

**MODELAGEM DE UM CONDENSADOR PARA AR CONDICIONADO EM OPERAÇÃO TRANSIENTE****Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[koury@vesper.demec.ufmg.br](mailto:koury@vesper.demec.ufmg.br)

**Luiz Machado**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[luizm@vesper.demec.ufmg.br](mailto:luizm@vesper.demec.ufmg.br)

**Antônio Augusto Torres Maia**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[aamaia@vesper.demec.ufmg.br](mailto:aamaia@vesper.demec.ufmg.br)

**Resumo.** *O objetivo deste trabalho é a apresentação de um modelo matemático para estudar o funcionamento em regime transiente de um condensador frigorífico a ar do tipo utilizado em aparelhos de ar condicionado. O condensador foi dividido em vários volumes de controle e sobre cada um deles foram aplicadas as equações de balanço de massa, de energia e de quantidade de movimento. Um sistema de equações diferenciais envolvendo grandezas físicas relativas ao fluido frigorífico (R22), ar e paredes dos tubos foi obtido. As equações relativas ao fluido frigorífico foram resolvidas pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem e as equações relativas ao ar e paredes foram resolvidas pelo método das diferenças finitas. Dois tipos de simulações foram realizadas com o modelo. A primeira teve por objetivo mostrar a influência que a massa de refrigerante no condensador exerce sobre o valor da temperatura de condensação. A segunda simulação ilustra a resposta apresentada pelas temperaturas dos fluidos a uma perturbação ocorrida na vazão de fluido frigorífico.*

**Palavras chave:** modelagem, condensador, regime transiente

**1. Introdução**

A modelagem de máquinas de compressão de vapor como ferramenta para o estudo do comportamento de sistemas tem se firmado entre os pesquisadores nos últimos anos. Na modelagem de um sistema constituído por vários componentes tem se adotado, em geral, a técnica de estruturação modular na qual cada módulo corresponde ao modelo de cada componente do sistema. No caso de sistemas de refrigeração, uma das primeiras vantagens da estruturação modular é a possibilidade de se otimizar o projeto de um sistema através do estudo em separado de seus componentes por meio de simulações comparativas. Em particular, a modelagem de sistemas de refrigeração vem permitindo simular os resultados de mudanças geométricas e substituição dos fluidos refrigerantes tradicionais por outros não nocivos à camada de ozônio através de simulações do comportamento do refrigerante. Para isso, é efetuada uma simples troca no banco de dados do programa computacional correspondente ao modelo. Além da questão ambiental, temos ainda a crescente busca pela melhoria da qualidade de vida, na qual se encontra o conforto térmico que é proporcionado pelos aparelhos de ar condicionado. Esses aparelhos vêm se tornando ao longo dos anos cada vez menores e mais silenciosos, fruto de uma constante pesquisa nessa área. Essa redução de tamanho foi conseguida sobre tudo devido à diminuição do tamanho dos trocadores de calor: evaporador e condensador. Por outro lado, esta redução tornou estes componentes mais complexos do ponto de vista de troca térmica, sobre tudo àquela referente ao lado do fluido secundário, no caso o ar. Assim, é importante o desenvolvimento de pesquisas para a melhor compreensão do comportamento térmico de evaporadores e de condensadores de aparelhos de ar condicionado. O objetivo deste trabalho é apresentar um modelo matemático que simule o funcionamento em regime transiente de um condensador tubular a ar do tipo utilizado em aparelhos de ar condicionado e também em balcões frigoríficos.

**2. Revisão bibliográfica**

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático que utiliza as leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento como base para a determinação dos pontos de operação de um condensador frigorífico operando em regime transiente. Na literatura especializada, verificou-se que os modelos de condensadores podem ser divididos em três grupos: os modelos a uma zona (Lemos et al., 1996; Monteiro et al., 1995), os modelos a duas (ou três

zonas) (Colding et al., 1991; Welsby et al., 1988) e os modelos discretizados (Macarthur et al., 1989; Wang et al., 1991; Stenfanuk, 1992). No primeiro grupo, o condensador é tratado como um grande volume de controle, no qual as equações de balanço são aplicadas. Um coeficiente de transferência de calor global é utilizado para o refrigerante considerando-se apenas o fenômeno da condensação. São chamados de modelos a duas zonas aqueles onde as equações de balanço são aplicadas nas regiões de condensação e de sub-resfriamento. A região de desuperaquecimento é considerada incorporada à região de condensação. Quando essa região é tratada separadamente, o modelo é chamado de a três zonas. Naturalmente, o uso de coeficientes de troca de calor específicos para cada uma dessas regiões permite uma melhor precisão dos cálculos. São chamados de modelos discretizados aqueles nos quais as regiões monofásicas e bifásicas são divididas em vários volumes de controles. Em cada um deles, as equações de balanço são aplicadas. Esta técnica é ideal para a modelagem de condensadores tubulares, onde o escoamento bifásico do refrigerante constitui um fator complicador. Tendo em vista que a geometria do condensador deste trabalho (feixe de tubos aletados com escoamento cruzado de ar), optou-se por desenvolver um modelo do tipo discretizado para estudar o funcionamento em regime transiente do mesmo.

### 3. Modelo

Para aplicar as equações de balanço de massa, energia e quantidade de movimento nos vários volumes de controle ao longo do condensador, as seguintes hipóteses foram tomadas: (1) as temperaturas do refrigerante e do ar são constantes em cada seção perpendicular ao escoamento do fluido; (2) a temperatura da parede aletada é constante em cada seção transversal do tubo; (3) as variações de energia cinética e potencial dos fluidos principal e secundário são desprezíveis; (4) o refrigerante nas fases líquida e vapor está em equilíbrio termodinâmico; (5) a troca de calor entre o ar presente no condensador e o meio ambiente é desprezível; (6) a troca de calor axial no tubo é desprezível; (7) as curvas de ligação entre os tubos foram desconsideradas; (8) O fluido refrigerante está isento de óleo e o seu escoamento é unidimensional; (9) o ar é considerado um fluido incompressível e isento de vapor d'água.

Em um condensador frigorífico, as variáveis de entrada são a temperatura do ar na entrada (valor imposto pelas condições ambientais), a vazão de ar (valor imposto pelo ventilador de exaustão), as vazões de refrigerante na entrada e na saída do condensador (valores impostos pelo compressor e pela válvula de expansão) e a entalpia do refrigerante na entrada do condensador (valor imposto pelo compressor). As variáveis de entrada do modelo interferem diretamente sobre as suas variáveis de saída, sendo que estas definem o ponto de operação do condensador. As duas principais variáveis de saída do modelo do condensador são a temperatura de condensação e a temperatura de saída do ar. Para modelos em regime transiente, as variáveis de entrada deverão ser fornecidas a cada instante de tempo, enquanto que o ponto de operação inicial do condensador deverá ser conhecido.

Neste trabalho, o modelo do condensador será acoplado a um modelo simples do compressor. Esse tem por objetivo fornecer a entalpia do refrigerante na entrada do condensador. Essa entalpia será obtida considerando um processo de compressão adiabática irreversível com rendimento isoentrópico de 70% (valor típico em compressores frigoríficos de média potência). Para cada pressão de condensação utilizada no modelo do condensador, é possível obter um valor para a entalpia do refrigerante na entrada do condensador (ponto 3 da Fig.(1)). Tal valor corresponde à interseção entre a curva 2-3 (processo de compressão adiabática irreversível no compressor) e a curva 3-4 (processo de troca de calor no condensador). A partir dos valores da pressão e da entalpia na entrada do compressor, é possível traçar a curva 2-3' (compressão adiabática reversível). Como o rendimento do compressor é igual a razão entre as variações de entalpia nas compressões reversível (2-3') e irreversível (2-3), pode-se calcular a entalpia do ponto 3 através da expressão a seguir:

$$h_{f3} = h_{f2} + \frac{h_{f3'} - h_{f2}}{\eta} \quad (1)$$

Os valores das entalpias  $h_{f3}$  e  $h_{f3'}$  dependem do valor da pressão de condensação. Esse é um valor calculado pelo modelo do condensador. Assim, as equações dos modelos do compressor e do condensador devem ser resolvidas acopladamente.

Neste trabalho, o condensador é do tipo compacto encontrado em aparelhos de ar condicionado. Esses são compostos por três planos de tubos horizontais, cada um com 30 fileiras, interligados entre si por onde escoo o fluido frigorífico, enquanto ar flui entre os tubos em sentido transversal. Cada tubo apresenta um comprimento de 20 cm e diâmetros interno e externo iguais a 9 mm e 10 mm. O distância percorrida pela corrente de ar dentro do trocador de calor é igual a 7 cm. A densidade linear das aletas é de 30 aletas por centímetro. Essas são feitas de cobre assim como os tubos.

O fluido frigorífico a ser utilizado no modelo será o R22, por ser um dos fluidos frigoríficos mais utilizados nos sistemas de ar condicionado atuais. A Figura (2) apresenta duas vistas do condensador modelado, onde indicamos os sentidos de escoamento do refrigerante e do ar. Um sistema de coordenadas ortogonais de eixos x, y e z foi adotado para se localizar as posições dos volumes de controle do condensador. O eixo vertical x será utilizado para determinar a linha onde se acha o volume de controle estudado. Como existem 30 tubos, um contador i associado ao eixo x variará de 1 a 30. O eixo horizontal y, perpendicular aos tubos do condensador, será utilizado para determinar a coluna do volume de controle. Como existem 3 colunas de tubos, o contador j associado ao eixo y variará de 1 a 3 (na segunda vista da figura 2, omitimos os tubos de posições j=2). Finalmente, para a localização precisa do volume de controle, utilizaremos o

eixo horizontal z, paralelo aos tubos e orientado no sentido do escoamento de fluido refrigerante nos tubos onde  $j=1$  e  $j=3$ . O contador associado a esse eixo será chamado por k. Assim, o primeiro volume de controle pelo qual o fluido refrigerante passa tem a sua localização definida pelo triedro [1,3,1]. O contador k variará de 1 até o número inteiro N, que representa o número de volumes de controle por tubo. Neste trabalho, nós utilizaremos um valor para N igual a 13. Assim, existem 1170 volumes de controle ( $30 \times 3 \times 13$ ). O valor  $N=13$  permite que o passo espacial  $\Delta z$  na direção do escoamento do refrigerante seja próximo ao valor do passo espacial  $\Delta y$  na direção do ar. Esse último passo é fixado pela geometria do condensador e o mesmo está representado na primeira vista da Fig. (2). Alguns volumes de controle não apresentam tubos em seu interior, como, por exemplo, os volumes de controle definidos pelos triedros [1,1,1] e [7,3,10]. Existem volumes de controle que apresentam uma seção transversal inteira de tubo em seu centro, tal como o volume definido pelo triedro [16,2,1]. Existem volumes de controle que apresentam meia seção transversal de tubo situada acima do centro do volume, como é o caso do volume [16,1,10]. Existem ainda volumes de controle que apresentam meia seção transversal de tubo situada abaixo do centro do volume, caso do volume [16,3,10]. Por último, existem volumes de controle que apresentam duas meias seções transversais de tubos, situadas abaixo e acima do centro do volume, como o volume [21, 2, 12].

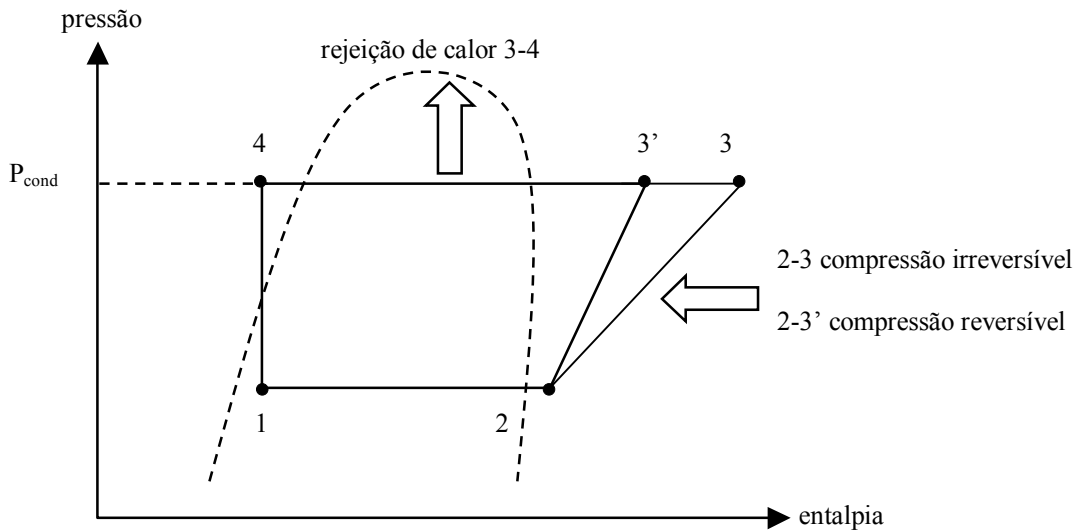


Figura 1. Representação gráfica do modelo do compressor.

O modelo do condensador é obtido a partir da aplicação das equações de balanço de energia e de quantidade de movimento para o R22 e a aplicação da equação de balanço de energia para o ar e a parede aletada. Essas equações devem ser escritas para cada um dos 1170 volumes de controle descritos no parágrafo precedente. As equações supracitadas, após um certo algebrismo, nos conduzem ao seguinte sistema de equações diferenciais:

$$A_f \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = -A_f \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) + \alpha p_f (T_f - T_p) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = -\frac{\partial G_f}{\partial t} - \left( \frac{dP}{dz} \right)_F \quad (4)$$

$$\rho_p A_p c_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = \alpha_f p_f (T_f - T_p) - \alpha_a p_a (T_p - T_a) \quad (5)$$

$$\rho_a A_a c_{p_a} \frac{\partial T_a}{\partial t} = -G_a A_a c_{p_a} \frac{\partial T_a}{\partial y} - \alpha_a p_a (T_p - T_a) \quad (6)$$

Nessas equações os índices f, p, a, l e v referem-se ao fluido refrigerante, à parede, ao ar, ao líquido e ao vapor. As variáveis G, T, h,  $\rho$ ,  $c_p$ , v e x representam a velocidade mássica, a temperatura, a entalpia, a densidade, o calor específico, o volume específico e o título, respectivamente. A variável  $\alpha$  quando indexada, representa o coeficiente de troca de calor e, quando não indexada, a fração de vazio. A derivada espacial que aparece na Eq. (6) é relativa ao eixo y uma vez que o escoamento de ar é cruzado com o escoamento de fluido refrigerante. Os parâmetros geométricos A e p

são a área da seção transversal e o perímetro. Na Eq.(5), o termo que multiplica a derivada temporal representa a capacidade térmica do conjunto tubo-aletas por unidade de comprimento.

Em cada volume de controle, as equações (2), (3) e (4) representam um sistema de três equações e três incógnitas: a entalpia, a velocidade mássica e a pressão do fluido refrigerante na saída do volume de controle. Para resolver essas equações é necessário conhecer esses valores na entrada do volume de controle. Os valores da entalpia e da vazão são conhecidos para o primeiro volume de controle, pois eles são variáveis de entrada do modelo do condensador, ambos impostos pelo compressor. Entretanto, a pressão na entrada do condensador não é conhecida, uma vez que ela é uma variável de saída do modelo do condensador. Para resolver esse impasse, arbitrou-se um valor qualquer para a pressão, o que permitiu a resolução do sistema de equações do refrigerante. Os valores da pressão, da entalpia e da vazão calculados na saída de cada volume de controle serão usados para alimentar a entrada do volume de controle seguinte.

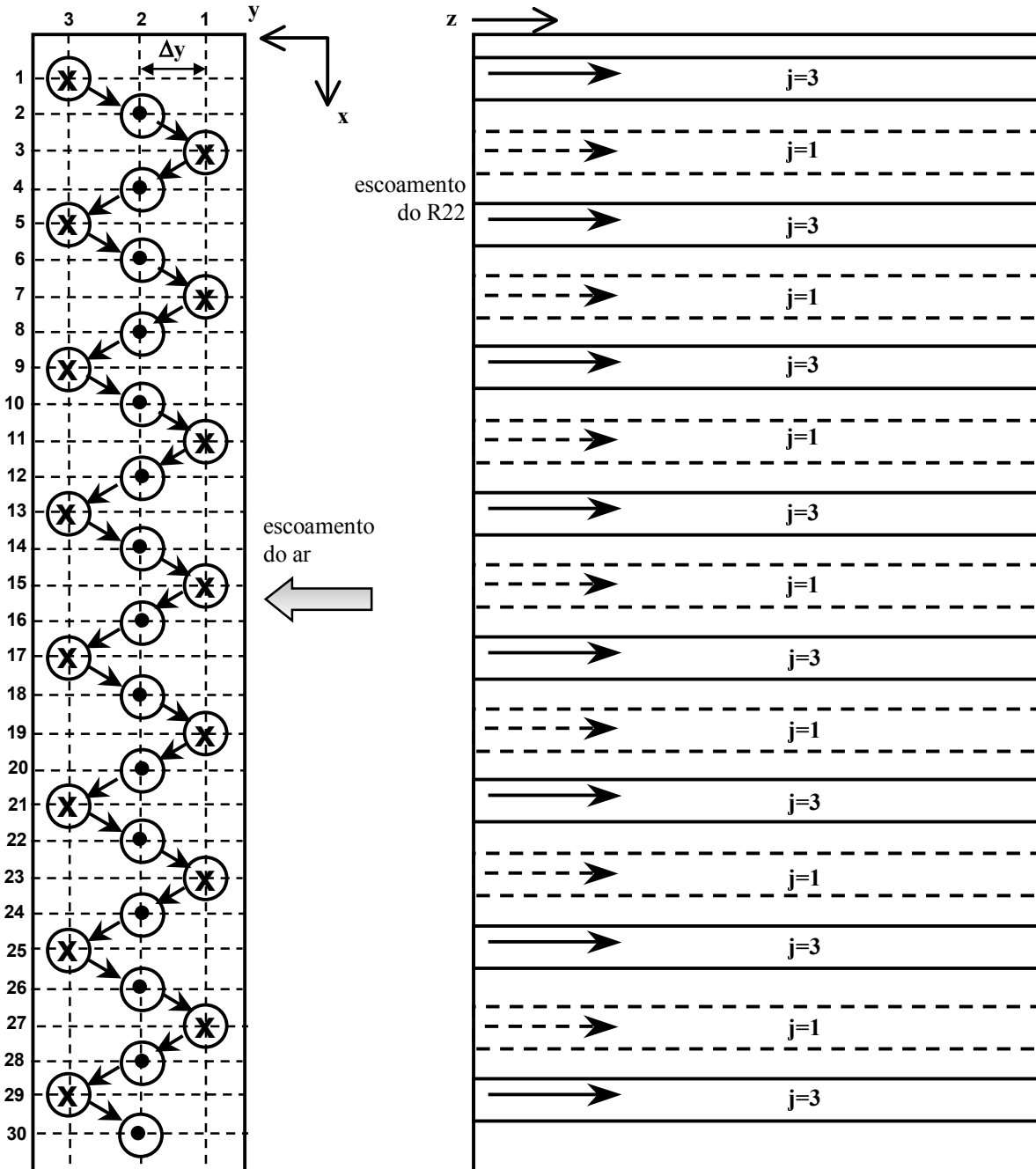


Figura 2. Discretização do condensador.

Durante a determinação do perfil espacial das variáveis relativas ao fluido refrigerante, o valor calculado para a entalpia deve ser comparado constantemente com os valores das entalpias do líquido e do vapor saturado com o objetivo de se determinar os pontos de transição entre as regiões de escoamento monofásico e bifásico ou vice-versa. Nas duas regiões de escoamentos monofásicos (a região de vapor sendo desuperaquecido e região de líquido sendo sub-resfriado), nós utilizamos a correlação de Dittus-Boelter (Incropera et Dewitt, 1990) para calcular os coeficientes de

troca de calor. Na região de condensação foi utilizada a correlação de Shah (Carey, 1992) para estimar o coeficiente de troca de calor. A perda de pressão por atrito foi estimada com a ajuda da correlação de Martinelli (Carey, 1992) e a fração de vazio foi calculada através da correlação de Hughmark (Carey, 1992). Do lado do ar, foi utilizada a equação proposta por Grimison (Incropera et Dewitt, 1990). Para o último volume de controle, a vazão calculada representa a vazão na saída do condensador. Uma vez que essa vazão é uma variável de entrada do modelo do condensador (imposta pela válvula de expansão), o valor calculado poderá ser comparado com o valor fornecido. Caso não ocorra a igualdade entre esses dois números, a pressão de condensação deverá ser alterada e os cálculos deverão ser repetidos. Essa alteração é feita através do algoritmo de Newton-Raphson. Os cálculos deverão ser repetidos até que se obtenha uma convergência aceitável entre as duas vazões na saída do condensador. Depois de obtido o perfil espacial de temperaturas do fluido refrigerante, as equações (5) e (6) deverão ser resolvidas. Para cada volume de controle, elas apresentam apenas duas incógnitas (as temperaturas da parede e do ar no centro do volume de controle) e, por isso, as equações podem ser resolvidas facilmente. As equações relativas ao fluido refrigerante (1 a 3) foram resolvidas pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem e as equações relativas ao ar e paredes (5 e 6) foram resolvidas pelo método das diferenças finitas.

#### 4. Resultados e discussões

Apresenta-se a seguir alguns dos resultados obtidos a partir de simulações realizadas com o modelo do condensador. O primeiro deles correspondeu a uma simulação de partida do compressor, cujo gráfico da evolução temporal da temperatura de condensação é apresentado na Fig. (3). Nestas simulações, a vazão de refrigerante imposta na entrada e na saída do condensador foram idênticas. Essa igualdade só é verificada quando o condensador opera em regime permanente. Portanto, a evolução temporal observada nessa figura não correspondeu a um regime transiente verdadeiro. Mesmo assim, o valor final da temperatura de condensação é correto, pois as variáveis de entrada do modelo correspondem a uma situação real de regime permanente. Além das variáveis de entrada utilizadas (vazão e temperatura do ar na entrada do condensador, vazões do refrigerante e a entalpia do refrigerante na entrada do condensador), foi necessário fornecer ao modelo as condições iniciais do problema. Essas condições dependem da distribuição de refrigerante dentro do condensador antes da partida do compressor. Foi considerado que, antes da partida do compressor, a massa de refrigerante estava distribuída de tal forma que na parte baixa do condensador existia a fase líquida e na parte de cima a fase de vapor, ambas em equilíbrio termodinâmico à temperatura ambiente. As três evoluções apresentadas na Fig. (3) correspondem à massas diferentes de refrigerante. A temperatura ambiente foi mantida igual a 20°C nos três casos e o intervalo de tempo utilizado foi de 20s em todas as simulações realizadas. Evidentemente, a curva de temperatura de condensação mais elevada corresponde a uma maior quantidade de fluido no condensador. O aumento ocorrido na temperatura de condensação é explicado pelo aumento de pressão ocorrido dentro do condensador devido ao aumento da massa de refrigerante. Os valores das massas de refrigerante utilizadas nas simulações estão indicados na figura.

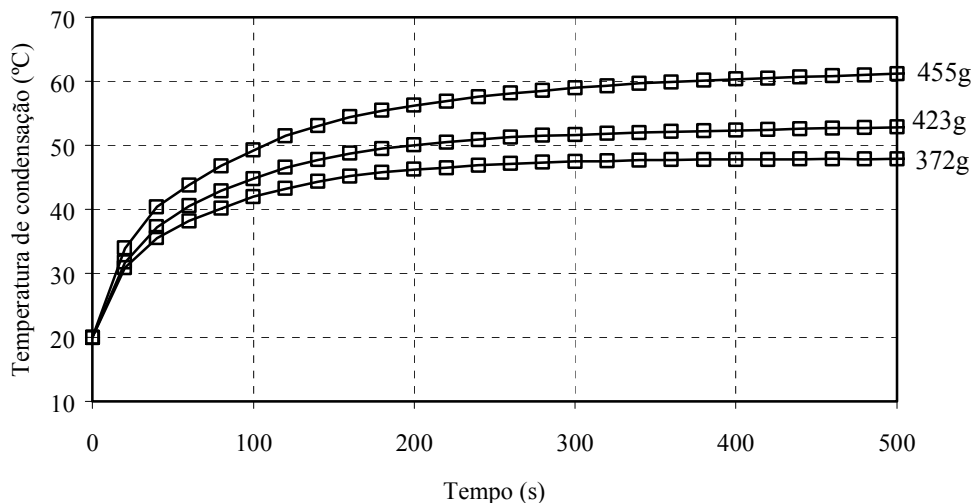


Figura 3. Evolução da temperatura de condensação após a partida do compressor.

O segundo resultado obtido com o modelo correspondeu, em um primeiro momento, à obtenção de um ponto de operação do condensador em regime permanente, conforme obtido na simulação anterior. Em seguida, após o estabelecimento desse regime permanente, foi imposto um aumento na vazão na entrada do condensador, acompanhado por um aumento retardado na vazão na saída do condensador. Na Figura (4) são apresentados os resultados relativos a esta simulação. Pode-se observar as evoluções das duas vazões e a da massa de fluido refrigerante presente no condensador. Tendo em vista que entre os instantes 1000s e 1200s a vazão na entrada do condensador foi superior aquela na saída, um certo valor de massa (por volta de 70 g) foi adicionada ao condensador. A instabilidade observada na evolução da massa do fluido refrigerante está relacionada com o processo iterativo utilizado para se determinar a pressão de condensação. Neste processo, a vazão na saída do condensador calculada pelo modelo é comparada com a

vazão fornecida pela válvula de expansão. Naturalmente, a igualdade entre estes valores é aceita com uma margem de erro estipulada. Por isso, a massa de fluido refrigerante, que esta diretamente relacionada com as vazões na entrada e na saída do condensador, sofrerá a interferência da margem de erro citada. A Figura (5) representa a resposta a esse aumento de massa. Observamos nesta figura as respostas relativas à temperatura de condensação, à temperatura na saída do condensador e à temperatura média do ar na saída do condensador. O aumento na temperatura de condensação é explicado pelo aumento de pressão de refrigerante, conforme já discutido na simulação apresentada anteriormente. A redução na temperatura de refrigerante na saída do condensador ocorreu porque o coeficiente de troca de calor por condensação aumentou em decorrência do aumento da vazão de refrigerante. Assim, o comprimento da região de condensação foi reduzido, o que disponibilizou um maior comprimento para o sub-resfriamento do refrigerante. O aumento da temperatura do ar na saída do condensador é uma consequência do aumento da potência de aquecimento, essa induzida pelo aumento da vazão de refrigerante. Essa potência é dada pelo produto entre essa vazão de refrigerante e a variação de entalpia do mesmo entre a entrada e a saída do condensador. A potência de aquecimento também pode ser calculada pelo produto entre a vazão de ar, o calor específico do ar e a variação de temperatura desse entre a entrada e a saída do condensador. Como os dois primeiros fatores variam pouco com a temperatura, é a variação de temperatura do ar que deverá crescer para justificar o crescimento da potência de aquecimento. Como a temperatura do ar na entrada do condensador é constante (temperatura ambiente), a temperatura do ar na saída do condensador cresce, induzindo um aumento na variação de temperatura do ar ao longo do condensador. A resposta apresentada pelo condensador poderia corresponder a uma transferência de massa do evaporador para o condensador. Esse fato pode ocorrer quando a válvula de expansão do sistema se fecha durante momentos em que o grau de superaquecimento na saída do evaporador apresenta valores baixos. Assim, conclui-se que o modelo do condensador poderá ser útil na pesquisa de algoritmos de controle para a regulação da temperatura na saída do evaporador de um sistema de refrigeração.

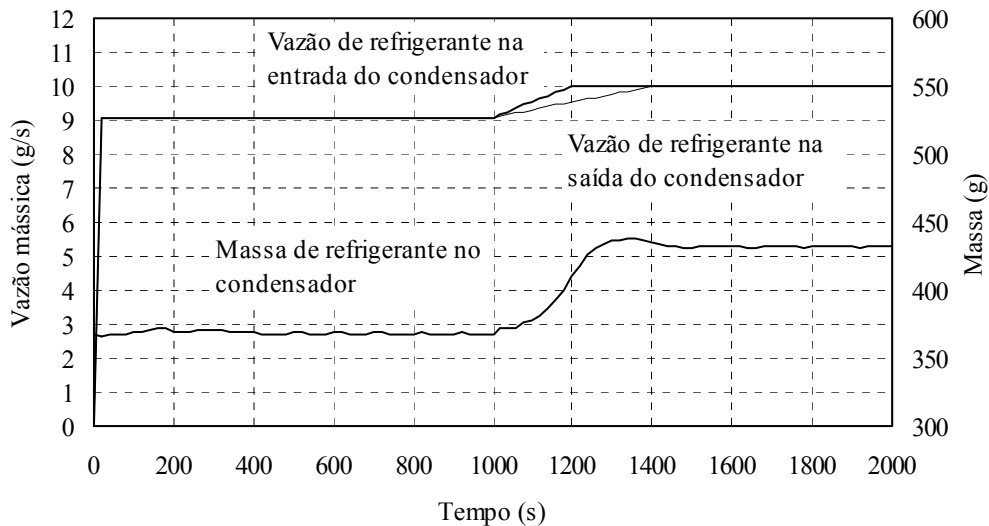


Figura 4. Perturbação da vazão de refrigerante no condensador.

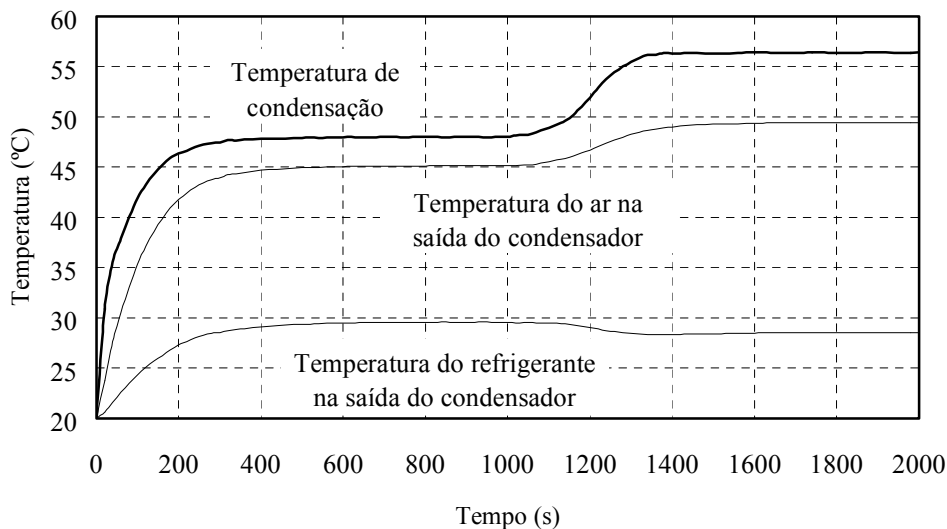


Figura 5. Resposta das temperaturas do refrigerante e do ar à perturbação na vazão de refrigerante.

Na Figura 6 é apresentado a distribuição de temperaturas do ar na saída do condensador obtido através do modelo matemático. Nesta figura pode-se identificar claramente as regiões de superaquecimento (avermelhada), a região de condensação (esverdeada) e a região de líquido sub-resfriado (azulada).

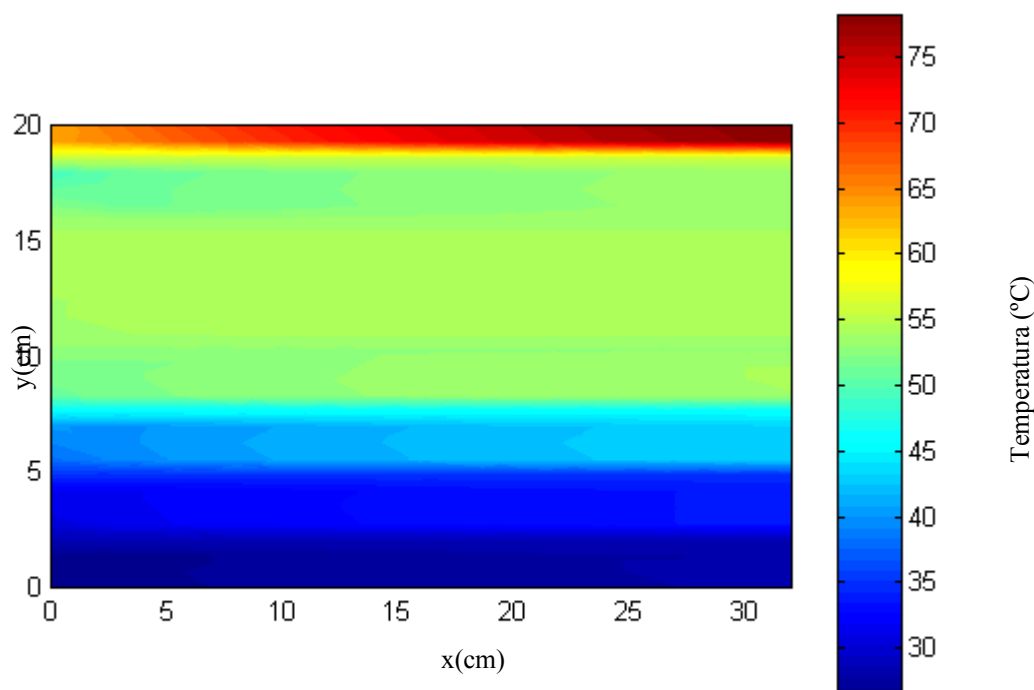


Figura 6. Distribuição de temperaturas do ar na saída do condensador.

## 5. Conclusão

Neste trabalho foi apresentado um modelo matemático para estudar o funcionamento em regime transiente de um condensador frigorífico a ar do tipo utilizado em aparelhos de ar condicionado. O modelo, baseado na aplicação de leis físicas sobre vários volumes de controle do condensador, utiliza a correlação de Shah para estimativa do coeficiente de troca de calor por condensação. Simulações foram realizadas com o modelo e elas revelaram que existe uma influência importante da massa de refrigerante presente no interior do condensador sobre o ponto de operação do sistema. O modelo foi também utilizado para verificar a resposta apresentada pelo condensador à uma perturbação na vazão de fluido frigorífico. Esse estudo indica que o modelo do condensador poderá ser utilizado em trabalhos para se estudar os mecanismos de controle em um sistema de refrigeração, como, por exemplo, a utilização de válvulas eletrônicas para o controle do grau de superaquecimento do evaporador.

## 6. Referências bibliográficas

- Carey, V. P., 1992, "Liquid-vapor phase-change phenomena: An introduction to the thermophysics of vaporization and condensation processes in heat transfer equipment", Edwards Brothers Inc., 644p.
- Colding, L.; Holst, J.; Danig, P.O.; Thusen, S.E., 1991, "Dynamic model of refrigeration systems using air cooled condensers", XVIII International Congress of Refrigeration, Montreal, p.1028-1212.
- Incropera, F. P.; Dewitt, D.P., 1990, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Son, Inc., 3ª Edição, 456p.
- Lemos, M.J.S; Zapparoli, E.L., 1996, "Steady state numerical solution of vapour compression refrigeration units", International Refrigeration Conference at Purdue, vol.1, p.235-240.
- MacArthur, J.W.; Grald, E.W., 1989, "Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with the experiential data." Int. Journal of Refrigeration, Vol.12, p.29-41.
- Monteiro, P.M.B; Silveira, N.; Mendonza, O.S.H., 1995, "Simulação numérica de um sistema de refrigeração por compressão de vapor", III Congresso Ibero Americano de ar condicionado e refrigeração, São Paulo, p.71-77.
- Stefanuk, N.B.M; Aplevich, J.; Renkszbuhet, M., 1992, "Modelling and Simulation of a superheat- controlled water - to -water heat pump", ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part II, p.172-184.
- Wang, H.; Touber, S., 1991, "Distributed and non - steady - state modelling of an air cooler.", International Journal of Refrigeration, Vol.14, p.98-111.

Welsby, P.; Pezzani, M.; Devotta, S.; Diggony, P. J. & Guy, J. J., 1988, "Steady and dynamic state simulations of heat pumps. Part II: Modelling of a motor drive water- to -water heat pump", Applied energy, Vol. 31, p.239-262.

## **DYNAMIC MODEL OF A CONDENSER FOR AN AIR-CONDITIONING EQUIPMENT**

### **Ricardo Nicolau Nassar Koury**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[koury@vesper.demec.ufmg.br](mailto:koury@vesper.demec.ufmg.br)

### **Luiz Machado**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[luizm@vesper.demec.ufmg.br](mailto:luizm@vesper.demec.ufmg.br)

### **Antônio Augusto Torres Maia**

Universidade Federal de Minas Gerais – Departamento de Engenharia Mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627 - Belo Horizonte, MG – 31270-901  
[aamaia@vesper.demec.ufmg.br](mailto:aamaia@vesper.demec.ufmg.br)

***Abstract.** This report describes a mathematical model developed for the purpose of study the dynamic behavior of a condenser for air conditioning equipment. The condenser was divided into a number of control volumes and time dependent differential equations system was obtained from the energy, mass and momentum balance for each control volume. The equations regarding to refrigerant were solved by the fourth order Runge-Kutta method and the equations concerning air and pipe wall were solved by the finite difference method. Two kinds of simulations were done: The first was destined to investigate the influence of the refrigerant mass inventory inside the condenser on the condensation temperature. The second illustrate the fluids temperature response to perturbations on the refrigerant flow rate.*

***Keywords:** modeling, condenser, dynamic behavior.*