and point *C-in*) was also analyzed. In Fig (4) these results are shown, so it is observed that the exergetic effectiveness remains almost untouched in the cases of the heat exchanger TC-1, vaporizer and rectification system. In the cases of the absorber, the pump, and the heat exchanger TC-2, on the other hand, a slight increase of such effectiveness is observed, and, finally, in the case of the column, and mainly in the case of the condenser, a considerable increase is observed. This whole analysis corresponds to the  $\Delta T_{8-CH}$  values varying within the operational limits from 2 to 15 °C.

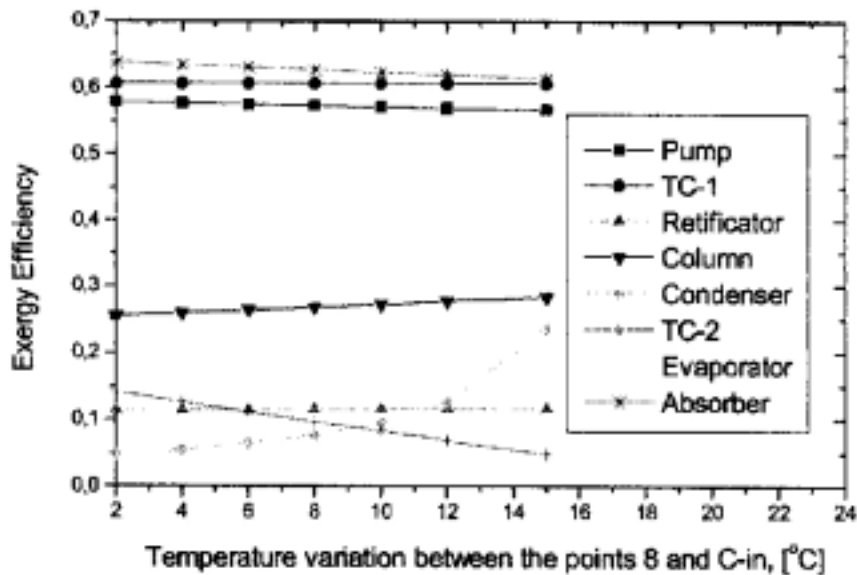


Figure 4. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $\Delta T_{8-CH}$

First, this difference of temperature influences directly the condenser and indirectly the TC-2, column and absorber. A higher value of this parameter originates in increment in the condenser effectiveness and a decrease in the effectiveness of the exchanger through the decrease of available work in TC-2, since this equipment is employed to supply condenser deficiencies.

**6.4 Influence of the heat exchanger TC-2 temperature delta ( $\Delta T_{2-9}$ ) on exergetic effectiveness.**

In the same way, the results in Fig. (5) show the influence of temperature difference ( $\Delta T_{8-9}$ ) of points 8 and 9 on the exergetic effectiveness of cycle equipment. In this figure it can be observed that for a variation of this parameter between 2 and 15 °C, a considerable decrease in exergetic effectiveness happens in the absorber, and in the case of the column and heat exchanger TC-2 they increase, while they remain almost untouched in the rest of the equipment, such as heat exchanger TC-1, pump, condenser, vaporizer and rectification system.

**6.5 Influence of absorber temperature delta ( $\Delta T_{1-RH20}$ ) on exergetic effectiveness.**

The simulation results shown in the graphic of Fig. (6) show the behavior of equipment exergetic effectiveness for different values of absorber  $\Delta T_{1-RH20}$ . The temperature deltas varying between 2 and 15 °C, it is observed that only the absorber exergetic effectiveness is influenced in an inversely proportional manner to the increment  $\Delta T_{1-RH}$ , the rest of the equipment remaining with exergetic effectiveness untouched.

**6.6 Influence of heat exchanger TC-1 temperature delta ( $\Delta T_{5-2}$ ) on exergetic effectiveness.**

In Figure (7) the simulation results are presented to evaluate the influence of the temperature difference  $\Delta T_{5-2}$  on exergetic effectiveness. In this figure it is observed that for values  $\Delta T_{5-2}$  between 2 and 15 °C (operational limit), only the absorber and the column exergetic effectiveness vary, as the rest of the equipment remains untouched for this parameter of the project.

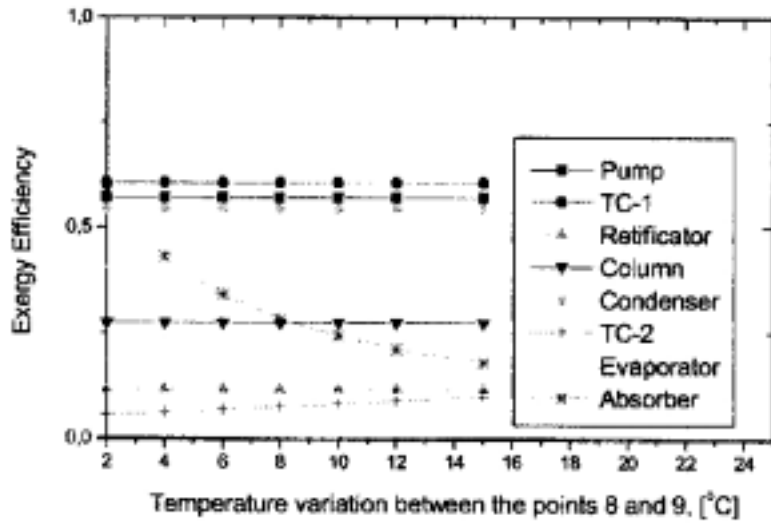


Figure 5. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $\Delta T_{8,9}$ .

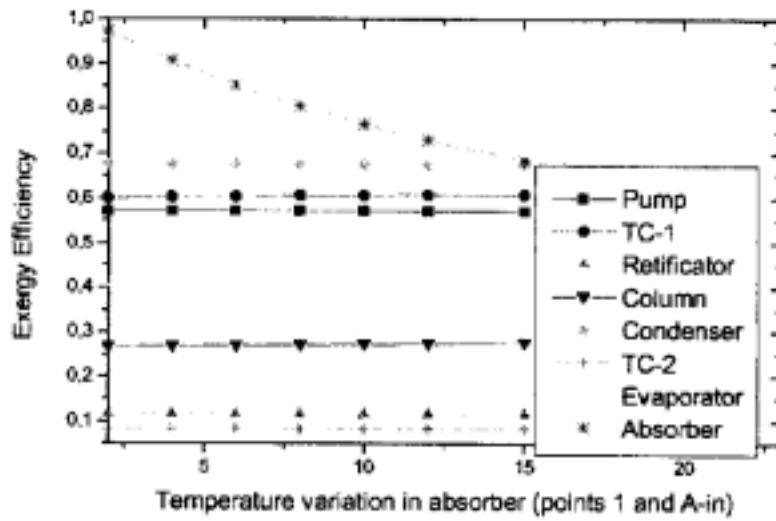


Figure 6. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $\Delta T_{1,A-in}$ .

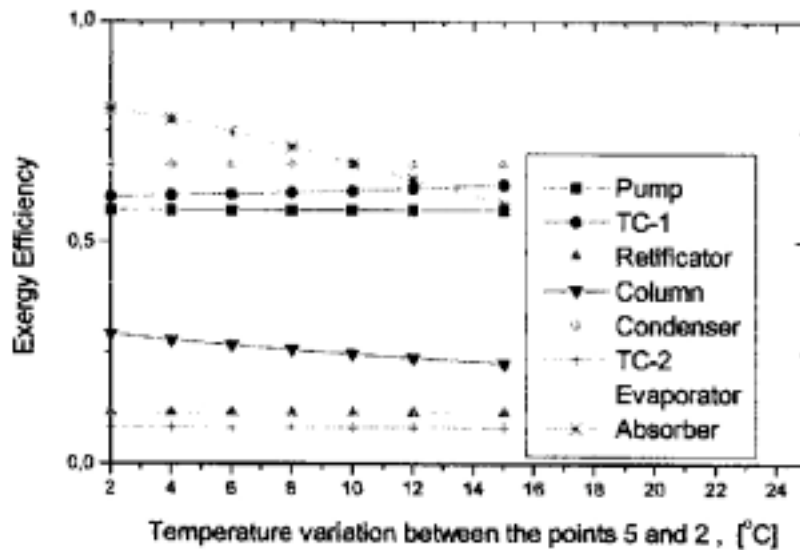


Figure 7. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $\Delta T_{5,2}$ .



**6.7 Influence of the F current composition ( $x_F$ ) on exergetic effectiveness.**

The influence of the F current composition ( $x_F$ ) on exergetic effectiveness of the equipment was also analyzed. The results were concentrated in Fig. (8), where it is observed that  $x_F$  does not influence the condenser, rectification system nor the heat exchanger TC-2, what seems obvious as these devices depend directly on  $x_D$  concentration. In the case of the pump, though, this composition influences positively, while in the cases of the heat exchanger TC-1 and the column, it has an irregular influence. The  $x_F$  values were varied within the operational limits (0.15 to 0.44) (Morejon and Brum, 2000).

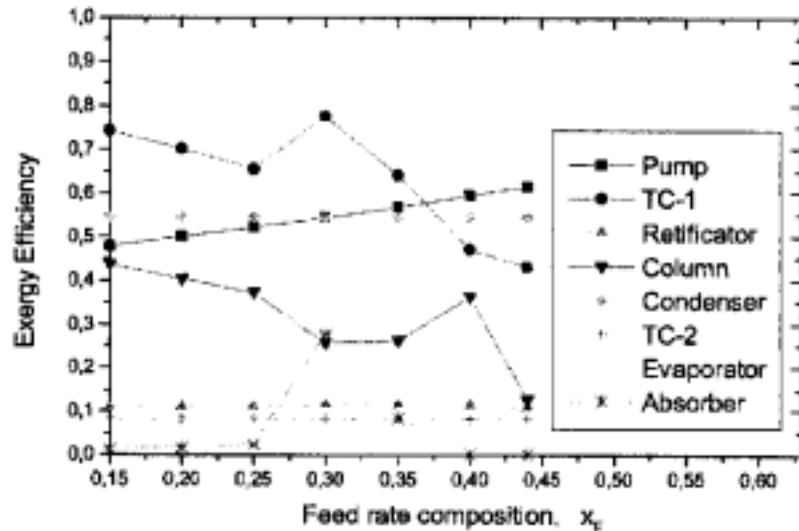


Figure 8. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $x_F$ .

**6.8 Influence of process width ( $\Delta x_{FB}$ ) on exergetic effectiveness.**

Finally, the influence of another project parameter was also studied, that is, the process width ( $\Delta x_{FB}$ ), which represents the differences of the compositions of currents F and B, in the entrance and exit of the column. Results which are grouped in Fig. (9) where it is observed that: for a variation of ( $\Delta x_{FB}$ ) within the operational limits ( $0 < \Delta x_{FB} < x_F$ ) the exergetic effectiveness of the condenser, pump, vaporizer and rectifier remain untouched, influencing only the exergetic effectiveness of the absorber, column and heat exchanger TC-1.

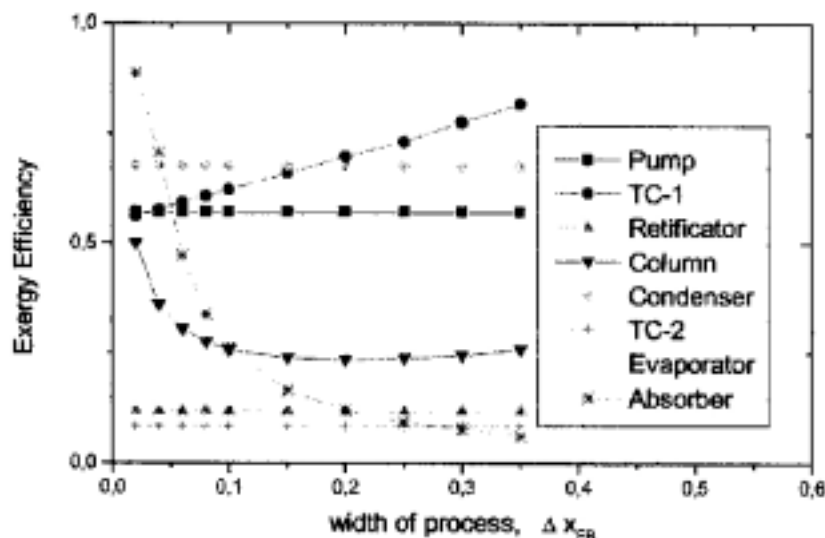


Figure 9. Exergy efficiency of the equipment of the cycle for different values of  $\Delta x_{FB}$  (width of process).

In this way, we could perform the analysis of several other project variables and parameters since the simulator was developed to be the most versatile possible, due to the state equations of the project, which, once symbolically solved

and implemented, offer explicit models for thermodynamic properties and fundamental equations for this kind of system calculus and project.

## 7. Conclusions

In this paper an absorption refrigeration system with a binary mixture aqua-ammonia was analyzed. Mathematical models have been developed to determine the exergetic efficiency of the components of the cycle, which were implemented in simulator SIMPRA. Later, a parametric analysis was carried out to investigate the influence of the parameters of design on the exergetic efficiency. On the basis of the results previously discussed, the following conclusions are possible: In relation to the cycle in study an increasing interest of this type of systems was evidenced, mainly when energy crisis consequence of the consumption raising of conventional compression systems, in particular in tropical countries. The models developed, as function forms for the enthalpy and entropy has the implementation facilitated, once SIMPRA makes it possible to calculate these thermodynamic properties in function of the composition, temperature and pressure. Finally, the graphical result previously presented show how the parameters and variables of the system influence on the exergetic efficiency of the components of the cycle.

## 8. References

- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1948, "Thermal design an optimization", John Wiley & Sons, INC.
- Edison, T. A., Sengers, J. V. 1999. Thermodynamic properties of ammonia in the critical region, *I. J. of Refrigeration*, 22 pg. 365-378.
- Kuehn, T. H., Ramsey, J. W. and Threlkeld, J. W., 1998. Thermal environmental engineering. Prentice-Hall INC, 3<sup>rd</sup> Ed.
- Morejon, C. F. M., Mikhailov, M. D. and Brum N. C. L., 2001. Thermodynamics for the study of the heat and mass transfer for absorption refrigeration cycles with water-ammonia as fluid of work, ICCHMT-2001 2<sup>nd</sup> International Conference on Computational Heat and Mass Transfer COPPE/UFRJ – Federal University of Rio de Janeiro, Brazil.
- Morejon, C. F. M. and Brum N. C. L., 2000. Simulator for design of absorption refrigeration, MERCOFRIO, ENCIT. 8<sup>TH</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, UFRGS Porto Alegre, Rio Grande do Sul Brazil.
- Ziegler, B. and Trepp, Ch., 1984, Equation of state for ammonia-water mixtures, *International Journal of Refrigeration*, vol. 7, n. 2, pp. 101-106.

# PROJETO E CONSTRUÇÃO DE DISPOSITIVO PARA ESTUDO DA EBULIÇÃO EM VASO

**Márcio Ziviani**

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901 Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil  
Ziviani@vesper.demec.ufmg.br

**Luiz Machado**

Luizm@vesper.demec.ufmg.br

**Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Koury@vesper.demec.ufmg.br

**Luiz Flávio Neves de Castro**

Lfcastro@demec.ufmg.br

**Roberta de Mello Mattos Ferraz**

Betaferraz@hotmail.com

*Resumo. Este trabalho tem como objetivo o projeto e a construção de uma bancada experimental didática para o estudo da ebulição em vaso aberto. O principal componente desta bancada é o calefator de cobre, responsável pela transferência do calor gerado por um par de resistências para o fluido de trabalho n-pentano. Com o propósito de se encontrar as dimensões ideais para esse calefator, foi desenvolvido um modelo em volumes finitos que determina o campo de temperaturas ao longo do mesmo. Com as dimensões do calefator definidas, construiu-se a bancada e testes experimentais foram realizados para que o modelo fosse validado. Os resultados apresentados pelo modelo comparados aos dados obtidos experimentalmente mostraram que o mesmo é uma boa ferramenta para a predição das condições térmicas do calefator operando em regime permanente.*

*Palavras chave: ebulição, modelagem, transferência de calor, volumes finitos*

## 1. Introdução

O objetivo deste trabalho é o de se projetar e construir uma bancada experimental didática para o estudo da ebulição em vaso aberto. Esta bancada repete o experimento de [Nukiyama, 1934] que primeiro identificou os diferentes regimes de ebulição em vaso aberto. Além de permitir a visualização dos fenômenos relacionados à ebulição e à condensação, a utilização de termopares e de um captor de pressão permitirá a realização de balanços de energia nos componentes desta bancada e sua conseqüente utilização em diversas disciplinas da área térmica.

Esta bancada é constituída de duas partes: o evaporador, que consiste num recipiente de vidro onde o fluido de trabalho está confinado e num calefator de cobre isolado; e o condensador, que é do tipo casco e tubo em vidro onde a água flui, contracorrente, através da tubulação interna e o n-pentano flui pela tubulação externa condensando nas paredes da tubulação de água.

O calefator de cobre é o principal componente da bancada uma vez que é o responsável pela transferência do calor gerado por um par de resistências para o fluido de trabalho n-pentano. Este calefator possui a geometria semelhante à de uma lanterna, sendo composto por dois cilindros ligados entre si através de um tronco de cone. A sua forma, foi escolhida segundo os princípios da transferência de calor numa tentativa de se evitar efeitos de bordo e de garantir um campo de temperaturas uniforme na superfície do calefator em contato com o fluido de trabalho, condição necessária para a realização do experimento.

Atualmente, os métodos numéricos de predição desempenham um importante papel na análise e no projeto de dispositivos práticos envolvendo transferência de calor e escoamento de fluidos. Esses métodos constituem uma alternativa rápida e econômica aos métodos experimentais, e, em situações onde algum teste experimental é desejável, a predição computacional pode ser usada para planejar e projetar os experimentos, para reduzir significativamente a quantidade de experimentos e para acrescentar e enriquecer os resultados experimentais.

Dentro dessa filosofia, desenvolvemos um modelo bidimensional, em volumes finitos, para o calefator de cobre, com o qual podemos determinar o campo de temperaturas ao longo do calefator, permitindo assim, uma escolha apropriada das dimensões do calefator para garantir um campo de temperaturas uniforme na superfície que está em contato com o fluido de trabalho.

## 2. Modelagem

Neste tópico explicamos o funcionamento da bancada experimental, juntamente com os seus componentes para, em seguida, explicarmos o modelamento numérico em volumes finitos do calefator de cobre.

### 2.1. A bancada experimental

A bancada para estudo da ebulição nuclear em vaso aberto, que pode ser vista na Fig.1, visa repetir o experimento de Nukiyama para a obtenção da curva característica de ebulição de um fluido qualquer (nesse trabalho,

especificamente, o n-pentano). A principal modificação com relação ao experimento original é a substituição do fio de níquel-cromo/platina por um calefator de cobre em forma de lanterna. A bancada é composta de um par de resistências, um calefator de cobre, o isolamento, duas placas de nylon e uma placa de teflon, um condensador de vidro, reservatório de fluido em vidro, termopares, captor de pressão e tubulações de saída e retorno de vapor e condensado.

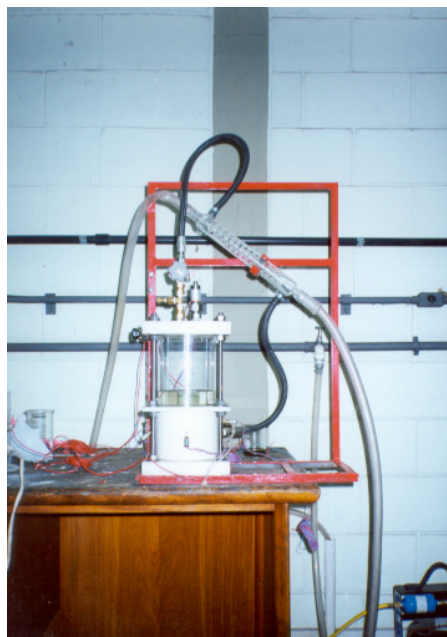


Figura 1. A bancada experimental.

O funcionamento da bancada pode ser resumido da seguinte maneira: o par de resistências inserido no calefator de cobre é ligado a um variômetro, e aplicando-se uma diferença de potencial conhecida, calor é dissipado por efeito Joule pelas resistências e conduzido através do calefator de cobre até o fluido confinado no reservatório de líquido. Neste reservatório, que é previamente evacuado, o fluido começa a receber o calor gerado e quando atinge a temperatura de saturação entra em ebulição. O vapor do fluido sai pela tubulação no topo da bancada, entra no condensador, que está recebendo um fluxo de água na direção contra-corrente, condensa-se e retorna ao reservatório de líquido pela tubulação inferior. Seis termopares medem o campo de temperaturas no calefator, um termopar mede a temperatura do líquido saturado e outro mede a temperatura do vapor saturado. O captor de pressão fornece a pressão de saturação do fluido no reservatório.

O calefator de cobre é a peça responsável pela condução do calor dissipado pelas resistências até o fluido de trabalho. O modelo numérico permitirá a escolha de dimensões adequadas para esta peça. O calefator pode ser visto na Fig. 2. As resistências são colocadas em paralelo, cada uma com um diâmetro de 10 milímetros e com uma resistência de  $80\Omega$ .

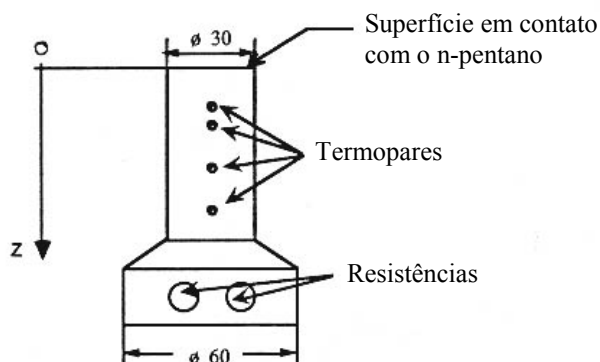


Figura 2. O calefator de cobre.

## 2.2. Determinação do estado do n-pentano na saturação

Uma das condições de contorno do problema exige a temperatura de saturação do n-pentano e o coeficiente convectivo de troca térmica  $h$  na interface fluido-sólido. O procedimento teórico para a obtenção desses dados é um procedimento iterativo baseado em balanços de energia, o qual descreveremos abaixo.

Como se trata de um sistema fechado, a primeira hipótese é a de que todo o calor transferido para o n-pentano através do calefator de cobre será totalmente perdido para a água durante o processo de condensação no condensador. Assim, conhecendo-se a temperatura de entrada da água no condensador,  $T_i$ , a sua vazão mássica,  $m$ , e o seu calor específico a pressão constante,  $c_p$ , através da Eq. (1), chega-se a sua temperatura de saída  $T_o$ .

$$\dot{q} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (1)$$

Com a temperatura de saída conhecida, calcula-se a temperatura média da água  $T_m$ , no condensador e utiliza-se essa temperatura média para obter-se as propriedades termodinâmicas da mesma. Verifica-se então o regime de escoamento do fluido dentro do condensador através do parâmetro adimensional de Reynolds,  $Re$ . Como nesse trabalho lidamos com o escoamento em regime laminar, o coeficiente de troca térmica convectivo interno ao condensador  $h_i$ , pode ser obtido através do parâmetro adimensional de Nusselt,  $Nu$ , que para esse caso é constante e igual a 3,66 [Incropera e de Witt, 1992].

O próximo passo consiste em se fazer uma tentativa para a temperatura de saturação do n-pentano  $T_{sat}$ , calculando-se, em seguida, as propriedades termodinâmicas para o fluido saturado a essa temperatura. Através da Eq. (2) obtém-se uma relação para o coeficiente de troca térmica convectiva externo ao tubo do condensador em função da temperatura da parede do condensador,  $T$ . Onde os índices  $l$  e  $v$  identificam, respectivamente, o líquido saturado e o vapor saturado,  $D$  é o diâmetro do tubo do condensador em metros e  $h'_{fg}$  é o calor latente modificado proposto por ( Rohsenow, 1952 ).

$$\bar{h}_D = 0,729 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{fg}}{\mu_l \cdot (T_{SAT} - T_S) \cdot D} \right]^{1/4} \quad \dots(2)$$

Um balanço de energia em uma seção do tubo do condensador leva a equação (3), e substituindo-se a relação obtida nessa equação, e utilizando-se um método de tentativas, é possível determinar-se  $T_s$ , e, conseqüentemente,  $h_e$

$$h_e \cdot (T_{SAT} - T_S) = h_i \cdot (T_S - T_m)^{3/4} \quad (3)$$

Com  $h_e$  e  $h_i$  conhecidos, pode-se calcular o coeficiente global de transferência de calor  $U$  dado pela equação (4) e, finalmente, o calor trocado entre n-pentano e água através da equação (5).

$$U = \left( \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1} \quad (4)$$

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (5)$$

Onde  $\Delta T_{ml}$  é a diferença de temperatura média logarítmica calculada entre as temperaturas de entrada e saída da água no condensador e a temperatura de saturação do n-pentano. Se os valores obtidos estiverem satisfazendo a precisão requerida pelo problema, a temperatura de saturação do n-pentano é adotada como correta e, com isso, basta aplicar a Eq. (6), que é a correlação proposta por (Rohsenow, 1952), para se obter a diferença de temperatura entre a superfície do calefator e a temperatura de saturação do n-pentano, e a Eq. (7) para se obter o coeficiente de troca térmica convectiva entre o n-pentano e o calefator. Uma observação que deve ser feita é que na utilização da Eq. (6), o valor escolhido para o termo  $C_{s,f}$  foi de 0,01, valor considerado intermediário entre a superfície polida e a superfície esmerilhada do cobre e mais condizente com a superfície do calefator a ser utilizado na bancada experimental.

$$q_s'' = \mu_l \cdot h'_{fg} \cdot \left[ \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \cdot \left( \frac{c_{p,l} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h'_{fg} \cdot Pr_l^n} \right)^3 \quad (6)$$

$$q_s'' = h \cdot (T_s - T_{SAT}) = h \cdot \Delta T_e \quad (7)$$

Na Eq. (6)  $\sigma$  é a tensão superficial em N/m, o coeficiente  $C_{s,f}$  e o expoente  $n$  dependem da combinação superfície-líquido,  $Pr$  é o número de Prandtl e a relação  $c_{p,l}\Delta T_e/h'_{fg}$  é o número de Jakob (Ja). Na Eq. (7)  $T_s$  é a temperatura da superfície em contato com o líquido e  $T_{SAT}$  a temperatura de saturação do líquido correspondente à sua pressão.

### 2.3. O modelo em volume finitos para o calefator de cobre

O modelo em volume finitos foi desenvolvido utilizando-se o software CONDUCT, e detalhes sobre a estrutura e equacionamento do mesmo podem ser encontrados em (Patankar, 1991).

Tendo conhecimento da geometria e do material do calefator, da potência utilizada nas resistências e das condições de contorno, pudemos iniciar a construção do modelo em volumes finitos. A primeira hipótese é a de que o problema poderia ser tratado como um problema bidimensional devido a alta condutividade térmica do cobre. Em seguida, assumimos que o par de resistências poderia ser substituído por uma única resistência com resistência equivalente a do par. Considerando o eixo central do sólido como eixo de simetria, o modelamento é feito para metade do calefator, sendo que o modelamento deve ser feito com o calefator na posição horizontal, como podemos ver na Fig. (3). Ao girarmos essa “fatia” em torno do eixo de simetria, geramos o sólido desejado, porém com a resistência no formato de um anel na base do mesmo, motivo da substituição do par de resistências. Essa substituição não trará modificações significativas ao modelo, uma vez que o maior interesse desse trabalho é a obtenção do campo de temperaturas ao longo do cilindro de menor diâmetro e do campo de temperaturas na superfície do mesmo em contato com o n-pentano.

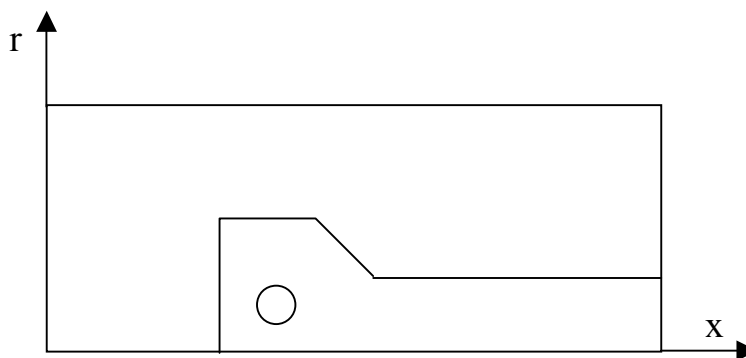


Figura 3. Corte esquemático do calefator de cobre

Em torno do calefator de cobre haverá um isolamento em poliestireno expandido que também será levado em conta no modelamento.

Observando a Fig. (4) podemos identificar as quatro condições de contorno do problema. A condição 1 corresponde a condição de simetria. A condição 2 corresponde a uma perda de calor para o ambiente através da convecção forçada onde o coeficiente convectivo de troca térmica  $h$  é obtido através da literatura (Stoecker e Jones, 1985) e a temperatura é igual a temperatura ambiente. A condição 3 foi considerada uma condição de temperatura prescrita, cujo valor é o da temperatura ambiente. E, finalmente, a condição 4 corresponde a perda de calor para o fluido de trabalho através da convecção onde o coeficiente  $h$  é obtido através da Eq. (7) e a temperatura do fluido é obtida através da Eq. (6).

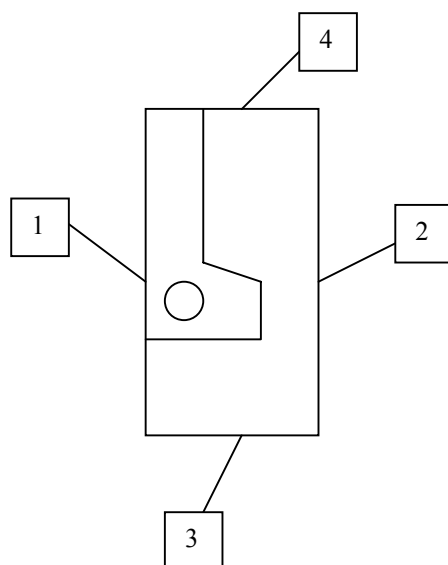


Figura 4. Localização das condições de contorno do problema



O número de malhas para a resolução de um problema numérico é determinado através do conhecimento do problema e do bom senso. Para este problema, utilizaremos um número maior de malhas no calefator, que é o objeto de estudo e nas regiões que exigem alguma adaptação como o tronco de cone e a resistência.

O teste de malhas foi realizado para três diferentes malhas: 20 x 12, 38 x 21 e 48 x 28. Em cada uma dessas malhas, o ponto  $r = 0,025\text{m}$  foi escolhido e a partir dele, coletou-se as temperaturas ao longo da direção x, traçando-se um gráfico  $T \times x$  para as três malhas e comparando-as. O ponto em r foi escolhido por estar próximo ao centro do calefator e seccionar a área de maior interesse do mesmo, que é o cilindro de diâmetro igual a 30mm.

Os resultados obtidos para cada uma das malhas foram plotados no mesmo gráfico mostrado na Fig. (5), para que pudéssemos comparar os valores obtidos com a utilização de cada uma.

### Teste de malhas para o domínio

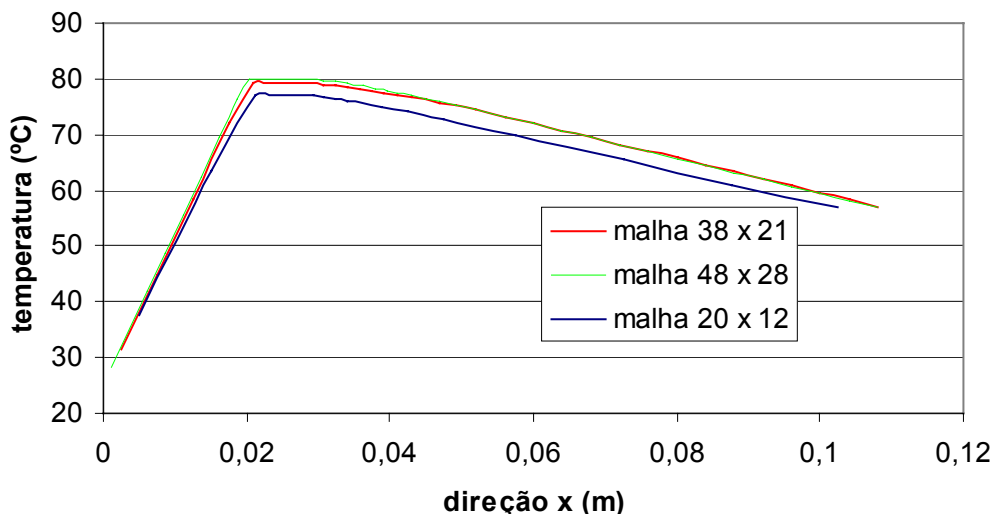


Figura 6. Teste de malhas para o calefator de cobre

A primeira observação a ser feita é a de que os resultados apresentados pela malha 20 x 12 estão abaixo dos resultados apresentados pelas duas malhas maiores, fazendo com que a utilização de uma malha mais refinada do que esta fosse justificada. Podemos notar também que, a despeito de uma pequena discordância na área de geração de energia ocupada pelas resistências, as malhas 38 x 21 e 48 x 28 apresentam resultados similares para a área ocupada pelo cilindro de menor diâmetro, que é a região de maior interesse deste trabalho. A observação que pode ser feita é que um aumento na malha 38 x 21 para 48 x 21 não traria melhoras significativas para os resultados apresentados pelo modelo computacional. Dessa forma, decidimos adotar a malha 38 x 21 para a resolução do problema.

Algumas partes do domínio em questão apresentam um modelamento mais complexo. A técnica utilizada para a construção dos volumes de controle na área do tronco de cone está mostrada na Fig. (7). Supondo que a diagonal funciona como interface entre regiões com propriedades diferentes, a aproximação é feita fazendo com que os volumes numerados de 1 a 10 sejam pertencentes a parte inferior do sólido em questão, conservando as propriedades daquela região e os outros volumes pertençam a parte superior. Segundo (Patankar, 1991) esta técnica possui uma aparência pior do que ela realmente é em termos de precisão de resultados. Naturalmente, quanto mais volumes de controle forem utilizados nesta região, mais próximos de uma solução exata estaremos.

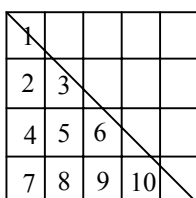


Figura 7. Malha para a parte cônica do sólido.

A região onde se encontra a resistência, por ser uma área circular, recebe um tratamento similar àquele dispensado ao tronco de cone. A diferença é que neste ponto os volumes considerados pertencentes ao círculo recebem um termo adicional correspondente ao calor total dissipado pela resistência dividido pelo volume da região ocupada pela mesma.

O CONDUCT permite que o domínio seja dividido em diferentes zonas e, em cada uma dessas zonas, pode-se criar uma malha com o número desejado de volumes de controle. Dessa forma, fazendo com que as fronteiras das diferentes zonas coincidam com as interfaces cobre-isolante, o tratamento dessas áreas é simplificado, pois cada zona ficará restrita ao cobre ou ao isolante, bastando então, entrar com os dados correspondentes a zona a qual o volume de controle estará localizado.

A fim de verificarmos o funcionamento correto do programa, ao final da última interação será realizado um balanço de energia no domínio. Nesse balanço, a soma dos fluxos de calor para o ambiente e para o fluido de trabalho deverá ser igual, em valor absoluto, ao calor dissipado pela resistência. Finalmente, como o problema proposto é linear, não há problemas de convergência e definiu-se o total de três iterações para a resolução do mesmo.

Trataremos agora dos dados de entrada para o modelo. Além dos dados geométricos, são dados de entrada para o programa: a condutividade térmica do cobre, que será considerada igual a 400 W/mK, valor típico encontrado em (Incropera e De Witt, 1992), a condutividade térmica do isolamento, igual 0,027 W/mK, idem, temperatura ambiente igual a 25°C, valor típico, coeficiente de troca térmica por convecção do ambiente, igual a 10 W/m<sup>2</sup>K, valor típico encontrado em (Stoecker e Jones, 1989).

O termo fonte é calculado dividindo-se a potência P dissipada pelo volume por onde essa resistência é dissipada. A potência é calculada pela Eq. (8) - onde a tensão V aplicada é igual a 60V (valor típico aplicado em laboratório) e a resistência R é igual a 40Ω (resistência equivalente) - sendo igual a 90W.

$$P = \frac{V^2}{R} \tag{8}$$

A temperatura de saturação do n-pentano e o coeficiente convectivo de troca térmica são obtidos de duas maneiras: a primeira é através do procedimento iterativo descrito acima e a segunda, é usando dados obtidos experimentalmente através dos oito termopares instalados na bancada experimental.

### 3. Simulações Teóricas

As simulações teóricas foram realizadas para diferentes dimensões do calefator e os resultados aqui apresentados são aqueles obtidos através da utilização das dimensões que apresentaram o melhor comportamento térmico. Assim, o calefator escolhido tem o diâmetro da base igual 60 mm, com uma altura de 20 mm, o diâmetro do topo igual a 30 mm, com uma altura de 60 mm, e o tronco de cone com uma altura de 10 mm. Os outros dados de entrada foram obtidos teoricamente e são o coeficiente de troca térmica convectivo entre o n-pentano e a superfície do calefator de cobre  $h_1$  e a temperatura de saturação  $T_{sat}$  do n-pentano. Para isso considerou-se a bancada experimental completamente isolada e com todos os seus componentes em funcionamento. Os dados utilizados no cálculo desses dois valores estão apresentados na Tab. (1). Os resultados fornecidos pelo método iterativo através da utilização dos dados da Tab. (1) estão apresentados na Tab. (2).

Tabela 1. Dados de entrada para o cálculo do coeficiente  $h_1$  e  $T_{SAT}$  do n-pentano.

Dado de entrada	Valor
Calor dissipado (W)	90
Vazão de água no condensador (L/min)	0,40
Comprimento da tubulação de água do condensador (m)	1,5
Temperatura de entrada da água (°C)	20
Diâmetro da tubulação de água do condensador (mm)	10

Tabela 2. Dados obtidos através do método iterativo.

Dado fornecido	Valor
Temperatura de saturação do n-pentano $T_{sat}$ (°C)	30,72
$\Delta T$ (°C)	26,24
Temperatura na superfície do calefator (°C)	56,96
Coefficiente de troca térmica convectiva $h_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	4854,75

Dessa forma, já temos todos os dados de entrada para o modelo computacional e podemos, finalmente, apresentar os resultados obtidos pelo mesmo.

A malha utilizada pode ser vista na Fig. (8), que foi gerada através do programa MATLAB. Lembramos que o domínio foi desenvolvido para o calefator na posição horizontal e é nesta posição que estamos apresentando a malha.



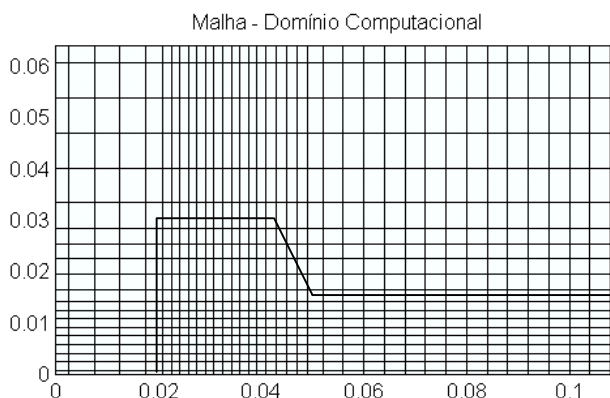


Figura 8. Malha utilizada para a resolução do problema proposto.

A seguir, apresentamos os resultados obtidos para o campo de temperaturas ao longo do domínio.

Observando o campo de temperaturas apresentado na Fig.(9) podemos ver que o campo ao longo do cilindro de menor diâmetro torna-se uniforme um pouco antes da superfície em contato com o n-pentano, garantindo a condição exigida para a realização do experimento. Além disso, podemos ver que o fluxo de calor nessa mesma região é unidimensional, uma vez que as temperaturas são uniformes, não havendo condução de calor na direção transversal ao cilindro. Com isso, podemos dizer que a geometria escolhida para o calefator é adequada para garantir as condições exigidas para o experimento.

Podemos notar ainda que o valor da temperatura obtido para a superfície do calefator (igual a 57°C) está muito próximo do valor da temperatura obtido através da Eq. (6) apresentado na Tab. (2). Além disso, as temperaturas obtidas próximo às extremidades do domínio estão de acordo com as condições de contorno do problema.

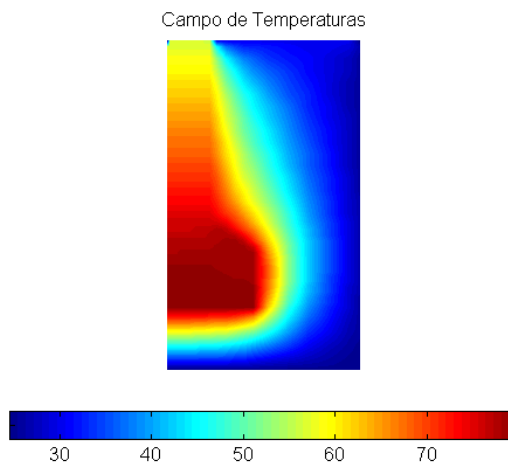


Figura 9. Campo de temperaturas para o domínio para dados de entrada teóricos.

Finalmente, na Tab. (3), apresentamos o balanço de energia realizado pelo CONDUCT.

Tabela 3. Resultado do balanço de energia para dados de entrada teóricos

Calor gerado (W)	Fluxo lateral (W)	Fluxo fundo (W)	Fluxo n-pentano (W)	Calor total (W)
89,17196	-0,62785	-0,37554	-88,18320	-0,01463

Podemos notar que o balanço de energia resultou num calor total próximo a zero, o que garante a sua coerência. A diferença entre o calor gerado calculado pelo CONDUCT e o calor gerado usado como dado de entrada e apresentado na Tab. (2), advém do tratamento utilizado para a região da resistência no modelo numérico. Um número maior de volumes de controle nesta região apresentaria resultado ainda mais próximo do valor real. Finalmente, podemos ver que

o calor perdido pelas laterais e pelo fundo do isolamento representam apenas 1,13% do calor total, mostrando que o isolamento escolhido é adequado para o experimento.

#### 4. Resultados experimentais

Neste tópico, apresentamos os resultados obtidos através do modelo bidimensional em volumes finitos para o calefator de cobre com dados de entrada obtidos através de medições experimentais.

A intenção ao se utilizar dados experimentais como dados de entrada do modelo é a de se validar o modelo. Os dados foram obtidos com a bancada (excetuando-se o calefator de cobre) sem isolamento. Uma vez que se considerou a bancada funcionando em regime permanente, foram feitas as medições, com seis termopares localizados ao longo do calefator e dois termopares localizados no líquido e no vapor, respectivamente. Os dados obtidos, assim como a posição dos termopares (a interface calefator-n-pentano foi considerada o nível zero) estão apresentados na Tab. (4).

Tabela 4. Resultados das medições de temperatura na bancada experimental.

Posição do termopar (mm)	Temperatura (°C)
6	61
25	62
40	64
57	66
66	66
83	68
Vapor saturado	42
Líquido saturado	42

Os dados de entrada para o CONDUCT foram obtidos através da extrapolação das quatro primeiras temperaturas da Tab.(4) que correspondem aos termopares localizados no cilindro menor do calefator. Supondo uma condução unidimensional nessa região, obtivemos a temperatura na superfície do calefator e, uma vez que o calor dissipado (tensão e corrente medidos) e a temperatura de saturação foram medidos, chegamos ao coeficiente de troca térmica por convecção entre a superfície do calefator e o n-pentano  $h_1$ . Os dados de entrada estão apresentados na Tab.(5).

Tabela 5.: Dados de entrada obtidos experimentalmente para o modelo numérico

Dado de entrada	Valor
Tensão (V)	40,5
Corrente (A)	0,65
Calor dissipado (W)	26,33
Temperatura de saturação do n-pentano (°C)	42
Temperatura na superfície do calefator (°C)	60
Coefficiente de troca térmica convectiva $h_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	2070,46

A malha utilizada é a mesma vista na Fig.(8) e o campo de temperaturas para o domínio gerado em MATLAB pode ser visto na Fig.(10), valendo os mesmos comentários feitos para a Fig.(9).

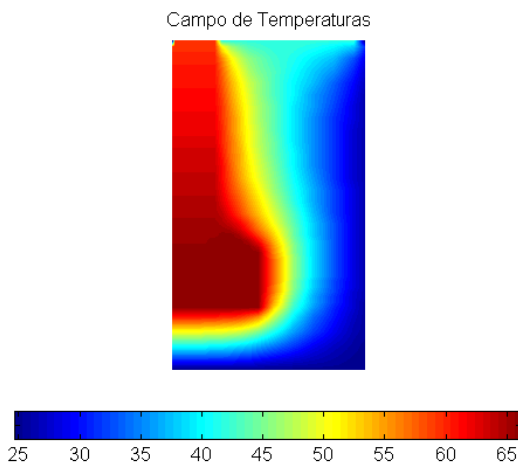


Figura 10. Campo de temperaturas para o domínio com dados de entrada experimentais.

Podemos notar ainda que o valor da temperatura obtido para a superfície do calefator (igual a 59,4°C) está próximo do valor da temperatura obtido através da extrapolação dos valores medidos com os termopares (60°C). Além disso, as temperaturas obtidas próximo às extremidades do domínio estão de acordo com as condições de contorno do problema.

Uma análise comparativa entre os dados obtidos experimentalmente e os dados obtidos através do modelo teórico pode ser feita através do gráfico mostrado na Fig.(11). Este gráfico foi construído plotando-se os valores de temperaturas obtidos experimentalmente, ao longo do calefator, em função de x, supondo que os termopares estavam medindo a temperatura no centro do mesmo. A curva do modelo foi obtida plotando-se as temperaturas em função de x considerando o volume de controle mais próximo do centro do calefator, que não possui nós por ser uma região de singularidade. O volume de controle escolhido está numa posição r igual a 0,833mm da linha de simetria.

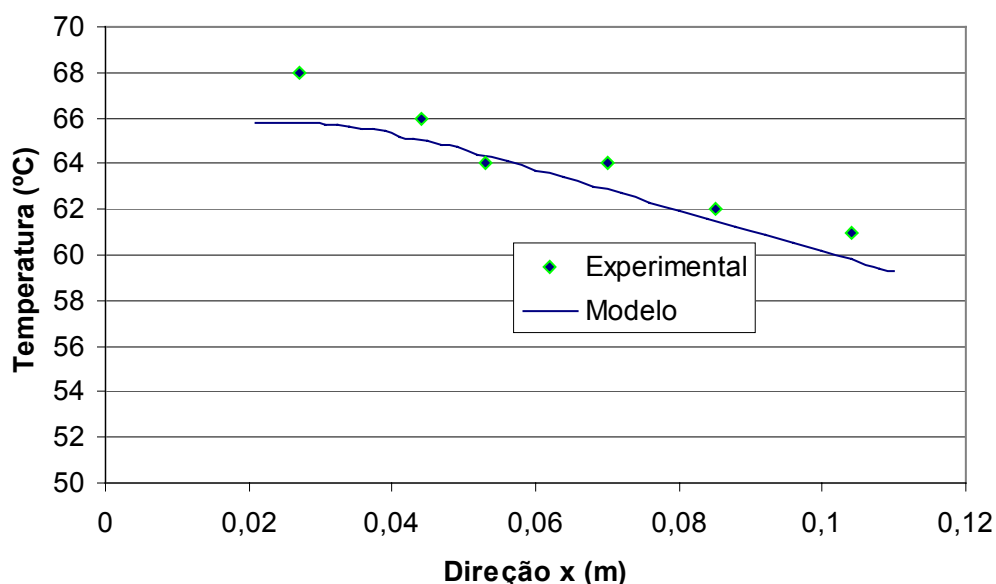


Figura 11. Gráfico comparativo entre temperaturas experimentais e teóricas.

Analisando a Fig. (11), podemos ver que as maiores diferenças entre os valores experimentais e teóricos na região do menor cilindro, chegam a, aproximadamente, 2°C. A não garantia de que no maior cilindro o termopar está localizado no centro pode explicar a discrepância entre o valor medido e o do modelo, além disso, devemos nos lembrar de que nessa região o par de resistências foi aproximado por uma resistência em forma de anel. Outra observação que deve ser feita é que o conversor utilizado para leitura das temperaturas medidas pelos termopares possuía uma precisão de um grau, o que num experimento onde as variações de temperatura não chegaram na casa dos dez graus significa muito.

Levando-se em conta todos os problemas enfrentados durante o experimento e analisando-se os resultados apresentados, podemos dizer que o modelo apresentou um resultado satisfatório para as condições apresentadas.

Finalmente, apresentamos o balanço de energia realizado pelo modelo na Tab. (6).

Tabela 6. Resultado do balanço de energia para a entrada de dados experimental.

Calor gerado (W)	Fluxo lateral (W)	Fluxo fundo (W)	Fluxo n-pentano (W)	Calor total (W)
26,08775	-0,72367	-0,28536	-25,37490	-0,01081

Mais uma vez podemos ver que o balanço de energia resultou num calor total próximo de zero, o que demonstra o correto funcionamento do programa. A diferença entre o calor gerado fornecido como dado de entrada e o calor gerado obtido através do modelo é devido, novamente, ao tratamento utilizado para a região da resistência, sendo os comentários os mesmos que foram feitos anteriormente para os dados de entrada teóricos. As perdas laterais e pelo fundo representaram cerca de 4% do calor total, provando ainda o bom funcionamento do isolamento.

### 5. Conclusões

Com o intuito de se repetir o experimento de (Nukiyama, 1934) foi projetada e construída uma bancada experimental didática. A fim de se testar diferentes dimensões para o calefator de cobre, componente principal desta bancada, foi desenvolvido um modelo bidimensional em volumes finitos. Com as dimensões do calefator definidas e com a bancada construída, foram realizados testes experimentais a fim de se validar o modelo.

Após a utilização deste modelo em volumes finitos para o calefator de cobre, com dados de entrada obtidos teórica e experimentalmente, chegou-se às seguintes conclusões: primeiramente, a geometria escolhida para o calefator mostrou-se adequada para os seus propósitos, ou seja, garantiu que o campo de temperaturas fosse uniforme na superfície do calefator em contato com o n-pentano, além disso, a espessura do isolamento mostrou-se adequada para a faixa de operações testada para a bancada experimental, garantindo pequenas perdas de calor pelas laterais e pelo fundo da mesma e, finalmente, que o modelo bidimensional em volumes finitos, apesar das aproximações feitas, mostrou-se, quando comparado com os dados experimentais, uma boa ferramenta para a predição das condições térmicas do calefator de cobre operando em regime permanente.

## 6. Referências

- Incropera, F.P., De Witt, D.P., 1992, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 3 ed., Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil, 455p.
- Nukiyama, S., 1934, “The Maximum and Minimum Values of Heat Transmitted from Metal to Boiling Water Under Atmospheric Pressure”, Journal of Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.37, p.367
- Patankar, S. V., 1991, “Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer”, Maple Grove: Innovative Research, Inc., 353p.
- Rohsenow, W.M., 1952, “A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Liquids”, American Society of Mechanical Engineers, Vol.74, p.969.
- Stoecker, J.W., Jones, W.F., 1985, “Refrigeração e Ar Condicionado”, McGraw-Hill do Brasil, S.Paulo, Brasil, 481p.

## DESIGN AND CONSTRUCTION OF A DEVICE FOR POOL BOILING RESEARCH

### Márcio Ziviani

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901 Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil  
Ziviani@vesper.demec.ufmg.br

### Luiz Machado

Luizm@vesper.demec.ufmg.br

### Ricardo Nicolau Nassar Koury

Koury@vesper.demec.ufmg.br

### Luiz Flávio Neves de Castro

Lfcastro@demec.ufmg.br

### Roberta de Mello Mattos Ferraz

Betaferraz@hotmail.com

**Abstract.** The goal of this work is to design and construct a workbench for pool boiling research. The copper heater is the main component and it is responsible for the heat transfer from a couple of resistances to the n-pentane, the working fluid. The temperature field along the heater was determined through a volume finite model in order to find its best fit. Once the fit was done, the workbench was constructed and the numerical model was validated through experimentals. The analysis of the results showed that the model conceived is a good tool for prediction of steady conditions of heater operations.

**Keywords.** boiling, modelling, heat transfer, finite volume

## ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM UM EVAPORADOR TUBULAR OPERANDO COM O R134a

**Ricardo Nicolau Nassar Koury**

**Luiz Machado**

**Júlio Frezer dos Santos Gomes Cruz**

**Marcelo Henrique dos Santos**

Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil  
koury@demec.ufmg.br

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Universidade Federal de Uberlândia, Depto. de Eng. Mecânica – Campus Santa Mônica, 38400-902, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil

**Resumo.** O objetivo deste trabalho foi o estudo do mecanismo de transferência de calor por ebulição em um evaporador tubo-carcaça. Um evaporador a água e carregado com o fluido refrigerante R134a foi utilizado na análise. Foram realizados ensaios em uma certa faixa de funcionamento que permitiram a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor por ebulição. Os valores experimentais dos coeficientes de troca de calor por ebulição foram comparados com valores teóricos obtidos por correlações retiradas da literatura. Entre as testadas, a correlação de Addoms apresentou a melhor concordância com os valores experimentais. Um estudo do grau de incerteza deste método foi apresentado no trabalho.

**Palavras chave:** transferência de calor, ebulição, evaporador, refrigeração

### 1. Introdução

Para analisar o comportamento de máquinas frigoríficas, é necessário estudar os mecanismos de transferências de calor, de massa e de quantidade de movimento que ocorrem nos seus componentes, em particular no evaporador e no condensador. O conhecimento das leis que governam estas transferências é uma etapa indispensável no estabelecimento de modelos matemáticos de simulação do funcionamento da máquina. O objetivo deste trabalho foi a realização de um estudo experimental sobre os mecanismos de transferência de calor em um evaporador de uma máquina frigorífica. Foi utilizado neste trabalho, um evaporador a R134a-água do tipo tubular. O fluido refrigerante R134a circula em três tubos internos enrolados em hélice e a água circula em contra corrente em um espaço anular. Neste tipo de evaporador tubular, pode-se distinguir duas regiões: a região de escoamento bifásico (onde ocorre a ebulição do fluido refrigerante) e a região de escoamento monofásico (onde ocorre o superaquecimento do fluido refrigerante).

O estudo sobre o coeficiente de transferência de calor foi realizado através dos resultados de 6 pontos de funcionamento do sistema, nos quais variaram-se a temperatura de ebulição e a rotação do compressor. Sensores de temperatura, de pressão e de vazão foram instalados nas entradas e saídas dos componentes de maneira a permitir a realização de balanços de energia e de massa sobre cada componente. A partir destas grandezas e utilizando um modelo simples foi possível determinar o coeficiente de transferência de calor por ebulição no evaporador para os diferentes pontos de funcionamento do equipamento.

O coeficiente de transferência de calor também foi calculado através das correlações teóricas mais utilizadas para o cálculo da transferência de calor nas regiões de ebulição e de superaquecimento. Uma comparação entre os valores experimentais do coeficiente de transferência de calor e os valores fornecidos pelas correlações teóricas foi realizado a fim de se saber qual correlação é a mais indicada para o evaporador em estudo. Foi feito também um estudo do grau de incerteza deste método.

A caracterização de um escoamento bifásico é difícil devido às interações existentes entre as fases presentes e entre cada uma delas com as paredes do conduto. Esta complexidade aumenta ainda mais quando o fenômeno da ebulição e da condensação estão presentes entre as fases, como é o caso dos evaporadores e condensadores. Conseqüentemente, os métodos para estimar as transferências de calor em escoamentos bifásicos são, em geral, semi-empíricos.

A troca de calor em um escoamento bifásico com ebulição depende, entre outros fatores, do tipo de escoamento (a bolhas, anular, etc.), da posição do tubo (vertical, horizontal ou inclinada), da temperatura de ebulição, da vazão e da evolução espacial do título em vapor dentro do tubo. Para um fluido em ebulição no interior de um tubo horizontal, a evolução do coeficiente de troca de calor e as configurações típicas do escoamento bifásico foram representadas na Fig. (1). Na entrada do tubo, onde o escoamento é a bolhas e a bolsas, o mecanismo predominante de transferência de calor é devido à ebulição saturada nucleada. Como a quantidade de líquido diminui ao longo do tubo, a velocidade da fase vapor torna-se elevada. Como conseqüência, o escoamento passa a ser anular e a transferência de calor por convecção começa a predominar e, para valores mais elevados do título, a ebulição nucleada desaparece. Com a redução da espessura do filme líquido, o coeficiente de troca de calor entre a parede e o fluido aumenta. Existe uma posição no tubo onde o filme líquido desaparece, caracterizando o início da região deficiente de líquido. Na região deficiente de líquido, a troca de calor se faz entre a parede e o vapor, o que provoca uma drástica diminuição do coeficiente de troca de calor.

Muitos pesquisadores estudaram a transferência de calor na região de ebulição de evaporadores tubulares. Eles desenvolveram diferentes correlações validadas para escoamentos horizontais ou verticais. As correlações para

escoamentos verticais podem ser utilizadas em escoamentos horizontais, desde que a vazão do fluido seja suficientemente grande para que o efeito da força gravitacional possa ser desprezado.

As correlações utilizadas neste estudo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor foram Addoms (Turaga, 1985), Chen (Chen, 1964) e Shah (Shah, 1982). Os valores obtidos através das correlações teóricas foram posteriormente comparados com o valor obtido experimentalmente.

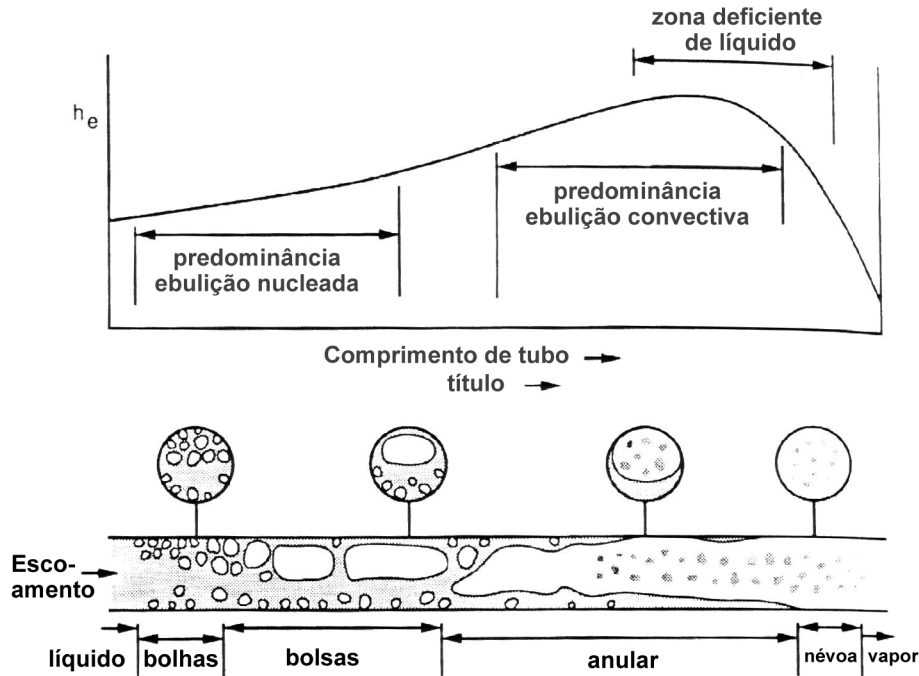


Figura 1. Coeficiente de troca de calor em um escoamento horizontal com ebulição.

A medida que ocorre a ebulição do fluido em um tubo, o filme de líquido sobre a parede diminui. O título correspondente ao ponto onde ocorre o desaparecimento deste filme é chamado de título crítico. Uma correlação para estimar o título crítico, desenvolvida por Sthapak (Sthapak, 1975) é apresentada a seguir:

$$x_{crit} = 7,943 \left[ Re_v \left( 2,03 \cdot 10^4 Re_v^{-0,8} \Delta T_{sat} - 1 \right) \right]^{-0,161} \tag{1}$$

Um polinômio de terceira ordem em função do título do vapor foi utilizado para garantir a continuidade do coeficiente de troca de calor entre a zona de plena ebulição, a zona deficiente em líquido e a zona de superaquecimento.

$$h_{eb} = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3$$

## 2. Dispositivo experimental

O dispositivo experimental utilizado neste trabalho foi um banco de testes água-água com potência frigorífica variável (no máximo 3000W), que foi utilizada na validação das correlações relativas à troca de calor. O dispositivo experimental era comandado por diversos controladores que permitiam variar o seu ponto de operação em uma grande faixa de funcionamento. O banco de testes foi instrumentado com medidores de temperatura, pressão e vazão, permitindo a realização de balanços de energia em todos os componentes do sistema.

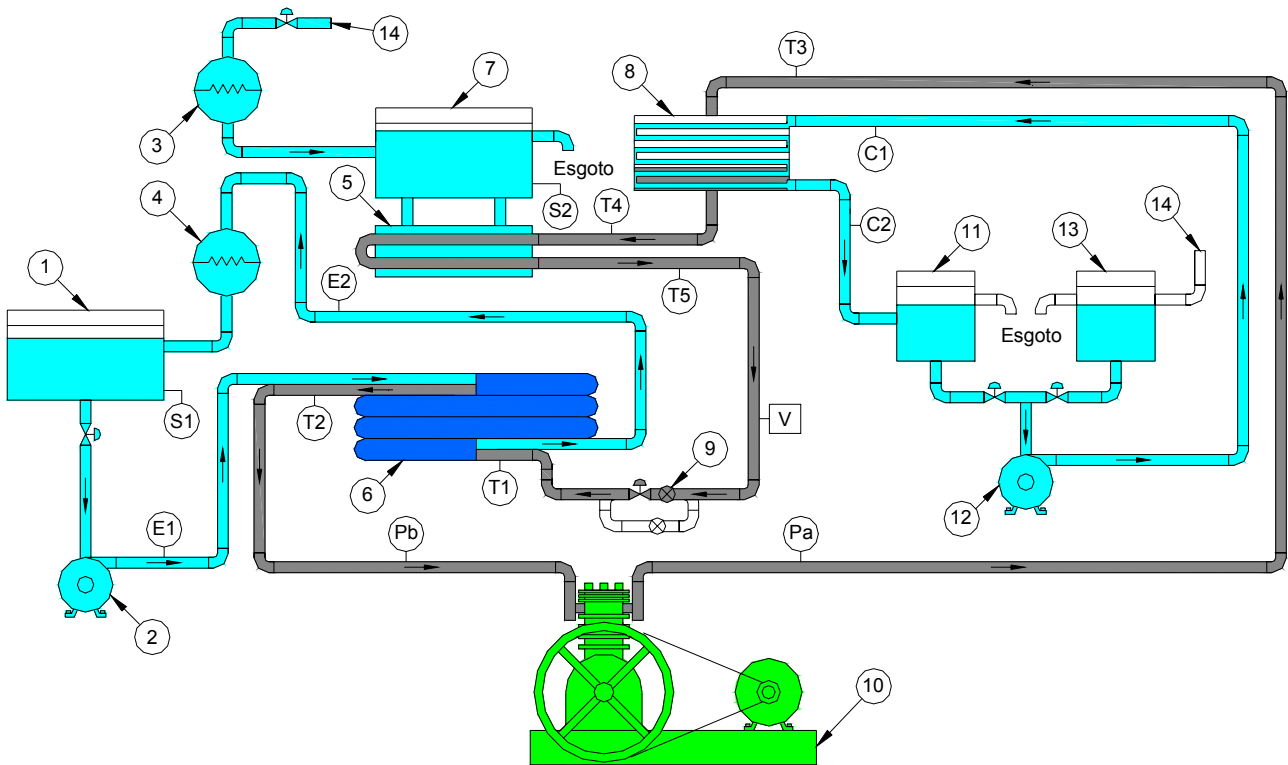


Figura 2. Esquema da instalação frigorífica.

Legenda:

- |   |  |
|---|--|
| 1. Reservatório de água                         | 11. Tanque de água quente (condensador)                                    |
| 2. Bomba de recirculação                        | 12. Bomba de recirculação  |
| 3. Aquecedor elétrico                           | 13. Tanque de água fria (condensador)                                      |
| 4. Aquecedor elétrico                           | 14. Entrada de água da rede de abastecimento                               |
| 5. Sub-resfriador                               | V. Medidor de vazão mássica  |
| 6. Evaporador                                   | Pa,Pb. Medidor de pressão de condensação e de ebulição                     |
| 7. Reservatório de água                         | S1, S2. Medidores de temperatura (PT-100)                                  |
| 8. Condensador                                  | T1-T5. Medidores de temperatura do fluido frigorífico                      |
| 9. Válvulas de expansão (termostática e manual) | E1, E2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do evaporador  |
| 10. Compressor alternativo e motor elétrico     | C1, C2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do condensador |

O compressor da instalação frigorífica foi escolhido para promover a vazão do fluido frigorífico capaz de garantir a potência frigorífica máxima de 3000 W. O evaporador foi construído de forma a atender a potência máxima de refrigeração. O evaporador é do tipo tubo-carcaça, constituído por um tubo envelope e três tubos internos. O fluido refrigerante R134a escoava através dos três tubos internos em contra corrente com a água, que escoava em circuito fechado através do espaço anular do evaporador. O condensador é constituído por um cilindro e por um feixe de tubos horizontais aletados. A condensação do R134a ocorre na parte externa dos tubos e o aquecimento do fluido secundário (água) ocorre no interior dos tubos. O sub-resfriador foi construído de forma a assegurar um sub-resfriamento do fluido frigorífico da ordem de 10°C. O sub-resfriador é do tipo coaxial formado por um tubo envelope e por um tubo interno. O fluido R134a escoava através do tubo interno e a água no espaço anular. A instalação frigorífica conta com duas válvulas de expansão, montadas em paralelo. Uma delas é do tipo termostática com equalização externa de pressão e a outra é de regulação manual.



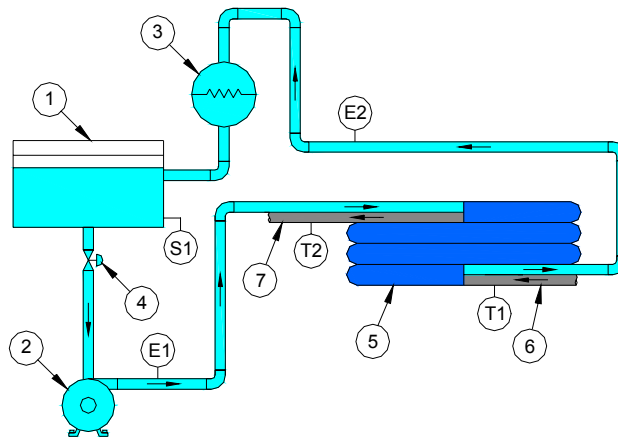


Figura 3. Configuração esquemática do evaporador e do circuito do fluido secundário

Legenda:

1. Reservatório de água
2. Bomba de recirculação
3. Aquecedor por resistência elétrica
4. Válvula de regulação da vazão
5. Evaporador
6. Tubulação de entrada do fluido refrigerante no evaporador
7. Tubulação de saída do fluido refrigerante no evaporador
- S1. Medidor de temperatura (PT-100)

T1, T2. Medidores de temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador

E1, E2. Medidores de temperatura da água na entrada e saída do evaporador

## 2.1 Instrumentação

A vazão mássica do fluido refrigerante é medida através de um medidor de vazão que pode medir vazões entre 15 a 200 kg/h com precisão de  $\pm 0,20\%$ . O banco de testes possui 11 termopares implantados no interior das canalizações dos circuitos refrigerante e das fontes quente e fria. Eles são do tipo T, com diâmetro de 1,5 mm. O tempo de resposta destes medidores é de 0,3 s no ar e suas precisões são de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ . Um tacômetro digital efetua a medição permanente da rotação do motor elétrico. Sua faixa de medida é de 0 a 5000 rpm, com uma precisão de  $\pm 1,0\%$ . Todos os sinais enviados pelos sensores do banco de testes são recebidos e tratados por uma placa de aquisição de dados. Esta placa possui diversos canais com uma velocidade de até 60 leituras por segundos.



Figura 4. Fotografia do conjunto máquina frigorífica, fontes de calor e sistema de aquisição de dados.



### 3. Metodologia para o Cálculo do Coeficiente de Troca de Calor

A potência frigorífica corresponde à potência térmica trocada entre os fluidos no evaporador, que é suposto adiabático em razão de seu isolamento, foi calculada a partir de um balanço de energia sobre os fluidos frigorífico e secundário:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (h_{f2} - h_{f1}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{pa} \Delta T_a \quad (3)$$

onde  $\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_a$  são as vazões mássicas do fluido frigorífico e da água do evaporador,  $h_{f1}$  e  $h_{f2}$  são as entalpias do fluido frigorífico na entrada e na saída do evaporador,  $\Delta T_a$  é a diferença entre as temperaturas de entrada e de saída da água no evaporador e  $c_{pa}$  é o calor específico da água.

No evaporador o fluido passa pelo processo de ebulição e logo após pelo processo de superaquecimento, por isso o evaporador assegura a ebulição e um certo grau de superaquecimento do fluido frigorífico. Assim, seu comportamento é idêntico ao de dois trocadores de calor em série, o primeiro provocando a ebulição e o segundo o superaquecimento do fluido frigorífico. Para determinar os coeficientes de troca térmica nas regiões de ebulição e de superaquecimento do evaporador, uma análise dos resultados experimentais deve ser feita primeiramente com o objetivo de determinar a superfície da região de superaquecimento. Nesta região, desde que os fluidos frigorífico e secundário apresentem escoamentos turbulentos será possível determinar com precisão razoável o valor do coeficiente global de troca de calor. A partir deste valor, o comprimento da região de superaquecimento poderá ser calculado por:

$$S_s = \frac{\dot{Q}_s}{U_s \Delta T_{lns}} \quad (4)$$

Nesta expressão,  $\Delta T_{lns}$  é a média logarítmica das diferenças de temperaturas na região de superaquecimento e  $\dot{Q}_s$  é a potência trocada. Desprezando-se a resistência da parede do tubo, o coeficiente de troca de calor global  $U_s$  depende do coeficiente de troca do lado da água  $\alpha_a$  e do coeficiente de troca de calor do lado interno da região de superaquecimento  $\alpha_s$ :

$$U_s = \left[ \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_a} \right]^{-1} \quad (5)$$

Os coeficientes  $\alpha_s$  e  $\alpha_a$  foram calculados pela correlação de Dittus-Boelter (Ozisik, 1985). Conhecendo as superfícies da região de superaquecimento e a superfície total do evaporador, pôde-se calcular a superfície da região de ebulição. Com este valor e com o valor do coeficiente de troca térmica do lado da água, foi possível deduzir o coeficiente global de troca térmica na região de ebulição através da seguinte expressão:

$$U_{eb} = \frac{\dot{m}_f (h_v - h_{f1})}{S_{eb} \Delta T_{ln eb}} \quad (6)$$

$\Delta T_{ln eb}$  é média logarítmica das diferenças de temperaturas na região de ebulição. A partir do coeficiente global de troca de calor e do coeficiente de troca de calor do lado da água, pôde-se determinar o coeficiente de troca de calor do fluido bifásico:

$$\alpha_{eb} = \left[ \frac{1}{U_{eb}} - \frac{1}{\alpha_a} \right]^{-1} \quad (7)$$

Os modelos matemáticos de evaporadores de máquinas frigoríficas exigem a utilização de uma correlação teórica para o cálculo do coeficiente de troca térmica na região de ebulição. Por este motivo, é importante escolher, entre as correlações de troca de calor por ebulição utilizadas nesse estudo, citadas no item 1., aquela que melhor se adapta aos valores experimentais apresentados na seção precedente. Para confrontar os valores destas correlações com os valores experimentais, foi aplicada a seguinte expressão para calcular o coeficiente médio de troca de calor por ebulição:

$$\bar{\alpha}_{eb} = \frac{1}{L_{eb} \Delta T_{eb}} \int_0^{L_{eb}} \alpha_{eb}(z) [T_P(z) - T_{eb}] dz \quad (8)$$

$\Delta T_{eb}$  é a diferença de temperaturas entre a parede (valor médio) e o fluido refrigerante (temperatura de ebulição),  $L_{eb}$  é o comprimento da região de ebulição e  $\alpha_{eb}(z)$  é o valor local do coeficiente por ebulição fornecido por uma correlação teórica,  $T_P(z)$  é o valor local da temperatura da parede e  $T_{eb}$  é a temperatura de ebulição. A correlação teórica foi utilizada para calcular o coeficiente bifásico desde a entrada do evaporador até a entrada da zona deficiente de líquido.

**4. Resultados com suas respectivas incertezas**

No banco de ensaios, os testes foram realizados para as temperaturas de ebulição de -10°C a 10°C e para rotações do compressor de 1000 e 1300 rpm. Para estes pontos de funcionamento do evaporador, a temperatura de condensação foi fixada em torno de 50°C e o sub-resfriamento foi fixado em torno de 10°C. O superaquecimento do fluido refrigerante foi mantido em 7°C e a vazão de água no evaporador foi fixada em 0,12 L / s.

**4.1. Cálculo das incertezas**

Quando se relata o resultado de medição de uma grandeza física, é obrigatório que seja dada alguma indicação quantitativa da qualidade do resultado, de forma tal que a confiabilidade dos mesmos possa ser avaliada.

Para o cálculo das incertezas dos resultados foi utilizado o método do cálculo diferencial, avaliando a relação de dependência ou independência estatística entre as variáveis obtidas experimentalmente (Gonçalves, 1999).

A equação na forma geral para o cálculo da incerteza de uma função G, de variáveis  $x_1, x_2 \dots x_n$  e  $y_1, y_2 \dots y_m$ , levando em consideração os termos estatisticamente dependentes e independentes é:

$$u^2(G) = \underbrace{\left[ \frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot u(x_1) + \frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot u(x_2) + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot u(x_n) \right]^2}_{Dependentes} + \underbrace{\left[ \frac{\partial f}{\partial y_1} \cdot u(y_1) \right]^2 + \left[ \frac{\partial f}{\partial y_2} \cdot u(y_2) \right]^2 + \dots + \left[ \frac{\partial f}{\partial y_m} \cdot u(y_m) \right]^2}_{Independentes} \quad (9)$$

No presente trabalho, as variáveis obtidas experimentalmente são as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, R134a, e da água, com suas respectivas vazões. A geometria do evaporador (comprimento da tubulação, diâmetros dos tubos, etc) é fornecida pelo fabricante com as suas respectivas incertezas.

Durante o cálculo das incertezas dos resultados, deve-se levar em consideração que as equações que não possuem variáveis obtidas experimentalmente são independentes umas das outras. No caso das equações possuírem as variáveis obtidas experimentalmente deve-se fazer uma análise entre as mesmas e constatar se elas são estatisticamente dependentes ou independentes.

Dois cálculos da incerteza foram realizados, o primeiro levando em consideração a relação de independência estatística entre todas as variáveis e o segundo considerando as temperaturas dependentes estatisticamente entre si e independentes em relação às outras variáveis.

A Tabela (1) apresenta os resultados, com suas incertezas, de  $\alpha_{eb}$  experimental e de  $\alpha_{eb}$  calculado através das correlações citadas anteriormente e a comparação entre os valores obtidos com a Eq. (8) e os valores obtidos experimentalmente.

Tabela 1-a. Valores teóricos e experimentais do coeficiente de troca de calor por ebulição.

	Coeficiente de transferência de calor				Correlação de Addoms			
		Incerteza (Relação de independência entre temp.)	Incerteza (Relação de dependência entre temp.)		Incerteza (Relação de independência entre temp.)	Incerteza (Relação de dependência entre temp.)		
$T_{eb}$ (°C)	$\alpha_{eb}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	$\Delta\alpha_{eb}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\Delta\alpha_{eb}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\alpha_{eb-A}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	%	$\Delta\alpha_{eb-A}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\Delta\alpha_{eb-A}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	
-7,20	311,5	42,4 (3,6)	68,1 (21,9)	319,7	2,6	26,5 (8,3)	26,0 (8,1)	
-6,00	272,5	19,7 (7,2)	56,3 (20,7)	287,5	5,5	9,8 (3,4)	10,0 (3,5)	
-1,52	337,3	26,1 (7,7)	51,0 (15,1)	417,8	23,9	18,0 (4,3)	18,1 (4,3)	
0,00	307,9	19,3 (6,3)	48,0 (15,6)	376,0	22,1	11,5 (3,1)	11,7 (3,1)	
3,04	374,7	28,8 (7,7)	54,1 (14,4)	461,6	23,2	20,7 (4,5)	20,8 (4,3)	
10,30	409,5	34,2 (8,4)	54,1 (13,2)	505,9	23,5	30,0 (5,9)	29,8 (5,9)	

Tabela 1-b. Valores teóricos e experimentais do coeficiente de troca de calor por ebulição.

	Correlação de Chen				Correlação de Shah			
		Incerteza (Relação de independência entre temp.)	Incerteza (Relação de dependência entre temp.)		Incerteza (Relação de independência entre temp.)	Incerteza (Relação de dependência entre temp.)		
$T_{eb}$ (°C)	$\alpha_{eb-C}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	%	$\Delta\alpha_{eb-C}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\Delta\alpha_{eb-C}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\alpha_{eb-S}$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	%	$\Delta\alpha_{eb-S}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)	$\Delta\alpha_{eb-S}$ (W/m <sup>2</sup> ·K) (%)
-7,20	807,1	159,1	77,4 (9,6)	75,2 (9,3)	316,1	1,5	27,6 (8,7)	26,8 (8,5)
-6,00	755,2	177,2	29,9 (4,0)	30,9 (4,1)	267,9	-1,7	11,6 (4,3)	12,3 (4,6)
-1,52	995,6	195,2	48,4 (4,9)	49,0 (4,9)	463,7	37,5	23,5 (5,1)	24,1 (5,2)
0,00	937,2	204,4	32,5 (3,5)	33,4 (3,6)	392,9	27,6	15,5 (4,0)	16,5 (4,2)
3,04	1082,0	188,7	54,7 (5,1)	55,3 (5,1)	532,2	42,0	27,5 (5,2)	28,3 (5,3)
10,30	1200,2	193,1	80,2 (6,7)	79,6 (6,6)	608,7	48,6	38,9 (6,4)	38,7 (6,4)

A correlação de Addoms apresentou a melhor concordância com os valores experimentais. As outras correlações apresentaram um erro elevado, sobretudo a correlação de Chen. A Fig. (5) mostra um comparativo entre os valores dos coeficientes encontrados experimentalmente e através das correlações. É importante observar que as três correlações apresentaram a mesma tendência que os resultados experimentais. Observou-se que a diferença entre os valores das duas incertezas calculadas para cada correlação foi pequena, mostrando que a relação das temperaturas entre si influencia pouco no cálculo do erro para as correlações.

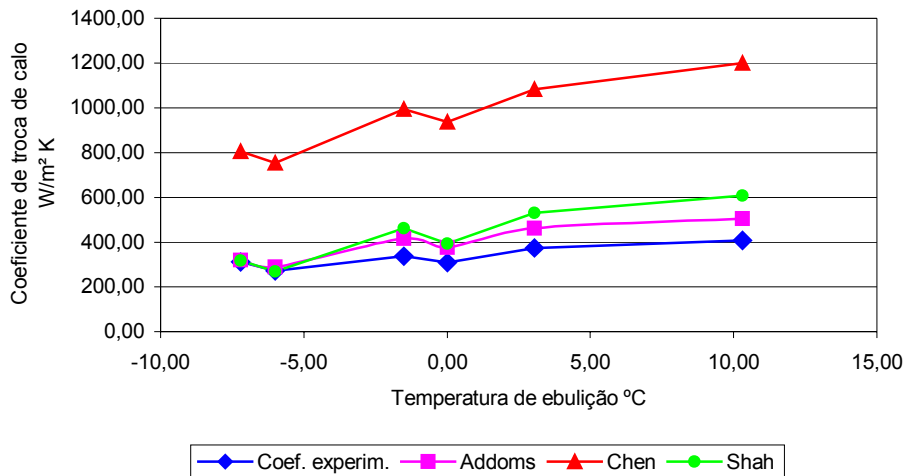


Figura 5. Gráfico comparativo entre os coeficientes de transferência de calor

**5. Conclusões**

Foi apresentado um estudo experimental sobre os mecanismos de transferência de calor e de massa em evaporadores coaxiais de máquinas frigoríficas. Através de ensaios experimentais em regime permanente, foi possível determinar os coeficientes de troca de calor bifásico em um evaporador a água. Os valores desses coeficientes foram

comparados com os valores calculados a partir de correlações retiradas da literatura. A correlação de Addoms para a troca de calor por ebulição foi a que apresentou as melhores precisões.

Uma análise do grau de incerteza do método adotado foi apresentado. Na avaliação da relação de dependência ou independência das temperaturas entre si, vê-se que existe uma forte influência dessa relação no valor da incerteza do coeficiente de transferência de calor. Conclui-se, então que os valores máximos para as incertezas dos coeficientes encontrados experimentalmente são aqueles apresentados na Tab. (1-a) utilizando a relação de dependência das temperaturas entre si. Os valores para o erro de incerteza do coeficiente de troca de calor experimental revelam uma boa precisão dos resultados encontrados através do método em estudo.

## 6. Referências

- Alves, C. E. S., 2000, “Estudo experimental de evaporadores tubulares de máquinas frigoríficas.”, Dissertação (mestrado), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Chen, J. C., 1964, “A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow.” ASME, N° 63-HT-341, pp. 5-11.
- Gonçalves, A. A. Jr., 1999, “Metrologia”, 1ª Edição, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Otaki, T., 1973, “Holding refrigerant in refrigeration unit.”, 13th Int. Cong. Refrig., Washington, pp. 535-544.
- Ozisik, M. N., 1985, “Heat transfer, a basic approach.” New York, McGraw-Hill, pp. 780.
- Shah, M. M., 1982, “Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study.” ASHRAE Trans., Vol. 88, pp. 185-196.
- Sthapak, H., Varma, H. K., Gupta, C. P., 1975, “Mass vapour fraction at the of dryout in a horizontal tube evaporator.” XII Int. Cong. Refrigeration, Moscou, pp. 318-324.
- Turaga, M., GUY, R.W., 1985, “Refrigerant side heat transfer and pressure drop estimates for direct expansion coils.”, A review of works in North American use. Int. J. Refrigeration, Vol. 8, pp. 134-142.

# STUDY OF HEAT TRANSFER IN NA TUBULAR EVAPORATOR WORKING WITH R134a

**Ricardo Nicolau Nassar Koury**

**Luiz Machado**

**Júlio Frezer dos Santos Gomes Cruz**

**Marcelo Henrique dos Santos**

University Federal of Minas Gerais, Antônio Carlos, Avenue 6627, Zip 31270-901, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brazil  
koury@demec.ufmg.br

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Universidade Federal de Uberlândia, Depto. de Eng. Mecânica – Campus Santa Mônica, 38400-902, Uberlândia, Minas Gerais, Brazil

**Abstract.** *This work deals with an experimental determine of the boiling heat transfer coefficient in tubular evaporator. A R134a-water evaporator was used this analysis. Tests were performed to experimentally determine the boiling heat transfer coefficient. Experimental values of the boiling heat transfer coefficient were compared with data available in the technical literature. Addoms correlation presents a good compliance with experimental values for heat transfer coefficient. A study of degree uncertain of this method was show in this work.*

**Keywords:** *heat transfer, boiling, evaporator, refrigeration.*

# AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERDA DE CARGA DO REFRIGERANTE R-134a EM EBULIÇÃO CONVECTIVA EM TUBOS HORIZONTAIS LISO E MICROALETADO

**Enio Pedone Bandarra Filho**

bandarra@sc.usp.br

**José Maria Saiz Jabardo**

mjabardo@sc.usp.br

**Rodrigo de Macedo**

romacedo@uol.com.br

Laboratório de Refrigeração – EESC – Universidade de São Paulo

Av. Trabalhador São Carlense, 400, CEP: 13566-590 – São Carlos – SP.

*Resumo. O presente trabalho trata da perda de carga do refrigerante HFC-134a na ebulição convectiva em tubos horizontais de cobre, liso e microaletado. Um equipamento experimental foi construído com o intuito de investigar a mudança de fase de refrigerantes escoando em tubos de cobre de 9,52 mm de diâmetro interno e 1,5 m de comprimento, aquecido por intermédio de uma resistência elétrica do tipo fita, aderida à superfície externa do tubo. O fluxo de calor imposto na seção de testes variou entre 5 kW/m<sup>2</sup> e 10 kW/m<sup>2</sup>, a velocidade mássica entre 100 e 500 kg/s.m<sup>2</sup> e o título médio na seção entre 5 e 90%. Foram realizados, ainda, ensaios sem troca de calor na seção de testes. Os resultados experimentais mostraram que a perda de carga aumenta com o incremento da velocidade mássica. A perda de carga do tubo microaletado apresentou valores superiores aos do tubo liso e teve seu valor incrementado com o título, como seria de esperar. Os resultados foram comparados com uma das principais correlações disponíveis na literatura, apresentando boa concordância. Finalmente, uma correlação para a avaliação da perda de carga para tubos microaletados foi proposta, apresentando 4,4% de desvio médio em relação aos resultados experimentais.*

*Palavras Chave: Perda de Carga, Ebulição Convectiva, R-134a, Liso, Microaletado.*

## 1. Introdução

A perda de carga em escoamentos com mudança de fase (Ebulição Convectiva) tende a ser elevada, razão pela qual sua correta avaliação é importante no projeto de trocadores de calor, principalmente aqueles dedicados à indústria frigorífica. Nestes, especialmente nos evaporadores, a perda de carga pode afetar de forma significativa o desempenho térmico do ciclo termodinâmico. Tendo esse aspecto com parâmetro de orientação, o presente estudo abordou a avaliação da perda de carga em tubos com superfície interna lisa e aqueles dotados de microaletas, recentemente introduzidos na indústria frigorífica do país, que têm sido objeto de estudos intensivos nos últimos 20 anos. As superfícies intensificadoras permitem a obtenção de trocadores de calor mais compactos, envolvendo considerações econômicas relacionadas ao custo inicial ou condições que permitam uma redução do custo operacional. Infelizmente, a obtenção de altas taxas de transferência de calor está intimamente relacionada a uma elevação da perda de carga do fluido do processo. Os tubos de cobre dotados de microaletas na superfície interior, conhecidos no meio industrial por “tubos microaletados ou ranhurados”, começaram a ser desenvolvidos no final da década de 70 pela Hitachi Cable Ltd., com o objetivo de melhorar as características de transferência de calor em evaporadores e condensadores de circuitos frigoríficos. Um corte de um desses tubos é apresentado de forma ilustrativa na Fig. (1), que apresenta, ainda, uma microfotografia mostrando os detalhes das microaletas, bem como de seus canais. Na atualidade, uma série relativamente ampla de configurações alternativas vem sendo desenvolvida pelos fabricantes, tendo como objetivo aplicações específicas. Gradualmente, os tubos microaletados estão substituindo os tubos lisos nos trocadores de calor na indústria frigorífica. Segundo Muzzio et al (1998), estima-se que no mercado internacional os tubos microaletados respondem por cerca de 30% de toda a produção de trocadores. No Brasil, uma estimativa otimista da utilização desses tubos seria algo em torno de 10% de toda a produção.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A ebulição convectiva está associada à mudança de fase líquido→vapor em um escoamento, podendo envolver a ebulição nucleada, em que se verifica a formação de bolhas, ou a evaporação intensa em uma superfície sem o aparecimento de bolhas no interior do líquido, caso que será aqui designado por ebulição estritamente convectiva. A ocorrência simultânea da ebulição nucleada e da estritamente convectiva é possível sob condições operacionais típicas das aplicações frigoríficas, Saiz Jabardo & Bandarra Filho (2000).

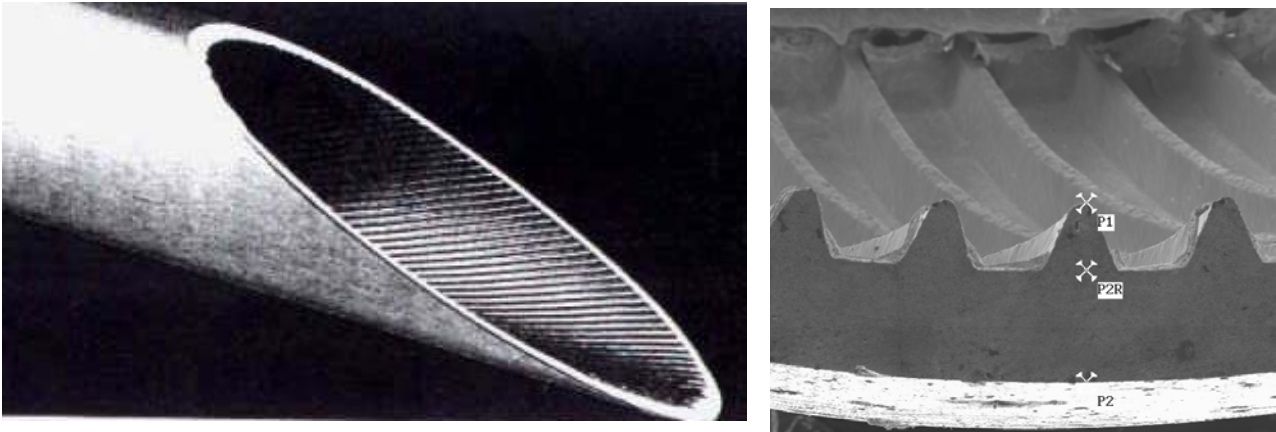


Figura 1. Corte e microfotografia de um tubo microaletado.

A perda de carga na ebulição convectiva de refrigerantes no interior de tubos têm sido tradicionalmente abordada em termos do escoamento monofásico. Tal tradição remonta aos trabalhos pioneiros de Martinelli e colaboradores, no caso, Martinelli & Nelson (1948) e Lockhart & Martinelli (1949), segundo os quais, a perda de carga num escoamento bifásico horizontal, sem mudança de fase, é referida àquela do escoamento monofásico através do denominado multiplicador bifásico, definido como:

$$\phi_L^2 = \frac{(dp/dz)_B}{(dp/dz)_L} \quad (1)$$

onde, os gradientes de pressão do numerador e do denominador correspondem, respectivamente, àqueles do escoamento bifásico (índice B), sem evaporação, e do escoamento (monofásico) pelo mesmo tubo do líquido da mistura (índice L). Os efeitos de inércia, associados à aceleração da mistura pela mudança de fase, e os de gravidade, que ocorreriam em tubos não horizontais, foram eliminados, razão pela qual, o multiplicador bifásico incorpora exclusivamente os efeitos de atrito.

A presença relativa das fases na mistura foi caracterizada por Martinelli pelo parâmetro X, batizado em sua homenagem, e definido como:

$$X^2 = \frac{\phi_V^2}{\phi_L^2} = \frac{(dp/dz)_L}{(dp/dz)_V} \quad (2)$$

Quanto maior a proporção de vapor na mistura, menor X e maior  $\phi_L$ . É interessante notar que os gradientes de pressão correspondentes ao escoamento das fases líquido e vapor escoando isoladamente no tubo estão associados aos regimes de escoamento, laminar ou turbulento. Nesse sentido, Martinelli e colaboradores definiram quatro tipos de parâmetro X, associados às combinações possíveis dos regimes de escoamento das fases líquido e vapor. Assim, por exemplo, o parâmetro  $X_{tt}$ , frequentemente encontrado na literatura, corresponde àquele em que se verifica o regime turbulento quando as fases líquido e vapor da mistura bifásica escoam isoladamente no tubo.

Um modelo unidimensional de escoamento bifásico horizontal, sem mudança de fase, em que se admite desprezível a interação entre as fases, permite estabelecer uma relação funcional simples entre  $\phi_L$  e X. Tal relação foi verificada empiricamente por Martinelli e colaboradores e, posteriormente, por outros pesquisadores. Deve-se destacar, entretanto, que alguns estudos prevêem que  $\phi_L$  não depende exclusivamente de X, devendo incorporar, adicionalmente, efeitos da velocidade mássica do escoamento. Tais efeitos podem ser significativos quando G varia dentro de uma faixa ampla de valores. Fisicamente essa dependência é razoável, uma vez que, para velocidades mássicas elevadas, o deslizamento entre as fases é reduzido, o que implica num comportamento semelhante ao do modelo homogêneo, associado a valores reduzidos de  $\phi_L$ . Por outro lado, valores reduzidos da velocidade mássica tendem a acentuar o deslizamento entre as fases, o que implica em  $\phi_L$  elevado e comportamento semelhante ao modelo de Martinelli e colaboradores (dependência exclusiva de X).

Resultados experimentais obtidos com refrigerantes escoando em tubos de dimensões e condições físicas típicas das aplicações frigoríficas têm revelado efeitos pouco significativos da velocidade mássica sobre o multiplicador bifásico  $\phi_L$ , Jung & Radermacher (1989). Deve se notar, entretanto, que as velocidades mássicas desses estudos variam numa faixa relativamente estreita, de um modo geral, entre 200 e 600 kg/s.m<sup>2</sup>. Mais adiante, na análise dos resultados obtidos neste trabalho, verificar-se-á que tanto para velocidades mássicas inferiores (da ordem de 100 kg/s.m<sup>2</sup>) como para superiores (da ordem de 1100 kg/s.m<sup>2</sup>), o valor do multiplicador bifásico,  $\phi_L$ , não é significativamente afetado, concordando com os resultados de Jung & Radermacher (1989).

### 3. EQUIPAMENTO EXPERIMENTAL

O equipamento experimental é composto por três circuitos: o principal (de ensaios ou de refrigerante) e outros dois circuitos de apoio (do resfriador “chiller” e o de solução anti-congelante, constituída de solução a 60% de etileno glicol/água). O circuito envolvendo o refrigerante será a seguir apresentado em detalhe. Seu diagrama esquemático se encontra na Fig. (2). A circulação do refrigerante é proporcionada por uma bomba de engrenagens de “Ryton”, o que evita a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação, que inevitavelmente acompanha o refrigerante em compressores. A vazão de refrigerante é controlada por intermédio de um variador de frequência, que atua sobre a rotação do motor de acionamento da bomba. O título do refrigerante na entrada da seção de testes é ajustado pela potência elétrica dissipada no denominado pré-aquecedor. Este é constituído de uma serpentina de tubos de cobre com resistências elétricas tipo fita enroladas na superfície exterior, perfazendo um total de 9 kW. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. O pré-aquecedor foi confinado em um envoltório de isolante, lã de vidro e espuma de borracha, para reduzir as perdas para o exterior. Precedendo o pré-aquecedor encontra-se um subresfriador do refrigerante líquido proveniente da bomba. Este trocador de calor, do tipo tubos concêntricos, foi instalado com o objetivo de prevenir qualquer possibilidade de formação de vapor na entrada do pré-aquecedor em virtude do efeito de coluna, o que tornaria impossível conhecer o estado do refrigerante na entrada do mesmo sem uma avaliação experimental do título, envolvendo um procedimento relativamente complexo. A potência elétrica total dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é removida pelo condensador. Este é do tipo carcaça/tubos, sendo resfriado pela solução de etileno glicol/água. Outros acessórios foram agregados ao circuito de refrigerante, como o filtro secador e o visor de líquido, indicados na Fig. (2). O depósito de refrigerante merece certo destaque, pois opera como acumulador, constituído de uma garrafa comercial de refrigerante. O referido depósito está instalado acima da bancada, sendo útil pela forma simples com que permite a retirada ou adição de refrigerante ao circuito.

A seção de testes, cuja representação esquemática se encontra na Fig. (3), é constituída de um tubo de cobre de 1,5 m de comprimento, 9,52 mm de diâmetro externo. O tubo microaletado ensaiado apresenta as seguintes características geométricas: espessura da parede: 0,28 mm, altura da aleta 0,2 mm, ângulo de hélice: 18° e número de aletas: 82. O tubo foi aquecido eletricamente por resistências de fita, confeccionadas em “Kapton”, e enroladas na superfície exterior, proporcionando um fluxo de calor máximo de 25 kW/m<sup>2</sup>. A potência elétrica dissipada é controlada por um variador de tensão (VARIAC) de acionamento manual. Para reduzir ao máximo as perdas de calor para o exterior, o conjunto tubo e resistências é recoberto sucessivamente por uma camada de lã de vidro de 70mm de espessura e outra de espuma de borracha de 25mm de espessura. Um Visor tubular de vidro “pirex”, de 100mm de comprimento, e de mesmo diâmetro interno do tubo ensaiado foi instalado na saída da seção de testes com o objetivo de permitir observações visuais dos padrões de escoamento.

Os locais de medida da temperatura e pressão ao longo do circuito de refrigerante estão indicados na Fig. (2). A Figura (3) apresenta a localização dos termopares de medida da temperatura superficial ao longo do tubo. A temperatura é medida por intermédio de termopares do tipo T (cobre – constantan) de bitola AWG 30, apresentando precisão de 0,2°C. Na medida da pressão são utilizados transdutores de pressão com escalas de pressão absoluta variando de 0 a 25 bar e 0 a 13 bar, respectivamente. Os de menor fundo de escala são utilizados na medida da variação da pressão ao longo da seção de testes. Os transdutores proporcionam saída em corrente, 4-20 mA e apresentam, ainda, precisão de 0,3% do fundo de escala. Um transdutor diferencial de pressão ( $\Delta P$ ) foi instalado na seção de testes com o objetivo de verificar a perda de carga do escoamento, apresentando precisão de 0,25%. A vazão (massa) é medida por intermédio de um medidor do tipo efeito Coriolis, cujo sensor está instalado no local indicado na Fig. (2), de forma a garantir a passagem de líquido pelo local. O fundo de escala do aparelho é de 1000 kg/h, tendo o fabricante fornecido um certificado de calibração segundo o qual a precisão do aparelho é de 0,15% do fundo de escala para a faixa de vazões de interesse. A potência elétrica dissipada no pré-aquecedor e na seção de testes é lida por intermédio de transdutores de potência com saída em corrente, 4-20 mA. A precisão do aparelho foi determinada como sendo igual a 0,5% do fundo de escala através de aferição levada a efeito por intermédio de um multímetro de precisão, com leitura de corrente e tensão. A aferição foi efetuada com os transdutores conectados ao sistema de aquisição de dados.

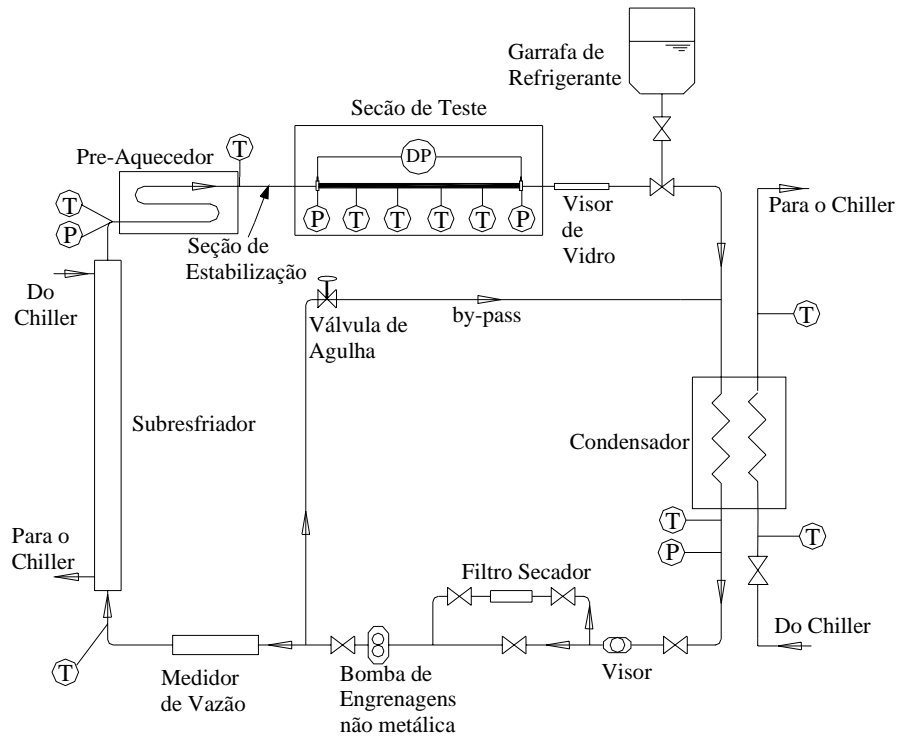


Figura 2. Diagrama esquemático do circuito experimental.

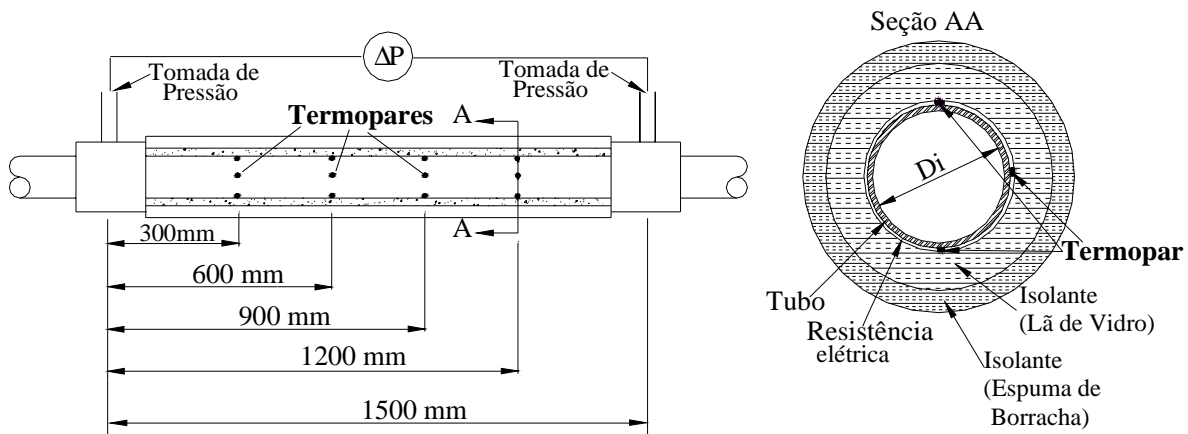


Figura 3. Detalhe da seção de testes e localização dos termopares na seção de testes.

#### 4. Resultados e Análise

Os resultados experimentais apresentados neste trabalho foram obtidos em duas fases. A primeira delas envolve ensaios de tubos liso e microaletado com temperatura de evaporação na entrada da seção de testes de 5°C, fluxo de calor na seção de testes variando entre 5 e 10 kW/m<sup>2</sup>, para uma larga faixa de títulos (5 a 90%) e velocidade mássica variando entre 100 e 500 kg/s.m<sup>2</sup>. A Figura (4) ilustra a perda de carga, ΔP/L (kPa/m), em função do título para o tubo liso com fluxo de calor da ordem de 5 kW/m<sup>2</sup>. É interessante destacar que a perda de carga aumenta consideravelmente com o incremento da vazão e do título. Para velocidades mássicas da ordem de 200 e 300 kg/s.m<sup>2</sup> a perda de carga apresenta um crescimento até títulos da ordem de 80% permanecendo, praticamente, nos mesmos níveis para títulos superiores. Vale destacar que, para tubos lisos, os padrões de escoamento típicos associados às velocidades mássicas ensaiadas podem ser assim resumidos:

G=100 kg/s.m<sup>2</sup> → padrão estratificado

G=200 e 300 kg/s.m<sup>2</sup> → padrão anular

G=500 kg/s.m<sup>2</sup> → padrão anular para títulos até 75% e acima disto verifica-se o padrão em névoa



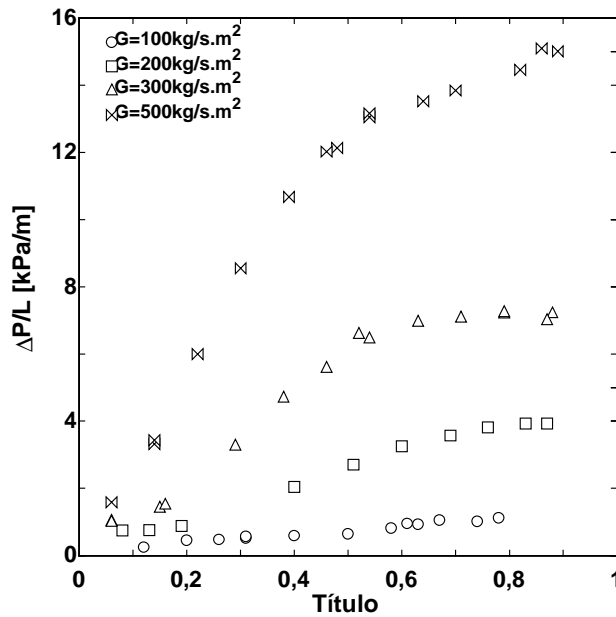


Figura 4. Perda de carga em função do título para diversas velocidades mássicas para escoamento em tubo liso.

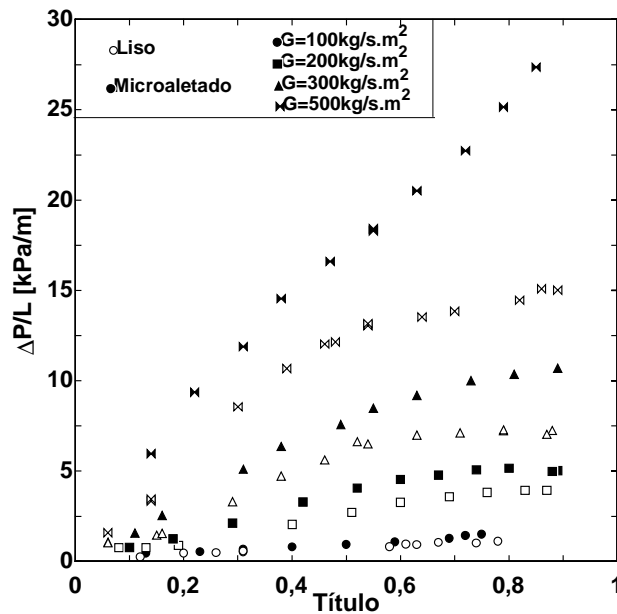


Figura 5. Comparação da perda de carga em função do título entre os tubos: liso e microaletado.

A Figura (5) apresenta uma comparação da perda de carga entre os tubos liso e microaletado para velocidades mássicas variando entre 100 e 500  $\text{kg/s.m}^2$ , título entre 5 e 90% e fluxo de calor de 5  $\text{kW/m}^2$ . Observa-se que o tubo microaletado apresenta valores, para perda de carga, superiores aos do tubo liso, como seria de esperar. Este efeito é tanto mais pronunciado quanto maior a velocidade mássica e o título. Nota-se claramente que, para as velocidades mássicas superiores, 300 e 500  $\text{kg/s.m}^2$ , as diferenças entre os gradientes de pressão,  $\Delta p/L$ , para tubos lisos e ranhurados tendem a se acentuar, especialmente, para títulos superiores a 50%. Essa tendência está relacionada ao comportamento peculiar do gradiente de pressão em tubos internamente ranhurados. Para as condições operacionais em questão, caracterizadas pela velocidade mássica e o título, o padrão estritamente anular se estabelece no escoamento. À medida que o título se eleva e a película de líquido aderida à superfície do tubo se afina, o gradiente de pressão tende ao valor típico do escoamento monofásico (vapor) no caso dos tubos lisos. Tal comportamento está associado ao nivelamento que se observa nas curvas do gradiente de pressão para os títulos superiores. No caso dos tubos ranhurados, o mecanismo que parece contribuir para a elevação progressiva do gradiente de pressão com o título está relacionado ao confinamento da película de líquido a uma região de espessura da ordem das microaletas (ranhuras). Nessas condições, as aletas operam como rugosidades superficiais para o vapor. Este, ao escoar rente às aletas, promove um efeito de remoção do líquido dos canais, dispersando-o pela região central do tubo. Tal estado de coisas resulta em dois efeitos: incremento do gradiente de pressão e transição para o escoamento em névoa, observado através da janela de visualização na saída da seção de testes.

Seria interessante avaliar a perda de carga através do multiplicador bifásico,  $\phi_L$ , em função do Parâmetro de Martinelli,  $X_{tt}$ . Nesse sentido, a Fig. (6) ilustra a variação do multiplicador bifásico para diversas velocidades mássicas para as condições especificadas na legenda. O comportamento mencionado anteriormente, relativo ao efeito da velocidade mássica, fica explícito nos resultados da Fig. (6). Com efeito, o multiplicador bifásico mostra-se muito pouco sensível à velocidade mássica na faixa entre 100 e 500 kg/s.m<sup>2</sup>, principalmente para valores do parâmetro de Martinelli inferiores a 1. Para efeito de comparação com resultados da literatura, na Fig. (6), os resultados experimentais são confrontados com a correlação proposta por Jung & Radermacher (1989), segundo a qual,

$$\phi_L = 3,58 \cdot X_{tt}^{-0,735} \quad \text{para } X_{tt} \leq 1 \tag{3}$$

A concordância entre os resultados experimentais do presente trabalho e os de Jung & Radermacher (1989) pode ser considerada satisfatória, especialmente para as velocidades mássicas da ordem entre 200 e 300 kg/s.m<sup>2</sup>, típicas dos ensaios que deram origem à Eq. (3).

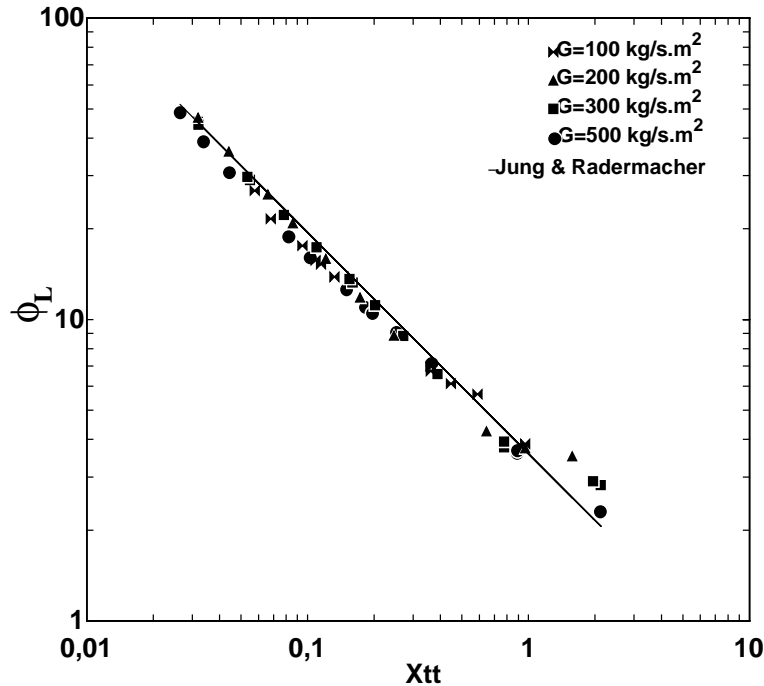


Figura 6. Multiplicador bifásico em função do parâmetro de Martinelli. Tubo liso, refrigerante R-134a, temperatura de saturação: 5°C; fluxo de calor: 5 kW/m<sup>2</sup>.

Com o objetivo de eliminar os efeitos de aceleração na perda de carga total, uma segunda bateria de ensaios foi realizada sem troca de calor na seção de testes, variando a velocidade mássica entre 100 e 1100 kg/s.m<sup>2</sup> e o título entre 10 e 95%. A Figura (7) apresenta os resultados obtidos para escoamento adiabático para uma larga faixa de valores de G (entre 100 e 1100 kg/s.m<sup>2</sup>). É possível verificar que o multiplicador bifásico não é afetado de forma significativa pela velocidade mássica, como descrito anteriormente. Vale destacar, ainda, que a correlação de Jung & Radermacher (1989), Eq. (3), correlaciona de forma satisfatória os resultados experimentais.

As Figuras (8a) e (8b) ilustram comparações do multiplicador bifásico em função do Parâmetro de Martinelli para escoamento com fluxo de calor aplicado na seção de testes (troca de calor) e escoamento adiabático, para uma dada velocidade mássica. Como pode ser observado, os resultados experimentais indicam que tais efeitos não afetam de forma significativa a perda de carga total, onde os efeitos do atrito respondem pela quase totalidade da perda de carga. Foi realizada, ainda, uma estimativa dos efeitos de aceleração. Constatou-se, assim, que a parcela relativa a esses efeitos assumia valores entre 1 e 10%, para fluxos de calor da ordem de 5 kW/m<sup>2</sup>, da variação total de pressão ao longo da seção de testes para o tubo liso e entre 1 e 5% para o tubo microaletado. É interessante destacar que a maior contribuição dos efeitos de aceleração ocorre no caso dos escoamentos com vazões reduzidas, mormente para valores de G=100 kg/s.m<sup>2</sup>, pois para o mesmo fluxo de calor, quanto menor a vazão, maior será a variação do título, aumentando, desta forma, os efeitos de aceleração. Apesar de reduzidos, tais efeitos foram eliminados, de forma a correlacionar somente os efeitos devidos ao atrito sobre a variação da pressão no caso dos ensaios com troca de calor.

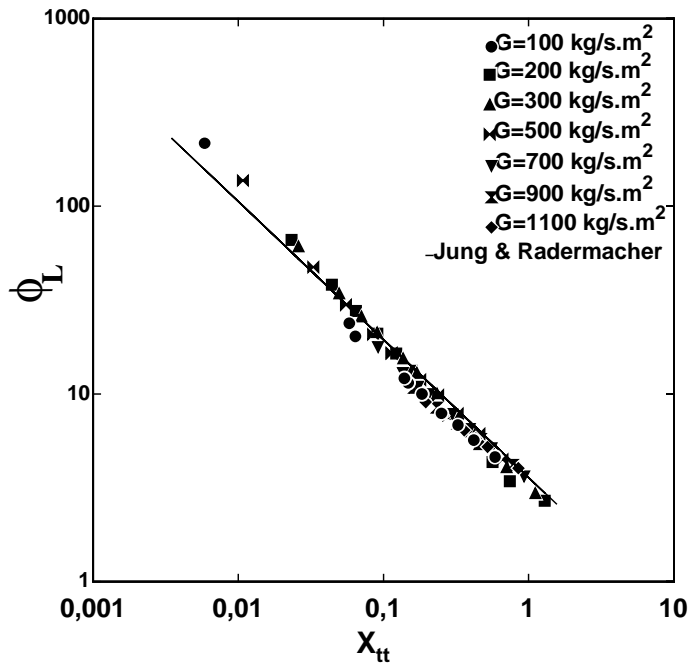


Figura 7. Multiplicador bifásico em função do parâmetro de Martinelli. Tubo liso, refrigerante R-134a, escoamento adiabático.

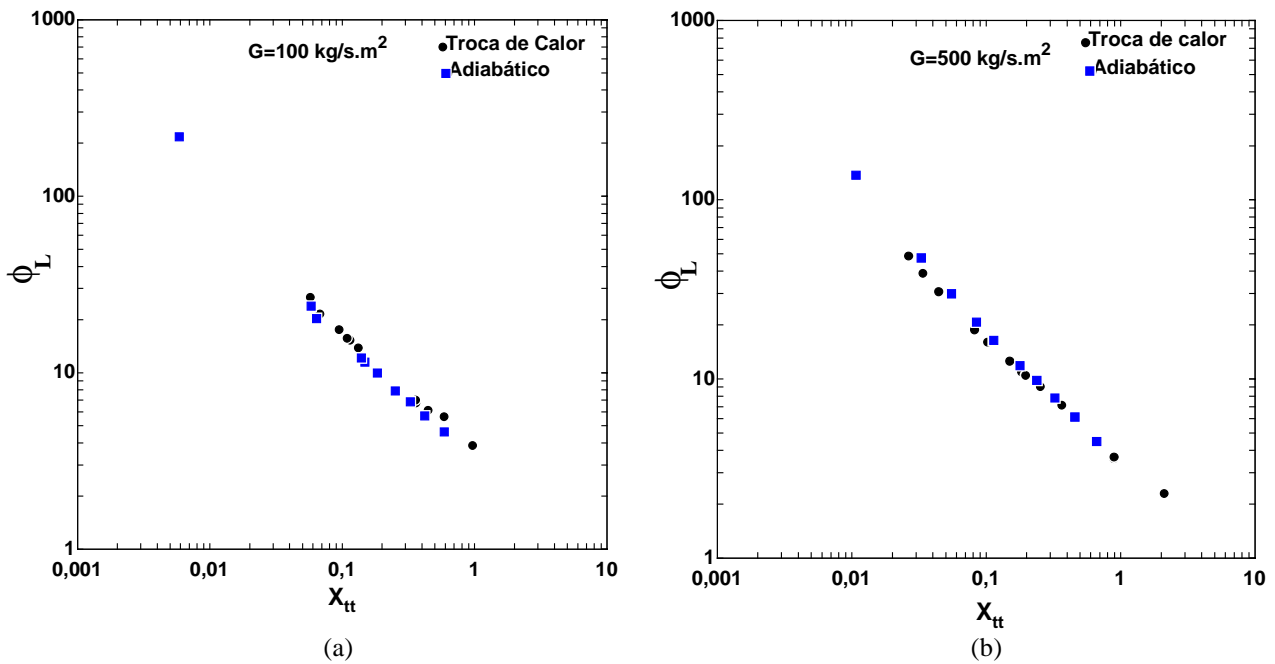


Figura 8. Comparação do multiplicador bifásico em função do parâmetro de Martinelli para escoamento com troca de calor e adiabático. (a)  $G=100$  kg/s.m<sup>2</sup> e (b)  $G=500$  kg/s.m<sup>2</sup>.

Em relação ao tubo microaletado, é interessante observar que o multiplicador bifásico apresenta a mesma tendência que aquela encontrada para o tubo liso, porém verifica-se um incremento em seu valor, conforme ilustrado pelas Figs. (9a) e (9b), como seria de esperar. As Figuras (9a) e (9b) apresentam a comparação entre os tubos liso e microaletado para velocidades mássicas de 200 e 300 kg/s.m<sup>2</sup>, respectivamente, e fluxo de calor específico de 5 kW/m<sup>2</sup>. A correlação de Jung & Radermacher (1989) foi superposta aos resultados experimentais nessas figuras para efeito de ilustração do comportamento relativo dos resultados experimentais.

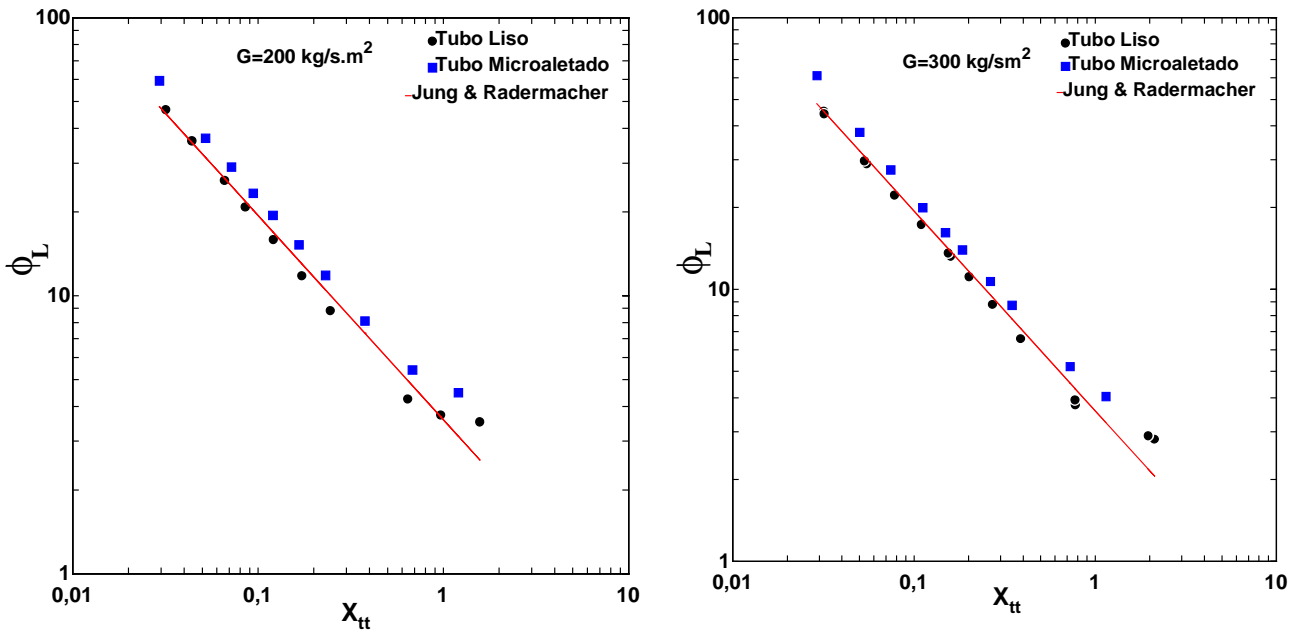


Figura 9. Comparação do multiplicador bifásico em função do parâmetro de Martinelli para os tubos: liso e microaletado. (a)  $G=200 \text{ kg/s.m}^2$  e (b)  $G=300 \text{ kg/s.m}^2$ .

Como não foi encontrada na literatura aberta uma correlação para a avaliação do multiplicador bifásico para tubos microaletados, buscou-se, objetivamente, correlacionar todos os resultados experimentais disponíveis, incluindo os dados para fluxos de calor de 5 e 10  $\text{kW/m}^2$ . Na Figura (10) estão apresentados os resultados experimentais para o tubo microaletado e condições operacionais anteriormente referidas. Correlacionando esses resultados em termos de uma equação do tipo da Eq. (3), resultou a seguinte correlação, válida para tubos microaletados, apresentando um coeficiente de correlação de 99,1%:

$$\phi_L = 4,13 \cdot X_{tt}^{-0,735} \quad \text{para } X_{tt} \leq 1 \tag{4}$$

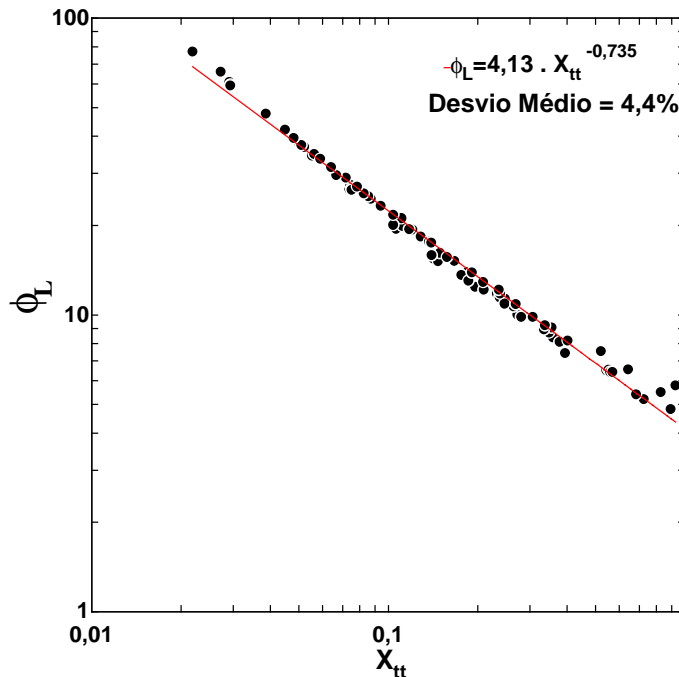


Figura 10. Correlação dos resultados experimentais para tubos microaletados.

### 5. Conclusões

As principais conclusões relativas ao presente trabalho são apresentadas a seguir:

- A perda de carga aumenta consideravelmente com o incremento da vazão, apresentando, ainda, um crescimento com o aumento do título.

- O tubo microaletado apresentou valores superiores da perda de carga em relação ao tubo liso. Destaca-se, ainda, o excessivo aumento de  $\Delta P$  para velocidades mássicas elevadas ( $G=300$  e  $500$  kg/s.m<sup>2</sup>) e títulos superiores a 50%, geralmente, associado ao padrão de escoamento em névoa.
- O multiplicador bifásico é adequadamente correlacionado em termos do parâmetro de Martinelli para uma ampla faixa de velocidades mássicas.
- Verificou-se que os efeitos de aceleração contribuíram com índices inferiores a 10% da perda de carga total nos ensaios com tubos lisos e 5% no caso dos microaletados. Os índices mais elevados se deram em condições de velocidades mássicas reduzidas ( $G=100$  kg/s.m<sup>2</sup>).
- A correlação proposta (Eq.4) correlacionou de forma satisfatória os resultados experimentais para tubo microaletado, apresentando um desvio médio de 4,4%.

## 6. Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seus agradecimentos à empresa Termomecanica S/A que forneceu os tubos para a realização do presente trabalho e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pela concessão de bolsas aos primeiro e terceiro autores.

## 7. Referências

- Anderson, S. W.; Rich, D. G. e Geary, D. F. 1966, "Evaporation of Refrigerant 22 in a Horizontal 3/4 in OD Tube," Transactions of ASHRAE, Vol. 72, Part I, pp. 28-42.
- Chaddock, J.B. 1966, "Evaporation of Refrigerant 12 in a Horizontal Tube with Constant Wall Heat Flux," Transactions da ASHRAE, VOL. 72, Part I, pp. 90-103, 1966.
- Jung, D.S. e Radermacher, R. 1989, "Prediction of Pressure Drop During Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32, No. 12, pp. 2435-2446.
- Lockhart, R. W. e Martinelli, R.C. 1949, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-phase, Two-Component Flow in Pipes," Chemical Engineering Progress, Vol. 45, No.1, pp. 39-48.
- Martinelli, R. C. e Nelson, D. B. 1948, "Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water," Transactions of the ASME, Agosto/1948, pp. 695-702.
- Muzzio, A.; Niro, A. e Arosio, S. 1998, "Heat Transfer and Pressure Drop During Evaporation and Condensation of R22 inside 9.52-mm O.D. Microfin Tubes of Different Geometries," Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 5, pp. 39-52.
- Saiz Jabardo, J.M. e Bandarra Filho, E.P. 2000, "Convective Boiling of Halocarbon Refrigerants Flowing in a Horizontal Copper Tube – An Experimental Study," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 23, pp. 93-104.
- Webb, R. L. 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley & Sons, 556p.

## EXPERIMENTAL EVALUATION OF PRESSURE DROP IN CONVECTIVE BOILING OF REFRIGERANT R-134a IN HORIZONTAL TUBES – SMOOTH AND MICROFIN

**Enio Pedone Bandarra Filho**

bandarra@sc.usp.br

**José Maria Saiz Jabardo**

mjabardo@sc.usp.br

**Rodrigo de Macedo**

romacedo@uol.com.br

Refrigeration Laboratory – EESC – University of São Paulo

Av. Trabalhador São Carlense, 400, CEP: 13566-590 – São Carlos – SP – Brazil.

**Abstract.** *Present study deals with the pressure drop of refrigerant R-134a under convective boiling conditions in horizontal smooth and microfin copper tubes. Experiments have been carried out in an experimental set up developed for change of phase studies with a test section made out of a 9.52 mm diameter, 1.5 m length copper tube, electrically heated by a tape resistance wrapped on the external surface. Heat flux varied in the range between 5 kW/m<sup>2</sup> and 10 kW/m<sup>2</sup>, whereas the mass velocity and the quality assumed values in the following ranges: 100 kg/s.m<sup>2</sup> to 500 kg/s.m<sup>2</sup> and 5% to 90%, respectively. Adiabatic tests have also been performed to circumvent acceleration effects. As expected, experimental results indicate a significant increment of the pressure drop with both the mass velocity and the quality, and also with the finishing of the internal surface (microfins). The correlation by Jung and Radermacher (1989) for the liquid two-phase flow multiplier fits with good approximation the results obtained in present study. A correlation for the liquid two-phase flow multiplier developed by curve fitting experimental results for microfin tubes presented an average deviation of 4.4% for the complete range of data.*

**Keywords:** *Pressure Drop, Convective Boiling, R-134a, Smooth, Microfin.*

## SISTEMA INTEGRADO PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO TÉRMICO

**Nathan Mendes**

**Luís Mauro Moura**

**Luciano Amaury dos Santos**

**Fernando Ambrósio Teodoro**

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos, Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.  
nmendes@ccet.pucpr.br

**Resumo.** Este trabalho descreve um sistema integrado com software e hardware para avaliação de desempenho termodinâmico de sistemas térmicos em ambiente controlado. O elemento principal deste sistema consiste em uma câmara climatizada, a qual envia dados para um programa computacional para Windows (SIAS), baseado em plataforma VXIbus - destinado à aquisição de até oitenta sinais de temperatura e diversos sinais de outras grandezas (fluxo de calor, pressão, umidade, fluxo de massa), e também grandezas relacionadas ao consumo de energia elétrica. O principal benefício com esse sistema integrado é a redução do custo com mão-de-obra para realizar ensaios, além de aumentar a precisão e a velocidade com que as informações são processadas e armazenadas.

**Palavras-chave:** Sistemas térmicos, Câmara climatizada, Instrumentação virtual, software de aquisição de dados.

### 1. Introdução

Os ambientes de desenvolvimento de produtos estão sujeitos ao ritmo imposto pelas exigências crescentes do mercado consumidor e da concorrência. Desta forma, percebe-se cada vez mais a necessidade de agilizar o ciclo de projetos, o que requer o emprego de ferramentas avançadas para ensaios de protótipos. Os produtos situados na vasta categoria de sistemas térmicos, em particular, apresentam a preocupação com a eficiência, a qual vem sendo amplificada nos últimos tempos pelos temores bem fundamentados quanto à crescente demanda de energia elétrica associada ao baixo crescimento de sua oferta.

Dentro deste contexto, foi construído, no Laboratório de Sistemas Térmicos (LST) da PUCPR, um sistema integrado para ensaios de avaliação de desempenho de sistemas térmicos. A parte principal desse sistema integrado é uma câmara climatizada de testes, capaz de simular ambientes diversos em seu interior, com temperatura e umidade relativa controlada. Consiste num compartimento de 2,5m x 3,5m x 3,0m, cujo fornecimento de ar nas condições desejadas é conseguido por meio de um sistema de ar condicionado composto de duas unidades condensadoras externas à Câmara, com capacidade total de 29800 BTU/h, que opera na faixa de  $-10^{\circ}\text{C}$  a  $60^{\circ}\text{C}$ . O ar é conduzido por meio de dutos aos dampers, que possuem regulagem de inclinação de acordo com o fluxo necessário e que são controlados por CLP. Estes insuflam o ar pelo teto, sendo o retorno desse ar pelo piso. Como último estágio, existem duas resistências, que aquecem o ar de insuflamento se necessário.

Para avaliação dos sinais captados pela aparato instrumental da câmara, construiu-se um sistema baseado em plataforma VXIbus, com uma estrutura modular, de forma que eventuais alterações no hardware de aquisição (instrumentos VXIbus) não afetem o programa principal. Os sinais são mostrados de forma gráfica em tempo de execução e armazenados em um banco de dados para posterior análise.

O propósito deste trabalho pode ser dividido em três partes. A primeira, destaca-se pela descrição do sistema e do software de aquisição. A segunda, trata-se de uma análise do sistema de medição e calibração dos componentes. Descreve-se, por último, a determinação da distribuição de temperatura no interior da Câmara Climatizada, atividade necessária para a execução de ensaios em sistemas de refrigeração de acordo com a norma ISO 8561 (1998).

### 2. Descrição da Câmara Climatizada e do Sistema de Aquisição

A função básica da Câmara Climatizada (doravante designada como CC) é a avaliação do comportamento de sistemas, sejam mecânicos ou elétricos, quando submetidos às condições determinadas do ambiente interno da câmara. Essa avaliação é feita, basicamente, através do monitoramento das temperaturas do sistema ou ao redor dele. O melhor exemplo que descreve esta função é o teste de sistemas de refrigeração. No produto, são monitoradas as temperaturas do sistema onde circula o gás refrigerante (evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor), assim como as pressões do sistema e as temperaturas do ambiente refrigerado. O sistema de aquisição de dados realiza medições de 80 pontos de temperatura, 20 de pressão, fluxo de massa e calor e transdutores destinados a grandezas elétricas, como tensão, corrente, potência e fator de potência, consumo, instalados nos produtos a serem testados.

Internamente a CC existe um quadro de conectores para facilitar o manuseio dos diversos sensores. Do quadro de conectores externo, sai a cablagem que conduzem os sinais até um bastidor intermediário, que por fim é interligado ao sistema VXI (*VMEbus Extensions for Instrumentation*). Esse sistema combina a versatilidade dos protocolos de comunicação GPIB (*General Purpose Interface Bus*) e VISA (*Virtual Instrument Software Architecture*) com uma nova arquitetura de equipamentos de instrumentação, o padrão VME (*Versa Module Eurocard*) que criou um sistema de módulos de instrumentação em placas, que são utilizadas num bastidor ou chassi para a aquisição e tratamento do sinal. Este chassi possui um barramento traseiro de conectores que são especialmente projetados para conferir alta performance aos instrumentos, com o mínimo de perdas e ruído e máxima sincronização.

O sistema de aquisição de sinais é composto basicamente por uma placa multiplexadora Tektronix VX4330, um multímetro de 6.5 dígitos Tektronix VX4237, um outro multímetro de 4.5 dígitos Tektronix VX4234 e um conversor D/A Tektronix VX4730. A placa Tektronix VX4330 realiza a multiplexação dos sinais, podendo ser configurada via *software* para chavear, sinais a um, dois ou quatro fios. É composta de 120 canais (configuração com um pólo positivo e outro negativo) organizados em seis seções de dois blocos cada, totalizando 12 blocos de 10 canais adquirindo sinais a dois fios (exemplo: sinais de termopares), e pode ser configurado para disposições diferenciadas, como por exemplo a união de seções em série para aumentar o número de canais medindo a dois fios, por exemplo, ou constituir uma única seção de 240 pontos de leitura. Possui conectores de 160 pinos padrão DIN, com cabo especial dotado de blindagem contra interferências eletromagnéticas. O sistema ainda possui 2 transdutores de grandezas elétricas *Yokogawa 2480 D* (tensão, corrente, potência, frequência e 4 grandezas de consumo: Wh+, Wh-, varh+, varh-).

Tendo sido devidamente recebidos e organizados (*queued*), os sinais são encaminhados ao multímetro Tektronix VX4237. Esta unidade pode ter o comando de *trigger* programável, realizar até 1000 leituras por segundo, efetuar calibração automática programável, e auto-diagnóstico. A resolução é selecionável para 6.5 dígitos (seis-e-meio dígitos – resolução = 0,1  $\mu$ V), 5.5 ou 4.5 dígitos, além de permitir a seleção de medição entre tensão, corrente e resistência a dois ou quatro fios.

O sistema é conectado ao PC por meio de uma placa VXI-MXI-2 (National Instruments), onde é controlado por um programa (SIAS) especialmente desenvolvido que permite o acompanhamento e manipulação dos dados assim como sua visualização, o qual é descrito em detalhes na seção 3.

O *software*, na sua configuração atual, permite a utilização dos seguintes sensores (além dos dois transdutores de grandezas elétricas):

- 80 termopares tipo T, ocupando 4 sessões a dois fios do multiplexador.
- 20 sensores quaisquer a dois fios, ocupando a outra sessão a dois fios do multiplexador. Nestes canais serão ligados os sensores de fluxo de calor, o sensor de umidade relativa, os sensores de pressão manométrica e os sensores de fluxo de massa.
- 10 sensores com ligação a quatro fios, ocupando a sessão a quatro fios do multiplexador. Nestes canais serão ligados os termorresistores PT100.

Quaisquer sensores a dois ou quatro fios podem ser ligados tanto no multímetro de 6.5 como no de 4.5 dígitos. A presença de dois multímetros no sistema, no entanto, faz com que diminua a quantidade de mudanças de modo de leitura (tensão/resistência), ou seja: um multímetro (6.5 dígitos) lê apenas tensão enquanto o outro (4.5 dígitos) fica reservado para as leituras de resistência a quatro fios. Além disso, o *software* permite regular dez tensões independentes para alimentação de sensores que apresentem tal exigência.

A Fig. 1 mostra uma visão geral do sistema de aquisição. As dimensões da câmara térmica, bem como a sua capacidade térmica, permitem os ensaios simultâneos de até quatro protótipos de sistemas térmicos, embora a sua configuração atual é definida somente para medição conjunta de dois deles. Estas grandezas elétricas são obtidas por intermédio dos dois transdutores, que respondendo a comandos do PC, convertem os sinais em dados no formato digital, que são enviados ao PC pela interface serial padrão RS232. Os sinais dos demais sensores são adquiridos pelos instrumentos *VXIbus*. As linhas que na Fig. 1 ligam o equipamento *VXIbus* aos protótipos, representam os diversos cabos dos sensores. Cada um destes cabos está conectado ao multiplexador *VXIbus*, que por sua vez direciona os sinais apropriadamente ao multímetro de 4.5 dígitos (sinais dos termorresistores, tipo PT100) ou ao multímetro de 6.5 dígitos (demais sinais). Os canais da placa D/A são usados para alimentar os sensores de pressão (e eventualmente outros sensores que necessitem de alimentação) com uma tensão constante adequada ao seu funcionamento.

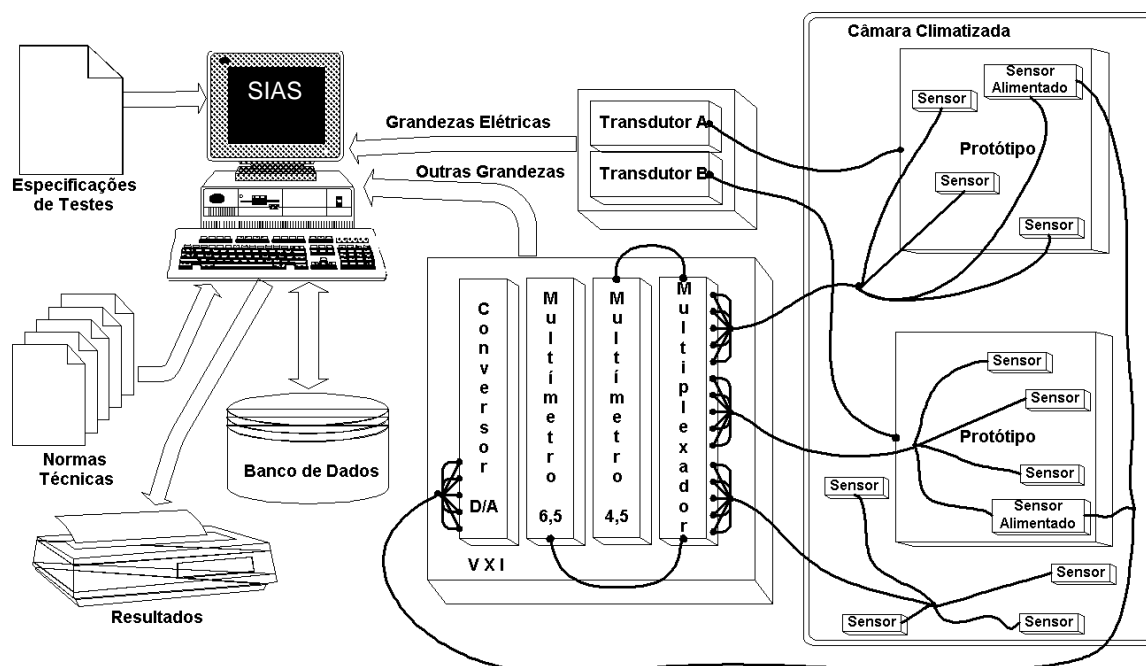


Figura 1. Visão geral do sistema de aquisição.

### 3. Estrutura do Software de aquisição SIAS

A primeira versão específica do SIAS foi desenvolvida para plataforma VXIbus, em VisualC++, recebendo o nome de PAS - *Programa de Aquisição de Sinais*, conforme descrito por Mendes et alli (2000). Entretanto, este software apresentava um inconveniente, uma vez que sua interface era desenvolvida em ambiente Visual C++ e utilizava “dll’s (*Dynamic Link Library*)” de outro compilador para rotinas de aquisição de sinais e a cada atualização era necessário gerar uma nova “dll”. Então foi desenvolvido um novo software, o SIAS – *Sistema Integrado de Aquisição de Sinais*, em ambiente único *Labwindows CVI* da *National Instruments*. Além da maior facilidade de modificações no código, o SIAS apresenta outras vantagens em relação ao PAS:

- O SIAS fornece ao usuário a possibilidade de configurar dados do produto, dos sensores, dos transdutores e do ensaio propriamente dito. Todas essas configurações são guardadas em arquivos, de tal forma que o usuário possa recuperar dados antigos. Outra característica importante é a possibilidade de usuário acompanhar o comportamento das variáveis em gráficos traçados em tempo de execução.
- Outro ponto a se considerar é o fato de o *LabWindows CVI* possuir bibliotecas específicas para aplicações de instrumentação.
- O SIAS foi planejado para ser compatível com outras plataformas além da VXIbus apenas trocando o driver de controle, sem que sejam necessárias maiores alterações.

A Fig. 2 mostra o diagrama de blocos do software desenvolvido, abrangendo sua plataforma de base. Cada instrumento *VXIbus* vem acompanhado de um *driver* produzido pelo fabricante, que contém funções de alto nível em linguagem C, o que abrange a funcionalidade do instrumento através de funções de mais baixo nível contidas na especificação *VISA*. A especificação *VISA* define um padrão inovador de *software* de E/S não apenas para barramento *VXI* como também para *GPIB* e interfaces seriais.

#### 3.1. Os Ensaios

Ao ser iniciado um novo ensaio, o usuário fornece na Tela Inicial da interface do SIAS Fig. (3), primeiramente os dados do ensaio, que são:

- Nome do Ensaio;
- Duração do ensaio, podendo, no entanto, abortá-lo a qualquer instante;
- A norma segundo a qual o ensaio será realizado (ISSO, ABNT ou outras). De acordo com a norma escolhida, o programa pré-determina certas particularidades dos ensaios a serem feitos;
- Número de Amostragens: cada conjunto de  $n$  valores obtidos pode ser proveniente de uma seqüência das leituras de  $n$  sensores, ou então cada um destes valores pode representar a média de duas, três ou mais seqüências de leituras de  $n$  sensores. Ou seja, cada sinal pode ser adquirido mais de uma vez, para formar uma média;



- Intervalo de tempo entre duas seqüências de aquisições consecutivas;
- Nome do responsável pelo ensaio.

Em seguida, o usuário pode fornecer as características dos produtos a serem ensaiados conforme Fig. 4 e deve selecionar um conjunto de sensores Fig. 5.

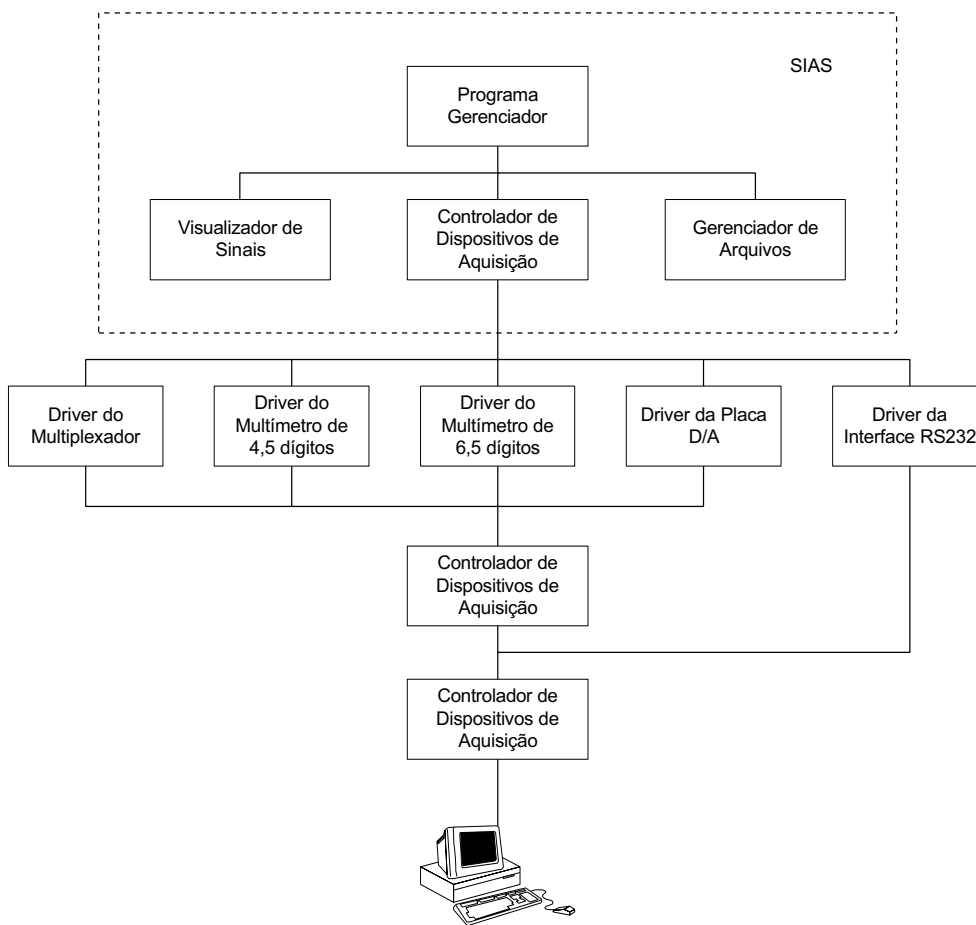


Figura 2. Diagrama de Blocos da Estrutura do Software.

### 3.2. Características dos Produtos

Ao clicar no botão Características do Produto (da tela inicial, Fig. 3), será mostrada ao usuário uma *listbox* com todos os produtos cadastrados. Ao selecionar um dos produtos, é possível Editar, Apagar, Copiar ou Renomear o mesmo, ou ainda, Inserir um produto novo. Ao Inserir ou Editar um produto, uma janela é aberta para o usuário preencher ou modificar as informações relativas ao produto em questão.

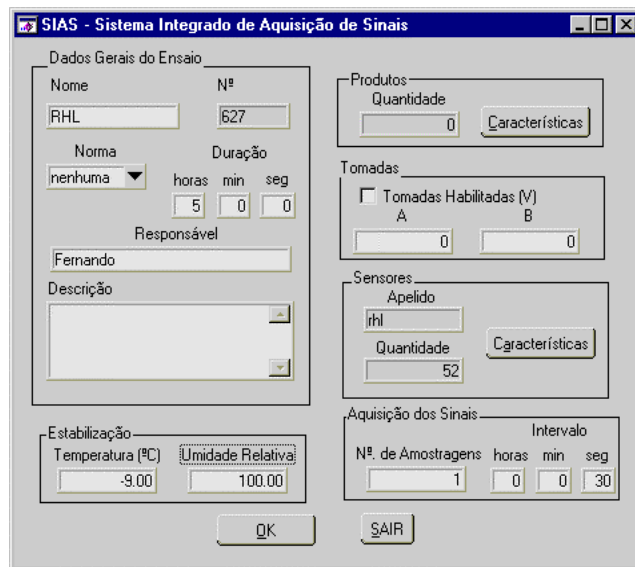


Figura 3. Tela Inicial.

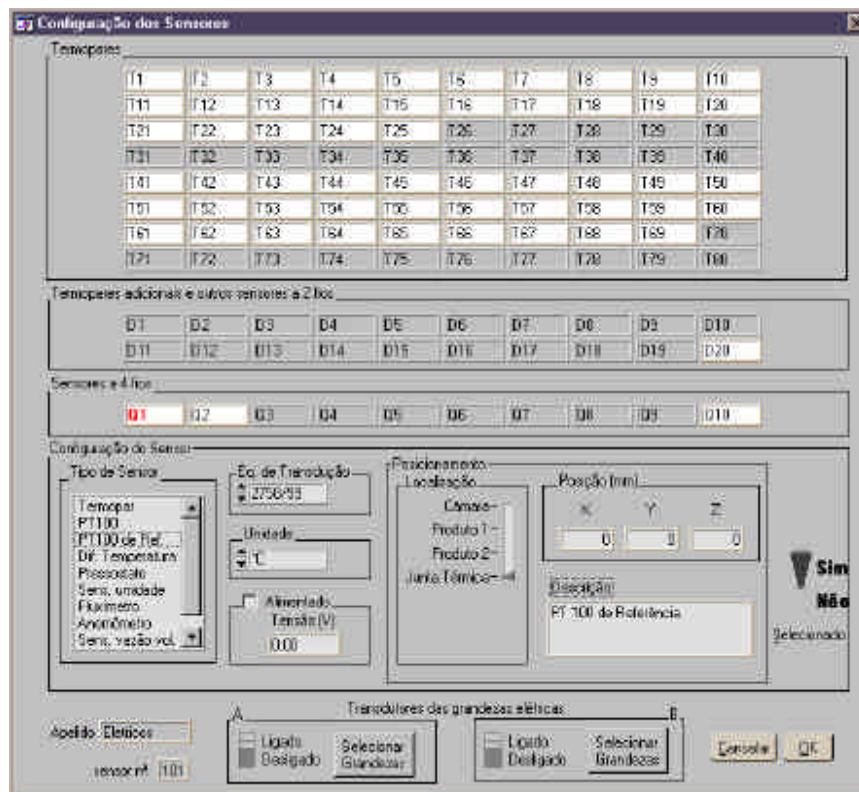


Figura 4. Tela de configuração dos sensores.

### 3.3. Configuração dos Sensores

O botão Características da Seção Sensores abre ao usuário uma *listbox* com todos os conjuntos de configurações de sensores cadastrados. Ao selecionar um dos conjuntos, é possível Editar, Apagar, Copiar ou Renomear o mesmo, ou ainda, Inserir um conjunto novo. Ao Inserir ou Editar um conjunto, uma janela Fig. 4 é aberta para o usuário preencher ou modificar as informações relativas aos sensores do conjunto em questão.

Para cada sensor selecionado em um conjunto de sensores, deve-se ajustar propriedades como o tipo do sensor, equação de transdução, unidades, tensão de alimentação e posicionamento do sensor. Na mesma tela de configuração dos sensores Fig. 4 é possível habilitar ou desabilitar os transdutores de grandezas elétricas.

### 3.4. O Sistema de Arquivos e o Visualizador de Sinais

Para cada ensaio, o SIAS gera 4 arquivos no fomato texto:

- Um primeiro arquivo que grava todas as informações da Tela Inicial Fig. 3, qual foi a configuração de sensores utilizada, e as grandezas elétricas medidas pelos transdutores;
- Um arquivo de “log” que indica se houve pausa durante o ensaio, bem como o horário da mesma e o horário de final da pausa, também indica possíveis falhas na aquisição e o horário desta falha e por último, o horário de término do ensaio;
- Um arquivo com todas as medidas feitas pelos sensores selecionados no ensaio, organizadas em colunas e também com os respectivos horários de cada aquisição;
- Um arquivo com todas as medidas de grandezas elétricas feitas pelos transdutores organizadas em colunas e também com os respectivos horários de cada aquisição;

Esses dois últimos arquivos, pelo fato de serem organizados em colunas tabuladas, são totalmente compatíveis com o Microsoft Excel.



Figura 5. Tela típica do programa Visualizador de Sinais.

Estas informações podem ser mostradas através do Visualizador de Sinais, conforme Fig. 5, o que permite ao usuário ter uma boa noção do andamento do ensaio. Através desse recurso o usuário monta gráficos personalizados, contendo até 10 sinais diferentes por gráfico. Cada gráfico deverá conter sinais da mesma natureza, e o usuário tem a liberdade de alterar, para cada gráfico, em tempo de execução, quais os sinais mostrados, o número de aquisições (eixo x), os limites inferior e superior dos sinais (eixo y). O usuário pode criar (e excluir) quantos gráficos desejar, bem como distribuí-los e redimensioná-los na janela principal. Assim, o Visualizador de Sinais proporciona ao usuário um acompanhamento visual extremamente útil, graças à flexibilidade agregada. Uma vez concluído um ensaio, o usuário pode utilizar os arquivos de saída e elaborar gráficos mais detalhados dos sinais desejados para análise e documentação, utilizando como exemplo o software *MS Excel*.

#### 4. Sistema de medição de temperatura

A leitura de temperatura é realizada por termopares tipo T e utilizando uma junta de referência.. A junta de referência é constituída de um bloco isotérmico de alumínio com dimensões de 300 mm de diâmetro e altura de 400 mm, com 102 furos usinados com diâmetro de 8 mm por 250 mm de profundidade. Os furos são preenchidos com óleo lubrificante, com o objetivo de melhorar o contato térmico. Em razão de sua grande capacidade térmica e isolamento externo, consegue-se uma grande estabilidade em sua temperatura. A temperatura de referência é determinada através de três termorresistores (sensores tipo PT100) que permanecem inseridos ao bloco. Mais informações podem ser encontradas em Mendes et alli (2000).

Os termopares são calibrados em relação ao ponto de fusão da água (0°C), obtendo-se uma curva de temperatura em função da tensão medida, que pode ser expressa através do seguinte polinômio:

$$T = a_0 + a_1\varepsilon_0 + a_2\varepsilon_0^2 + \dots + a_n\varepsilon_0^n = f(\varepsilon_0) \quad (1)$$

onde os coeficientes  $a_0, a_1, \dots, a_n$  são características de cada termopar. Mais detalhes podem ser encontrados em Moura et alli (2000).

##### 4.1 Calibração e verificação dos elementos sensores de temperatura

Os termopares tem a descrição de seu processo de calibração dividido em duas partes, de acordo com o seu uso: os que são usados para instalação no sistema a ser estudado, e os internos ao sistema de medição, isto é, aqueles que fazem parte da cablagem interna da CC. Os primeiros têm suas características levantadas a partir das características metrológicas do tipo de termopar usado na junta. As características se resumem aos coeficientes do polinômio característico do termopar.

A leitura do sinal dos termopares internos para calibração será feita através do equipamento Omega CL8300, que injeta um sinal de tensão compatível com a ordem de grandeza dos termopares. Esse sinal é lido pelo sistema de aquisição VXI, e a diferença correspondente à leitura injetada corresponde ao erro.

Os termorresistores foram adquiridos calibrados de uma empresa rastreada. Seu método de calibração consiste na comparação da medição da temperatura de um termorresistor padrão com a do sensor calibrado, e a determinação da resistência esperada naquela temperatura. É assim estabelecida a partir dos dados obtidos a equação característica do sensor, da forma (Moura, 1993):

$$R_t = R_0 (1 + AT + BT^2) \quad (2)$$

Onde:

T = Temperatura a medir;

$R_t$  = Resistência na temperatura a medir;

$R_0$  = Resistência em  $T = 0^\circ\text{C}$ ;

A, B, N = Constantes características do material do sensor, constantes do certificado de calibração.

##### 4.2. Calibração dos Transdutores de Pressão

Os transdutores de pressão (fabricação HBM) usados na CC utilizam extensômetros de resistência (*strain gages*), que convertem a deformação neles ocasionada por uma força em uma tensão que tira do equilíbrio o circuito de uma Ponte de Wheatstone.

Para que fosse feita a calibração desses sensores, é necessário um aparelho que forneça um valor de pressão de referência para a comparação entre essa excitação e o que é adquirido pelo transdutor, o que foi conseguido através do uso de uma máquina de peso morto (Ashcroft tipo 1305D).

A calibração foi realizada com o mesmo sistema de aquisição que será efetivamente utilizado nas medições reais: alimentação do transdutor a partir da placa VX4730 (placa conversora D/A), chaveamento do sinal de pressão pela placa VX4330 e leitura pela placa VX4237. A alimentação do transdutor, que demanda uma tensão de 0 a 12V, foi feita nos níveis de 5V e 10V, de modo a verificar qual delas iria conferir a mínima dispersão da medição.

Foi notado que não houve variação significativa das características metrológicas dos transdutores ao variar a tensão de alimentação de 5V para 10V. A dispersão das medições nos dois casos permaneceu entre 0,001% até 0,05%, sendo que numa média em torno de 0,004%, ou seja, dentro do especificado pelo fabricante, que admite um erro máximo de 0,15%. Decidiu-se então usar como tensão padrão de alimentação a de 5V, garantindo que a medição não chegue ao fundo de escala da faixa de operação da faixa de melhor resolução do voltímetro.

### 4.3 Determinação do Gradiente de Temperatura Vertical da Câmara Climatizada (CC)

Da mesma forma que os produtos testados e os resultados dos ensaios devem seguir o conteúdo das normas que regem a construção e teste de sistemas de refrigeração, assim também se aplica para os dispositivos de teste. A câmara, por ser o elemento essencial nesse contexto, deve ter suas características de desempenho bem definidas para que se tenha uma fonte segura de avaliação do produto, a partir da estabilidade das características ambientais a ele fornecidas no momento do teste.

As normas da ISO, atualmente seguidas como referência para ensaios pelas organizações normativas ao longo do mundo, ditam certas características que devem ser alcançadas pelas câmaras climatizadas em condições de ensaio, de modo a que o laboratório a que pertencem possa ser credenciado para a realização de ensaios. Dessa forma, faz-se necessário que a CC seja analisada quanto à sua capacidade de obter tais características.

A norma ISO 8561 (1998) determina que a temperatura em cada ponto de medição seja mantida constante dentro de  $\pm 0,5K$  da temperatura nominal requerida para o ensaio.

Outra característica determinada diz que o gradiente vertical da CC, isto é, a diferença entre as temperaturas medidas na vertical, desde o piso até uma altura de 2 m, não deve exceder 2K/m. Por fim, é arbitrado que a diferença máxima entre a temperatura da superfície e a do ambiente de teste não pode ultrapassar 1,5K; caso contrário, deverá ser construída uma plataforma de altura tal que atenda a norma para a região inferior do produto.

Faz-se necessário então um procedimento para a determinação destes dados. A primeira providência diz respeito à monitoração das temperaturas. Está é feita por meio de termopares do tipo massa (termopares inseridos dentro de um bloco de cobre para aumentar a constante de tempo térmica do sensor) que são posicionados em planos determinados ao longo da altura de 2 m tomada do piso da CC.

Considera-se a colocação de quatro produtos no interior da câmara (condição mais crítica), e os mesmos possuindo dimensões de 0,6m de largura por 0,7m de profundidade. A norma ISO 8561 (1998) recomenda que os termopares para a medição da temperatura ao redor do produto estejam numa distância de 30 cm das paredes externas do produto. O estudo do *layout* dos produtos mostra que no lado paralelo ao condensador dos produtos os espaços entre as laterais dos produtos e da CC são de 433 mm. Para que cada produto tivesse seu termopar de controle de temperatura da lateral, o espaço requerido deveria ser maior que 600 mm, o que fez com que fosse adotado somente um termopar para esses pontos.

No lado paralelo à parede lateral dos produtos, cogitou-se a hipótese de se usar somente um termopar no espaço de 900 mm. No entanto, como o vão é grande, corre-se o risco de não se monitorar com confiança a temperatura, ainda mais que a velocidade do ar insuflado é maior. Isso fez com que fossem adotados dois sensores na malha. Para os três planos de medição, tem-se então o total de 30 termopares.

O ensaio deverá ser conduzido nas seguintes temperaturas:

- Temperaturas de ensaios previstas nas normas ISO: 10°C, 18°C, 32°C, 43°C;
- Temperaturas no limite inferior da CC: 0°C e -10°C;
- Temperaturas no limite superior da CC: 50°C e 60°C.

O tempo de ensaio para cada temperatura será de 24h, correspondente ao tempo de aquisição de dados para o Ensaio de Determinação do Consumo de Energia, e considerado por isso apropriado às necessidades mais imediatas do Laboratório de Sistemas Térmicos.

### 4.4. Distribuição de Temperaturas na Câmara Climatizada

Conforme descrito, segue uma análise da distribuição espacial e temporal de temperatura do ar no interior da câmara nas Figuras 6 e 7.

As Figuras 6 e 7 apresentam a distribuição espacial de temperatura em três camadas. Essas camadas encontram-se distanciadas de 1m, a primeira junto ao piso e depois a 1m e 2m de altura. Nota-se, através de análise do gradiente de temperatura, uma conformidade com a norma ISO.

Mostra-se, na Fig. 8, a evolução da temperatura no tempo de um dos sensores durante o ensaio, onde observa-se concordância com a norma, pois a variação de temperatura nunca ultrapassa 0.5K.

## 5. Etapas Futuras

Está em fase de desenvolvimento uma nova etapa do SIAS que apresenta recursos de pós-processamento utilizando os arquivos dos resultados dos ensaios. Isso permite visualizar de forma gráfica os dados lidos, o que facilita a compreensão do comportamento do ensaio. Pode-se mostrar gráficos de qualquer sensor ou grandeza elétrica medida e também o gráfico de Consumo de Energia. O SIAS Pós-Processamento também servirá para fazer automaticamente cálculos de médias de qualquer grandeza medida em um ensaio.

Outra Etapa é fazer com que o SIAS Pós-Processamento possa ser controlado via Intranet / Internet, podendo assim verificar resultados de ensaios de qualquer lugar o que facilitaria a interação com empresas em parceria com o LST.

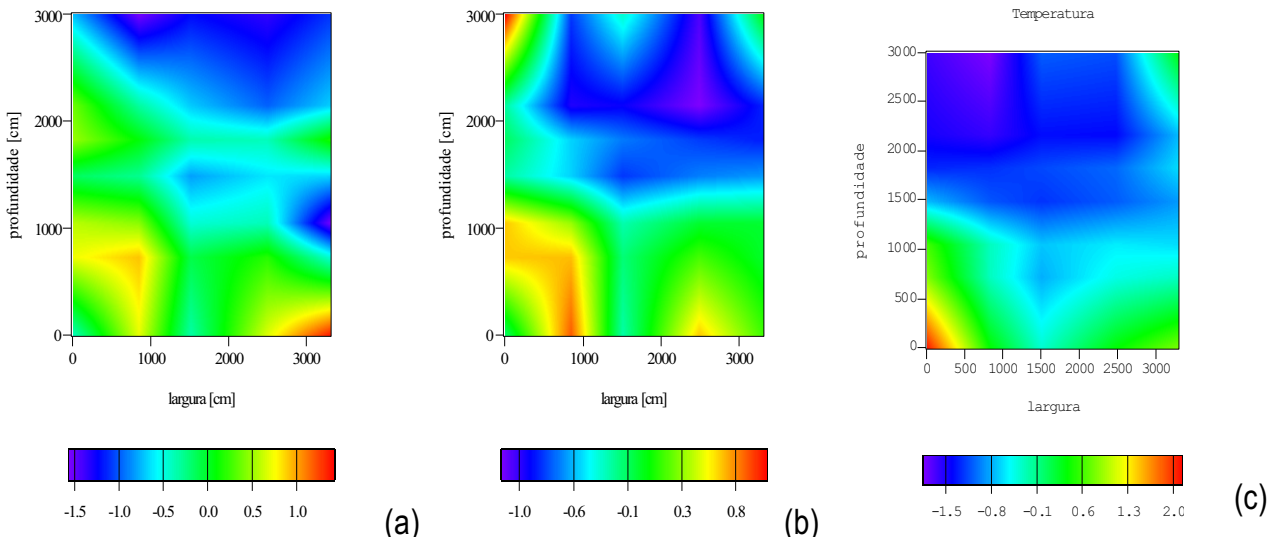


Figura 6. Diferença de temperatura em torno do ponto de ajuste (32°C), a) piso, b) 1m de altura, c) 2m de altura [K].

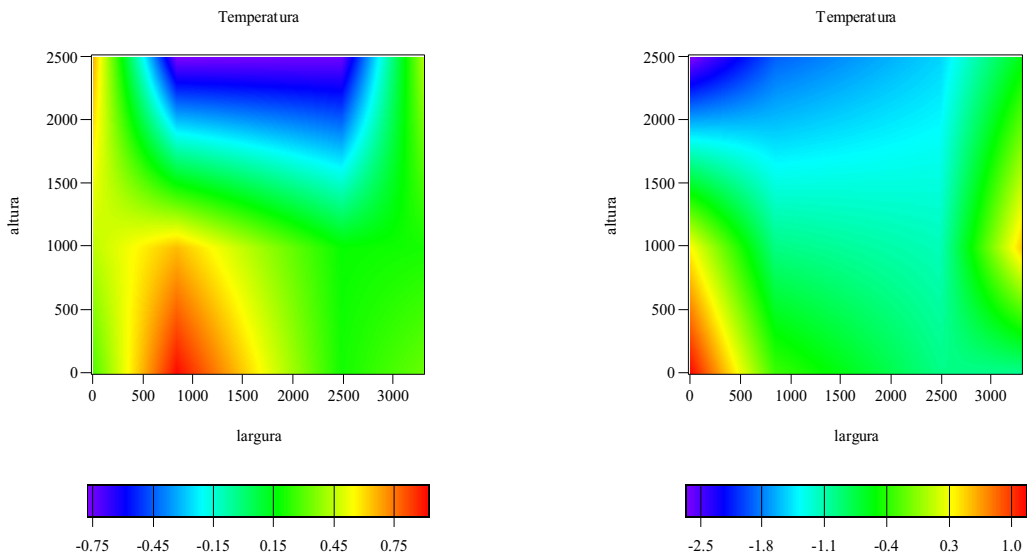


Figura 7. Diferença vertical de temperatura (K) em torno do ponto de ajuste(32°C).

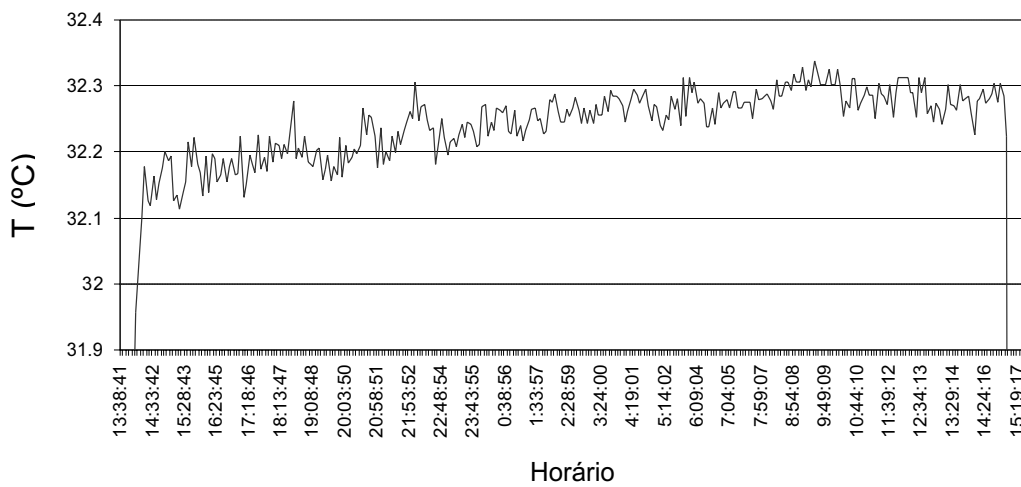


Figura 8. Temperatura do teste de estabilização do dias 12 e 13/1/00, Média 32,21°C, Máxima 32,33°C, Mínima 32,11°C.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem ao programa RHAE (Recursos Humanos em Áreas Estratégicas, Ref. 610.041/98-3) do CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelas bolsas de pesquisa concedidas a integrantes do Laboratório de Sistemas Térmicos da Pontifícia Universidade Católica do Paraná.

## 7. Referências

- International Standardizing Organization. Household refrigerating appliance – Refrigerators, refrigerators- freezers, frozen food storage cabinets and food freezers cooled by internal forced air circulation – Characteristics and test methods, ISO 8561. Suíça, 1998.
- International Standardizing Organization. Household refrigerating appliance – Refrigerators with or without low-temperature compartment – Characteristics and test methods, ISO 7371. Suíça, 1998.
- Mendes, N., Moura, L.M., Mendonça, K.C., Possobom, A.L. P. Erzinger, A.Jr; Oresten, L.F., 2000, “Metodologia e Software para ensaio de Sistemas Térmicos”, CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, RN.
- Moura, L. M., 1993, “Desenvolvimento de um Protótipo de Equipamento de Placa Quente Protegida”. Florianópolis, Dissertação de Mestrado apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.
- Moura, L. M., Mendes N., Mendonça K.C., Possobom A.C.P., Erzinger A.Jr, Oresten L.F., “Sistema para Avaliação de Desempenho Termodinâmico em Ambientes Controlados”, CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, RN.
- Oresten, L. F., 1999, “Implementação do Sistema de Medição de uma Câmara Climatizada”. Trabalho de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR, Brasil.
- Taylor, J.R., 1988, “Fundamentals of Measurement Errors”. NEFF Instrument Corporation.
- Taylor, J.R., 1982, “An Introduction to Error Analysis. The Study of Uncertainties in Physical Measurements”, University Sciences Books.
- Silva, L.W., 1998, “Caracterização da transferência de Calor em Evaporadores “Roll-Bond”. Dissertação de Mestrado apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina.

# INTEGRATED SYSTEM FOR THERMAL PERFORMANCE ANALYSIS

**Nathan Mendes**

**Luís Mauro Moura**

**Luciano Amaury dos Santos**

**Fernando Ambrósio Teodoro**

Pontifical Catholic University of Paraná, Center of Exact and Technological Sciences. Thermal Systems Laboratory, Rua Imaculada Conceição, 1155, 80215-901, Curitiba/PR, Brazil.

nmendes@ccet.pucpr.br

**Abstract.** *This work describes an integrated environment of hardware and software to evaluate thermal systems performance with a data acquisition system, based on the VXIbus platform, conceived to measure physical quantities under pre-determined conditions of temperature and relative humidity. The main element of this system consists of a test chamber that sends data to a PC program (SIAS), which can acquire up to 80 temperature signals and 30 for other quantities such as heat flux, mass flow, pressure, humidity, electric signals (current, tension and power) etc. This integrated environment brings as a main benefit a labor reduction cost to accomplish the testes, besides the information is processed and stored with more accuracy and speediness.*

**Keywords:** *Thermal systems, Test chamber, Virtual instrumentation, Data Acquisition software.*

## Effectiveness-NTU Correlation for Plate Fin and Tube Heat Exchangers

### João Roberto Bastos Zoghbi Filho

Laboratório de Refrigeração, EESC, USP, Av. do Trabalhador São Carlense, - São Carlos – SP  
jrzoghbi@sc.usp.br

### Hélio Aparecido Navarro

DEMAC, IGCE, UNESP, R. 10, 2527 Caixa Postal 178 - Rio Claro – SP – CEP: 13500  
helio@rc.unesp.br

### José Maria Saiz Jabardo

Laboratório de Refrigeração, EESC, USP, Av. do Trabalhador São Carlense, - São Carlos – SP  
jmjabardo@sc.usp.br

*Abstract. A simulation model of plate-fin and tube heat exchangers was developed. The heat exchanger is discretized into volume elements with their associated fins, following the tube side fluid circuit. Each element works as a heat exchanger with cross-flow, one fluid mixed and another unmixed. The governing equations are solved in each element using local values of temperature, physical properties and heat transfer coefficients. A computational program using the proposed model was implemented. Effectiveness-number of transfer units ( $\epsilon$ -NTU) relations for several circuit arrangements were obtained using this computational program. The proposed model was validated with theoretical relations for parallel linear arrangement with one or more rows. This work presents  $\epsilon$ -NTU correlation obtained from this model for more complex arrangements.*

*Keywords. heat exchangers, simulation, plate fin-and-tube, correlation.*

### 1. Introduction

During performance calculations of heat exchangers, if only the inlet temperatures are known, the use of the logarithmic mean temperature difference (LMTD) method requires an iterative procedure. In such cases, it is preferable to use the effectiveness-number of transfer units ( $\epsilon$ -NTU) method, which simplifies the algebra involved in predicting the performance of complex flow arrangements.  $\epsilon$ -NTU relationships in algebraic form are useful in computational calculations. For fin and tube heat exchangers the mechanism of heat transfer and pressure drop is fairly complex, and, as a result, the analytical derivations of  $\epsilon$ -NTU correlation is almost impossible. It is emphasized that the use of correct  $\epsilon$ -NTU relationships should be carefully considered before applying the appropriate heat transfer correlation to size or rate a heat exchanger.

This study uses a discretization model of a fin and tube heat exchanger to develop  $\epsilon$ -NTU correlation for flow arrangements not available in literature and very demanding in commercial projects. Developed correlation was compared with results from literature.

### 2. Description of the Model

Several models of plate-fin and tube heat exchangers have been published in the open literature. For this kind of heat exchanger, air is commonly made to pass between the fin plates. Domanski (1991) presented a discretization model based on tube-by-tube approach. Each tube with associated fins works as a heat exchanger. Bensafi et al. (1997) proposed a model that discretizes heat exchangers into tube elements. Local values of properties and heat transfer coefficients are used. The authors also presented a computational procedure that requires data about the coil geometry and circuit, and operational parameters such as temperature, mass flow rate and pressure. In this model, the cooling coils were analyzed by a LMTD method approach. Vardhan and Dhar (1997) proposed a model that discretizes the coil into nodes along the tube side path and carries out repetitive marches between tube element entrance and exit while simultaneously updating the values of the air stream properties. Each element uses an effectiveness computed by mixed-unmixed cross-flow  $\epsilon$ -NTU relationship (Incropera, 1996), with the air side being characterized by the minimum heat capacity rate. Corberán and Melón (1998) developed a model discretizing the tube path with a UA-LMTD local approach to test R134a evaporation and condensation correlation. Comparison of simulated with experimental data shows the most appropriated correlation for computational simulation. Bansal and Purkayastha (1998) using a similar discretization model based on the  $\epsilon$ -NTU method simulated the performance of alternative refrigerants in heat exchangers of vapor compression refrigeration/ heat pump systems. The model extends its applicability to new refrigerants including hydrocarbons and uses the large database of NIST REFPROP software package (Gallagher et al., 1993) for refrigerant properties.

Present model is based on the tube element approach, according to which the heat exchanger outlet temperatures are obtained discretizing the coil along the tube fluid path. In each cross section of the element, tube side fluid temperature is assumed constant. In this section, the heat capacities rate ratio  $C^*=C_{\min}/C_{\max}$  tends to zero, where  $C_{\min}$  and  $C_{\max}$  are the minimum and maximum heat capacity, respectively. Thus the temperature conditions are managed through a local effectiveness corresponding to that where one of the fluids changes of phase (constant temperature).



The coil is thus broken into tridimensional array of elements, where each one is formed by a portion of tube with fins, as shown in Fig. 1. Considering a coil with  $N_e$  elements per tube,  $N_t$  tubes per row and  $N_r$  rows, each tube element is identified by the triplet  $(i,j,n)$ , where the indices  $1 \leq i \leq N_e$ ,  $1 \leq j \leq N_t$ , and  $1 \leq n \leq N_r$  represent the element on a particular tube, the tube and the row, respectively. Each element works as a cross-flow heat exchanger, one fluid mixed and the other unmixed. The governing equations are solved in each element using local values of temperature, physical properties and heat transfer coefficients. The distinguishing feature of the proposed model is that it performs an element-by-element iterative analysis of the coil along each circuit, based on the so called local effectiveness referred to in the preceding paragraph. The underlying assumptions in the model are as follows:

- the heat exchanger is adiabatic;
- the tube curves are considered adiabatic;
- the air inlet conditions are homogenous for each element;
- air is uniformly distributed across the fins.

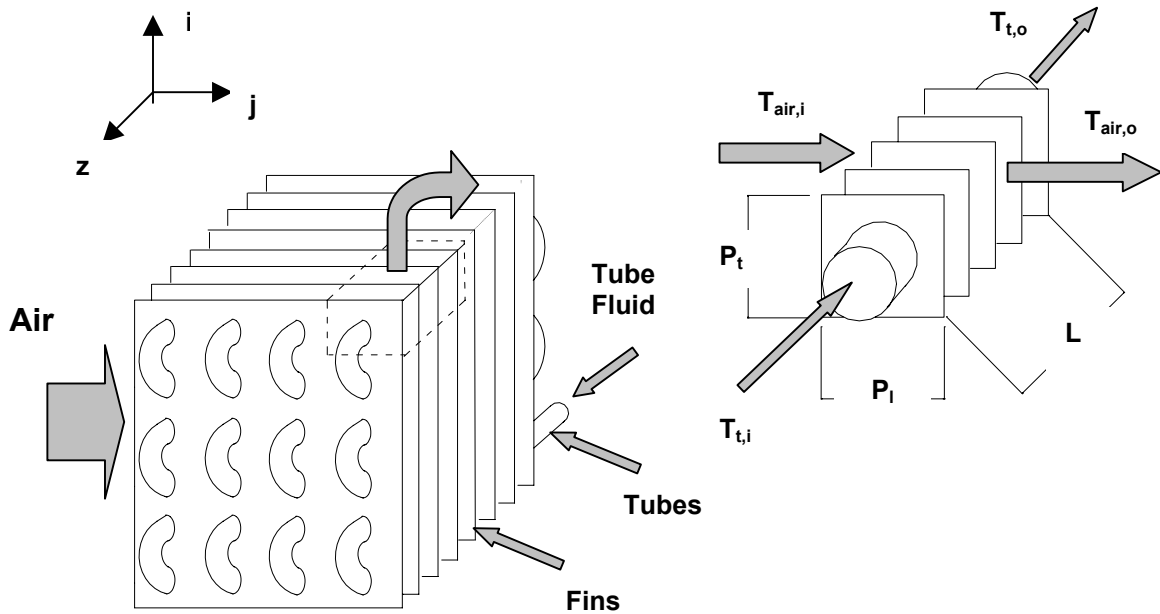


Figure 1. Coil discretization ( $P_l$  and  $P_t$  are longitudinal and transversal respectively).

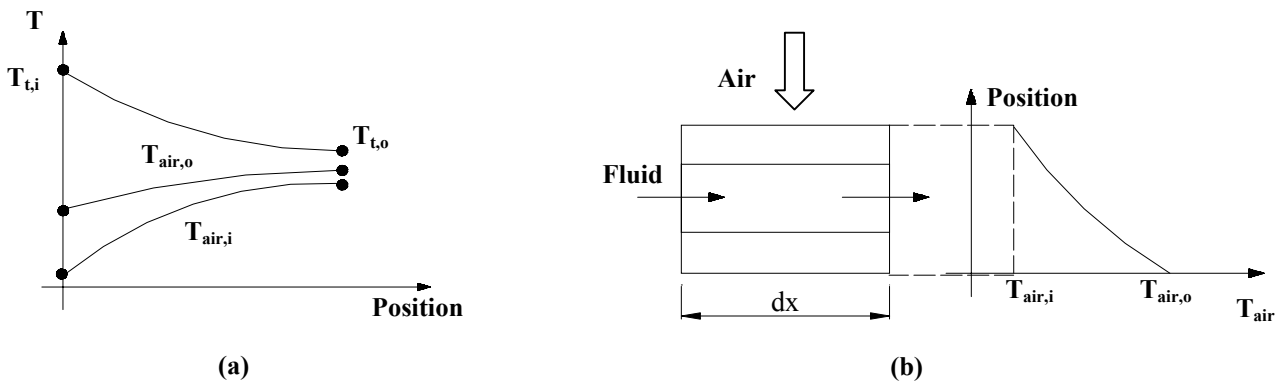


Figure 2. (a) Air and fluid temperature variations in the longitudinal direction with respect to the fluid flow; (b) cross flow air temperature variation in a differential volume element of the heat exchanger.

Figure 2 (b) illustrates the fluid and air temperature variations along a piece of tube of length  $L$  whereas Fig. 2 (b) shows the air temperature variation across a tube element. Figure 2 refers to an air heating case though similar reasoning as the one considered below could be used for air cooling. An energy balance at the differential region ( $dx$ ) can be written as:

$$\delta q = -C_t \cdot dT_t \tag{1.a}$$

$$\delta q = dC_{air} \cdot \Delta T_{air} \tag{1.b}$$

$\Delta T_{air} = (T_{air,o} - T_{air,i})$  is the temperature variation of the air,  $\delta q$  is the differential rate of heat transfer between the air and tube fluid,  $C_t$  is the tube fluid heat capacity rate,  $dC_{air}$  is the differential air heat capacity rate, and  $dT_t$  is the differential tube fluid temperature. Since the tube fluid temperature remains essentially constant along  $dx$  length, the effectiveness,  $\Gamma$ , can be written as (Kays and London, 1998):

$$\Gamma = 1 - e^{-\frac{UdA}{dC_{air}}} \quad (2)$$

where  $U$  is the overall heat transfer coefficient, and  $dA$  is the differential heat transfer area. Thus, applying the effectiveness definition, one can write:

$$\Gamma = \frac{\delta T_{air}}{(T_t - T_{air,i})} \quad (3)$$

The subscripts  $i$  and  $o$  refer to the inlet and outlet sections in the heat exchanger. Combination of the equations (1.a), (1.b) and (3) and separation of variables lead to:

$$\frac{dT_t}{T_t - T_{air,i}} = -\Gamma \frac{dC_{air}}{C_t} \quad (4)$$

For one row cross-flow heat exchanger, integration of the Eq. (4) and with the definition of  $\varepsilon$  for  $C_{min} = C_{air}$  or  $C_{min} = C_t$ , we obtain the  $\varepsilon$ -NTU relations for cross-flow (Incropera and DeWitt, 1996). For a complex geometry, the integration of the Eq. (4) is not trivial, requiring an alternative procedure, like the one suggested in the study of the heat exchanger effectiveness  $\varepsilon$ .

For small elements, the tube fluid temperature  $T_t^e$  in each element may be assumed constant and can be expressed as:

$$T_t^e = 0.5(T_{t,i}^e + T_{t,o}^e) \quad (5)$$

where the superscript  $e$  is associated with a specific element ( $i,j,n$ ). In each element, the difference between outlet and inlet tube fluid temperature is given by:

$$dT_t = \delta T_t^e = T_{t,o}^e - T_{t,i}^e \quad (6)$$

Equations (1)-(6) can be used in each discretized element ( $i,j,n$ ) for computing the element heat transfer rate  $\delta q^e$  (Eq. (7)), and the element outlet temperatures  $T_{air,o}^e$  and  $T_{t,o}^e$ . The element heat transfer rate is defined as:

$$\delta q^e = -C_t^e (T_{t,o}^e - T_{t,i}^e) = C_{air}^e \Gamma^e (T_t^e - T_{air,i}^e) \quad (7)$$

with the element local effectiveness  $\Gamma^e$ , given by:

$$\Gamma^e = 1 - e^{-\frac{(UA)^e}{C_{air}^e}} \quad (8)$$

where

$$(UA)^e = \frac{UA}{N_e N_t N_r} \quad (9)$$

and  $N_r$  represents the number of rows. Thermal capacities of fluid and air in each volume element,  $C_{air}^e$  and  $C_t^e$ , can be determined from the corresponding overall (heat exchanger) NTU and  $(UA)$  values depending upon which of the overall thermal capacities ( $C_{air}$  or  $C_t$ ) is lower. Thus,

for  $C_{min}=C_{air}$

$$C_{air}^e = \frac{UA}{NTU.N_e.N_t} \text{ and } C_t^e = \frac{UA}{NTU.C^*.N_c} \quad (10.a)$$

for  $C_{min}=C_t$

$$C_{air}^e = \frac{UA}{NTU.C^*.N_e.N_t} \text{ and } C_t^e = \frac{UA}{NTU.N_c} \quad (10.b)$$

Using as input information the values of the following parameters: (UA, NTU,  $N_e$ ,  $N_c$ ,  $N_t$ ,  $T_{air,i}$ ,  $T_{t,i}$ ), the outlet temperatures can be found. Once starting element has been analyzed the next element of the tube fluid circuit is taken up. Again, the calculation of outlet conditions for this element enables us to proceed to the next element. In this manner, a step is made along each circuit of the tube fluid. These steps are repeated until the air and tube fluid conditions do not change significantly between two successive steps, i. e., with a specific tolerance. This iterative scheme converges rapidly even for an arbitrary circuiting arrangement. The outlet air temperature in the heat exchanger is determined by averaging the outlet temperatures of the last row elements. The tube fluid exit temperature is obtained by averaging the exit temperatures of each circuit. With the outlet temperatures in the coil and the total heat transfer rate, is possible to compute the global (heat exchanger) effectiveness.

Using this mathematical model, two types of fin-and-tube heat exchangers, shown in Fig.3, were analyzed. One, Fig. 3.a, is a Z-shape cross-flow and the other, Fig 3.b, is a parallel staggered DX-shape two-circuit arrangement.  $\epsilon$ -NTU correlation were developed for these arrangements.

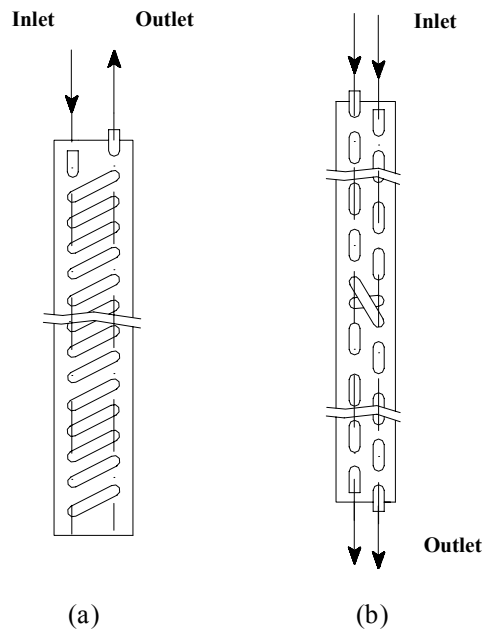


Figure 3. Schematic of the circuit arrangement for the heat exchangers considered in present study

Table 1 shows the ideal number of elements for heat exchanger discretization. This ideal number is determined as following. Using the developed program, the values of effectiveness  $\epsilon_i(C^*_i,NTU_i)$  are calculated where  $0.01 \leq C^*_i \leq 1$ ,  $0.1 \leq NTU_i \leq 6$  with 0.01 and 0.1 increment, respectively. An average effectiveness  $\epsilon_{av}$  is calculated based on 6000 values of effectiveness  $\epsilon_i$ . Starting with the number of elements equal one the  $\epsilon_{av}$  is calculated, and then the values of  $\epsilon_{av}$  are evaluated for each number of elements until the difference between the new and the last value of average effectiveness is less than  $10^{-7}$ .

**Table 1:** Ideal number of elements for discretization ( $N_i=12$ , Aligned Parallel Arrangement).

$N_r$	$N_e (\epsilon_{av})$	
	$C_{min}=C_{air}$	$C_{min}=C_t$
1	33 (0.683846)	20 (0.705636)
2	9 (0.722042)	26 (0.728234)
3	24 (0.730872)	44 (0.733644)
4	15 (0.734124)	32 (0.735681)
5	8 (0.735658)	22 (0.736653)
10	12 (0.73773)	31 (0.737978)

**3. Model Validation**

Validation of the proposed model was obtained by comparing simulated and theoretical  $\epsilon$ -NTU curves provided by ESDU (1991) apud Wang et al (1999) for a parallel aligned circuit arrangement and different number of rows. These theoretical  $\epsilon$ -NTU curves for 1-4 row configuration are tabulated in Table 2. For a number of tube rows greater than four, ESDU suggests an unmixed/unmixed flow arrangement having  $N_r=\infty$  as the approximation. The simulated curves were obtained from the computational program developed for the mathematical model described in section 2.

**Table 2.**  $\epsilon$ -NUT relationships for parallel linear cross-flow configuration with one or more rows (ESDU,1991).

$N_r$	Side of $C_{min}$	Correlation
1	Air	$\epsilon = \frac{1}{C^*} [1 - e^{-C^*(1-\epsilon^{NTU})}]$
	Tube fluid	$\epsilon = 1 - e^{-(1-\epsilon^{NTU \cdot C^*})/C^*}$
2	Air	$\epsilon = \frac{1}{C^*} [1 - e^{-2KC^* (1 + C^* K^2)}]$ $K = 1 - e^{-NTU/2}$
	Tube fluid	$\epsilon = 1 - e^{-2K/C^*} \left( 1 + \frac{K^2}{C^*} \right)$ $K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/2}$
3	Air	$\epsilon = \frac{1}{C^*} \left[ 1 - e^{-3KC^*} \left( 1 + C^* K^2 (3 - K) + \frac{3(C^*)^2 K^4}{2} \right) \right]$ $K = 1 - e^{-NTU/3}$
	Tube fluid	$\epsilon = 1 - e^{-3K/C^*} \left( 1 + \frac{K^2 (3 - K)}{C^*} + \frac{3K^4}{2(C^*)^2} \right)$ $K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/3}$
4	Air	$\epsilon = \frac{1}{C^*} \left[ 1 - e^{-4KC^*} \left( 1 + C^* K^2 (6 - 4K + K^2) + 4(C^*)^2 K^4 (2 - K) + \frac{8(C^*)^3 K^6}{3} \right) \right]$ $K = 1 - e^{-NTU/4}$
	Tube fluid	$\epsilon = 1 - e^{-4K/C^*} \left( 1 + \frac{K^2 (6 - 4K + K^2)}{C^*} + \frac{4K^4 (2 - K)}{(C^*)^2} + \frac{8K^6}{3(C^*)^3} \right)$ $K = 1 - e^{-NTU \cdot C^*/4}$
$\infty$		$\epsilon = 1 - e^{[NTU^{0.22} \cdot \{e^{(-C^* \cdot NTU^{0.78})} - 1\} / C^*]}$

The program generates  $\epsilon$ -NTU curves for  $C_{min}=C_{air}$  and  $C_{min}=C_t$  using the following inputs: NTU,  $C^*$ , circuit arrangement,  $N_e$ ,  $T_{air,i}$ ,  $T_{i,i}$ , UA. The outputs of the program are Q,  $Q_{max}$ ,  $T_{air,o}$ ,  $T_{t,o}$ , and  $\epsilon$ , where Q and  $Q_{max}$  are the actual heat transfer rate for a heat exchanger and the maximum thermodynamic heat transfer rate (counter flow heat exchanger of infinite area), respectively.

Table 3 illustrates the maximum value of the relative deviation on effectiveness values (theoretical,  $\epsilon_t$ , versus simulated,  $\epsilon_s$ ) for heat exchangers with distinct number of tube rows. A maximum value of effectiveness is obtained using 6000 values of effectiveness  $\epsilon_i(C_i^*$  and  $NTU_i$ ) where  $0.01 \leq C_i^* \leq 1$ ,  $0.1 \leq NTU_i \leq 6$  with 0.01 and 0.1 increment, respectively. The number of elements chosen was equal to 44. For  $N_r > 4$ , the theoretical curve is an approximation for

unmixed/unmixed cross-flow arrangement relationship as can be seen in Table 2, so the maximum deviation presents higher values. For  $N_r \leq 4$ , the maximum deviation is very small, indicating a perfect agreement between theoretical and simulated values. For a number of elements less than 44 we also obtain small deviation. If we use  $N_e=5$ , the high value of maximum deviation ( $N_r=1,2,3$ , or 4 and  $C_{min}=C_{air}$  or  $C_t$ ) is  $4.05 \times 10^{-3}$ . This highest value is obtained for  $N_r=4$  and  $C_{min}=C_t$ .

**Table 3.** Maximum deviation in function of the number of tube rows ( $N_e=44$ ,  $N_r=12$ , Aligned Parallel Arrangement)

$N_r$	Maximum Deviation* (%)	
	$C_{min}=C_{air}$	$C_{min}=C_t$
1	$1.73 \times 10^{-5}$	$4.25 \times 10^{-5}$
2	$2.05 \times 10^{-5}$	$4.88 \times 10^{-5}$
3	$2.08 \times 10^{-5}$	$5.12 \times 10^{-5}$
4	$2.05 \times 10^{-5}$	$5.23 \times 10^{-5}$
5	3.922	3.922
10	3.925	3.925

$$*Deviation = \frac{|\epsilon_s - \epsilon_t|}{\epsilon_t} 100$$

**4.  $\epsilon$ -NTU Correlation**

$\epsilon$ -NTU correlation has been developed from simulated data for different values of  $\epsilon$ ,  $C^*$  and NTU. Values of  $C^*$  varied in the range 0.1~1 and NTU in the range 0.1~6 with 0.1 incremental step. A commercial software package was used to perform a nonlinear regression analysis using a least square method (Levenberg-Marquardt), which provided the best fit of the data (600 simulated points) obtaining coefficients for the following generalized correlation:

$$\epsilon = \frac{1}{C^* C_0} \left\{ 1 - e^{\left\{ C^* C_1 NTU^{C_2} \left[ e^{-C^* C_3 \cdot NTU^{C_4}} - 1 \right] \right\}} \right\} \tag{11}$$

where  $C_j$  ( $C_0, C_1, C_2, C_3, C_4$ ) are coefficients. Equation. (11) is based on effectiveness relations of a single-pass cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Incropera e De Witt, 1996, p.601).

**Table 4:** Coefficients for the Eq. (11).

Heat Exchanger Type	$C_{min}=C_t$		$C_{min}=C_{air}$	
	Z	DX	Z	DX
$C_0$	0	0	1	1
$C_1$	-0.98821	-1.00995	0.99976	1.01995
$C_2$	-0.00295	0.04084	-0.00254	0.02519
$C_3$	0.98816	1.0116	0.0053	-0.0324
$C_4$	1.00201	0.94928	0.98962	0.97688
$\chi^2$	$7.66 \times 10^{-7}$	$1.78 \times 10^{-8}$	$2.38 \times 10^{-6}$	$1.10 \times 10^{-5}$
$R^2$	0.99996	0.99998	0.99993	0.99967

$$Goodness-of-fit\ parameter: \chi^2 = \sum \{ \epsilon_i - \epsilon(C_i^*, NTU_i) \}^2$$

Table 4 shows the resulting coefficients  $C_j$  of Eq. (11) for two types of heat exchangers (Z and DX shape, see Fig.3). This table also shows the goodness-of-fit parameter  $\chi^2$  and correlation coefficient  $R^2$ . The optimum values of the parameters  $C_j$  are obtained by minimizing  $\chi^2$  with respect to each  $C_j$ . It can be noted that the values of the correlation coefficient,  $R^2$ , are approximately 1, indicating an adequate fit of the obtained results by Eq. (11).

**5. Conclusions**

A simulation model of plate-fin and tube heat exchangers has been developed. The element-by-element model discretizes the heat exchanger along the tube fluid path based on a local effectiveness. The model has been validated through literature. Relatively small deviations have been obtained when the simulated results are compared with those obtained elsewhere. These comparisons reveal that the model is accurate and suitable for predicting the performance of coils. The proposed model makes possible to estimate the effectiveness of heat exchangers. A new generalized  $\epsilon$ -NTU

correlation for two type of circuit arrangements is proposed in the present study, obtained by a nonlinear regression analysis. Values of the fitting correlation coefficient are close to one, whereas those of the chi-square resulted very small, indicating an adequate fit for the data set.

### Acknowledgements

Scholarship support from the FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) extended to the first author is gratefully acknowledged.

### References

- Bansal, P. K. and Purkayastha, B. 1998, "An NTU- $\epsilon$  model for alternative refrigerants", *Int. J. Refrig.*, Vol.21, No.5, pp.381-397.
- Bensaft, A., Borg, S., Parent, D., 1997, "CYRANO: a computational model for the detailed design of plate-fin-and-tube heat exchangers using pure and mixed refrigerants", *Int. J. Refrig.*, Vol.20, No.3, pp. 218-238.
- Corberán, J. M. and Melón, M. G., 1998, "Modelling of plate finned tube evaporators and condensers working with R134a", *Int. J. Refrig.*, Vol.21, No.4, pp. 273-284.
- Domanski, P.A., 1991, "Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution", *ASHRAE Transactions*, 97 (1), pp. 793-802.
- ESDU 86018, 1991, "Effectiveness-NTU relations for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers", Engineering Science Data Unit 86018 with amendment , July, pp.92-107, ESDU International plc, London.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1993, "NIST Thermodynamics Properties of Refrigeration Mixtures Database (REFPROP) ver. 4.01.", National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, USA.
- Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, "Fundamentals of heat and mass transfer", 4<sup>th</sup> Ed., John Wiley & Sons.
- Kays, W. M., London, A. L., 1998, "Compact heat exchangers", 3<sup>rd</sup> Ed., McGraw Hill, New York.
- Vardhan, A. and Dhar, P. L., 1998, "A new procedure for performance prediction of air conditioning coils", *Int. J. Refrig.* Vol.21, No.1, pp.77-83.
- Wang, C.C. et al, 1999 "Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and tube heat exchangers", *Int. Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp. 1945-1956.

# MODELAGEM DO ESCOAMENTO NO REGIME TRANSIENTE EM EVAPORADORES DE SERPENTINA COM TUBOS ALETADOS

Paulo Eduardo Lopes Barbieri

André Luiz Seixlack

UNESP – Câmpus de Ilha Solteira - Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000 – Ilha Solteira, SP, Brasil

[andré@dem.feis.unesp.br](mailto:andré@dem.feis.unesp.br)

**Resumo.** Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para a simulação da resposta transiente de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, comuns em sistemas de refrigeração e ar-condicionado. O escoamento bifásico do refrigerante HFC-134a no interior dos tubos é considerado unidimensional e homogêneo. O modelo considera a queda de pressão do refrigerante e a condensação de vapor d'água do ar sobre a superfície externa e fornece as distribuições de velocidade, temperatura e fração de vazio do refrigerante, temperatura da parede do tubo, temperatura e umidade absoluta do ar. O método de volumes finitos é utilizado na discretização das equações governantes e o método de Newton-Raphson é utilizado para a solução do sistema de equações resultante. Para avaliar o comportamento dinâmico do evaporador, uma variação da vazão em massa de refrigerante é imposta em sua entrada. Os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e indicam que o modelo fornece uma estimativa razoável da resposta transiente do evaporador.

**Palavras chave.** Evaporador, escoamento bifásico, resposta transiente, volumes finitos, refrigeração.

## 1. Introdução

A ação dos fluidos refrigerantes halogenados sobre a camada de ozônio presente na estratosfera, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e a melhoria do desempenho termodinâmico de alguns equipamentos tem motivado a realização de inúmeras pesquisas e grandes investimentos, tanto na procura de refrigerantes alternativos, quanto na análise do comportamento dos componentes dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado.

O consumo de energia de um refrigerador depende do desempenho de cada um de seus componentes, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo. Esse consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e do escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. Jakobsen (1995) analisou a influência de cada componente sobre a eficiência global do sistema de refrigeração e concluiu que o evaporador é o componente mais relevante.

O conhecimento das características dinâmicas de um evaporador são importantes para o projeto e controle dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado. Na prática, os evaporadores devem ser carregados com a quantidade correta de fluido refrigerante, para assegurar que refrigerante líquido não deixe o evaporador, o que poderia danificar o compressor. Em contra partida a região de escoamento de vapor superaquecido deve ser mantida o mais próximo da saída do evaporador para garantir sua máxima eficiência. Esse tipo de evaporadores são conhecidos como evaporadores de expansão seca, no qual o controle do fluxo de refrigerante é, geralmente, realizado por uma válvula de expansão termostática.

Vários tipos de modelos para descrever o comportamento dinâmico de evaporadores têm sido apresentados na literatura. Wang e Toubert (1991) forneceram uma boa revisão bibliográfica desses modelos e os classificaram em quatro grupos: modelos de “caixa preta”, de uma-zona, de duas-zonas e distribuídos. Dentre esses modelos, os que fornecem melhores resultados do comportamento dinâmico do evaporador são os modelos distribuídos. Entretanto, um dos problemas principais desse modelo é a descrição da fração de vazio e do escoamento bifásico. A transferência de quantidade de movimento entre as fases líquida e de vapor causa o efeito de deslizamento, que influencia a distribuição de massa do refrigerante. Dessa forma, a fração de vazio deve ser adequadamente descrita para tornar o modelo distribuído mais realista.

Usualmente, o processo de transferência de calor entre o refrigerante e o ar em um evaporador de serpentina com tubos aletados ocorre em escoamento de fluxo cruzado, como mostrado na Fig. (1a). A fim de melhorar a eficiência da transferência de calor ou buscar as condições ideais de funcionamento, várias configurações de tubos são empregadas e vários métodos para se escolher o melhor circuito são utilizados. Essa diversidade torna a modelagem do escoamento ainda mais complexa. Isso faz com que os modelos que usam a formulação distribuída, sejam cada vez mais utilizados em razão da flexibilidade e aplicabilidade em descrever, além do comportamento dinâmico, a diversidade geométrica dos evaporadores de serpentina com tubos aletados.

Esse grande número de fenômenos envolvidos mostra que os sistemas de refrigeração e condicionamento de ar operam sob condições variáveis e, assim, uma condição única de regime permanente não existe, especialmente se os controles de capacidade do sistema estiverem ajustados para uma dada situação. Portanto, as investigações não deveriam se restringir à análise do regime permanente, mas também, incluir o regime transiente ou análise dinâmica.

Uma grande variedade de trabalhos relacionados com evaporadores de serpentina com tubos aletados estão disponíveis na literatura, dentre os quais destacam-se os de: Oskarsson *et al.* (1990a, b), Wang e Toubert (1991), Domanski (1991), Jia *et al.* (1995, 1999) e Liang *et al.* (1999). Em função do grande número de fenômenos envolvidos

no funcionamento dos evaporadores, cada trabalho tem um enfoque diferente tais como: análise dos efeitos da distribuição de ar no desempenho do evaporador; efeito do tipo de circuito; efeito do tipo da aleta; estudo do comportamento dinâmico do evaporador quando submetido a variações das condições de operação.

Neste trabalho apresenta-se um modelo numérico distribuído para simulação da resposta transiente de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados. O escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos é bastante complexo, identificando-se em alguns casos, devido à mudança de fase, até três regiões: uma de escoamento líquido, uma de escoamento bifásico líquido-vapor e uma de escoamento de vapor. Em razão do complexo padrão do escoamento de ar e ao fenômeno da desumidificação, que ocorrem sobre a superfície externa dos tubos e das aletas, a determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar é extremamente dificultada. Além da interação entre o escoamento de refrigerante e o escoamento de ar, o sistema de refrigeração pode apresentar durante a operação períodos transientes que surgem devido à variação das condições de operação.

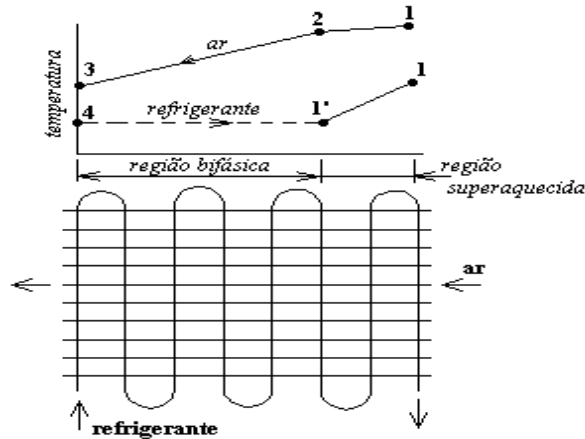


Figura 1. Esquema de um evaporador de serpentina com tubos aletados.

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais e numéricos disponíveis na literatura. A falta de algumas informações sobre a geometria dos evaporadores analisados e sobre as condições de operação, na maioria dos trabalhos disponíveis, reduz grandemente o número de trabalhos que podem ser utilizados em exercícios de validação de modelos teóricos. Os trabalhos selecionados para a validação do presente modelo são aqueles de Jia *et al.* (1995, 1999).

## 2. Modelo Matemático

O escoamento ao longo do tubo do evaporador é dividido em duas regiões: uma de escoamento bifásico líquido-vapor e outra na qual o fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido. Considera-se a queda de pressão no interior dos tubos, a condensação do vapor d'água do ar que, escoam em fluxo cruzado externamente ao tubo.

Para simplificar o problema, as seguintes hipóteses são consideradas:

- O evaporador possui um único circuito, uma vez que a vazão em massa é considerada uniforme ao longo de cada circuito e a condução de calor entre esses circuitos é ignorada;
- O escoamento bifásico no interior dos tubos é considerado unidimensional e homogêneo;
- A variação das energias cinética e potencial do refrigerante é desconsiderada;
- O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é uniforme (pode ser diferente nas regiões seca e úmida);
- A condução de calor na parede do tubo é desconsiderada;
- Considera-se o ar como incompressível;
- Desconsidera-se a formação de gelo;
- Assume-se que o fluido refrigerante seja isento de óleo.

As equações governantes do escoamento no interior do tubo são divididas conforme o tipo de escoamento: monofásico ou bifásico. As equações apresentadas a seguir referem-se à região de escoamento bifásico. Substituindo-se  $\alpha = 1$  (fração de vazio) nessas equações, obtém-se as equações governantes para a região monofásica (região de vapor superaquecido).

- Equação da Conservação da Massa Para o Refrigerante:

$$\frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}u)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

na qual  $\tilde{\rho} = [\alpha\rho_v + (1-\alpha)\rho_l]$  é a massa específica da mistura líquido-vapor,  $u = [G_r / \tilde{\rho}]$  é a velocidade na direção do



escoamento,  $\alpha = \left[1 + \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} (1-x)\right]\right]^{-1}$  é a fração de vazio,  $x$  é o título da mistura,  $G_r$  é o fluxo de massa de refrigerante,  $t$  é tempo,  $z$  é a coordenada ao longo do tubo do evaporador e  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são, respectivamente, a massa específica do líquido e do vapor.

- *Equação da Quantidade de Movimento Para o Refrigerante:*

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}u)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}u^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - f_x \quad (2)$$

na qual  $p$  é a pressão do escoamento no interior dos tubos e  $f_x = (dp_F / dz)$  é a redução de pressão devido ao atrito.

- *Equação da Conservação da Energia Para o Refrigerante:*

$$\frac{\partial(\tilde{\rho}h_r)}{\partial t} + \frac{\partial(\tilde{\rho}uh_r)}{\partial z} = \frac{A_i}{A_{tub}} d\dot{q}_{wr} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

na qual  $h_r = [xh_v + (1-x)h_l]$  é a entalpia do refrigerante,  $h_l$  e  $h_v$  são, respectivamente, a entalpia do líquido e do vapor,  $A_i$  é a área interna do tubo por unidade de comprimento,  $A_{tub}$  é a área da seção transversal do tubo,  $d\dot{q}_{wr} = [H_r(T_w - T_r)]$  é a taxa de transferência de calor da parede do tubo para o refrigerante,  $H_r$  é o coeficiente de transferência de calor no interior do tubo,  $T_w$  é a temperatura da parede do tubo e  $T_r$  é a temperatura do refrigerante.

- *Equação da Conservação da Energia Para o Ar:*

Quando o ar escoar ao longo de uma superfície aquecida ou resfriada é possível que ocorra uma transferência simultânea de calor sensível e calor latente. Se a temperatura da superfície for distinta da temperatura do ar, haverá transferência de calor sensível. Se a pressão parcial do vapor na corrente de ar for diferente da pressão parcial do vapor do ar junto à parede, haverá transferência de massa (vapor d'água). Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário para a mudança de fase da água: condensação ou evaporação. Dessa forma, se ocorrer condensação do vapor d'água, calor latente deve ser removido e, ao contrário, se ocorrer evaporação de água, o calor latente deve ser fornecido.

Nas serpentinas com tubos aletados, largamente usadas em aplicações para o resfriamento do ar atmosférico, é comum a ocorrência de desumidificação do ar. Com a desumidificação, a superfície da serpentina do lado do ar ficará coberta por uma película de água líquida que, eventualmente, poderá se congelar. Dessa forma, além da transferência de calor sensível, haverá a transferência de calor latente em razão da condensação.

Realizando o balanço de energia para o ar no volume de controle mostrado na Fig. (2), desconsiderando a inércia térmica do ar, tem-se que,

$$\dot{m}_a dh_a = d\dot{q}_a A_t dz + d\dot{m}_{\text{água}} h_{l,\text{água}} \quad (4)$$

na qual  $\dot{m}_a = [\rho_a V_a (W_{\text{evap}} L_{\text{evap}})]$  é a vazão em massa de ar seco,  $\rho_a$  é a massa específica do ar seco,  $V_a$  é a velocidade do ar,  $L_{\text{evap}}$  é o comprimento do trecho reto do evaporador,  $W_{\text{evap}}$  é a largura do evaporador,  $A_t = (A_r + A_f \eta_f)$  é a área total de transferência de calor por unidade de comprimento,  $A_r$  é a área externa não coberta pelas aletas por unidade de comprimento,  $A_f$  é a área da superfície da aleta por unidade de comprimento,  $\eta_f$  é a eficiência da aleta apresentada por McQuiston *et al.* (1994),  $d\dot{m}_{\text{água}}$  é a vazão em massa de água (umidade) devido à desumidificação,  $h_{l,\text{água}}$  é a entalpia da água líquida na temperatura da parede ( $T_w$ ) e  $d\dot{q}_a$  é a taxa de transferência de calor entre o ar e a superfície externa da serpentina com tubos aletados, dada por,

$$d\dot{q}_a = H_a (T_a - T_w) + H_m \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \quad (5)$$

na qual  $H_a$  é o coeficiente de transferência de calor do ar,  $\omega_a$  é a umidade absoluta do ar,  $\omega_{a,\text{sat}}$  é a umidade do ar saturado na temperatura da parede do tubo,  $\lambda_{\text{água}}$  é o calor latente de condensação da água na temperatura da parede e  $H_m$  é o coeficiente de transferência de massa, calculado pela correlação de Lewis, dada por,

$$H_m = H_a / (Le c_{p,a}) \quad (6)$$

na qual  $Le = [k_a / (\rho_a c_{p,a} D_{ab})]$  é o número de Lewis,  $D_{ab}$  é a difusividade de massa água-ar,  $k_a$  é a condutividade térmica do ar seco e  $c_{p,a}$  é o calor específico à pressão constante do ar seco.

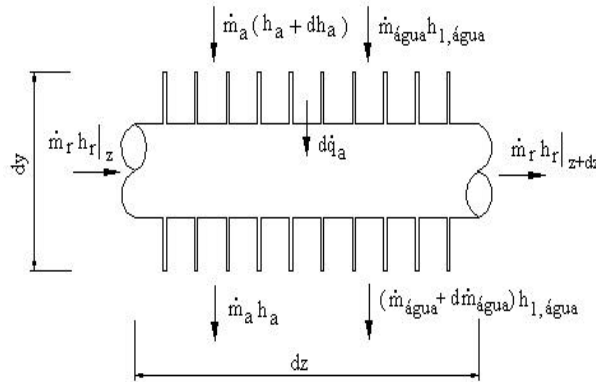


Figura 2. Volume de controle para o balanço de energia para o ar.

Na Eq. (4) a vazão em massa de água (umidade) devido à desumidificação, é dada por,

$$d\dot{m}_{\text{água}} = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \tag{7}$$

Substituindo as Eqs. (5) e (7) na Eq. (4) tem-se que,

$$\dot{m}_a dh_a = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) + H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) h_{1,\text{água}} \tag{8}$$

• *Equação da Conservação da Energia Para a Parede do Tubo:*

$$M_{\text{wf}} c_{p,\text{wf}} \frac{\partial T_w}{\partial t} = H_a A_t dz (T_a - T_w) + H_m A_t dz \lambda_{\text{água}} (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) - H_r A_t dz (T_w - T_r) \tag{9}$$

na qual  $M_{\text{wf}}$  é a massa da parede do tubo e aletas por unidade de comprimento e  $c_{p,\text{wf}}$  é o calor específico médio à pressão constante considerando o material do tubo e o material das aletas, apresentados por Barbieri (2001).

• *Equação da Conservação da Massa (Umidade) do Ar:*

$$\dot{m}_a d\omega_a = H_m A_t dz (\omega_a - \omega_{a,\text{sat}}) \tag{10}$$

O sistema formado pelas Eqs. (1), (2), (3), (8), (9) e (10) deve ser resolvido para o cálculo das seis incógnitas  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$ ,  $T_a$ ,  $T_w$  e  $\omega_a$ . Para isso, equações auxiliares são requeridas para o cálculo das propriedades termofísicas do refrigerante e do ar, do fator de atrito, dos coeficientes de transferência de calor para o refrigerante e para o ar e do coeficiente de transferência de massa para o ar.

Neste trabalho, obtém-se as propriedades termofísicas do ar usando-se os dados apresentados pela ASHRAE (1993) e as do fluido refrigerante são calculadas pelos dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998).

O modelo utiliza as seguintes equações constitutivas para o cálculo dos demais parâmetros:

1. Fator de atrito na região monofásica (vapor superaquecido): correlação de Churchill (1977);
2. Perda de pressão devido ao atrito na região bifásica: correlação de Paliwoda (1989);
3. Coeficiente de transferência de calor monofásico: correlação de Dittus-Boelter (1930);
4. Coeficiente de transferência de calor bifásico: correlação de Jung e Radermacher (1991) e Chen (1966);
5. Coeficiente de transferência de calor no lado do ar: correlação de McQuiston (1981) e Turaga (1988)

## 2.1. Condições Iniciais

Para verificar a resposta dinâmica do evaporador às variações das condições de operação, as condições iniciais são aquelas estabelecidas no regime permanente, ou seja, o escoamento do refrigerante ao longo do evaporador e o escoamento do ar do lado externo, são assumidos inicialmente em regime permanente. Nesse caso, o escoamento é governado pelas Eqs. (1), (2), (3) e (9), com os termos transientes anulados, e as Eqs. (8) e (10). Assim, as soluções das equações básicas no regime permanente são utilizadas como condições iniciais do sistema. Tais condições são aquelas do refrigerante na entrada do tubo,  $z = 0$  [vide Fig. (3)] e do ar sobre o evaporador, dadas por,

$$(i) z = 0: \quad \dot{m}_r = \dot{m}_{r,en} \quad x = x_{en} \quad T_r = T_{r,en} \quad (11)$$

$$(ii) \text{ sobre o evaporador: } T_a = T_{a,so} \quad \omega_a = \omega_{a,so} \quad \dot{m}_a = \dot{m}_{a,so} \quad (12)$$

nas quais o subíndice “en” indica as condições na entrada do tubo e o subíndice “so” indica as condições sobre o evaporador.

### 3. Metodologia de Solução

Para a solução numérica do sistema formado pelas Eqs. (1), (2), (3), (8), (9) e (10) utiliza-se, neste trabalho, o método de volumes finitos. O arranjo desencontrado é usado para a localização relativa das variáveis na malha computacional.

Uma vez que o problema é predominantemente convectivo o esquema *upwind* é usado na discretização das equações governantes, pois o uso de diferenças centrais na aproximação dos termos convectivos cria, quase sempre, coeficientes negativos. O uso de coeficientes negativos, associados à natureza do método iterativo usado na solução do sistema de equações, pode impedir totalmente a obtenção da solução.

Analisando o sistema de equações algébricas formadas pelas Eqs. (1), (2), (3), (8), (9) e (10), observa-se a necessidade de uma equação de estado para o cálculo da pressão, pois a natureza segregada do processo de solução requer que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser avançada.

Se  $\tilde{p}$  tem variação considerável com a pressão, então a equação de estado relaciona a pressão com uma função de  $\tilde{p}$  e  $h_r$ . A equação de estado e a equação da continuidade são usadas, respectivamente, para o cálculo da pressão e da massa específica. Essa formulação, na qual todas as variáveis dependentes possuem a sua equação de evolução, é conhecida como formulação compressível.

A solução do sistema de Eqs. (1), (2), (3), (8), (9) e (10) é obtida ao longo do evaporador, dividindo-o em pequenas células, em um total de MT, conforme mostrado na Fig. (3). Para cada célula, sete variáveis devem ser calculadas:  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $p$ ,  $h_r$ ,  $T_w$ ,  $T_a$  e  $\omega_a$ . As variáveis  $\tilde{p}$ ,  $p$ ,  $h_r$  e  $T_w$  são armazenadas no centro da célula, ponto P mostrado na Fig. (3b), enquanto que a velocidade,  $u$ , é armazenada nas faces “w” e “e” da célula, mostradas na Fig. (3b). As variáveis  $T_a$  e  $\omega_a$  são armazenadas nas faces “n” e “s” mostradas também na Fig.(3b).

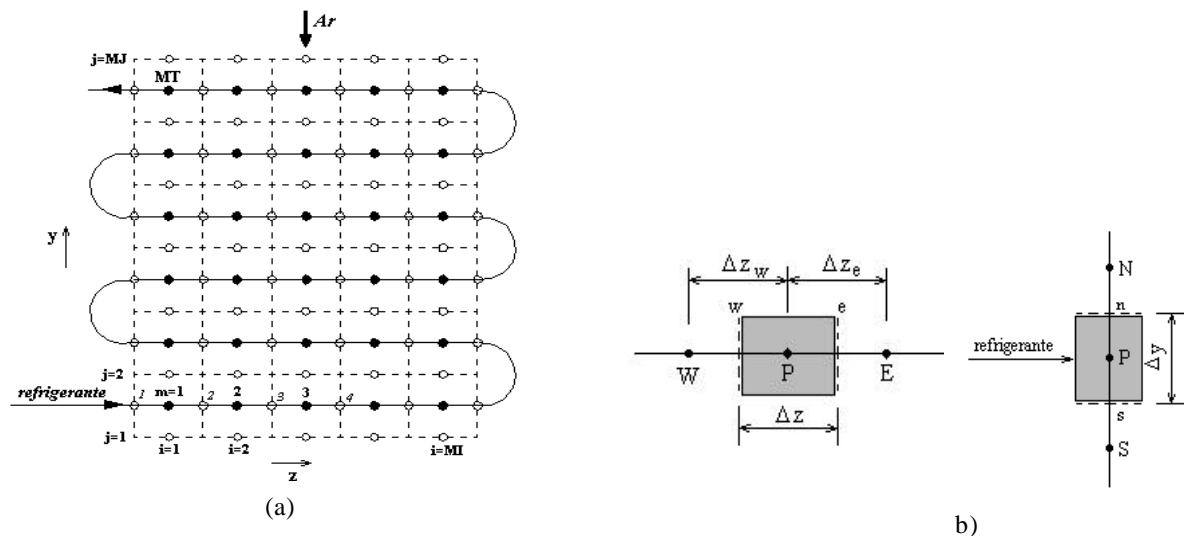


Figura 3. (a) Divisão do evaporador para a solução numérica; (b) volumes de controle para o refrigerante e para o ar.

Observa-se que as Eqs. (1), (2), (3) e (9), para o refrigerante e parede do tubo, e as Eqs. (8) e (10), para o ar, formam dois sistemas de equações não-lineares, que podem ser resolvidos utilizando-se o método de Newton-Raphson.

Para melhorar a eficiência do processo de solução, utiliza-se neste trabalho um método iterativo de dois níveis para a solução das equações. Tais níveis são:

- (i) Nível 1 – Cálculo das variáveis do refrigerante e da parede do tubo:

Neste nível, é assumido que as condições do ar ( $T_a$ ,  $\omega_a$ ) ao longo de todo o domínio de solução sejam conhecidas. Assim, um método de Newton-Raphson de célula em célula, iniciando-se da entrada do tubo, é usado para resolver o

sistema de equações para o cálculo de  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$  e  $T_w$ , sendo  $p$  calculado pela equação de estado.

A solução numérica inicia-se na entrada do tubo ( $m=1$ ), onde o escoamento é bifásico, e prossegue célula a célula até que o título da mistura atinja o valor unitário, passando o escoamento a ser monofásico. Quando a temperatura da parede do tubo atinge a temperatura do ponto de orvalho do ar, para a condição especificada na face horizontal da célula, tem início o processo de condensação do vapor d'água do escoamento de ar sobre os tubos.

(ii) *Nível 2 – Cálculo das variáveis para o lado do ar:*

Neste nível realiza-se a correção dos valores da temperatura e umidade do ar resolvendo-se, o sistema formado pelas Eqs. (8) e (10), pelo método de Newton-Raphson. Essa correção é realizada para toda a malha e não célula a célula, constituindo um sistema de ordem igual a 2 MT. A convergência é obtida quando os somatórios das correções das condições do ar ( $T_a, \omega_a$ ) forem inferiores a  $10^{-4}$ .

Para a malha apresentada na Fig. (3) os índices  $i, j$  e  $m$  são relacionados pela equação dada por,

$$m = i + (j - 1)MI \quad (i = 1, 2, 3, \dots, MI; \quad j = 1, 2, 3, \dots, MJ) \quad (13)$$

Considera-se que o regime permanente é alcançado quando a variação de  $\tilde{p}$ ,  $u$ ,  $h_r$  e  $T_w$ , de um passo de tempo para o outro, for menor do que  $10^{-3}$ .

Atingido o regime permanente, a vazão em massa de refrigerante é aumentada ou reduzida, para simular a resposta transiente do evaporador. Como o evaporador encontrava-se em regime permanente, essa perturbação fará com que, após um período transiente, um novo regime permanente se estabeleça. Tal variação da vazão em massa de refrigerante simula a variação das condições de operação do sistema, às quais um equipamento de refrigeração ou de ar-condicionado está frequentemente submetido.

Durante o período transiente, a pressão e a vazão em massa de refrigerante na entrada do evaporador são controladas por funções [ $p_r(t), \dot{m}_r(t)$ ], ajustadas aos valores medidos. Essas funções governam o intervalo de tempo em que o evaporador se adapta às novas condições de operação do sistema. Vale lembrar que as condições do ar sobre o evaporador permanecem constantes, sendo que o aumento ou diminuição do efeito de refrigeração é simulado exclusivamente pelo aumento ou diminuição da vazão em massa de refrigerante.

#### 4. Resultados e Discussão

Na validação do modelo, o evaporador usado nos testes é o mesmo de Jia *et al.* (1995, 1999), cujos parâmetros geométricos e as condições de operação são, respectivamente, apresentados nas Tabs. (1) e (2).

Na Tab. (1) observa-se que, embora o evaporador possua nove circuitos os resultados experimentais apresentados por Jia *et al.* (1995) referem-se apenas a um circuito, permitindo, assim, a comparação com os resultados obtidos pelo presente modelo.

No experimento de Jia *et al.* (1995), para obter a resposta transiente do evaporador à variação da vazão em massa de refrigerante, as condições do sistema no regime permanente foram inicialmente estabelecidas. Em seguida, a vazão em massa de refrigerante foi alterada, abrindo-se ou fechando-se a válvula de expansão eletrônica.

Tabela 1. Parâmetros geométricos do evaporador testado por Jia *et al.* (1999).

Parâmetros geométricos	Valores	Parâmetros geométricos	Valores
Número de circuitos	9	Diâmetro externo do tubo (mm)	12,70
Número de tubos por circuito	6	Diâmetro interno do tubo (mm)	11,84
Comprimento tubo reto (m)	1,632	Espessura da aleta (mm)	0,12
Espaçamento transversal dos tubos (mm)	27,50	Tipo de aleta	lisa
Espaçamento longitudinal dos tubos (mm)	31,78	Número de aletas	514

O início do período transiente ocorre 30 segundos após o início da gravação dos dados, instante em que a vazão em massa é aumentada em 9,5 %, causando um aumento nas pressões de entrada do evaporador e de saída do condensador. Após 140 segundos, o regime permanente é novamente estabelecido e as pressões de evaporação e de condensação alcançam valores médios, respectivamente, de 290 kPa e 1325 kPa.

Para a comparação com os resultados de Jia *et al.* (1995), uma função, foi ajustada aos dados experimentais, para representar a variação da pressão do refrigerante na entrada do evaporador durante o período transiente [vide Barbieri (2001)]. Nas Figs. (4) a (7) são mostradas as comparações entre as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar do evaporador, durante o período transiente, calculadas pelo presente modelo e medidas por Jia *et al.* (1995). Nessas figuras os perfis de temperatura de saída do ar são avaliados no ponto  $i = MI$  e  $j = 1$

[vide Fig. (3a)]. A malha computacional usada na obtenção dos resultados numéricos possui 180 pontos, distribuídos uniformemente ao longo do evaporador e o intervalo de tempo usado para o avanço no tempo é de 10 segundos.

Tabela 2. Condições de operação usadas por Jia *et al.* (1995,1999).

Condições de operação na entrada	Valores	Condições de operação na entrada	Valores
Temperatura do refrigerante (°C)	-2,0	Temperatura do ar (°C)	14,5
Pressão do refrigerante (kPa)	273,0	Umidade relativa (%)	50
Vazão em massa de refrigerante por circuito (kg/s)	0,00811	Velocidade do ar (m/s)	2,0
Título	0,359		

Uma vez que os resultados são dependentes das equações constitutivas, o modelo será investigado em maiores detalhes, com o intuito de verificar a influência das diferentes correlações adotadas.

Nas Figs. (4a) e (4b) são mostradas, respectivamente, as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar no regime transiente, obtidas pelo presente modelo com diferentes correlações do coeficiente de transferência de calor (CTC) bifásico, comparadas com os dados experimentais de Jia *et al.* (1995). As correlações do CTC bifásico analisadas são as de Chen (1966) e de Jung e Radermacher (1991).

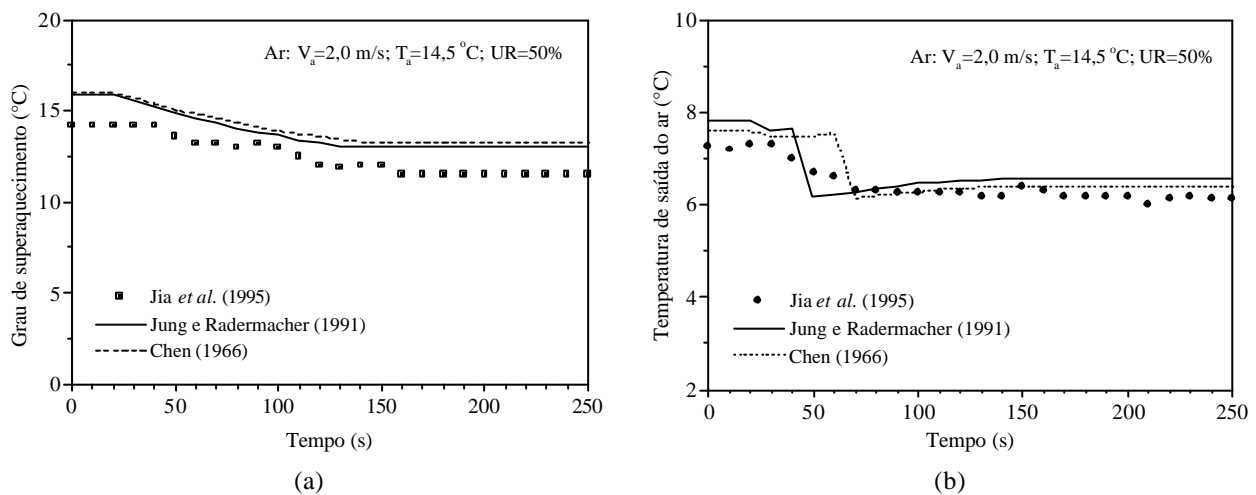


Figura 4. Influência das correlações do CTC bifásico: (a) distribuição do grau de superaquecimento; (b) distribuição da temperatura de saída do ar.

Observa-se na Fig (4a), uma variação entre os valores calculados do grau de superaquecimento, embora os perfis apresentem, praticamente, o mesmo comportamento independente da correlação usada para o cálculo do CTC bifásico. Da mesma forma, verifica-se na Fig. (4b), uma variação no comportamento dos perfis de temperatura de saída do ar durante o período transiente, calculado pelas duas correlações para o CTC bifásico testadas. A correlação de Jung e Radermacher (1991) é a que apresenta melhor concordância com os dados experimentais de Jia *et al.* (1995) e a correlação de Chen (1966), a que apresenta os valores mais elevados do grau de superaquecimento.

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar é, também, um dos parâmetros que mais influenciam o comportamento dinâmico de evaporadores de serpentina com tubo aletados. As comparações entre os dados experimentais de Jia *et al.* (1995) e os resultados obtidos pelo presente modelo, usando-se as correlações de Turaga *et al.* (1988) e de McQuiston (1981), são apresentados nas Figs. (5a) e (5b).

Observa-se nas Figs. (5a) e (5b) que, embora as distribuições do grau de superaquecimento durante o período transiente calculadas apresentem o mesmo comportamento, as distribuições de temperatura de saída do ar calculadas apresentam comportamentos diferentes. Tal fato demonstra a necessidade de um modelo mais elaborado do escoamento do lado do ar.

Em função da incerteza relacionada com a especificação da umidade relativa de entrada do ar nos dados de Jia *et al.* (1995), uma análise de sensibilidade foi realizada com o propósito de verificar a influência desse parâmetro sobre o desempenho do modelo. Para isso, nas Figs. (6a) e (6b), são também mostradas, respectivamente as distribuições do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar, quando variações de  $\pm 5\%$  são impostas ao valor originalmente assumido da umidade relativa de entrada do ar (50%). Nota-se nas Figs. (6a) e (6b), que a temperatura de saída do ar é mais sensível à variação da umidade relativa do ar, do que o grau de superaquecimento do refrigerante.

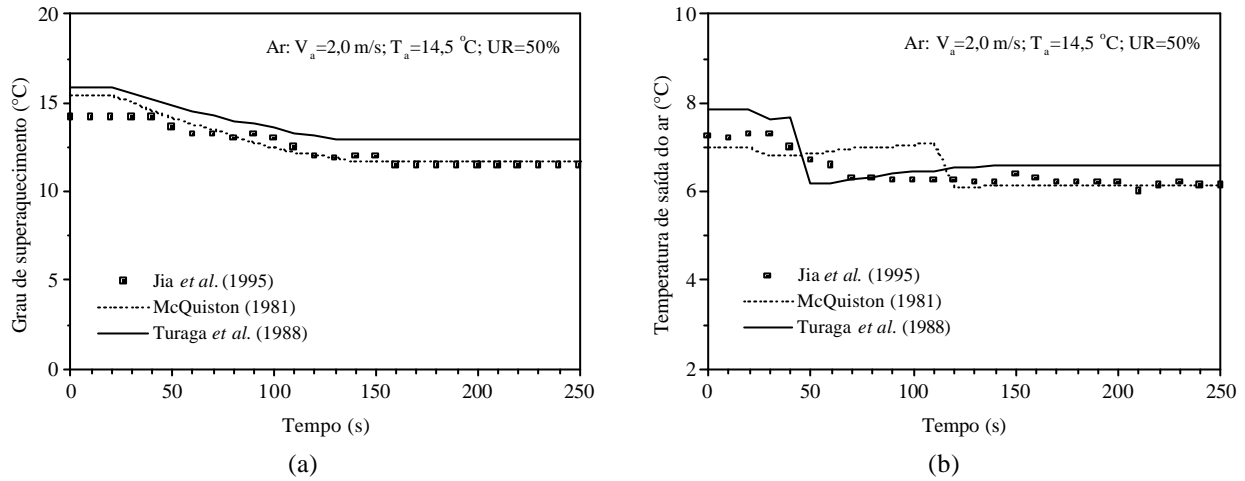


Figura 5. Influência das correlações do CTC do ar: (a) distribuição do grau de superaquecimento; (b) distribuição de temperatura de saída do ar.

Observa-se na Fig (6a), que as distribuições do grau de superaquecimento calculadas pelo presente modelo apresentam o mesmo comportamento daquela obtida por Jia *et al.* (1995), embora os valores calculados, para  $UR = 50\%$  sejam, em média, 9,85 % superiores aos valores medidos. Dessa forma, os resultados calculados demonstram que a região de escoamento de vapor superaquecido é superestimada pelo presente modelo em relação aos dados experimentais. Isso quer dizer que o “ponto de secagem” do refrigerante, ou seja, o ponto no qual o refrigerante vaporiza-se completamente, previsto pelo modelo, ocorre a uma distância da entrada do evaporador menor do que aquela medida, resultando em um grau de superaquecimento maior. A discordância máxima entre os valores calculados e medidos é de 12,4 %.

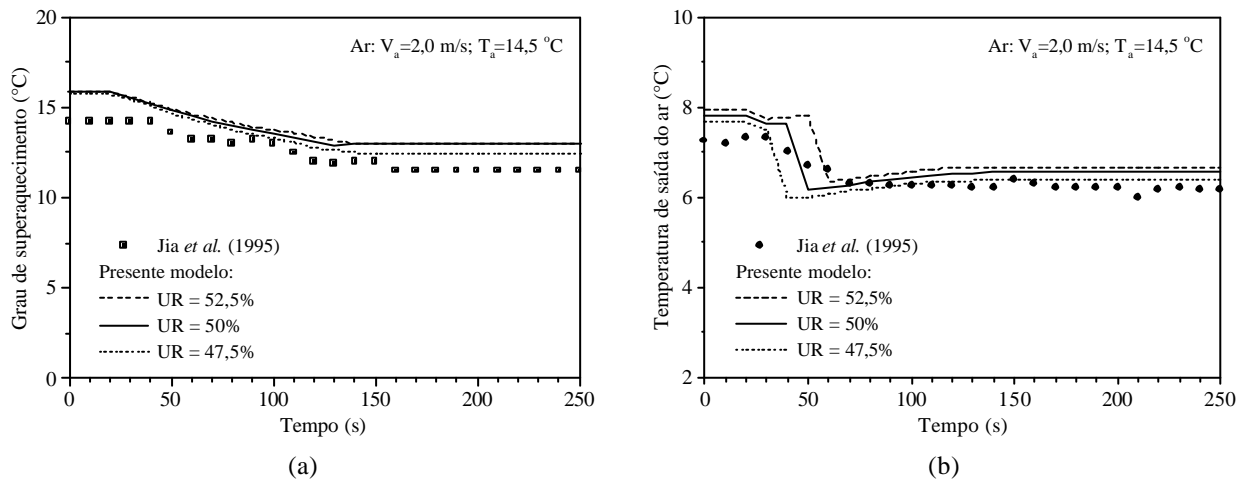


Figura 6. Efeito da variação da umidade relativa de entrada do ar: (a) comparações entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia *et al.*, 1995); (b) comparações entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia *et al.* 1995).

Na Fig. (6b) observa-se uma boa concordância entre os perfis de temperatura de saída do ar do evaporador, sendo a diferença média entre os valores calculados com  $UR = 50\%$  e medidos por Jia *et al.* (1995) de 5,4 %. Entretanto nota-se na Fig. (6b), que o perfil de temperatura do ar calculado exibe um atraso e um menor período transiente em relação aos dados experimentais. Esse comportamento pode estar relacionado ao fato de, na simulação, considerar-se a temperatura do ar na entrada do evaporador constante durante o período transiente. Entretanto, Jia *et al.* (1995) relataram que, na prática, essa temperatura diminui suavemente após o aumento da vazão em massa de refrigerante, em função de aspectos construtivos da bancada experimental. Isso faz com que a redução da temperatura medida com o tempo seja mais acentuada.

Na Fig. (6b) observa-se ainda que, as variações de  $\pm 5\%$  impostas à umidade relativa de entrada do ar provocam um deslocamento do ponto no qual se inicia o período transiente. Para a umidade relativa de entrada do ar de 47,5 % esse ponto ocorre, aproximadamente, em 30 s e esse tempo é maior à medida que a umidade relativa aumenta.

Uma análise de sensibilidade do modelo à vazão do fluido refrigerante foi também realizada. Nas Figs. (7a) e (7b) apresentam-se, respectivamente, os perfis calculados do grau de superaquecimento e da temperatura de saída do ar quando a vazão em massa de refrigerante na entrada da serpentina ( $\dot{m}_r = 29,2 \text{ kg/h}$ ) é alterada  $\pm 5\%$ . Os perfis assim calculados são também comparados com os dados experimentais de Jia *et al.* (1995).

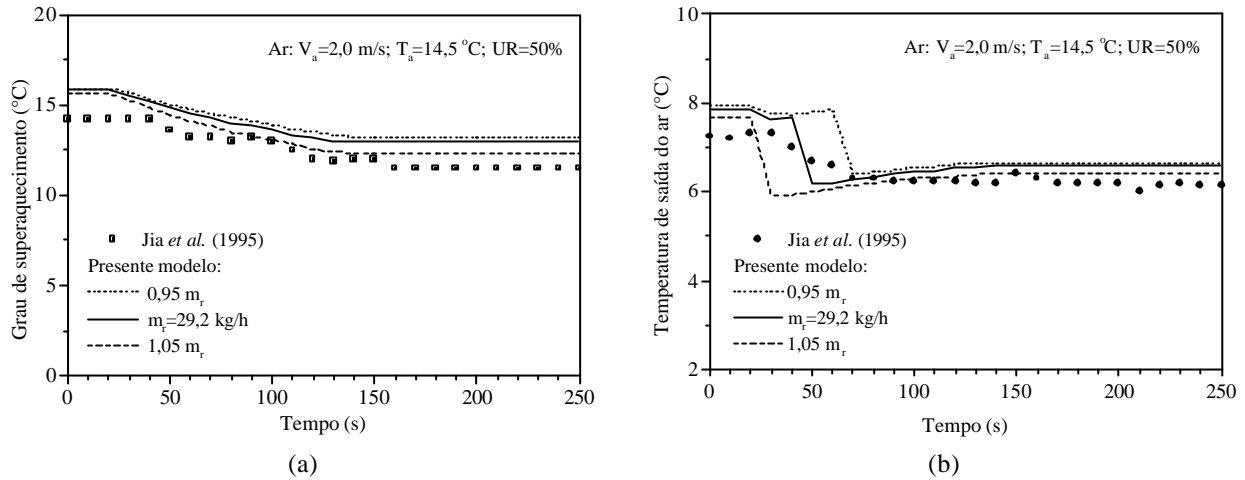


Figura 7. Influência da vazão em massa de refrigerante: (a) comparações entre os graus de superaquecimento calculado e medido (Jia *et al.*, 1995); (b) comparações entre as temperaturas de saída do ar do evaporador calculada e medida (Jia *et al.* 1995).

Observa-se nas Figs. (7a) e (7b), que os resultados calculados pelo presente são influenciados diretamente pela vazão em massa de refrigerante, sendo, essa influência, mais efetiva sobre o perfil de temperatura de saída do ar. Tal comportamento é similar à aquele observado na Fig. (6b), para a variação da umidade relativa de entrada do ar.

## 5. Conclusões

Neste trabalho apresentou-se um modelo numérico distribuído para a simulação da resposta dinâmica de evaporadores de expansão seca de serpentina com tubos aletados, geralmente usados em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. O comportamento dinâmico do evaporador é avaliado com uma variação em degrau da vazão em massa de refrigerante em sua entrada. O modelo homogêneo é utilizado para descrever o escoamento bifásico do fluido refrigerante no interior dos tubos.

Os resultados indicam que o modelo permite uma estimativa satisfatória da resposta transiente de um evaporador e que o escoamento do lado do ar é o que apresenta maior sensibilidade, tanto em relação às correlações usadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, quanto para a variação das condições de operação, revelando a necessidade de se melhorar a modelagem desse escoamento.

As comparações entre os resultados obtidos com o modelo e os dados experimentais de Jia *et al.* (1995) demonstraram que o modelo superestima o grau de superaquecimento do refrigerante ao longo da serpentina e a temperatura de saída do ar. O erro absoluto médio avaliado ao longo do tempo, entre o grau de superaquecimento calculado e o medido é de 9,85% e entre a temperatura de saída do ar calculada e medida é de 5,4%.

O método numérico utilizado na solução do sistema de equações governantes, método de Newton-Raphson, mostrou-se eficiente, embora tenha apresentado problemas de convergência em alguns dos casos testados. Diferentes intervalos de tempo e tamanhos de células foram testados. O tempo de CPU para se alcançar o regime permanente foi, em média, de 5 minutos e para o caso de operação transiente de 250 segundos, o tempo de CPU foi de 90 minutos, em um computador K7 - 800 MHz com 256 Mb de memória RAM.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem à FAPESP – Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo suporte financeiro que permitiu a realização deste trabalho (processo nº 99/00029-0).

## 7. Referências

- ASHRAE, 1993, “Fundamentals Handbook”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, chapter 06.
- Barbieri, P, E, L, 2001, “Análise Dinâmica de Evaporadores de Serpentina com Tubos Aletados”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, UNESP, São Paulo, Brasil.

- Chen, J. C., 1966, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow", Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev., vol. 5, p. 322.
- Churchill, S. W., 1977, "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, vol. 84, pp. 91-92.
- Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, "Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", University of California Publications in Engineering, v. 2, n° 3, pp. 443 – 461.
- Domanski, P. A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution", ASHRAE Transactions, vol. 13(1), pp. 792-802.
- Jakobsen, A., 1995, "Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator – A Case Study", Ph.D. thesis, DTU, Lyngby, Denmark, 137p.
- Jia, X., Tso, C. P. and Chia, P. K., 1995, "Distributed Model for Prediction of the Transient Response of an Evaporator", International Journal of Refrigeration, vol. 18, no 5, pp.336-342.
- Jia, X., Tso, C. P., Jolly, P. and Wong, Y. W., 1999, "Distributed Steady and Dynamic of Dry-Expansion Evaporator", International Journal of Refrigeration, vol. 22, pp. 126-136.
- Jung, D., S. and Radermacher, R., 1991, "Prediction of Heat Transfer Coefficients of Various Refrigerants During Evaporation", ASHRAE Transactions, vol. 97 (2), pp. 48-53.
- Liang, S. Y., Wong, T. N, Nathan, G. K. and Liu T. N., 1999, "Analytical Study of Evaporator Coil in Humid Environment", Applied Thermal Engineering, vol.19, pp. 1129-1145.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon E. W. and Peskin, A. P., 1998, "Users' Guide: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures – REFPROP", Software Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado.
- McQuiston, F. C., 1981, "Finned Tube Heat Exchangers: State of the Art for the Air Side", ASHRAE Transactions, vol. 87, pp. 1077-1085.
- McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, "Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design", John Wiley & Sons, 4<sup>th</sup> ed., New York.
- Oskarsson, S. P; Krakow, K. I. and Lin, S., 1990(a), "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces, Part 1: Heat Transfer and Fluid Flow Theory", ASHRAE Transactions, vol. 96, pp. 373-380.
- Oskarsson, S. P; Krakow, K. I. and Lin, S., 1990(b), "Evaporator Models for Operation with Dry, Wet, and Frosted Finned Surfaces, Part 2: Evaporator Models and Verification", ASHRAE Transactions, vol. 96, pp. 381-392.
- Paliwoda, A., 1989, "Generalized Method of Pressure Drop and Tube Length Calculation with Boiling and Condensing Refrigerants Within the Zone of Saturation", International Journal of Refrigeration, vol.12, pp. 314-322.
- Turaga, M., Lin, S. and Fazio, P. P., 1988, "Correlation for Heat Transfer and Pressure Drop Factors for Direct Expansion Air Cooling and Dehumidifying Coils", ASHRAE Transactions, vol. 92, pp. 616-619.
- Wang, H. and Toubert S., 1991, "Distributed and Non-Steady-State Modeling of an Air Cooler", International Journal of Refrigeration, vol. 14, pp. 98-111.

## Modeling of Transient Flow in Finned-Tube Coil Evaporators

**Paulo Eduardo Lopes Barbieri**

**André Luiz Seixlack**

UNESP – Câmpus de Ilha Solteira - Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000 – Ilha Solteira, SP, Brasil  
[andré@dem.feis.unesp.br](mailto:andré@dem.feis.unesp.br)

**Abstract.** The energy consumption of refrigeration and air-conditioning systems depends on the performance of each one of their components as well as on indoors and outdoors environment conditions. Among those components, the evaporator exerts a most relevant influence on the global efficiency. This work presents a numerical model to simulate the flow in finned-tube coil evaporators, widely used in air conditioning and refrigeration systems. The model takes into account the HFC-134a flow inside just one tube and the crossed air flow outside that tube. The refrigerant pressure drop, the moisture condensation on the air side, as well as the effects of the ambient external and internal conditions, are also considered. The transient response of the evaporator under a step change in the inlet refrigerant flow rate is investigated. The transient behavior happens to be one the main concerns of the manufacturers of refrigeration systems with respect to the technological applications, because under real conditions the steady state is rarely achieved. In order to simplify the model, the flow inside the tube is divided in two distinct regions: one, two-phase evaporating flow and another, single-phase superheated vapor flow. Additionally, the flow in two-phase region is modeled as one-dimensional and homogeneous. Comparisons between the prediction and experimental results from the literature, are performed and discussed.

**Keywords:** *Evaporator, two-phase flow, transient response, finite volume, refrigeration.*



# CONTROLE FUZZY DA TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE LÍQUIDO (“CHILLER”)

**Flávio Vasconcelos da Silva**

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Departamento de Engenharia de Alimentos, C.P. - 6121 CEP 13083-970, Campinas - São Paulo - Brasil.  
flavio@ceres.fea.unicamp.br

**Vivaldo Silveira Júnior**

Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Departamento de Engenharia de Alimentos, C.P. - 6121 CEP 13083-970, Campinas - São Paulo - Brasil  
vivaldo@fea.unicamp.br

**Resumo.** *O uso do controle fuzzy nos processos industriais vem crescendo rapidamente nas últimas décadas, principalmente em processos de difícil modelagem matemática, devido à sua capacidade de atuar no sistema baseando-se apenas no conhecimento especialista e na capacidade de inter-relacionar todas as variáveis do processo. Em um ciclo de refrigeração a eficiência do sistema esta diretamente ligada à capacidade de manter as temperaturas e pressões correspondentes às exigidas pelo processo. A temperatura de condensação possui uma grande influência quanto ao consumo de energia e desempenho geral do sistema frigorífico, sendo altamente influenciada por perturbações externas, principalmente perturbações climáticas (temperaturas do ar e água de condensação). Simulações foram conduzidas com a finalidade de desenvolver um controle fuzzy da temperatura de condensação, sob condições pré-definidas e perturbações na temperatura da água do condensador, com estratégias SISO (Single Input - Single Output) e MIMO (Multi Input - Multi Output). O controle fuzzy desenvolvido mostrou-se satisfatório e de fácil implementação, apresentando um off-set na temperatura de condensação de 2,4°C e -1,5°C para perturbações na temperatura de entrada da água no condensador, sendo reduzido para 0,3°C e -0,7°C após a sintonia do controlador e submetido às mesmas perturbações.*

**Palavras chave:** *Controle fuzzy, refrigeração, chiller*

## 1. Introdução

A finalidade de um sistema de controle de processos é permitir uma operação estável dentro de valores pré-estabelecidos para as condições e variáveis do processo. Esta finalidade é alcançada com o emprego de sistema de sensores que medem o valor existente e comparam com um valor desejado. A partir da diferença existente inicia-se uma ação, visando reduzir a zero o desvio ocorrido, de forma contínua e automatizada.

Um bom controle é avaliado pela sua capacidade de perfazer um mínimo desvio da variável de processo em seguida a um distúrbio, retornando-a ao ponto de funcionamento prefixado em um mínimo intervalo de tempo.

O controlador fuzzy possui uma abordagem lingüística da lógica fuzzy que vem sendo progressivamente aplicada a inúmeros processos. Os conceitos da lógica fuzzy foram inicialmente propostas por Zadeh (1965) como um meio de oferecer uma solução para incluir conhecimentos especialistas em modelos de processos.

O dimensionamento e seleção de equipamentos de um sistema de refrigeração são determinados em condições de operação pré-definidas, como por exemplo, a capacidade máxima frigorífica (carga térmica) e temperaturas de operação (evaporação e condensação), de acordo com a aplicação e o refrigerante utilizado (Dossat, 1985). Contudo, em operação, o sistema estará submetido a oscilações que ocasionarão alterações nas condições de operação, provocando gastos de energia, obviamente, indesejáveis. Portanto, as técnicas de instrumentação e o controle de sistemas frigoríficos vêm crescendo rapidamente nos últimos anos devido à necessidade de uma maior confiabilidade no processo, redução nos custos de energia, aperfeiçoamento da supervisão e melhora da qualidade dos produtos refrigerados. Atualmente, a maioria dos sistemas de refrigeração são compostos por controladores mecânicos baseados na lógica de controle “on-off” ou proporcional para algumas variáveis de processo.

A abordagem lingüística da lógica fuzzy vem sendo usada na descrição de processos com grande êxito e representa a última geração de controle de processos. Pretende-se apresentar sua aplicabilidade em um processo específico e delinear uma metodologia que possibilite sua qualificação entre outros tipos de controle.

A lógica fuzzy para controle de processo diferencia de outras pela não necessidade de modelagem matemática, permitindo a incorporação de parâmetros empíricos para a adequação da função de transferência do sistema. O desenvolvimento da lógica fuzzy aliada à inteligência artificial, deverá atingir controles em outros processos, já que sua credibilidade está promovendo grandes investimentos em pesquisa, apresentando estimativas de produtos para o mercado mundial de cerca de US\$ 16 bilhões para o ano 2000, segundo a revista “The Economist” (Anônimo, 1994).

A descrição de processos biológicos e de alimentos através de modelos matemáticos convencionais para processos de otimização e controle é freqüentemente difícil, devido à natureza complexa dos processos, informações insuficientes, inadequadas e não precisas. As simplificações e hipóteses feitas nos modelos convencionais podem implicar em resultados não reais ou mesmo imprecisos.

A lógica fuzzy e a base de conhecimento possibilitam decisões semelhantes à humana de forma ideal. Assim, modelos de processos podem ser construídos, usando todos os tipos de informação disponíveis, tanto em otimização como em controle, sem o exato conhecimento matemático do processo.

O perfeccionismo do modelo convencional de um processo, onde se busca a precisão, pode deixá-lo muito complexo, devido ao elevado número de parâmetros a serem estimados. Com esta simplificação, a lógica fuzzy se aproxima da linguagem humana no uso de conceitos para descrição de atributos dos conhecimentos como: alto, baixo, frio, quente e outros, que são parâmetros subjetivos e suficientes para a tomada de decisões.

Shieh et al. (1992) mostraram que usando a lógica fuzzy obtém-se maior eficiência no controle de temperatura em pasteurizador HTST (“High Temperature Short Time”). Zhang & Litchfield (1993) apresentaram uma aplicação de um controlador fuzzy no processo de secagem de grãos em fluxo cruzado contínuo. Este trabalho mostra a viabilidade do controle fuzzy em muitos processos de alimentos, os quais são difíceis de controlar automaticamente com controles convencionais.

Um exemplo de aplicação de controle fuzzy em sistemas de refrigeração é fornecido em “The Economist” (Anônimo, 1994). O trabalho original de Bart Kosko, *Fuzzy Thinking*, mostra um simples controle de um condicionador de ar com rotação variável do compressor.

Em controle de processos convencionais suposições e simplificações são freqüentemente utilizados para construir um modelo matemático, que pode ser distante do fenômeno real. Porém, o controle fuzzy é capaz de atuar em processos complexos em que o conhecimento é restrito e os modelos matemáticos indisponíveis (Zhang & Litchfield, 1993). Gomide et al. (1992) afirmam que a idéia básica do controle fuzzy é modelar as ações a partir de conhecimento especialista, ao invés de se modelar o processo em si. Isto leva a uma abordagem diferente dos métodos convencionais.

A rigidez da lógica convencional não permite classificar os fatos como parcialmente “verdadeiros” ou parcialmente “falsos”. A lógica fuzzy como uma generalização da lógica clássica Booleana possibilita o desenvolvimento de algoritmos computacionais capazes de fazer inferências a partir de informações imprecisas num modo similar ao processo de raciocínio aproximado usado pelos operadores nos processos.

No estudo realizado por Singh & Ou-Yang (1994) existem quatro razões para o uso preferencial do controle fuzzy ao convencional:

1. Facilidade de desenvolvimento: quando é desenvolvido um controlador convencional é necessário inicialmente um conhecimento do sistema e os controles por ele exigido, bem como a construção de um modelo matemático para descrever as relações entre as variáveis de entrada e saída e determinar os parâmetros ótimos no controlador baseado neste modelo. O passo final é a simulação e testes de performance do controlador. Se não forem satisfatórios deve-se modificar o modelo matemático e reprojeter parâmetros. Com o uso do controlador fuzzy criam-se regras de controle baseadas em conhecimento e experiências descritas em simples palavras. Qualquer modificação em um passo do controlador lógico fuzzy é extremamente fácil contornar pois não é necessário modificar o modelo, apenas modificam-se as regras.

2. Aplicabilidade a Sistemas Não Lineares: controles de processos baseados em lógica fuzzy adaptam-se facilmente a não-linearidade de alguns sistemas, obtendo-se assim melhor performance que os controles convencionais.

3. Maior Segurança: o desempenho de um sistema de controle convencional depende de um sistema de parâmetros. Se estes parâmetros mudam como consequência de uma mudança no ambiente do processo ou falhas dos sensores, o sistema falhará e tornar-se-á instável. No controle fuzzy, os comandos são baseados em uma combinação de diversas regras, sendo que se uma regra falha o sistema não será afetado. As regras básicas do controle fuzzy são mais tolerantes à perturbações e sensores falhos.

4. Melhor Desempenho: a lógica fuzzy reduz a complexidade dos processos a simples regras de inferência fuzzy. Isto permite que os cálculos de controle sejam feitos em mínimo tempo. Além disso, a estrutura paralela do cálculo fuzzy permite uma melhor resposta ao sistema pois diversas entradas e saídas podem ser avaliadas simultaneamente.

Eerikäinen et al. (1988) demonstraram a possibilidade de utilizar o controle fuzzy em um processo de extrusão. Neste processo existe pequeno conhecimento das inter-relações entre as variáveis de processo e os atributos de qualidade do produto. Este foi a primeira aplicação direta de controle fuzzy na indústria de alimentos.

Em seu estudo de aplicação de lógica fuzzy e redes neurais em ciência e tecnologia de alimentos Eerikäinen et al. (1993) mostraram as vantagens do uso combinado destas duas ferramentas de controle, principalmente no que diz respeito à modelagem de processos de difícil obtenção de medidas “on line”.

Nos últimos quatro anos o potencial de manuseio de incertezas e de controle de sistemas complexos proporcionado pela lógica fuzzy vem sendo combinado com redes neurais artificiais as quais, por sua vez, possuem características de aprendizagem e adaptação. Esta união vem gerando novas classes de sistemas e de controladores neurofuzzy, combinando assim os potenciais e as características individuais em sistemas adaptativos e inteligentes. Estes sistemas deverão proporcionar uma importante contribuição para os sistemas de controle do futuro, principalmente em controle de processos (Gomide et al., 1992).

A temperatura de condensação tem grande influência no consumo de energia do sistema frigorífico, sendo influenciada pelo tipo de operação do condensador empregado, assim como pelas condições climáticas da região onde está instalado o equipamento. Para instalações industriais ou em locais onde o abastecimento de água é problemático, tanto em custo quanto em qualidade, utiliza-se torres de resfriamento ou condensadores evaporativos que dependem da temperatura de bulbo úmido do ar. A temperatura de condensação é de extrema importância quanto ao desempenho do sistema, pois acréscimos desta temperatura correspondem ao aumento na taxa de compressão e conseqüente redução de rendimento do sistema.

O presente trabalho pretende avaliar o desempenho de um sistema de refrigeração para resfriamento de líquido em condições pré-definidas, sob perturbações, com diferentes estratégias de controle fuzzy configuráveis em sistemas SISO (“Single Input/Single Output”) e MIMO (“Multiple Input/Multiple Output”).

Através de simulações em um software dinâmico referente ao sistema de refrigeração, propõe-se mostrar a viabilidade e facilidade de implementação do controle fuzzy em sistemas de relativa complexidade.

O trabalho se concentrou em desenvolver o controle da temperatura de condensação frente a variações na temperatura da água de entrada do condensador (T<sub>água</sub>), tendo como variável manipulada a vazão de água do condensador utilizando simulador CHILLER desenvolvido por Silveira Jr. (1995). Numa segunda etapa foi desenvolvido um controle fuzzy MIMO tendo como variáveis controladas a temperatura de condensação (T<sub>cond</sub>) e o COP (coeficiente de desempenho do sistema) e como variáveis manipuladas a vazão de água do condensador ( $\dot{m}_{\text{água}}$ ) e a vazão de refrigerante ( $\dot{m}_{\text{ref}}$ ).

## 2. Materiais e métodos

### 2.1. Descrição do sistema frigorífico modelado

O sistema frigorífico estudado caracteriza-se por um sistema de refrigeração para resfriamento de etilenoglicol a 30%, simples estágio, com carga térmica simulada por uma resistência elétrica Q<sub>o</sub> e fluido refrigerante R-12, como mostrado na Fig. (1).

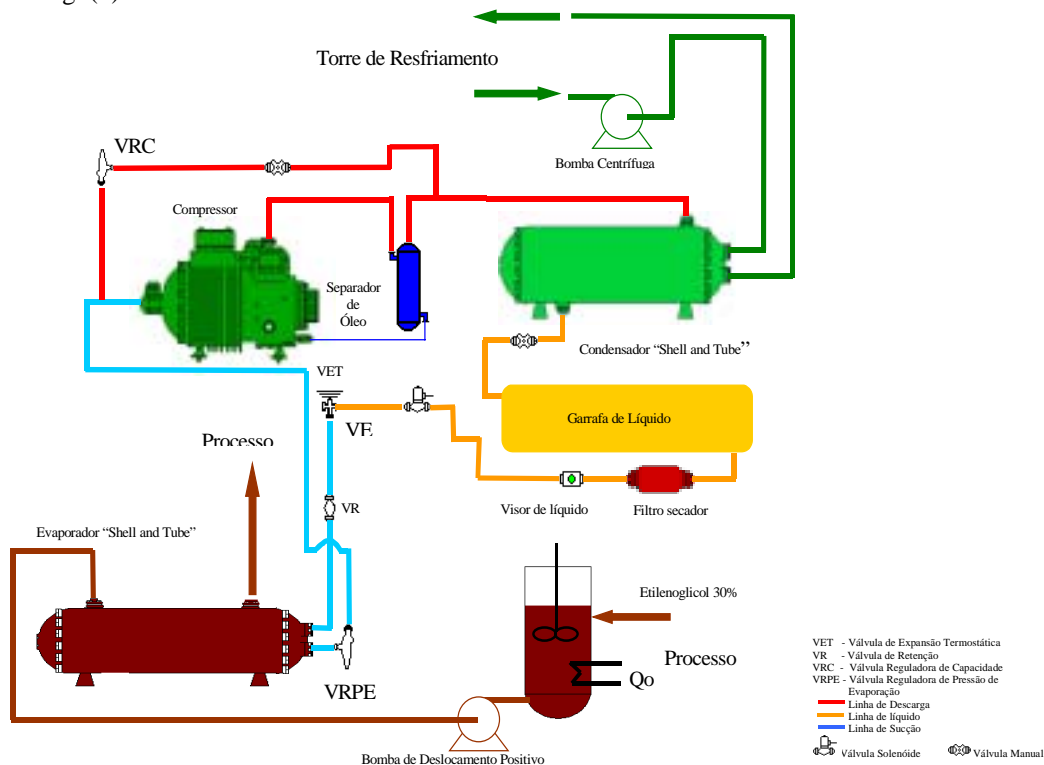


Figura 1 - Esquema do sistema de refrigeração para resfriamento de líquido.

Devido às limitações de se implementar um controle em um protótipo experimental, optou-se pelo desenvolvimento de simulações utilizando-se o software CHILLER, desenvolvido por Silveira Jr (1995), caracterizado por simulações dinâmicas (regime não estacionário).

### 2.2. Simulador dinâmico e sistema de desenvolvimento de aplicações fuzzy (SDAF)

O programa CHILLER de simulação dinâmica para sistema de resfriamento de líquido foi desenvolvido em linguagem "C", possuindo funções de execução do processo, comunicação com rotinas ou hardwares de controle e supervisão de processo. O programa é constituído por uma modelagem matemática de quatorze equações diferenciais ordinárias e vinte e três algébricas, que descrevem os balanços de massa e energia do sistema.

O sistema de desenvolvimento de aplicações fuzzy (SDAF) é constituído por dois módulos interconectados, ambiente de desenvolvimento de programas (PC) e controlador fuzzy (MCI02), ligados ao sistema a ser controlado.

O módulo de desenvolvimento de programas permite uma maior integração homem-máquina, promovendo a representação do conhecimento através de regras fuzzy, editor de funções de pertinência, gerador de código para o controlador fuzzy, depurador *on-line*, entre outros recursos. O método de defuzzyficação utilizado pelo SDAF é o do centro de massa.

### 2.3. Montagem do hardware utilizado para o controle

O sistema de controle utilizado para o desenvolvimento dos experimentos consistiu de dois computadores conectados por cabos seriais ao microcontrolador industrial MCI, fabricado pela HI Tecnologia, conforme a Fig. (2). Os computadores foram utilizados como ambiente de desenvolvimento de programas para o controlador fuzzy e como ambiente de simulação do sistema de refrigeração.

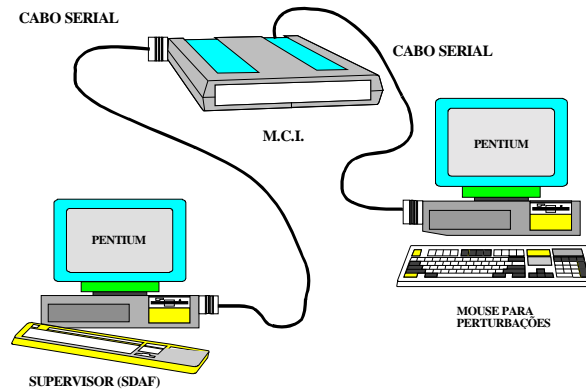


Figura 2 – Esquema de montagem do hardware para simulações e experimentos de controle.

### 3. Resultados e discussões

#### 3.1. Análise do comportamento dinâmico da temperatura de condensação do sistema frigorífico

Inicialmente foram realizadas diversas simulações objetivando-se determinar as condições estacionárias do sistema.

Apartir das condições estacionárias, mostradas na Tab. (1), foram realizadas perturbações, tipo degrau, na temperatura de entrada da água no condensador em  $\pm 20\%$  ( $\pm 5^\circ\text{C}$ ), para verificar a intensidade e o sentido da alteração ocorridas na temperatura de condensação, com a finalidade de obter conhecimento especialista do sistema quanto a tendências e atenuações. Os efeitos qualitativos na temperatura de condensação são mostrados na Tab. (2).

Tabela 1 – Condições estacionárias das variáveis.

Variável	Condições Estacionárias
T <sub>cond</sub>	41,5°C
T <sub>água</sub>	25°C
m <sub>água</sub>	250 kg/h
m <sub>ref</sub>	135 kg/h
m <sub>etglicol</sub>	750 kg/h
COP	6,89

Tabela 2 – Comportamento da temperatura de condensação frente a perturbações nas variáveis do sistema.

Variável	Perturbação	Temp. de Condensação
T <sub>água</sub>	↗	↗↗
	↘	↘↘
m <sub>água</sub>	↗	↘↘
	↘	↗↗
m <sub>ref</sub>	↗	↗↗
	↘	↘↘

Analisando a Tab. (2) pode-se decidir, qualitativamente, a forma e intensidade de atuação de controle.

#### 3.2. Definição dos parâmetros, sintonia e monitoração do controle fuzzy

A partir do conhecimento especialista adquirido na primeira fase do projeto, passou-se à definição de parâmetros importantes, tais como: variáveis lingüísticas, tipo de função de pertinência, definição da base de regras e universo de discurso das variáveis.

No controlador fuzzy foram considerados os valores de erro (valor lido – valor de set-point) da temperatura e o valor absoluto das variáveis de atuação (vazões de água e refrigerante), os seguintes termos lingüísticos foram adotados:

{grande negativo (GN), médio negativo (MN), pequeno negativo (PN), zero (Z), pequeno positivo (PP), médio positivo (MP), grande positivo (GP)} e {muito baixo (MB), baixo (B), médio (M), alto (A), muito alto (MA)}.

Optou-se por funções de pertinência triangulares no universo de discurso associadas a cada variável. Na Fig. (3) estão apresentadas as funções de pertinência associadas aos termos lingüísticos, inicialmente utilizadas antes da sintonia do controlador.

A base de regras utilizada para o controle foi:

- SE Erro\_T<sub>cond</sub> = GN ENTÃO m<sub>água</sub> = MB.
- SE Erro\_T<sub>cond</sub> = PN ENTÃO m<sub>água</sub> = B.
- SE Erro\_T<sub>cond</sub> = Z ENTÃO m<sub>água</sub> = M.
- SE Erro\_T<sub>cond</sub> = PP ENTÃO m<sub>água</sub> = A.
- SE Erro\_T<sub>cond</sub> = GP ENTÃO m<sub>água</sub> = MA.

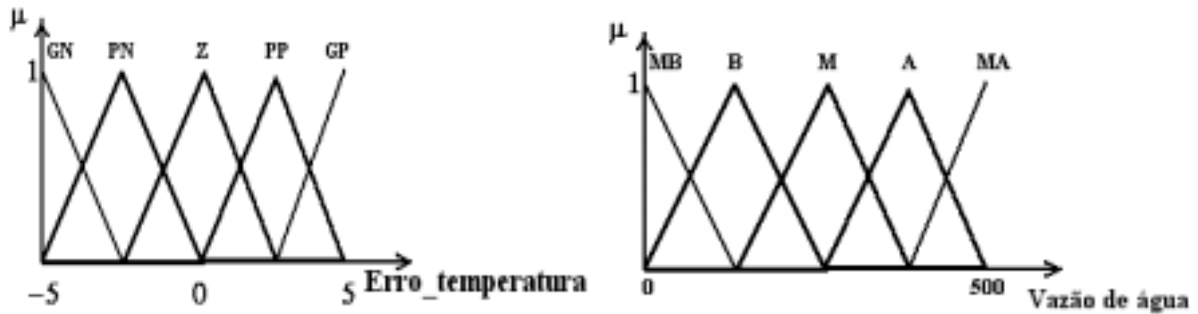


Figura 3 – Funções de pertinência para os termos lingüísticos.

Os universos de discurso utilizados para as variáveis erro de temperatura de condensação e vazão de água foram  $\pm 5^{\circ}\text{C}$  e 0-500 kg/h, respectivamente.

O controle fuzzy SISO, utilizando as funções de pertinência e base de regras acima, não apresentou um desempenho satisfatório devido à existência de um off-set de aproximadamente  $2,4^{\circ}\text{C}$  e  $-1,5^{\circ}\text{C}$ , para perturbações positiva e negativa da temperatura da água respectivamente (Controle Fuzzy I), considerado “relativamente” grande, forçou a busca de melhor desempenho com alteração de alguns parâmetros do controlador.

### 3.3. Sintonia do controlador fuzzy

A sintonia de um controlador fuzzy baseia-se na melhora do desempenho do sistema, constituindo-se a etapa mais duradoura de um projeto. O grau de conhecimento do processo determina a técnica de refinamento da sintonia.

Com o objetivo de diminuir o off-set do controle procurou-se alterar parâmetros das funções de pertinência, com a finalidade de aumentar o ganho do controlador.

A alteração do conjunto suporte das funções de pertinência da variável erro da temperatura de condensação, mostrada na Fig. (4), obteve êxito quanto à minimização do off-set, apresentando um erro de  $0,3^{\circ}\text{C}$  e  $-0,7^{\circ}\text{C}$ , conforme mostrado na Fig. (5a) (Controle Fuzzy II). As funções de pertinência da vazão de água não foram alteradas e a base de regras foi mantida.

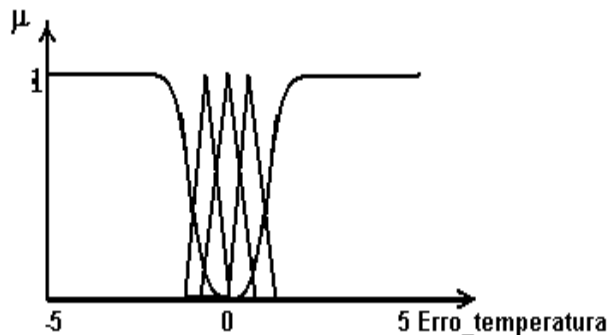


Figura.4 – Funções de pertinência após sintonia para redução de off-set.

Nas Fig. (5a) e (5b) estão representados os comportamentos da temperatura de condensação após perturbações de  $\pm 20\%$  ( $\pm 5^{\circ}\text{C}$ ). Observa-se, nos dois casos, o melhor desempenho do Controle Fuzzy II devido a uma sintonia mais apurada.

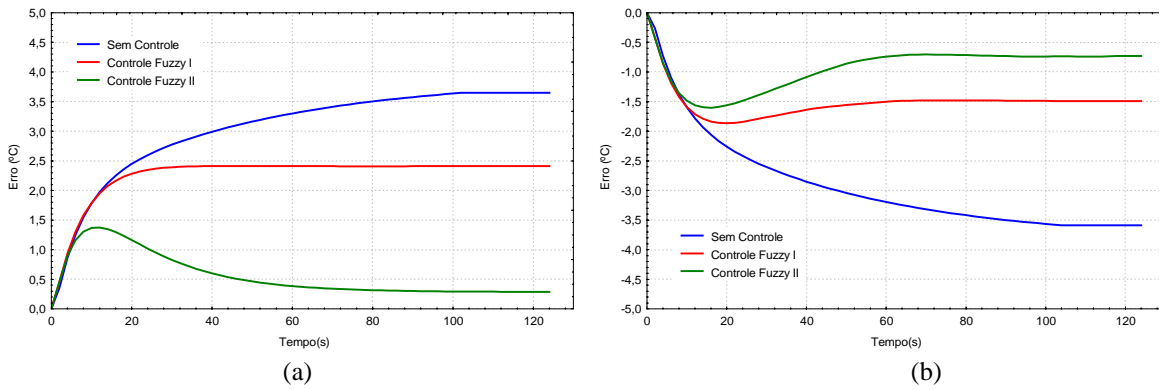


Figura 5 - Comportamento comparativo da temperatura de condensação frente à perturbação de +20% (+5°C) e -20% (-5°C) na temperatura da água do condensador, (a) e (b), respectivamente.

Com o objetivo de aproximar uma condição real de operação, foi realizada uma simulação, utilizando o controle sintonizado anteriormente, porém a perturbação na temperatura da água do condensador foi promovida de modo senoidal, como visto na Fig. 6.

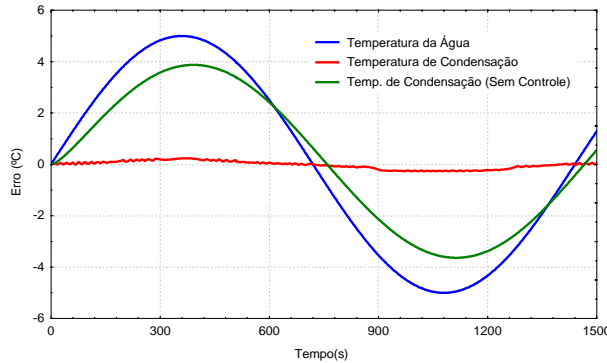


Figura 6 - Controle da temperatura de condensação frente à perturbação senoidal da temperatura da água do condensador.

Observou-se que a ação do controle se mostrou satisfatória durante a ação da perturbação imposta ocorrendo um off-set de  $\pm 0,25^\circ\text{C}$ .

### 3.4. Controle multivariável.

Em muitos processos seria de extremo interesse o desenvolvimento de um controle multivariável, porém esse tipo de controle não é desenvolvido de maneira corriqueira no controle convencional devido a sua complexidade. Entretanto, o controle fuzzy possibilita o desenvolvimento do controle multivariável (MIMO) de maneira simplificada.

Esta simplicidade foi observada quando desenvolvido o controle MIMO para o sistema, onde foram controladas as variáveis temperatura de condensação e COP, utilizando como variáveis de atuação as vazões de água e refrigerante. Na Fig. (7) observa-se a ação do controle MIMO fuzzy nas variáveis do processo.

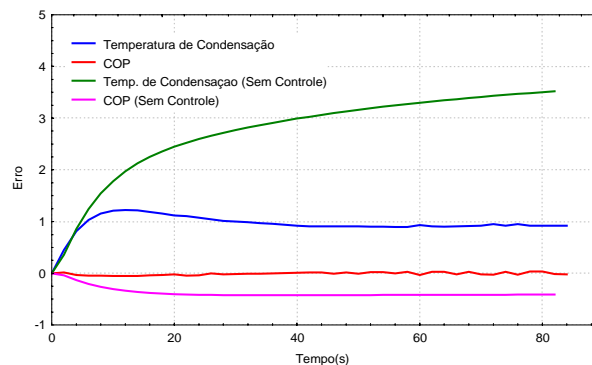


Figura 7 - Controle multivariável da temperatura de condensação e COP frente à perturbação degrau da temperatura da água do condensador.

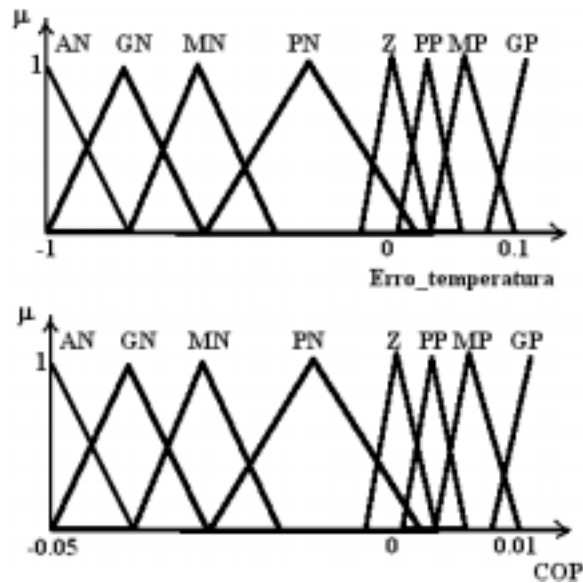


Figura.8 – Funções de pertinência utilizadas no controle MIMO.

Observa-se que na sintonia realizada para o controle MIMO foram criadas mais funções de pertinência e alterados os universos de discurso, Fig.(8), baseando-se sempre pelo conhecimento especialista adquirido.

#### 4. Conclusões

O sistema fuzzy desenvolvido para o controle de temperatura de condensação do ciclo frigorífico mostrou-se eficiente e de fácil implementação apresentando um off-set na temperatura de condensação de 2,4°C e -1,5°C, para perturbações na temperatura de entrada da água no condensador, sendo reduzido para 0,3°C e -0,7°C após sintonia do controlador e submetido às mesmas perturbações. Para o desempenho satisfatório do controlador fuzzy foi necessário um conhecimento especialista mais elaborado que forneceu subsídios para a sintonia dos parâmetros utilizados no controle: funções de pertinência, conjuntos suportes e base de regras. O controle fuzzy se constitui em uma boa solução para sistemas de controle mais complexos, como o controle multivariável, comprovando a sua versatilidade frente ao controle convencional.

#### 5. Referências

- Anônimo, 1994, "The logic that dares not speak its name", *The economist*, 16 th, 101-103.
- Dossat, R.J, 1985, *Princípios de Refrigeração*, Ed. Hemmus.
- Eerikainen, T., Linko, S. and Linko, P., 1988, "The potential of fuzzy logic in optimization and control : Fuzzy reasoning in extrusion cooker control", *Automatic Control and optimization of food process*, Ed. Elsevier Applied Science, London, 183-200.
- Gomide, F. A. C. and Gudwin, R., 1994, "Modelagem, Controle, Sistemas e Lógica Fuzzy". *SBA Controle & Automação*, v-4, nº3.
- Shieh, J. S. and Ferng, L. H., 1992, "Application of a fuzzy logic controller in temperature control of a pilot high-temperature short-time heat exchanger", *Food Control*, vol.3, 91-96.
- Silveira Jr., V., 1995, "Modelagem, simulação e otimização de um sistema de refrigeração controlado com lógica fuzzy", Tese de Doutorado em Engenharia de Alimentos - Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas.
- Singh, R.K. and Ou-Yang, F., 1994, "Knowledge – based fuzzy control of aseptic processing. *Food Technology*", vol. 48, nº 06, 155-161.
- Zhang, Q., Litchfield, J.B., 1993, "Fuzzy logic control for a continuous crossflow grain dryer", *Journal of Food Process Engineering*, 16, 59-77.
- Zadeh, L. A., 1965, "Fuzzy Sets", *Information and Control*, 8, 338-353.

#### 6. Agradecimentos

Os autores gostariam de agradecer à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo e à Faculdade de Engenharia de Alimentos / Unicamp pelo suporte financeiro e material deste projeto.



## TITLE FUZZY CONTROL IN CONDENSING TEMPERATURE FOR A LIQUID CHILLING PLANT

### **Flávio Vasconcelos da Silva**

University of Campinas - UNICAMP, Department of Food Engineering, P. O. Box -6121, 13083-970  
Campinas, São Paulo, Brazil.  
flavio@ceres.fea.unicamp.br

### **Vivaldo Silveira Jr.**

University of Campinas - UNICAMP, Department of Food Engineering, P. O. Box -6121, 13083-970  
Campinas, São Paulo, Brazil.  
vivaldo@fea.unicamp.br

**Abstract.** *Fuzzy control is increasingly being used in process industry in the last decades, mainly to those that are difficult to model mathematically owing to the complex nature, insufficient and inaccurate information, and interrelationships between process variables and performance system. The fuzzy control offers an alternative solution by allowing the inclusion of subjective expert knowledge in process model. It is very important to control temperature and pressure in refrigeration systems, because the performance of this system depends on more accurate control of system variables. Both, electrical energy consumption and general performance of system are influenced by condensing temperature. This temperature is highly dependent on season, location, climate, and mainly water temperature in the condenser. Experiments were carried out to design a fuzzy controller to condensing temperature, under disturbances in the temperature of the inlet condenser water. Control strategies in MIMO (multi-input and multi-output) and in SISO (single- input and single-output) systems was studied in the system. The results showed that developed fuzzy controller was easy and its performance was satisfactory.*

*Keywords: Fuzzy Control, Refrigeration, Chiller*



# ANÁLISE TEÓRICA DE UM NOVO COMPRESSOR ROTATIVO COM DESLOCADORES DE VELOCIDADE VARIÁVEL

**C. N. Monteiro**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro  
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea – Rio de Janeiro – RJ – 22453-900

**J. A. R. Parise**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro  
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea – Rio de Janeiro – RJ – 22453-900  
parise@mec.puc-rio.br

**J. Kopelowicz**

Dalvic Comércio e Indústria Ltda.  
Rua João Álvares, 19 – Gamboa – Rio de Janeiro – RJ – 20220-330

*Resumo. É desenvolvido um modelo matemático que simula o desempenho de um novo compressor rotativo de deslocamento positivo. Neste compressor a variação de volume é garantida pelo movimento concêntrico de dois deslocadores. Por meio de um mecanismo de acionamento inovador, estes deslocadores percorrem  $360^\circ$  com velocidades angulares variáveis e defasadas, o que leva a uma aproximação e afastamento sucessivos, garantindo desta forma, as fases de compressão e sucção. As equações de conservação de massa e de energia, em sua forma diferencial em relação ao tempo, são aplicadas aos volumes de controle. Propriedades uniformes no volume de controle são consideradas. A variação da pressão no interior do compressor é obtida a partir da integração numérica das equações acima, com o auxílio das equações de troca de calor entre gás e parede, de escoamento do gás através das passagens das válvulas e das folgas entre peças móveis e da equação de variação do volume da câmara.*

*Palavras-Chave: compressor rotativo, simulação, deslocamento positivo*

## 1. Introdução

Os compressores rotativos, de deslocamento positivo, se comparados com compressores alternativos convencionais, apresentam menor vibração, menor índice de emissão de ruídos e possibilidade de menor consumo de energia. Vários são os tipos de compressores rotativos atualmente em utilização: compressores de palhetas deslizantes (Tanaka et al., 2000), de pistão rolante (Takebayashi et al., 2000), de voluta (“scroll”) (Lindsay e Radermacher, 2000), de parafuso (Zaytsev e Infante-Ferreira, 2000), de lóbulos, palhetas articuladas, entre outros. O menor índice de vibração permite que alguns destes compressores operem em velocidades mais elevadas, permitindo, assim, uma maior capacidade para o mesmo volume de equipamento (cilindrada ou equivalente). Isto significa, por exemplo, um menor volume ocupado pelo compressor em um refrigerador, aumentando sua capacidade e reduzindo custos. Com relação aos compressores rotativos acima citados, o compressor aqui proposto possui movimento essencialmente concêntrico, permitindo alcançar um alto nível de ajuste e, conseqüentemente, operar com baixo índice de atrito diminuindo a vibração, o ruído e o desgaste dos deslocadores. Além disso, permite uma melhor qualidade de vedação das câmaras. Tal compressor apresenta características e acionamento inovadores, garantidos por depósito de patente (Kopelowicz, 1998). O presente trabalho apresenta o desenvolvimento do modelo matemático simulando o comportamento termodinâmico do compressor.

## 2. Descrição do novo compressor rotativo

Os compressores de deslocamento positivo são caracterizados pela compressão de gás através da variação de volume no interior de uma câmara. O compressor rotativo aqui proposto utiliza este mesmo princípio, onde a variação de volume é conseguida através do movimento circular e concêntrico de dois deslocadores. Tais deslocadores, Fig. (1), se movimentam com velocidades angulares variáveis e defasadas, fazendo com que se aproximem e se afastem alternadamente, produzindo, desta forma, uma variação de volume nas câmaras.

O mecanismo de acionamento dos deslocadores, Fig. (2), que proporciona o diferencial de velocidade angular destes, é composto de uma haste central que é acionada, a uma velocidade angular constante, por um motor elétrico. Nesta haste estão equidistantemente acopladas, através de pinos deslizadores, duas barras de acionamento que promovem o movimento dos deslocadores. A cada rotação ( $360^\circ$ ) do eixo motriz da haste central de acionamento, ocorrem duas descargas e duas sucções. Trata-se, portanto, de um compressor de duplo efeito, isto é, que perfaz dois ciclos de compressão a cada rotação do eixo. A Fig. (3) apresenta uma visão em corte do compressor montado.

## 3. Modelo matemático

Para o desenvolvimento do modelo matemático do compressor, adotou-se método consagrado na literatura de

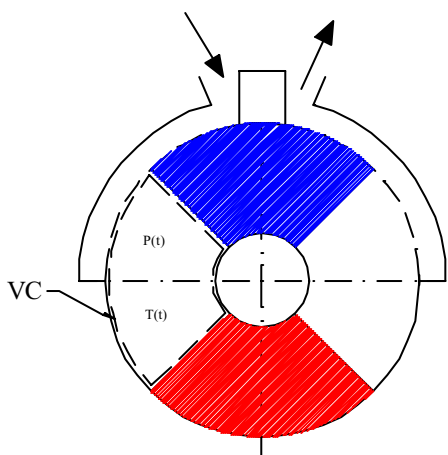


Figura 1. Esquema do compressor com os deslocadores.

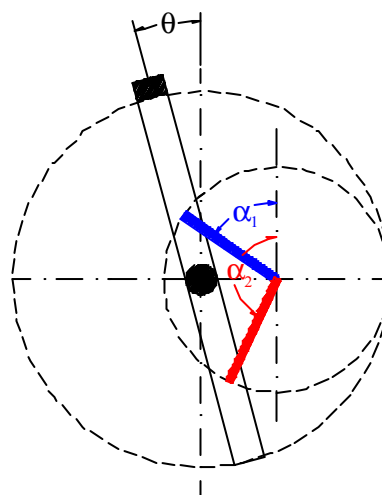


Figura 2. Mecanismo de acionamento dos deslocadores.

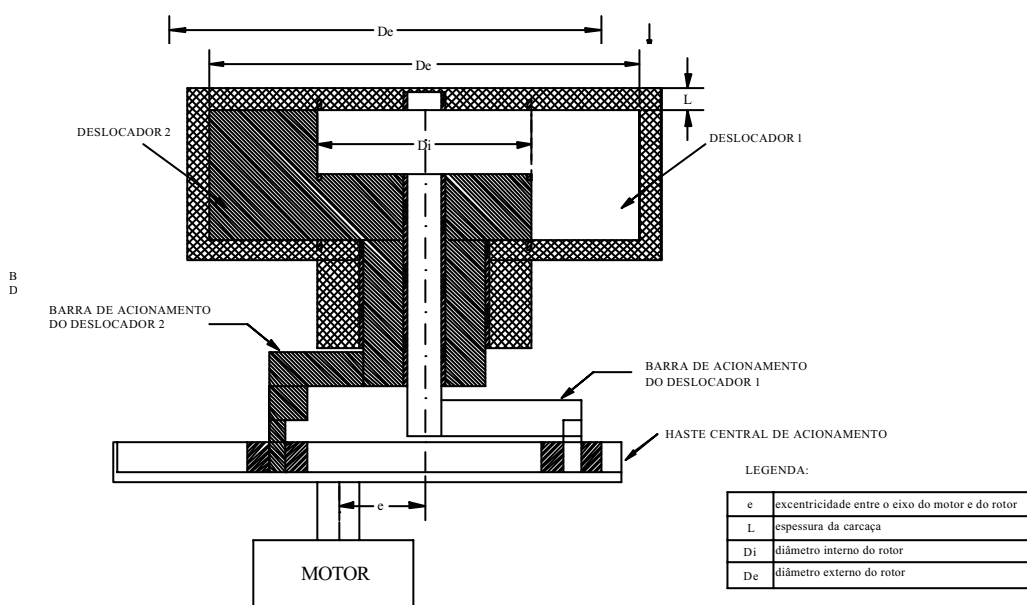


Figura 3. Vista em corte do compressor.

simulação de compressores de deslocamento positivo (Soedel, 1972; Ignatiev, 2000), utilizado por diversos autores. Aplicam-se as Eqs. (1) e (2) de conservação de energia e massa ao volume de controle, supondo as propriedades do gás uniformes em todo o volume de controle.

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \frac{dW}{dt} + \sum_j \dot{m}_j i_j \tag{1}$$

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \tag{2}$$

Supõe-se o gás perfeito e que as variações de energia cinética e potencial sejam desprezíveis. A taxa de realização de trabalho é devido, exclusivamente, à taxa de variação de volume. Com as devidas substituições, chega-se à Eq. (3):

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{1}{mc_v} \left\{ -\dot{Q} + \sum_j [\dot{m}_j c_p (T - T_j)] + P \frac{dV}{dt} - RT \sum_j \dot{m}_j \right\} \quad (3)$$

Equações auxiliares (da cinemática, da troca de calor e do escoamento através das válvulas e folgas) permitirão determinar os termos da Eq. (3).

### 3.1 Equação de movimento

A partir da geometria do compressor, Eq. (4), chega-se à equação de movimento do deslocador, que fornece a taxa de variação do volume de gás na câmara.

$$\frac{dV}{dt} = (D_e^2 - D_i^2) \frac{L}{8} \frac{d\varrho}{dt} \quad (4)$$

onde o espaçamento angular entre os deslocadores é determinado por:

$$0 < \varrho \leq p : \varrho = (a_2 - a_1) - \Delta \varrho \quad (5a)$$

$$p < \varrho \leq 2p : \varrho = (a_2 - a_1) - \Delta \varrho + 2p \quad (5b)$$

O deslocamento angular do deslocador 1 é dado por:

$$0 < \varrho \leq \frac{p}{2} : a_1 = a_1^* \quad (6a)$$

$$\frac{p}{2} < \varrho \leq p : a_1 = (p - a_1^*) \quad (6b)$$

$$p < \varrho \leq \frac{3p}{2} : a_1 = [(2\varrho - p) - a_1^*] \quad (6c)$$

$$\frac{3p}{2} < \varrho \leq 2p : a_1 = [(2\varrho - 2p) + a_1^*] \quad (6d)$$

onde,

$$a_1^* = \text{sen}^{-1} \left[ x \cos^2 \varrho + \sqrt{\text{sen}^2 \varrho - \left( \frac{x \text{sen} 2\varrho}{2} \right)^2} \right] \quad (7)$$

O deslocador 2 movimenta-se defasado do deslocador 1, de acordo com a Eq. (8):

$$a_2 = -2\varrho - 2b + 2p + a_1 \quad (8)$$

onde:

$$0 < \varrho \leq \frac{p}{2} : b = b^* \quad (9a)$$

$$\frac{p}{2} < \varrho \leq p : b = -b^* \quad (9b)$$

$$p < \alpha \leq \frac{3p}{2} : b = [(-2\alpha + 3p) - b^*] \tag{9c}$$

$$\frac{3p}{2} < \alpha \leq 2p : b = [(-2\alpha + 3p) + b^*] \tag{9d}$$

sendo:

$$b^* = \cos^{-1} \left[ -x \cos^2 \alpha + \sqrt{\sin^2 \alpha - \left( \frac{x \sin 2\alpha}{2} \right)^2} \right] \tag{10}$$

Por motivos de limitação de espaço, não foram apresentadas as taxas de variação dos ângulos acima definidos.

### 3.2 Equação de Troca de Calor

Desprezando-se a troca de calor por radiação entre o gás e as paredes do estator e deslocadores, tem-se:

$$\dot{Q} = hA_q(T_w - T) \tag{11}$$

onde a área instantânea de troca de calor, considerando-se as seis faces da câmara, é dada por:

$$A_q = 2 \frac{(D_e^2 - D_i^2)g}{8} + (D_e - D_i)L + \frac{Lg}{2}(D_e + D_i) \tag{12}$$

O coeficiente instantâneo de troca de calor é adaptado da correlação de Gnutek e Kalinowski (1996), originalmente desenvolvida para compressores de palhetas deslizantes.

$$h = \frac{Nu}{l} \tag{13}$$

$$Nu = C(Re)^n (Pr)^m \tag{14}$$

onde parâmetros C, n e m são 0,66, 0,5 e 0,33 e 0,037, 0,8 e 0,43, para escoamento laminar ou turbulento, respectivamente. A transição é arbitrada como ocorrendo a  $Re=10^5$ . O número de Reynolds é definido por:

$$Re = \frac{\bar{w} l}{\nu} \tag{15}$$

onde velocidade e comprimento característicos são dados a seguir:

$$\bar{w} = \frac{\left| \frac{da_2}{dt} - \frac{da_1}{dt} \right| (D_e + D_i)}{4} \tag{16}$$

$$l = \frac{g(D_e + D_i)}{4} \tag{17}$$

### 3.3 Equações de escoamento

A vazão mássica de gás através das passagens das válvulas é calculada adotando-se a expressão de escoamento isentrópico (Parise e Cartwright, 1985), função da geometria e das condições a montante e jusante da válvula, corrigida por um coeficiente de descarga (Deschamps et al., 1988).

$$\dot{m}_v = C_d A_v \frac{P_I}{T_I^{1/2}} \left\{ \frac{2k}{R(k-1)} \left[ \left( \frac{P_{II}}{P_I} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{II}}{P_I} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right] \right\}^{1/2} \quad (18)$$

Supõe-se a válvula operando totalmente aberta ou fechada. Esta hipótese dispensa o uso da equação de movimento da válvula. Assim, a área de escoamento é dada por:

$$A_v = y_v D_v \quad (19)$$

Vazamentos de gás ocorrerão entre as câmaras 1 e 2, por estarem a pressões diferentes. Para determinar a vazão mássica de gás através das folgas, supõe-se escoamento de gás (sem a presença de óleo) entre placas planas paralelas (efeitos de curvatura desprezíveis), uma estacionária e a outra, a uma velocidade U. Para estas condições, ainda supondo gradiente de pressão constante, tem-se (Fox e McDonald, 1988):

$$\dot{m}_L = -b \left[ \frac{Ua}{2} - \frac{1}{12\eta} \left( \frac{P_2 - P_1}{\Delta z} \right) a^3 \right] \tau \quad (20)$$

Os valores da largura e comprimento médios do canal, assim como da velocidade relativa entre as superfícies, são determinados em função do tipo de vazamento, conforme a seguir.

**a) Vazamento lateral**

$$b = \frac{(D_e - D_i)}{2} \quad (21a)$$

$$\Delta z = \Delta \varpi \frac{(D_e + D_i)}{4} \quad (21b)$$

$$U_1 = 2 \frac{da_1 (D_e + D_i)}{dt} \frac{1}{4} \quad (21c)$$

$$U_2 = -2 \frac{da_2 (D_e + D_i)}{dt} \frac{1}{4} \quad (21d)$$

**b) Vazamento superior**

$$b = L \quad (22a)$$

$$\Delta z = \Delta \varpi \left( \frac{D_e}{2} \right) \quad (22b)$$

$$U_1 = 2 \frac{da_1 D_e}{dt} \frac{1}{2} \quad (22c)$$

$$U_2 = -2 \frac{da_2 D_e}{dt} \frac{1}{2} \quad (22d)$$

**c) Vazamento inferior**

$$b = \frac{L}{2} \quad (23a)$$

$$\Delta z = \Delta \alpha \left( \frac{D_i}{2} \right) \quad (23b)$$

$$U_1 = 2 \left| \frac{da_2}{dt} - \frac{da_1}{dt} \right| \left( \frac{D_i}{2} \right) \quad (23c)$$

$$U_2 = -2 \left| \frac{da_2}{dt} - \frac{da_1}{dt} \right| \left( \frac{D_i}{2} \right) \quad (23d)$$

#### 4. Método numérico e solução

A substituição das Eqs. (4) a (23) em (2) e (3) resulta em um sistema não-linear de equações diferenciais ordinárias. Sua integração, pelo método de Euler, fornece a história da pressão e temperatura no interior das câmaras. O incremento de tempo relaciona-se ao incremento do ângulo do eixo motriz. Este, seguindo prática adotada na literatura (Soedel, 1972; Parise e Cartwright, 1985), deve-se situar abaixo de  $1^\circ$ . Trata-se de um problema de valor inicial, Eq. (2) e (3), para o qual não se possui um estado inicial, visto que se está simulando um ciclo termodinâmico. Estima-se, então, a partir da teoria básica de compressores, o estado termodinâmico do gás em algum ponto do ciclo, por exemplo, no ângulo de mínimo volume da câmara, para atuar como valor inicial do processo de integração. O cálculo completo do ciclo ( $0^\circ - 360^\circ$ ) é efetuado tantas vezes quanto necessário, até que as diferenças entre os valores calculados para  $360^\circ$  e  $0^\circ$ , da massa e da temperatura, se situem dentro de uma tolerância previamente estabelecida. O modelo de simulação foi implantado em um código computacional, desenvolvido em linguagem C, e aplicado para a seguinte geometria e condição de operação:  $e=2\text{cm}$ ,  $L=3,5\text{cm}$ ,  $D_i=3,3\text{cm}$ ,  $D_e=7,0\text{cm}$ ,  $\hat{A}\hat{e}=90^\circ$ ,  $T_s=323\text{K}$ ,  $P_s=0,1\text{MPa}$ ,  $P_d=0,927$ ,  $N=2185\text{rpm}$ ,  $D_v=1,5\text{cm}$ ,  $y_v=0,15\text{cm}$  e  $C_d=0,48$ .

#### 5. Resultados

As Figuras (4) e (5) apresentam a variação da temperatura e da pressão com o ângulo do eixo motriz. Pode-se observar que as curvas de pressão e temperatura apresentam forma típica daquelas obtidas para compressores de deslocamento positivo, operando com válvulas de sucção e descarga. Cumpre lembrar que, eventualmente, o protótipo a ser construído poderá sê-lo sem a válvula de sucção. O desempenho global de um compressor é avaliado a partir de três parâmetros globais: a vazão mássica, o consumo e a temperatura de descarga. As Figuras (6), (7) e (8) apresentam a previsão da influência da razão de pressão e da folga no desempenho do referido compressor. Como esperado, consumo e temperatura de descarga crescem com a razão de pressão, com o oposto ocorrendo com a vazão mássica. O efeito da folga não aparece na curva do consumo, Fig. (6), muito embora, com a redução da vazão efetiva, Fig. (7), o trabalho de compressão, por unidade de massa de gás comprimido, aumentará significativamente com a folga. A temperatura de descarga aumenta com a folga em função da maior quantidade de massa de gás em circulação interna entre as câmaras.

#### 6. Conclusão

Um modelo matemático foi desenvolvido para simular um compressor rotativo de deslocamento positivo. Com estes resultados preliminares, pode-se concluir pela viabilidade termodinâmica do novo compressor proposto. Estudos complementares, incluindo-se a análise de balanceamento e do efeito da folga no desempenho do compressor, já foram iniciados. Procede-se, atualmente, à construção de um protótipo de pequeno porte. Os ensaios deste protótipo permitirão uma validação futura do modelo contra dados experimentais.

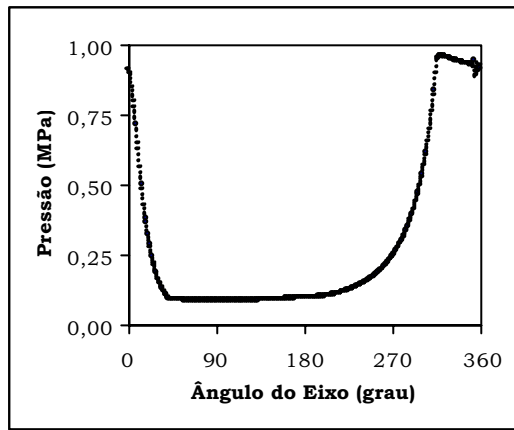


Figura 4. Variação da pressão do gás com o ângulo do eixo motriz.

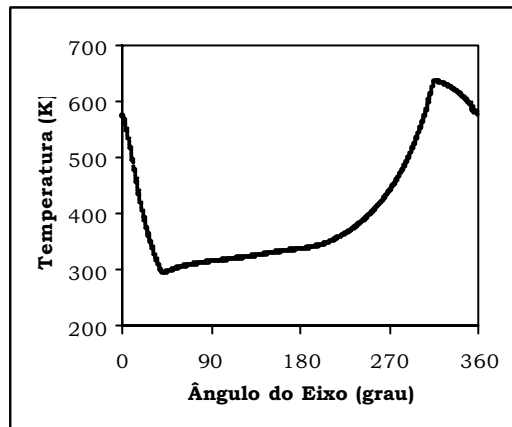


Figura 5. Variação da temperatura com o ângulo do eixo motriz.

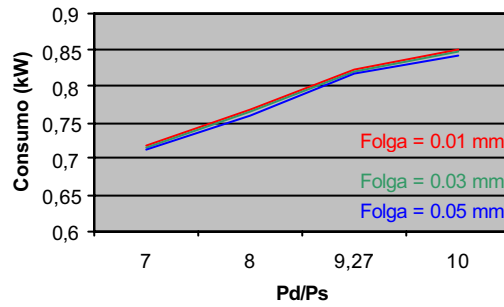


Figura 6. Variação do consumo com a razão de pressão e a folga

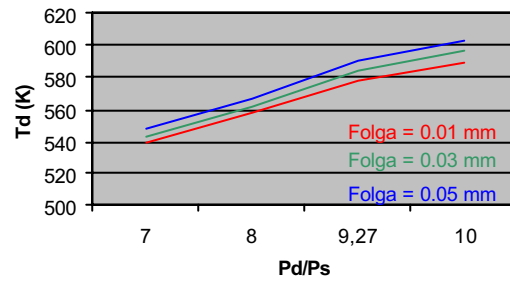


Figura 7. Variação da razão volumétrica a razão de pressão e a folga.

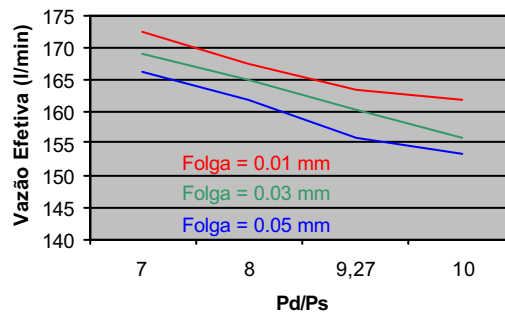


Figura 8. Variação da temperatura de descarga com a razão de pressão e a folga.

### 7. Lista de símbolos

$a$	folga (m)
$A$	área (m <sup>2</sup> )
$b$	largura média do canal de vazamento (m)
$c_p$	calor específico a pressão constante (J/kgK)
$c_v$	calor específico a volume constante (J/kgK)
$C$	constante da equação (14)
$D_e$	diâmetro externo do rotor (m)
$D_i$	diâmetro interno do rotor (m)
$E$	energia (J)
$h$	coeficiente de troca de calor (W/m <sup>2</sup> K)
$i$	entalpia específica (J/kg)
$l$	comprimento característico (m)
$k$	razão dos calores específicos (-)
$L$	espessura do rotor (m)
$m$	expoente da equação (14)
$m$	massa (kg)
$\dot{m}$	vazão mássica (kg/s)
$n$	expoente da equação (14)
$Nu$	número de Nusselt (-)
$P$	pressão (Pa)
$Pr$	número de Prandtl (-)
$R$	constante do gás (J/kgK)
$Re$	número de Reynolds (-)
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor (W)
$t$	tempo (s)
$T$	temperatura (K)
$U$	velocidade relativa entre superfícies no canal de vazamento (m/s)



$V$	volume ( $m^3$ )
$\bar{w}$	velocidade linear média do V.C. (m/s)
$W$	trabalho (J)
$y_v$	deslocamento máximo da válvula (m)
$\bar{Az}$	caminho médio percorrido pelo gás no canal de vazamento (m)

### Letras Gregas

$\dot{\alpha}$	deslocamento angular do deslocador (rad)
$\dot{\alpha}^*$	ângulo auxiliar definido na Eq. (7)
$\hat{\alpha}$	ângulo auxiliar definido na Eq. (9)
$\hat{\alpha}^*$	ângulo auxiliar definido na Eq. (10)
$\bar{\alpha}$	espaçamento angular entre espaçadores (rad)
$\epsilon$	ângulo do eixo motriz (rad)
$\bar{e}$	condutividade térmica (W/mK)
$\nu$	viscosidade absoluta (kg/m.s)
$\nu$	viscosidade cinemática ( $m^2/s$ )
$\bar{n}$	massa específica ( $kg/m^3$ )
$\bar{A}\epsilon$	abertura angular dos deslocadores (rad)

### Subscritos

$I$	deslocador 1
$2$	deslocador 2
$I$	montante
$II$	jusante
$j$	j-ésima passagem de gás pelo V.C.
$L$	vazamento
$q$	transferência de calor
$v$	válvula
$w$	parede

### 8. Referências

- Deschamps, C.J., Ferreira, R.T.S, Prata, A.T., 1988, "The Effective Flow and Force Areas in Compressor Valves", 1988 International Compressor Engineering Conference At Purdue, Purdue University, July 18-21, West Lafayette, USA.
- Fox, R.W., Mcdonald, A.T., 1988, Introdução à Mecânica dos Fluidos, 3ª edição, Editora Guanabara, Rio de Janeiro.
- Gnutek, Z., Kalinowski, E., 1996, "Heat Exchange in the Working Chamber of a Multi-vane Compressor", 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, vol II, July 23-26, West Lafayette, USA.
- Ignatiev, K., 2000, Compressor Modeling, USC/IIR Short Course "Simulation tools for vapor compression systems and component analysis", Purdue University, July 23-24, West Lafayette, USA.
- Kopelowicz, H.J., 1998, "Sistema para Transformar um Movimento Circular Contínuo de um Eixo num Movimento Conjunto ou Separado com Estados de Repouso e Movimento Alternado de Dois ou Mais Eixos e Vice-versa", pedido de depósito de patente 008155, 30 de outubro.
- Lindsay, D., Radermacher, R., "Theory and Application of Alternative Scroll Geometries", 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, July 25-28, pp. 699-706.
- Parise, J.A.R., Cartwright, W.G., 1985, "Simulation of Reciprocating Compressors: Numerical Method and Comparison with Experimental Data", *Revista Brasileira de Ciências Mecânicas*, VII (2), pp. 129-152.
- Soedel, W., 1972, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors", 1972 Short Course Text, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.
- Takebayashi, M., Hata, H., Iizuka, T., Ishiyama, A., "A Study in Wear Characteristics of a Rolling-Piston Type Rotary Compressor", 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, July 25-28, pp. 145-152.
- Tanaka, S., Nakahara, T., Yogoku, K., 2000, "Mixed Lubrication Analysis of Vane Tip in Rotary Compressor", 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, July 25-28, pp. 287-294.
- Zaytsev, D., Infante-Ferreira, C.A., "Aspects of Two-Phase Flow Screw Compressor Modeling, Part I: Leakage Flow and Rotor Tip Friction", 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, July 25-28, pp. 893-900.

### THEORETICAL ANALYSIS OF AN INNOVATIVE ROTARY COMPRESSOR WITH VARIABLE SPEED DISPLACERS

**C. N. Monteiro**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro  
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea – Rio de Janeiro – RJ – 22453-900

**J. A. R. Parise**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro  
Rua Marquês de São Vicente, 225 – Gávea – Rio de Janeiro – RJ – 22453-900  
parise@mec.puc-rio.br

**J. Kopelowicz**

Dalvic Comércio e Indústria Ltda.  
Rua João Álvares, 19 – Gamboa – Rio de Janeiro – RJ – 20220-330

**Abstract.** A mathematical model simulating the performance of a new rotary compressor is developed. An innovative driving mechanism imposes a phased variable angular speed to two concentric displacers, thus guaranteeing the volume variation in the gas chambers. Mass and energy equations, in integral form, are applied to the control volumes, encompassing the two compression spaces, which are limited by the displacers and compressor shell. Homogeneously distributed gas properties, but varying with time, are assumed for each control volume. Equations describing the volume variation with time, the gas to cylinder wall heat transfer and gas flow through ports and leakages passages are also employed. The resulting mathematical model is a system of ordinary differential equations. Numerical integration provides the time-history of pressure and temperature of the gas inside the compression chambers.

**Keywords.** *Rotary compressor, simulation, positive displacement*

# ESTUDO TEÓRICO DO RESFRIAMENTO COM AR FORÇADO DE FRUTAS DE GEOMETRIAS DIFERENTES

## **Bárbara Teruel**

Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP. Faculdade de Engenharia Mecânica. Cx. P. 6122 - 13081-970 - Campinas, SP, Brasil. Fone: 19-788-8435 / Fax: 19-289-3722. [barbara@fem.unicamp.br](mailto:barbara@fem.unicamp.br)

## **Luís A. Cortez**

Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP. Faculdade de Engenharia Agrícola. Cx. P. 6120 - 13081-970 - [cortez@agr.unicamp.br](mailto:cortez@agr.unicamp.br)

## **Paulo Leal**

Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP. Faculdade de Engenharia Agrícola. Cx. P. 6120 - 13081-970. - [pamleal@agr.unicamp.br](mailto:pamleal@agr.unicamp.br)

## **Antonio G. Lima**

Universidade Federal da Paraíba, UFPB. Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. P. 10069, 58109-970, Campina Grande, PB, Brasil. - [gilson@dem.ufpb.br](mailto:gilson@dem.ufpb.br)

*Resumo. Neste trabalho apresenta-se um estudo numérico para a obtenção das curvas de resfriamento de laranja Valência, (Citrus Sinensis O.) e banana Prata (Mussa Balbisiana Colla), em posições diferentes ao longo do leito e acondicionadas em embalagens com 40% de área efetiva de abertura. Os frutos foram resfriados num sistema de circulação com ar forçado (1.933 m<sup>3</sup>/h), à temperatura de 1°C e 7°C, umidade relativa de 88,4 ± 2,0% e velocidade do ar em torno de 1 m/s. Um modelo matemático bidimensional, em coordenadas esféricas prolato, foi aplicado para prever a condução de calor transiente dentro das frutas, assumindo-se condição de contorno convectiva na superfície do corpo. As equações geradas foram resolvidas numericamente pelo método de volumes finitos e o coeficiente convectivo de transferência de calor foi obtido aplicando o método de ajuste do erro quadrado mínimo, entre os dados experimentais e numéricos. A análise comparativa das curvas teóricas e experimentais mostrou uma concordância satisfatória, com valores de erro entre 5 e 7%. Notou-se que o coeficiente de transferência de calor varia com a posição dos frutos no leito e que o tempo de resfriamento apresenta uma variação de aproximadamente 38% entre os diferentes pontos. A distribuição espacial de temperatura no interior dos frutos, para três instantes de tempo, demonstrou a existência de um diferencial de temperatura entre o centro e a superfície de aproximadamente 30%. O modelo matemático prediz que a taxa de resfriamento nas bananas é muito mais alta nas pontas que nas outras regiões do fruto. O número de Bi e de Fo mostraram-se adequados e representativos do processo estudado, caracterizando adequadamente o resfriamento de corpos com relação de área/volume diferente.*

*Palavras-chave: tempo de resfriamento, laranja, banana, modelo matemático, coeficiente de transferência de calor*

## **1. Introdução**

O resfriamento de produtos agrícolas, dentre eles as frutas, é um processo de transferência de calor, no qual estão envolvidos, geralmente, os três mecanismos de transmissão de calor: condução, convecção e radiação.

Em particular o problema da predição do tempo de resfriamento dos produtos e a caracterização de parâmetros do processo de transferência de calor, têm sido estudado ao longo de muitos anos. O objetivo comum desses estudos é desenvolver um método simples de predição requerendo uma mínima quantidade de dados e um programa computacional adequado.

Por outro lado, o coeficiente convectivo de transferência de calor ( $h_c$ ), têm um papel muito importante nos processos que envolvem convecção. Uma das causas mais comuns de erro no cálculo da temperatura dentro do sólido é originada pela avaliação deste coeficiente, o qual em muitos trabalhos é assumido por sugestões da literatura. As equações mais precisas encontradas na literatura apresentam uma margem de incerteza considerável. Além disso, a medição experimental da distribuição de temperatura na superfície dos corpos, de forma precisa e direta, torna-se complexa (Benavides & Avendaño, 1997), o que dificulta a determinação correta deste parâmetro.

Diversos modelos são apresentados na literatura, na forma numérica ou analítica, desde os mais simples até os mais complexos, para a avaliação de processos envolvendo refrigeração de frutas, resolvidos por vários métodos (diferenças finitas, volumes finitos), e com diferentes restrições, e condições de contorno, para geometrias cilíndricas, esféricas ou planas (Hayakawa, 1978; Cleland & Earle, 1982; Hayakawa & Succar, 1982; Chau *et al.*, 1985; Talbot & Chau, 1991; Fraser & Otten, 1992; Dincer, 1995; Trelea *et al.*, 1998).

Apesar das vantagens da aplicação de modelos matemáticos, existem alguns problemas físicos em que a simulação de alguns parâmetros torna-se muito complexa, e onde os métodos numéricos não garantem uma adequada precisão, afastando-se das condições reais (Patankar, 1980; Maliska, 1995).

O objetivo deste trabalho é apresentar um estudo teórico aplicando um modelo matemático bidimensional, que considera o fruto como um elipsóide de revolução, permitindo avaliar a cinética de resfriamento, o coeficiente convectivo de transferência de calor (ajustado a partir dos dados experimentais) e a distribuição de temperatura em todo o fruto para distintos instantes de tempo, para frutas com formas geométricas diferentes.

## 2. Material e métodos

### 2.1. Dados experimentais

Os dados de temperatura que serão utilizados neste trabalho foram obtidos de forma experimental em pesquisas precedentes (Teruel, 2000). Os frutos foram resfriados num sistema com ar forçado, utilizando um fluxo de ar de 1.933 m<sup>3</sup>/h, e condicionados em embalagens com 40% de área de abertura efetiva para o passo do ar. A velocidade do ar no interior do túnel foi em torno de 1 m/s.

Os experimentos foram conduzidos em duas partes, que contemplou experimentos com laranja Valência (*Citrus Sinensis O.*) e com banana Prata (*Mussa Balbissiana Colla*). Estas duas frutas destacam-se dentre a grande variedade de frutas produzidas no país, entre as mais consumidas e, com um mercado de exportações promissor. Além disso, tornaram-se interessantes para a validação do modelo matemático, por possuir forma geométrica completamente diferente. Neste trabalho será apresentado o comportamento da taxa de resfriamento em três posições diferentes ao longo do leito, para os experimentos com laranja, e em duas posições nos experimentos com banana.

O tempo de resfriamento foi determinado a partir dos dados experimentais de temperatura e do cálculo da Taxa Adimensional de Temperatura (TAT). O tempo de meio e de  $\frac{7}{8}$  do resfriamento foram determinados a partir da equação 1. Quando o valor da TAT seja de 0,5 o fruto teria atingido o tempo de meio resfriamento e quando esta relação for de 0,125; o tempo de  $\frac{7}{8}$  do resfriamento (ASHRAE, 1994; Moshenin, 1980):

$$TAT_{1/2} = \frac{T_c - T_a}{T_i - T_a} = 0,5 \quad TAT_{7/8} = \frac{T_c - T_a}{T_i - T_a} = 0,125 \quad (1)$$

onde  $T_c$  é a temperatura no centro do fruto,  $T_i$  é a temperatura inicial do fruto e  $T_a$  é a temperatura do ar de resfriamento (°C).

A temperatura média inicial nos experimentos com laranja foi de  $25,22 \pm 0,19^\circ\text{C}$  ( $T_i$ ) e o sistema de resfriamento foi programado para trabalhar a  $1^\circ\text{C}$  ( $T_a$ ). Nos experimentos com banana a temperatura do ar de resfriamento foi de  $7^\circ\text{C}$  e a temperatura inicial dos frutos foi de  $26,5 \pm 0,3^\circ\text{C}$ . A umidade relativa média em todos os experimentos foi de  $88,4 \pm 2,0\%$ .

Para as condições experimentais apresentadas o tempo de meio resfriamento foi atingido quando a temperatura no centro das laranjas ( $T_c$ ), for de aproximadamente  $13^\circ\text{C}$  ( $TAT_{1/2}=0,5$ ). O tempo de  $\frac{7}{8}$  do resfriamento foi atingido quando nesse mesmo ponto a temperatura  $T_c$  foi de aproximadamente  $3^\circ\text{C}$  ( $TAT_{7/8}=0,125$ ). Nos experimentos com banana o tempo de meio resfriamento foi atingido para uma temperatura de  $17,5^\circ\text{C}$  ( $TAT_{1/2}=0,5$ ), e o tempo de  $\frac{7}{8}$  do resfriamento quando  $T_c$  foi de e  $9,5^\circ\text{C}$  ( $TAT_{7/8}=0,125$ ).

### 2.2. Modelagem matemática

A equação da transferência de calor para um meio sólido pode ser expressada como:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} \quad (2)$$

onde  $\rho$  é a densidade (kg/m<sup>3</sup>),  $C_p$  é o calor específico (J/kg°C),  $k$  é a condutividade térmica (W/m°C),  $\dot{q}$  é a geração interna de energia (W/m<sup>3</sup>) e  $T$  e  $t$  são a temperatura (°C) e o tempo (s), respectivamente.

O modelo utilizado neste trabalho define o processo de transferência de calor em regime transiente, usando o sistema de coordenadas esféricas prolato, e incorpora os parâmetros adimensionais comumente usados na literatura. Este sistema de coordenadas é muito flexível, e permite sua aplicação em geometrias que vão desde uma esfera até um cilindro (Lima & Nebra, 1997; Teruel *et al.*, 1999). Na Fig. 1 mostra-se a caracterização geométrica de um corpo esferooidal prolato, os quais são elipsóides de revolução que tem  $L_2 > L_1$  (semi-eixos maior e menor do corpo).

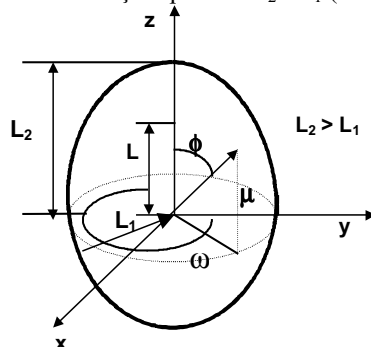


Figura 1. Caracterização de um corpo sólido com geometria esferooidal prolato.

Para a simplificação do problema de transferência de calor, foram feitas as seguintes considerações: sólido homogêneo e isotrópico; propriedades termofísicas dos produtos constantes e independentes da temperatura e do teor de umidade do corpo; variação da temperatura simétrica ao redor do eixo z; a condução de calor partícula-partícula pode

ser desprezada; considerando que a transferência de calor é fundamentalmente por convecção; os efeitos da respiração e da transpiração do produto sobre a transferência de calor são desprezíveis; as perdas de calor para o meio ambiente são desprezíveis, e na superfície do sólido o processo de transferência de calor é convectivo.

Com as considerações feitas, definindo as variáveis  $\xi = \cosh\mu$ ,  $\eta = \cos\phi$  e  $\zeta = \cos\omega$ , e considerando a existência de simetria em  $\omega$  ( $\partial/\partial\omega=0, \partial/\partial\zeta=0$ ), pode-se escrever a equação da transferência de calor em regime transiente como segue:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \left[ \frac{1}{L^2 (\xi^2 - \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \xi} [(\xi^2 - 1)\alpha \frac{\partial T}{\partial \xi}] \right] + \left[ \frac{1}{L^2 (\xi^2 - \eta^2)} \frac{\partial}{\partial \eta} [(1 - \eta^2)\alpha \frac{\partial T}{\partial \eta}] \right] \quad (3)$$

onde  $\alpha$  é a difusividade térmica do corpo, em  $m^2/s$ .

Para a análise do problema foram propostas as seguintes condições de contorno:

- Superfície: fluxo de calor difusivo é igual ao fluxo de calor convectivo

$$-\frac{k}{L} \sqrt{\frac{(\xi^2 - 1)}{(\xi^2 - \eta^2)}} \frac{\partial T}{\partial \xi} \Big|_{\xi=\xi_f} = h_c [T(\xi = \xi_f, \eta, t) - T_a] \quad (4)$$

Os termos desta equação representam o fluxo de calor por unidade de área que atravessa a superfície do corpo.

- Condição inicial: a temperatura do corpo têm uma distribuição uniforme.

$$T(\xi, \eta, 0) = T_i = \text{cte}$$

- Condição de simetria: os gradientes angulares e radiais de posição são nulos nos planos de simetria.

$$\frac{\partial T(\xi, 1, t)}{\partial \eta} = 0; \quad \frac{\partial T(\xi, 0, t)}{\partial \eta} = 0; \quad \frac{\partial T(1, \eta, t)}{\partial \xi} = 0 \quad (5)$$

Para a adimensionalização da equação de transferência de calor, foram considerados os seguintes parâmetros adimensionais:

$$T^* = \frac{T_c - T_a}{T_i - T_a}; \quad \eta^* = \eta; \quad \xi^* = \xi; \quad t^* = \frac{\alpha t}{L^2}; \quad B_i = \frac{h_c L}{k} \quad (6)$$

Onde  $T^*$  é o valor de TAT para cada instante de tempo, e  $t^*$  o número de Fo. A equação de difusão foi discretizada usando o método de volumes finitos e um programa computacional codificado em linguagem FORTRAN foi implementado para resolver o sistema de equações lineares, utilizando uma malha uniforme de 20x20 pontos e o método iterativo de Gauss-Seidel (Lima & Nebra, 1997; 1998; Teruel *et al.*, 1999).

A figuras 2a e 2b ilustram a forma que adota a malha para as dimensões das laranjas e para as dimensões da banana, respectivamente. Como pode ser observado, o sistema de coordenadas esférico prolato caracteriza muito bem a geometria de corpos de aspecto diferente, com valores que vão de  $L_2/L_1=1$  até  $L_2/L_1=\infty$ .

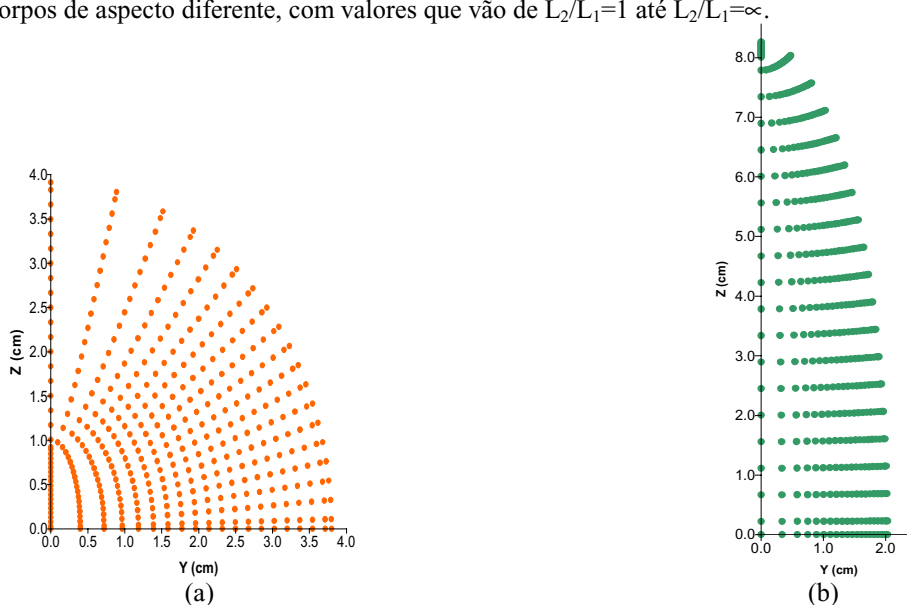


Figura 2. Malha numérica no plano físico para corpos com geometria em que (a)  $L_2/L_1=1,05$  (laranja) e (b)  $L_2/L_1 = 4,0$  (banana).

Os cálculos foram iniciados partindo de uma condição inicial, e a solução numérica é obtida quando os seguintes critérios de convergência foram satisfeitos, em cada ponto do domínio computacional:

$$\left| T^{*k+1} - T^{*k} \right| \leq 10^{-7} \text{ e } \frac{\sum |A_k|}{|A_p|} \leq 1 \tag{7}$$

Nestas equações, k representa a k-ésima iteração em cada instante de tempo e  $A_k$  os pontos nodais vizinhos do ponto nodal P, onde está sendo determinada a temperatura no interior do sólido.

O ajuste do coeficiente convectivo de transferência de calor ( $h_c$ ) foi feito através do cálculo do erro médio quadrado entre o valor teórico e o valor experimental, da temperatura no centro da laranja. O desvio relativo entre os valores experimentais e os valores teóricos calculados (E), assim como a variância ( $S^2$ ), foram definidas como:

$$E = \sum_{i=1}^n (T_{i,num}^* - T_{i,exp}^*)^2 \tag{8}$$

$$S^2 = \frac{E}{(n-1)} \tag{9}$$

A variável n representa o número de pontos experimentais. O valor ajustado de  $h_c$  será aquele para o qual o valor do erro seja o mínimo. Neste ponto considera-se interessante ressaltar que, devido a complexidade na determinação do  $h_c$ , assim como pela quantidade de fatores que influenciam este coeficiente, e tomando em consideração que neste trabalho foram feitas uma série de simplificações, considera-se que os valores de  $h_c$  obtidos e apresentados neste trabalho podem ser considerados aparentes. Ou seja, o coeficiente convectivo de transferência de calor obtido neste trabalho será denominado coeficiente aparente.

Os valores de  $L_1$  e  $L_2$  foram calculados a partir dos dados experimentais de diâmetro, como  $L_1 = d_1/2$  e  $L_2 = d_2/2$ . Nos experimentos com laranja o valor do diâmetro equatorial e longitudinal,  $d_1$  e  $d_2$ , foram de  $7,60 \pm 0,015$  cm e  $7,82 \pm 0,024$  cm.

O comprimento em média das bananas  $L_1$  foi de  $4,06 \pm 0,07$  cm (metade do fruto) e o diâmetro médio equatorial,  $L_2$ , =  $16,5 \pm 0,48$  cm. O valor de L é calculado como  $L = (L_2^2 - L_1^2)^{0,5}$ .

O coeficiente de difusividade térmica usado para a validação do modelo matemático foi de  $1,06 \times 10^{-7}$  m<sup>2</sup>/s (Ramos *et al.*, 1993). O valor da condutividade térmica foi assumido como uma média entre o valor da casca e o valor do suco, tomado da literatura (Trelea *et al.*, 1998) sendo de 0,58 W/m°C.

Para a validação dos resultados com banana foi utilizado o valor de  $1,25 \times 10^{-7}$  m<sup>2</sup>/s (Ansari & Afaq, 1986), e de condutividade térmica 0,48 W/m°C (Sweat, 1974).

### 3. Resultados e discussão

#### 3.1. Modelagem matemática

Na figura 3 observa-se o comportamento da TAT nos experimentos com laranja, para os três pontos (1, 2 e 3) onde foi monitorada a temperatura  $T_c$ . As siglas TATn representam os valores numéricos, obtidos da validação do software *Spherodiff-Transf*. Os valores experimentais estão nomeados na legenda como TATe.

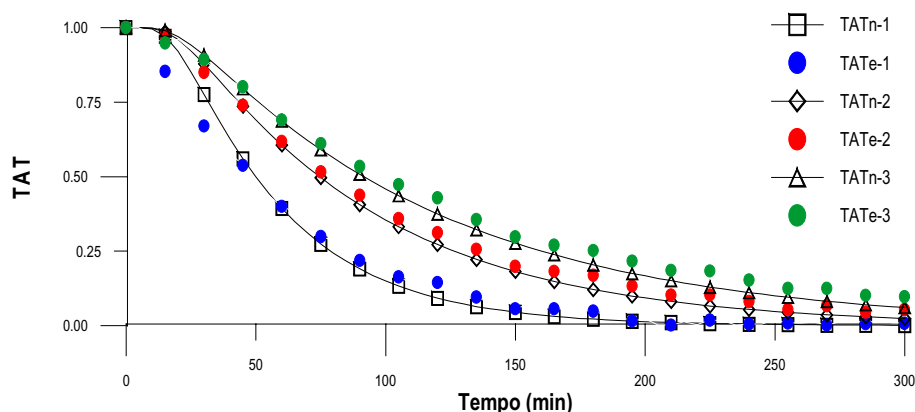


Figura 3. Comportamento da Taxa Adimensional de Temperatura no centro da laranja em função do tempo [TAT=( $T_c - T_a$ )/( $T_i - T_a$ )], nos três pontos monitorados no leito. 1- entrada; 2- meio; 3- saída. TATn- valores numéricos; TATe- valores experimentais.

Pode-se observar que existe uma diferença na taxa de resfriamento entre os três pontos, situação que evidencia a existência de um diferencial de temperatura. Isto é provocado pelo fato das frutas ficarem expostas de forma diferente ao contato com o fluxo de ar resfriado.

O fruto da posição 1 (entrada da caixa) fica em contato imediato com o fluxo de ar, já os frutos das posições 2 e 3 encontram-se no meio do leito e na saída do ar da embalagem, respectivamente. Como pode ser observado na Fig. 3, existe uma diferença na taxa de temperatura entre os três pontos (na ordem de 2 a 5°C), ao longo do leito na direção transversal, o que se reflete no tempo de resfriamento dos frutos (Tab. 1).

Tabela 1. Valor do hc, do erro e da variância obtidos com a validação do modelo matemático

<b>Laranja</b>			
<b>Ponto</b>	<b>hc, (W/m<sup>2</sup>°C)</b>	<b>E, (%)</b>	<b>S<sup>2</sup>, (x10<sup>-3</sup>)</b>
1	56,48	7,78	1,34
2	30,17	7,98	1,37
3	21,23	5,84	1,00
<b>Banana</b>			
<b>Ponto</b>	<b>hc, (W/m<sup>2</sup>°C)</b>	<b>E, (%)</b>	<b>S<sup>2</sup>, (x10<sup>-3</sup>)</b>
1	13,72	4,82	0,28
2	8,23	2,43	0,25

O tempo meio de resfriamento oscilou, em média, entre 40 a 65 min, entre os três pontos. Já o tempo dos 7/8 do resfriamento variou entre 105 min a 180 min. O tempo de resfriamento é diferente para cada ponto monitorado, existindo uma diferença de aproximadamente 38% entre o ponto 1 e o ponto 3, tanto para o tempo meio de resfriamento, como para o tempo de 7/8 do resfriamento.

Observando-se a Fig.3 (experimentos com laranja), pode-se apreciar que existe um adequado ajuste das curvas teóricas aos pontos experimentais, e isto se reflete nos baixos valores do erro (Eq. 8), e de variância (Eq. 9). O valor do erro por ponto esteve entre 0,13 e 0,08 %, para os pontos 1, 2 e 3 respectivamente (60 pontos experimentais para cada curva). No ponto em que TAT<sub>1/2</sub> = 0,5; a diferença de temperatura entre o valor experimental e numérico foi de 0,13; 0,08 e 0,05 % (posição 1, 2 e 3). No instante em que é atingido o tempo de 7/8 do resfriamento (TAT<sub>7/8</sub> = 0,125), a diferença da temperatura entre o ponto teórico e experimental, para a posição 1, 2 e 3, foi de 0,17; 1,15 e 0,09 %, respectivamente.

O valor do erro e do desvio padrão são baixos, em média 3,62<sup>-2</sup> e 2,44<sup>-2</sup>. Estes valores permitem afirmar que o ajuste de hc apresenta uma concordância adequada com o fenômeno em estudo. O decréscimo do valor de hc entre o ponto 1 e 2 é aproximadamente de 40% (Tab. 1).

Verificou-se a diminuição do coeficiente convectivo de transferência de calor (hc) ao longo do leito, na ordem de aproximadamente 30%, o que deve-se ao decréscimo do fluxo de ar produzido pela perda de carga. Esta redução de velocidade provoca uma diminuição mais lenta da temperatura no interior dos frutos, o que é muito bem caracterizada pelo modelo (Tab. 1).

Baird & Gaffney (1976), resfriaram laranjas a granel (à 5°C) e velocidade do ar variando de 0,05 m/s até 2,1 m/s, e obtiveram, usando um método de ajuste, valores do hc entre 8,15 e 55 W/m<sup>2</sup>°C. Outros valores de hc são apresentados na literatura oscilando nesta mesma ordem (Mohsenin, 1980; Dincer, 1995; Dincer & Genceli, 1995).

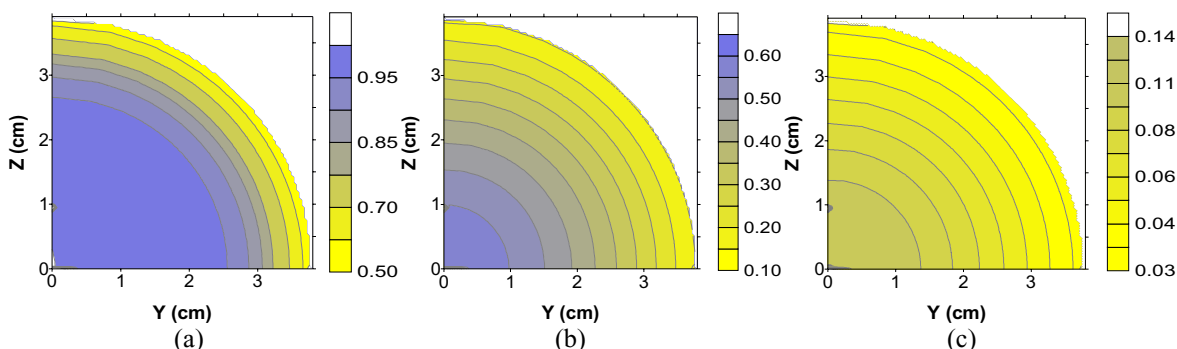
Na Fig.4 apresenta-se a distribuição da temperatura adimensional (TAT) , nos experimentos com laranja, na posição 1 e na posição 3, em três instantes de tempo diferentes. A Fig. 4 (a) e 4 (c) correspondem ao tempo de meio resfriamento e de 7/8 do resfriamento, respectivamente.

Como pode-se observar, no início do resfriamento a temperatura na superfície do corpo apresenta um TAT de aproximadamente 0,70; que corresponde a uma temperatura de aproximadamente 18°C. Já na dimensão em que Y= 3 cm, o valor de TAT é de 0,85; ou seja, a temperatura é de aproximadamente 22°C, sendo que nas regiões mais próximas do centro a temperatura é ainda invariável e igual a temperatura inicial.

Observa-se também na Fig.4 (b), que aos 40 min (tempo de meio resfriamento), o fruto já apresenta-se resfriado até aproximadamente 7°C, nas regiões mais próximas da superfície, sendo que no centro a temperatura é de aproximadamente 13°C. Na superfície a temperatura já encontra-se a uma temperatura aproximada de 2°C (T<sub>a</sub>=1°C). Já aos 105 min, o fruto encontra-se no tempo de 7/8 do resfriamento, instante em que encontra-se praticamente resfriado. No centro apresenta uma temperatura em torno de 3°C, e na superfície de 1,5°C. Deve-se lembrar que o tempo de meio resfriamento está relacionado com a temperatura do fruto aproximadamente no centro do mesmo.

A aplicação do modelo proposto permite, a partir dos resultados gerados, obter a distribuição da temperatura no interior do fruto, podendo assim obter o que pode-se chamar de uma "radiografia" do processo de resfriamento em diferentes instantes de tempo. De forma experimental seria muito complicado poder obter esta distribuição.

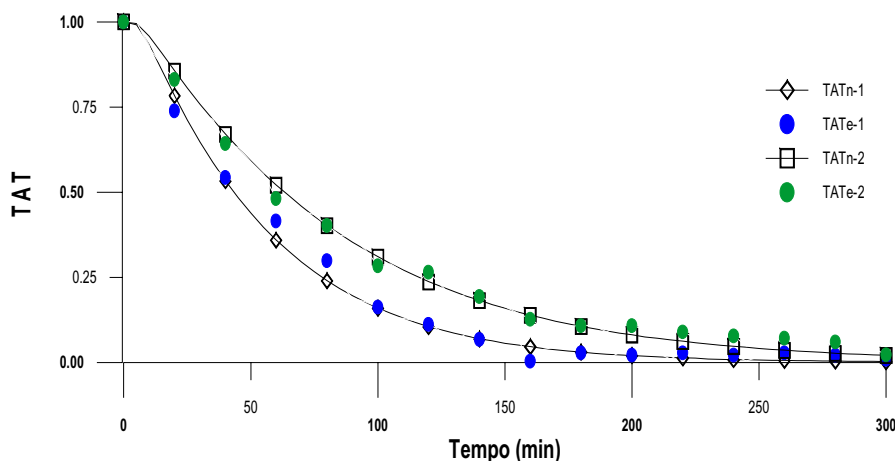
Estes resultados confirmam a análise das curvas de resfriamento apresentadas, ou seja, o resfriamento dos frutos depende da localização destes no leito, sendo que o processo de transferência de calor é mais intenso nos frutos que tem um maior contato com o ar, a velocidades mais elevadas, refletindo-se em maiores valores do coeficiente convectivo de transferência de calor.



**Figura 4-** Distribuição espacial da TAT dentro do sólido no ponto 1 em três instantes de tempo. (a)- 5 min, (b)-  $t_{1/2}= 40$  min; (c)-  $t_{7/8}=105$  min.

É válido ressaltar que durante o resfriamento, existiu um diferencial de temperatura entre a superfície e o centro dos frutos em torno de 30%, sendo comprovado tanto de forma teórica com a geração dos gráficos de perfil de temperatura, como de forma experimental. Com estes resultados demonstra-se que na superfície dos frutos atinge-se a condição de equilíbrio com o meio de resfriamento rapidamente.

As curvas teóricas e experimentais quando feito resfriamento de banana são mostradas na Fig. 5. Notou-se o fato do resfriamento das bananas não ser homogêneo, ou seja, observando-se a figura 6 (a), na região superior, no extremo (ponta) da banana, o valor da TAT está em torno de 0,70; o que em termos de temperatura significa que nessa parte da fruta, a temperatura na superfície e nas camadas mais próximas é da ordem de 19°C.



**Figura 5.** Comportamento da TAT experimental e teórica, experimento FAEI (banana)

No entanto, nas outras regiões da fruta ( $Z = 7,5$  cm), o valor da TAT está na ordem de 0,83; o que representa temperaturas na ordem de 22°C, incluindo a superfície. Este fato pode ser explicado pela quantidade de massa que apresenta a fruta na região superior, ou seja, na ponta, o que se deduz que as pontas resfriam-se num menor tempo que o restante do fruto. Observa-se que este fenômeno está muito bem representado por este tipo de mapeamento. Esta mesma tendência apresenta-se nas figuras 6 (b) e (c), observando-se que a medida que o fruto resfria-se a escala de cores passa a ser amarela intenso.



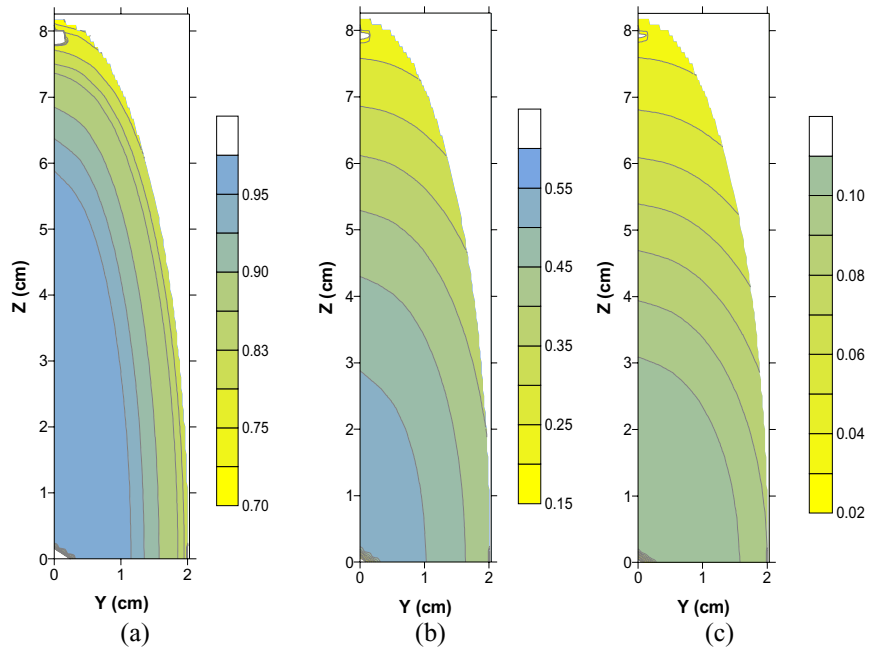


Figura 6. Distribuição espacial da TAT dentro do sólido no ponto 1 em três instantes de tempo. (a)- 5 min, (b)-  $t_{1/2}= 45$  min; (c)-  $t_{7/8}=115$  min.

Observa-se também que quando no centro é atingida o valor de TAT de 0,5, na ponta o valor de TAT é de 0,15 ( $T_s \approx 9^\circ\text{C}$ ), e nas outras regiões perto da superfície, a TAT está na ordem de 0,45 à 0,35 (temperaturas na faixa de 12 a  $14^\circ\text{C}$ ). No entanto no centro a temperatura encontra-se na ordem dos  $17^\circ\text{C}$ .

A diferença entre o tempo de resfriamento obtido de forma experimental e teórica em termos de temperatura oscilou na faixa de  $0,10^\circ\text{C}$  a  $0,97^\circ\text{C}$ , o que demonstra a adequada concordância entre os valores experimentais e os obtidos de forma numérica.

Assim sendo, os resultados obtidos permitem afirmar que o modelo e a metodologia usada neste trabalho, são consistentes para prever o processo de resfriamento de laranja e para determinar o coeficiente convectivo de transferência de calor, com satisfatória exatidão.

### 3.1. Comparação dos resultados em função de Fo e do Bi

O valor dos números de Bi e de Fo para os experimentos com laranja e com banana, foi calculado a partir dos dados experimentais, pelo modelo matemático. Como pode ser observado na figura 7, os valores de Bi estão entre 3,5 e 0,5, numa faixa de Fo entre 0 e 1, para os experimentos com laranja. Observando a figura 7, observa-se que os valores de Bi estão numa faixa entre 0,2 e 0,10, e uma faixa de Fo entre 0 e 2, nos experimentos com banana.

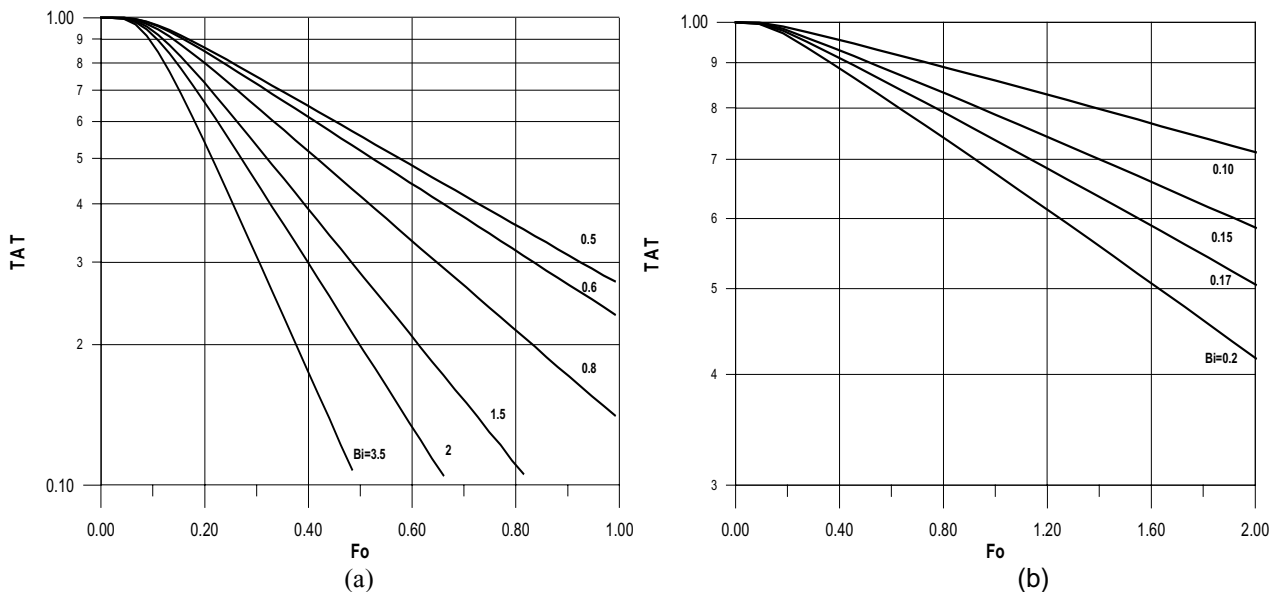


Figura 7. Comportamento do Bi e do Fo para relação de forma (a) Laranja Valência  $L_2/L_1 = 1,05$  ( $\alpha = 1,06 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ). (b)- Banana Prata ( $\alpha = 1,25 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ ).

Valores muito baixos do  $Bi$  indicam que a resistência interna de condução é desprezível se comparada com a resistência superficial por convecção. O número de  $Fo$ , por sua parte, relaciona a dimensão do corpo com os efeitos da penetração dos efeitos térmicos, sendo usado para determinar o tempo de resfriamento, e vice-versa (Holman, 1986; Mohsenin, 1980).

Corpos esféricos resfriam em menor tempo que corpos cilíndricos, em função da relação área/volume ( $A/V$ ). A área superficial das esferas é menor que a área superficial dos cilindros, como pode ser constatado nos experimentos com laranja e banana, onde a relação  $A/V$  para laranja é aproximadamente 50 vezes menor que para a banana.

Verificou-se a diferença existente entre os valores de  $Fo$  para os experimentos com laranja, onde a relação  $A/V$  é menor, os tempos de resfriamento são menores e o valor de  $Fo$  é baixo. Já o comportamento nos experimentos com banana é diferente, a relação  $A/V$  é maior, obteve-se em média tempos de resfriamento maiores, e o valor de  $Fo$  é maior que para os corpos esféricos.

Cleland & Earle (1982), determinaram, aplicando soluções numéricas, o valor do  $Fo$ , para cilindros, esferas e placas. Os autores comprovaram que para números de  $Bi$  entre 0,01 e 100, o valor de  $Fo$  para cilindros esteve na faixa de 34,9 a 0,120 e para esferas o valor de  $Fo$  comportou valores entre 23,3 e 0,072.

Para uma mesma condição convectiva, uma duplicação do diâmetro dos produtos, leva um aumento do tempo de resfriamento de até quatro vezes maior (Kopelman *et al.* 1966, Baird *et al.*, 1988).

Se corpos esféricos esfriam em menor tempo que corpos cilíndricos, então, explica-se o porquê o valor de  $Bi$  está entre 3,5 e 0,5 (laranja), e entre 0,2 e 0,1 (banana). Valores baixos de  $Bi$  refletem uma baixa intensidade no processo de transferência de calor, o que foi muito bem caracterizado nos valores de  $h_c$  que foram obtidos por ajuste, os quais oscilaram entre 13,62 a 2,68  $W/m^2C$ . Por outro lado, valores mais altos de  $Bi$ , indicam uma maior intensidade no processo de transferência de calor, o que reflete-se em altos coeficientes de transferência de calor. Os valores obtidos com a aplicação do modelo matemático para o resfriamento de laranja, oscilaram entre 56,48 a 5,39  $W/m^2C$ . Gráficos semelhantes aos obtidos neste trabalho foram apresentados por Chau, 1990.

Valores de  $Bi$  entre 0,85 e 1,7 foram obtidos por Dincer & Genceli (1994), durante o resfriamento com ar forçado de pepino, a uma temperatura de 4°C.

#### 4. Agradecimentos

Os autores agradecem à FAPESP pelo apoio financeiro da pesquisa e ao Laboratório de Refrigeração da Faculdade de Engenharia dos Alimentos, da UNICAMP.

#### 5. Referências

- Ansari, F. A, Afaq, A. "A new method of measuring thermal diffusivity of spherical products". International Journal of Refrigeration, v. 9, n.3, p.158-160, 1986.
- ASHRAE. Systems and Applications. "Methods of precooling of fruits, vegetables and flowers". Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,, 1994. Cap. 10p, 1-10.
- Baird, C. D., Gaffney, J. J. "An numerical procedure for calculating heat transfer in bulk loads of fruits or vegetables". ASHRAE Transactions, v. 82, n. 2, p. 525. 1976.
- Baird, C. D., Gaffney, J. J., Talbot, M. T. "Desing criteria for efficient and cost effective forced-air cooling systems for fruits and vegetables". ASHRAE Transactions. v. 94, p. 1434-1453, 1988.
- Benavides, M. N. & Avendaño, G. O. "Curvas de congelación y descongelación de fresas y frambuesas calculadas con el método de diferencias finitas". IV Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado y Refrigeración, vol. 1, pp. 154-159. 1997.
- Chau, K. V.; Gaffney, J. J.; Baird, C. D.; Church, G. A. "Resistence to air flow of oranges in bulk and in cartons". Transactions of ASAE. v. 28, n. 6, p. 2083-2088. 1985.
- Cleland, D.J., Earle, R. L. "Freezing time prediction foi foods—a simplified procedure". Revue Internationale du Froid, v. 5, n. 3, p. 134- 140, 1982.
- Dincer, I. "An effective method for analysing of precooling process parameters. International" Journal of Energy Research, v. 19, p. 95-102, 1995.
- Dincer, I., Genceli, O. F. "Cooling process and heat transfer parameters of cylindrical products cooled both in water and air". International Journal Heat Transfer, v. 37, n. 4, p. 625-633, 1994.
- Dincer, I., Genceli, F. "Determination of surface heat transfer coefficients from measured temperature data for spherical and cylindrical bodies during cooling". Heat and Mass Transfer, v. 30, p. 215-220, 1995.
- Fraser H., Otten, L. "Predicting  $7/8$  cooling times for peaches by comparing heat transfer modelling and field measurement methods". American Society of Agricultural Engineers. ASAE. Paper no. 92-6016. 10 p. 1992.
- Hayakawa, K. "Computerized simulation for heat transfer and moisture loss from an idealized fresh produce". Transactions of the ASAE, v. 21, p. 4-6, 1978.
- Hayakawa, K., Succar, J. "Heat transfer and moisture loss of spherical fresh produce". Journal of Food Science, v. 47, p. 596- 605, 1982.
- Holman, J. P. Heat transfer. Toronto: Mc. Graw-Hill Book Company. 1986. 675 p.
- Kopelman, I., Blaisdell, J. L., Pflug, I. J. "Influence of fruit size and coolant velocity on the cooling of Jonathan apples in water and air". ASHRAE Transactions, v. 72, part. I, p. 209-216, 1966.

- Lima, A. G. B., Nebra, S. A. "Influência de parâmetros geométricos na cinética de secagem de elipsóides sólidos". In: Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (ENEMP), 25, 1997.
- Lima, A. G. B., Nebra, S. A. "Formulação utilizando o método de volumes finitos para problemas de difusão de massa transiente em corpos elipsoidais axi-simétricos". In: Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (ENEMP), 26, 1998.
- Maliska, C. R. Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional. Rio de Janeiro: LTC. 1995. 424 p.
- Mohsenin, N. N. Thermal properties of foods and agricultural materials. New York. USA. 1980. 405 p.
- Patankar, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. 197 p.
- Ramos, A. L., Palmisano, E., Dombey, A., Pimentel, J. A., Fayés, D., González, D. "Thermal properties of tropical fruits and vegetables". Revista Española de Ciencia e Tecnología de los Alimentos, v. 33, n. 3, p. 271-283, 1993.
- Sweat, V. E. "Experimental values of the thermal conductivity of select fruits and vegetables". Journal of Food Science, v. 39, p. 1080-1083, 1974.
- Talbot, M. T., Chau, K. V. "Precooling strawberries". Institute of Food and Agricultural Sciences. University of Florida. Circular 942. 1991. 8 p.
- Teruel, M. B. J. "Estudo teórico-experimental do resfriamento com ar forçado de laranja e banana". Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Tese (Doutorado), 2000, 300 p.
- Teruel M. B. J.; Cortez, L. A. B.; Leal, P. M.; Lima, G. A. B. "Obtenção numérico/experimental das curvas de resfriamento de laranja (variedade Valência)". In: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica (COBEM), 12, 1999. *Anais*.....
- Trelea, I. C., Alvarez, G., Trystram, G. "Nonlinear predictive optimal control of a batch refrigeration process". Journal of Food Process Engineering, v. 21, p. 1-32, 1998.

## THEORETICAL STUDY OF FRUITS COOLING WITH DIFFERENT FORMS GEOMETRICAL IN THE FORCED-AIR SYSTEM

**Abstract.** *This paper present an numerical study for obtained of cooling curves of Valência orange (*Citrus sinensis* O.) and Prata banana (*Mussa Balbisiana* Colla), in different positions along the bed and conditioned in package with 40% of opening effective area. The fruits was precooling in a forced-air system ( $1.933 \text{ m}^3/\text{h}$ ), at  $1^\circ\text{C}$  and  $7^\circ\text{C}$ ,  $\text{RH} = 88,4 \pm 2,0\%$  and air speed around  $1 \text{ m/s}$ . A bidimensional mathematical model was applied, assuming prolate spheroid coordinate, to characterize the transient heat transfer process inside in the fruits, assuming convective profile conditions in the surface of the body. The generated equations were numerically solved by finite volumes method to obtain the convective heat transfer coefficient, were obtained using the least square method between experimental and numerical data. The comparative analysis of the theoretical and experimental curves obtained, presented a satisfactory agreement, with error values between 5 and 7%. Was noted that the of convective heat transfer coefficient varies with the position of the fruits in the bed and the cooling time present a variation of approximately 38% among the different points. The space distribution of temperature in the fruits, for three time, demonstrates the existence of a temperature differential between the center and the surface of approximately 30%. The model predicts the cooling tax is major in the extremes of banana. The Bi and Fo represent of transfer process in the fruits with different relation volume/area.*

*Keywords: cooling time, orange, banana, mathematical model, heat transfer coefficient*