

RESFRIAMENTO DE FRUTAS UTILIZANDO AR RESFRIADO EM CICLO A AR OPERADO COM GASES DE ESCAPAMENTO DE MOTORES DIESEL

Jaime Vilela de Resende

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG
jvresende@mecanica.ufu.br

Oscar S. H. Mendoza

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG
oscarhm@mecanica.ufu.br

Gleyzer Martins

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG

Resumo. O estudo do resfriamento de frutas embaladas com ar forçado gerado num ciclo a ar acionado por gases de escapamento de motores de combustão interna, foi feito utilizando a técnica de diferença finita completamente implícita, considerando o produto como uma placa infinita submetida a condições de contorno assimétricas. Dados resultantes dos balanços de massa e energia, propriedades do ar e rendimentos nas diversas etapas do ciclo de expansão determinam as condições (vazões e temperaturas) do ar na câmara de resfriamento. Baseados nestes dados, os coeficientes de transferência de calor usados nas simulações são obtidos a partir de correlações Nusselt versus Reynolds e, as propriedades termofísicas do produto variáveis com a temperatura, de funções polinomiais ajustadas abrangendo toda a faixa de temperatura de processamento. Este sistema de resfriamento constitui um sistema de cogeração compacto e pode-se obter temperaturas do ar de resfriamento na saída do ciclo entre 0 e 15 °C. Se o resfriamento de frutas é o único tipo de aplicação, o programa permite estimar o comportamento transiente da transferência de calor no interior do produto e estabelecer o tempo de residência do produto no equipamento para que atinja o nível de temperatura de resfriamento desejado.

Palavras chave: Resfriamento de frutas, cogeração, ciclo a ar, turbomáquinas

1. Introdução

Atualmente a refrigeração é um dos métodos conhecidos mais eficientes para a manutenção da qualidade pós colheita de produtos hortifrutícolas. Para esta finalidade, muitos são os métodos de resfriamento empregados entre os quais incluem: sistema de resfriamento com água gelada (*hydrocooling*), sistemas à vácuo, sistemas de resfriamento com ar forçado e em câmaras de armazenamento. Dentre os sistemas mencionados, os mais freqüentemente encontrados são aqueles onde o resfriamento do produto é feito baseado nos ciclos de compressão de vapor, como em câmaras de armazenamento e com ar forçado.

No caso de instalações de refrigeração, a demanda frigorífica envolve a ocorrência de elevadas potências que influenciam de forma considerável no faturamento. Como alternativas na redução dos custos relativos ao consumo de energia elétrica está o uso de sistemas de cogeração com grupos motor geradores. Neste caso, o sistema de cogeração consiste de um motor de combustão interna que pode ser utilizado para a produção de energia elétrica primária, e ainda, os gases de exaustão podem ser convertidos em um resfriador baseado no ciclo de expansão a ar. O conceito do ciclo a ar pode ser aplicado para aquecimento ou resfriamento.

A característica do resfriador é o uso de turbomáquinas para compressão e expansão do ar em vez de pistões de movimento linear, usados em outros sistemas de refrigeração. Os tamanhos e velocidades de operação das turbinas nas turbomáquinas são determinadas pela capacidade e temperaturas dos sistemas (Swift et al, 1999). Outras vantagens, além da redução do consumo de energia, que o sistema baseado no ciclo a ar poderia proporcionar são: custos iniciais, tamanhos compactos e alta flexibilidade do sistema que pode ser desenvolvido e utilizado no local da produção.

Estudos com simulações computacionais têm mostrado que é possível determinar as condições de operação do sistema que atenda as necessidades de projeto. Os resultados gerados pelo programa mostraram que o ciclo a ar é viável desde que condições operacionais adequadas sejam especificadas e pode ser usado em aplicações que exigem temperaturas do ar de resfriamento entre 0 e 10°C.

Dentro deste contexto, o resfriamento de frutas tem sido o tipo de aplicação mais apropriada na qual o uso do sistema de cogeração seja eficiente em termos energéticos e o sistema de resfriamento possa ser uma alternativa em relação aos ciclos de compressão de vapor usados atualmente.

Fazer um resfriamento rápido em um sistema com alta eficiência é importante porque se consegue diminuir rapidamente o calor de campo diminuindo a atividade metabólica e conseqüentemente a velocidade de deterioração das frutas. Outro aspecto importante é o dimensionamento das câmaras frigoríficas para o armazenamento posterior, que neste caso, os equipamentos são de menor capacidade uma vez que parte da carga térmica do produto foi retirada no processo de pré-resfriamento.

Em vista da importância do tempo de resfriamento sobre a qualidade do produto, dos aspectos energéticos e visando avaliar a aplicabilidade do ciclo a ar neste tipo de processamento, o presente trabalho tem como objetivos, estimar através de métodos computacionais o comportamento transiente da transferência de calor no interior do produto submetido ao processo de resfriamento baseado no ciclo a ar com condições operacionais resultantes da simulação dinâmica do ciclo. Estabelecer o tempo de residência do produto no equipamento para que atinja o nível de temperatura de resfriamento desejado.

2. Descrição do sistema de resfriamento baseado no ciclo a ar

A configuração do sistema baseado no ciclo a ar destinada a aplicações de resfriamento está mostrada na Fig. (1).

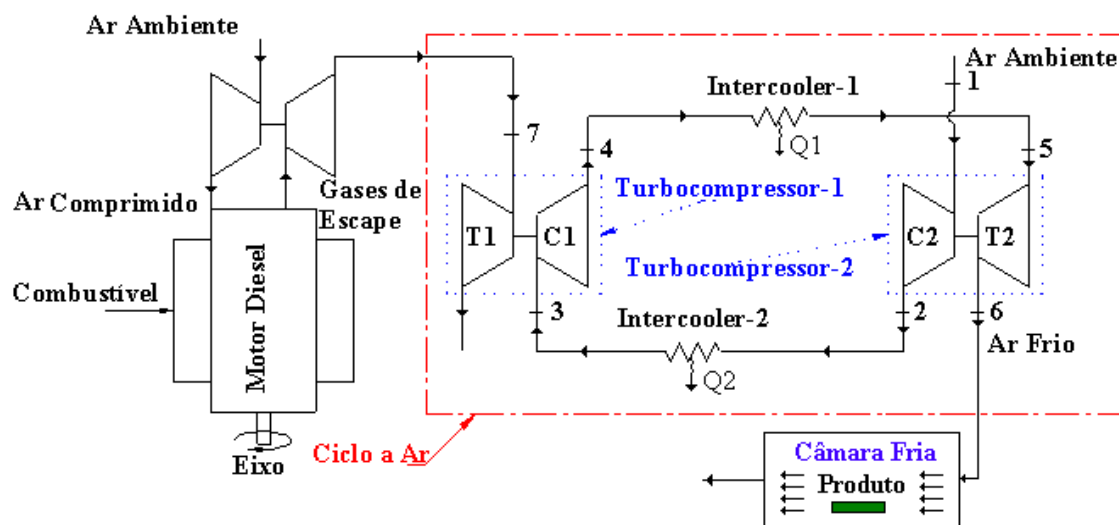


Figura 1. Ciclo a ar para aplicações de resfriamento

Neste sistema, após atingir o regime de operação do equipamento, o ar do meio ambiente é comprimido pelo compressor (C2) acionado pela turbina (T2) que é movida pelo próprio ar na saída do ciclo. Nesta etapa o ar ambiente tem sua temperatura e pressão elevada. Em seguida o ar é resfriado dentro de um trocador de calor ("Cooler") que utiliza água corrente à temperatura ambiente. Este ar pré-resfriado passa pelo segundo compressor (C1) acoplado à turbina (T1) (turbocompressor) que é acionada pelos gases de exaustão do motor Diesel de combustão interna. Neste ponto, eleva-se novamente a temperatura e pressão do ar que é conduzido para o segundo trocador de calor ("Cooler", ar-água) onde é resfriado antes de ser expandido na turbina (T2), onde a sua temperatura é reduzida.

A Figura (1) mostra que o ciclo a ar é constituído de dois turbocompressores. Um que para movimentar o ciclo aproveite a energia dos gases de escape de um motor Diesel (C1) e outro que realize a expansão do gás (T2) para obter o ar a baixa temperatura e realizar uma pré-compressão. O resfriamento do produto é realizado na câmara fria.

3. Avaliação do tempo de residência do produto (Desenvolvimento teórico)

O programa para a simulação do resfriamento de frutas nas condições supridas pelo ciclo a ar foi codificado em linguagem Turbo PASCAL 7.0 usando a técnica de diferença finita completamente implícita, considerando o produto embalado como uma placa infinita submetida à condições de contorno assimétricas. As dimensões do produto são aquelas freqüentemente empregadas em embalagens comerciais de frutas como morango e caju (4,5 × 10,0 × 15,0 cm).

3.1. Propriedades termofísicas do produto

Para o cálculo das propriedades termofísicas na faixa de temperatura de -6 a 25°C, típica do resfriamento de frutas, foram utilizadas funções polinomiais ajustadas de soluções modelo do produto constituída de k-carrageenan (0,5%) e sacarose (10%) (Resende, 2001; Vissoto, 1999) representadas pelos coeficientes mostrados na Tab. (1). A difusividade

térmica usada no programa foi calculada em função dos parâmetros variáveis com a temperatura e para o cálculo do número de Fourier foi de $1,33 \times 10^{-7}$ (m²/s) obtida experimentalmente para o produto nas temperaturas especificadas.

3.2. Propriedades do ar de resfriamento

Os dados resultantes dos balanços de massa e energia e rendimentos nas diversas etapas do ciclo determinam as condições (vazões e temperaturas) do ar na câmara de resfriamento.

Tabela 1. Funções polinomiais para o cálculo das propriedades termofísicas do produto em função da temperatura de resfriamento (Resende, 2001).

Equação Polinomial: $y = a + bT + cT^2 + dT^3 + \dots$									
Temp.(°C)	Prop.*	a	b	c	d	e	f	g	R ²
$T > T_{ic}$	K	0,5489	-0,0021						1
$-1,5 < T \leq T_{ic}$	K	-0,7616	-2,6180	-1,3056	-0,2622				1
$-6,0 < T \leq -1,5$	K	-0,5281	-2,1548	-1,0972	-0,3374	-0,0609	-0,0059	-2,389E-4	1
$T > T_{ic}$	H	87,4958	0,9535						1
$-1,5 < T \leq T_{ic}$	H	246,7854	488,7081	597,8403	410,9307	149,4659	22,43688		1
$-6,0 < T \leq -1,5$	H	112,7554	63,0288	24,2477	5,07193	0,5428	0,2330		1
$T > T_{ic}$	ρ	1037,7422	-0,0108						1
$-1,5 < T \leq T_{ic}$	ρ	1328,3577	927,0437	1189,9753	838,5204	309,5725	46,9209		1
$-6,0 < T \leq -1,5$	ρ	1095,8196	137,2523	72,8466	22,1719	3,8928	0,3664	0,01431	1

- $k = k(T)$ Condutividade térmica (W/m°C)
- $H = H(T)$ Entalpia específica (kcal/kg)
- $\rho = \rho(T)$ Densidade (kg/m³)

Estes dados são os parâmetros de entrada do programa, dando início à seqüência de cálculos para a determinação dos coeficientes de transferência de calor.

$$v = \frac{\dot{V}}{A} \tag{1}$$

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \tag{2}$$

$$Nu = f(Re, Pr) \tag{3}$$

$$h_2 = \frac{Nu k}{L} \tag{4}$$

O programa para a simulação dinâmica do ciclo a ar fornece uma vazão mássica para o ar de resfriamento de 0,07 kg/s resultando em velocidades em torno de 0,35 m/s no interior da câmara fria. Seguindo a metodologia de cálculo descrita acima, as propriedades do ar seco e considerando que nenhum equipamento para a circulação do ar no interior da câmara fria tenha sido instalado, o valor do coeficiente de transferência de calor convectivo, estimado a partir de equações de Nusselt em função de Reynolds encontradas na literatura, nestas circunstâncias é de aproximadamente 5 W/m²°C.

Helsen e Willmott (1989) relatam que a taxa de circulação típica do ar para o resfriamento é aquela correspondente a 40 ciclos do ar no ambiente por hora. A instalação de um ventilador na câmara fria pode proporcionar esta taxa de circulação e promover maiores coeficientes de transferência de calor. Supondo o uso destes artificios, e a convecção forçada ocorrendo no interior da câmara, as simulações foram feitas considerando os coeficientes de transferência de calor variando entre 5 e 20 (W/m²°C).

3.3. Transferência de calor transiente em uma placa infinita pela técnica de diferença finita implícita

A técnica da diferença finita implícita foi usada por Succar e Hayakawa (1984) para resolver a equação de transferência de calor com mudança de fase para alimentos cuja geometria poderia ser aproximada por uma placa infinita. Para o caso da placa infinita, a solução considera a troca de calor por convecção assimétrica nas superfícies. A equação usada para definir o estado transiente de transferência de calor em placas infinitas é representada pela equação:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \tag{5}$$

A condição inicial é $T = T_0$ com $t = 0$, para $0 \leq x \leq l$.

$$\text{Condições de contorno: } k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h_i (T_i - T_{ar}) \text{ Superfície inferior do produto} \quad (6)$$

$$k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=l} = h_s (T_s - T_{ar}) \text{ Superfície superior do produto} \quad (7)$$

As propriedades termofísicas “k”, “H” e “ρ” são definidas no item (3.1) para toda a faixa de temperatura de processamento e o valor de “c” pela variação da entalpia (H) em função da temperatura.

$$c = \frac{\partial H}{\partial T} \quad (8)$$

Para aplicação da técnica a equação (5) é escrita da seguinte forma:

$$\frac{T_i^{t+1} - T_i^t}{\Delta t} = \frac{(1-\theta)}{\Delta x^2} \frac{1}{V_i^t} (\eta_{i-1}^t T_{i-1}^t - \gamma_i^t T_i^t + \eta_{i+1}^t T_{i+1}^t) + \frac{\theta}{\Delta x^2} \frac{1}{V_i^{t+1}} (\eta_{i-1}^{t+1} T_{i-1}^{t+1} - \gamma_i^{t+1} T_i^{t+1} + \eta_{i+1}^{t+1} T_{i+1}^{t+1}) \quad (9)$$

onde T_i^{t+1} é a temperatura do produto na etapa avançada de tempo (t+1) na posição i, e

$$V_i = \rho_i c_i \quad (10)$$

$$\eta_{i\pm 1/2} = k_{i\pm 1/2} \quad (11)$$

$$\gamma_i = (k_{i-1/2} + k_{i+1/2}) \quad (12)$$

A condição inicial torna-se $T_i^t = T_0$ para $i = 1, 2, \dots, N$ no tempo ($t = 0$).

As condições de contorno tornam-se:

$$\text{Superfície inferior do produto: } k_{N-1/2}^{t+1} \left(\frac{T_{N-1}^{t+1} - T_N^{t+1}}{\Delta x} \right) = h_i (T_N^{t+1} - T_{ar}) \quad (13)$$

$$\text{Superfície Superior do produto: } k_{1+1/2}^{t+1} \left(\frac{T_1^{t+1} - T_2^{t+1}}{\Delta x} \right) = h_s (T_1^{t+1} - T_{ar}) \quad (14)$$

O tempo de resfriamento é aquele no qual a seguinte condição é satisfeita: $T_c^{t+1} \leq T_f$. Onde T_c é a temperatura no centro geométrico e T_f é a temperatura final do resfriamento desejada.

3.3.1. Resolução do algoritmo implícito

Quando todos os termos (t+1) desconhecidos são colocados do lado esquerdo da equação as seguintes equações são obtidas:

Para pontos nodais de $i = 2$ a $i = N-1$, tem-se:

$$-A_{i-1/2}^{t+1} T_{i-1}^{t+1} + B_i^{t+1} T_i^{t+1} - C_{i+1/2}^{t+1} T_{i+1}^{t+1} = D_i^t \quad (15)$$

$$D_i^t = T_i^t + \left(\frac{1}{\theta} - 1 \right) \left[A_{i-1/2}^t T_{i-1}^t - (B_i^t - 1) T_i^t + C_{i+1/2}^t T_{i+1}^t \right] \quad (16)$$

onde,

$$A_{i-1/2} = -w \alpha_{1i} \quad \text{onde } \alpha_{1i} = \frac{k_{1i}}{\rho_i c_i} \quad (17)$$

$$C_i = -w \alpha_{2i} \quad \text{onde } \alpha_{2i} = \frac{k_{2i}}{\rho_i c_i} \quad (18)$$

$$B_i = 1 + \frac{w \gamma_i}{V_i} \quad (19)$$

$$w = \frac{\theta \Delta t}{\Delta x^2} \quad (20)$$

Para o ponto $i = N$ (superfície inferior):

$$-\eta_{N-1/2}^{t+1} T_{N-1}^{t+1} + \lambda_{N-1/2}^{t+1} T_N^{t+1} = \Delta x h_i T_{ar} = D_N^{t+1} \quad (21)$$

que pode ser escrita como:

- 2) O produto foi colocado em embalagens de polietileno e suspenso por um suporte de forma que o contato com a corrente de ar de resfriamento se dá pelas superfícies superior e inferior do produto tal que $h_i = h_s \neq 0$ (Fig. 2B).
- 3) O produto embalado exposto à correntes de ar não uniformes de forma que existam diferenças entre os coeficientes de transferência de calor entre as superfícies superior e inferior do produto no interior da câmara de resfriamento ou seja $h_i \neq h_s \neq 0$ (Fig. 2C).

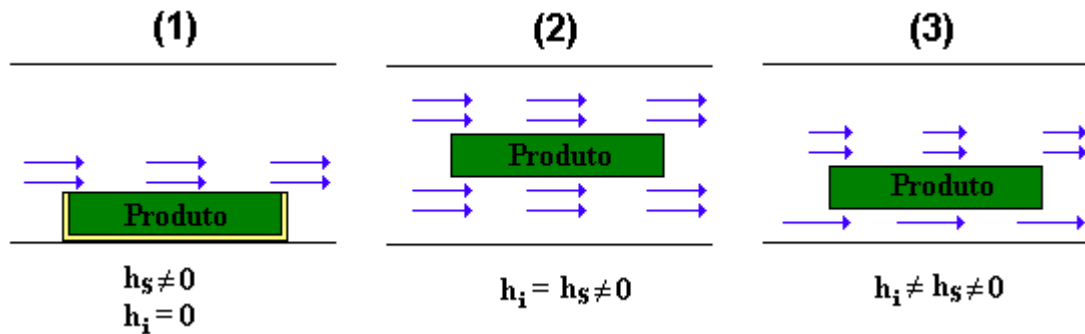


Figura 2. Cenários avaliados nas simulações.

A Figura 3 mostra o fluxograma geral do programa para avaliar o comportamento transiente do produto no interior da câmara fria.

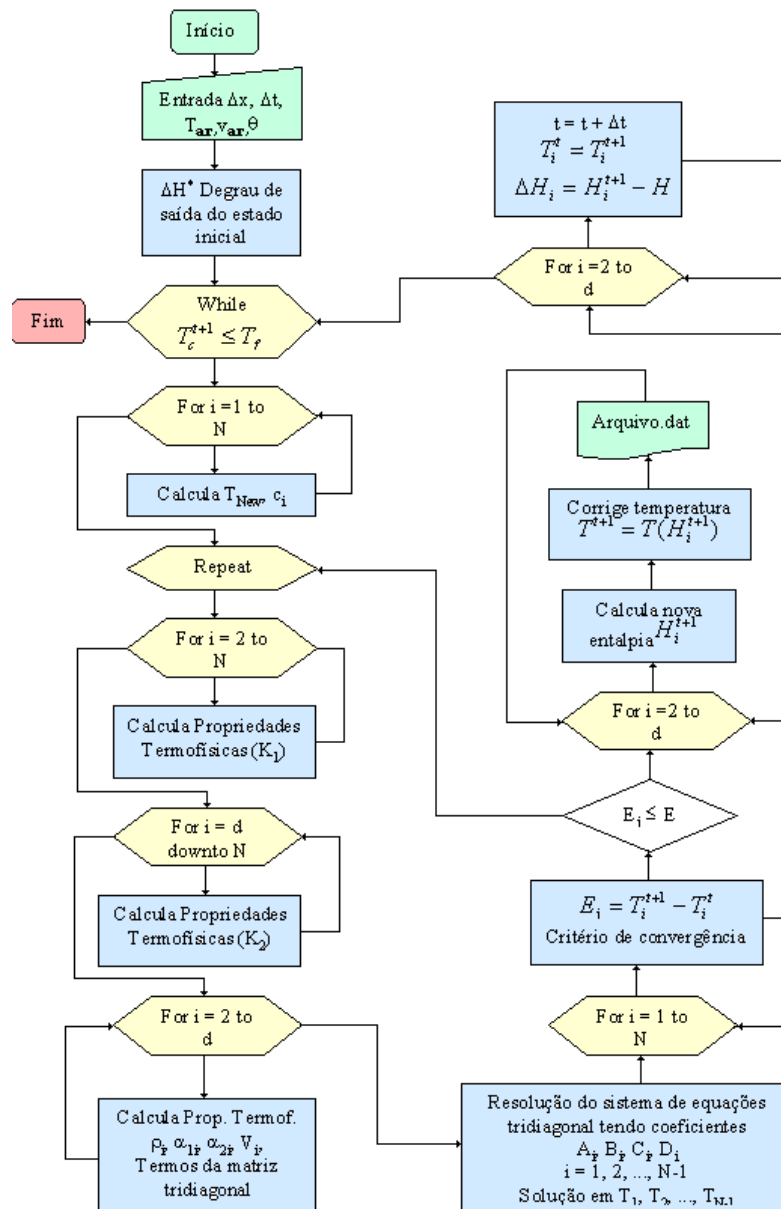


Figura 3. Fluxograma geral do programa

4. Resultados e Discussões

O programa para a simulação dinâmica do ciclo a ar estabelece entre 0 e 10°C a faixa de aplicabilidade do sistema. Baseado nestes resultados foi definida a faixa de temperatura na qual as simulações foram feitas.

A Figura 4 mostra as curvas de resfriamento do produto obtidas dos históricos de temperaturas gerados pelo programa para o primeiro cenário considerando a temperatura do ar de 0°C e diferentes coeficientes de transferência de calor convectivos.

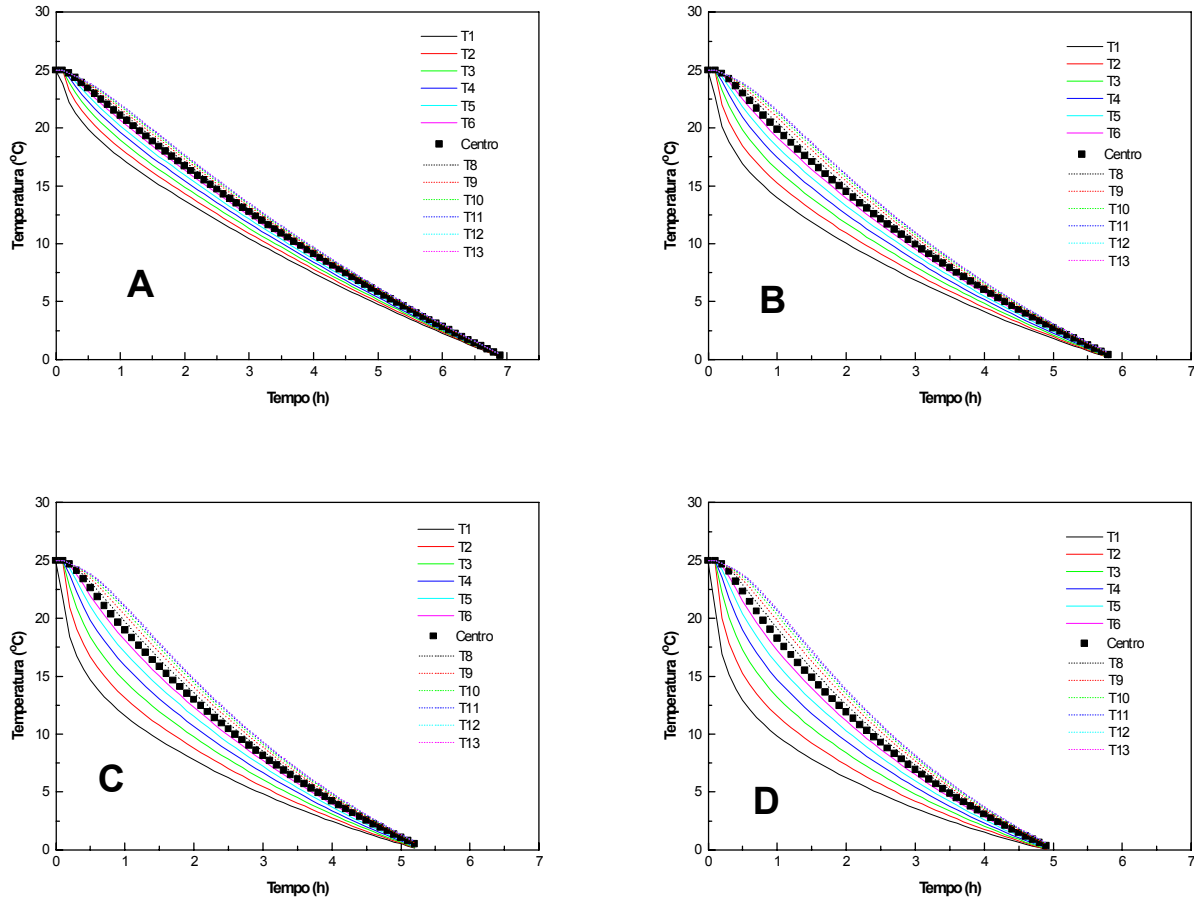


Figura 4. Curvas de resfriamento do produto geradas pelo programa para o cenário 1 onde $T_{ar} = 0^{\circ}C$, $h_i = 0$ e $h_s \neq 0$. A) $h_s = 5 W/m^2C$; B) $h_s = 10 W/m^2C$; C) $h_s = 15 W/m^2C$ e D) $h_s = 20 W/m^2C$.

A Figura 5 mostra o comportamento da temperatura do centro geométrico do produto quando submetido a diferentes condições de processamento quando o cenário 2 é aplicado nas simulações.

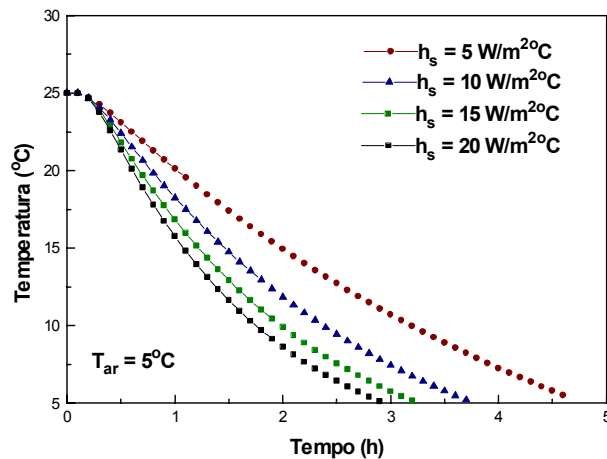


Figura 5. Históricos da temperatura do centro geométrico (T_c) do produto sob diferentes condições ambientais.

Quando o produto está sendo resfriado, a velocidade de resfriamento não é constante e reduz exponencialmente à medida que a diferença de temperatura (ΔT) entre o produto e o ar de resfriamento diminui, ou seja, o resfriamento do produto segue uma função logarítmica com resfriamento rápido inicialmente e mais lento posteriormente. Todas as curvas de resfriamento apresentam estas características (Brosnam e Sun, 2001).

Observa-se nos gráficos das Fig. (6) e (7) a influência das condições ambientais sobre a taxa de resfriamento e a magnitude dos gradientes de temperatura que se formam no interior do produto quando existe a presença de grandes coeficientes de transferência de calor convectivos.

A grande diferença na taxa de resfriamento entre os diferentes pontos no interior do produto, evidenciada pelos gradientes de temperatura, são devido às diferentes condições de exposição do produto em contato com o ar de resfriamento.

Os gráficos da Fig. (6) (7) e (8) apresentam a variação da temperatura adimensional ou proporção de temperaturas em função do tempo quando os cenário 1, 2 e 3 são aplicados nas simulações.

A proporção de temperatura (Y) é a variação da temperatura num determinado tempo em relação a variação da temperatura total possível para a condição do resfriamento (ASHRAE, 1994).

$$Y = \frac{T_c - T_{ar}}{T_i - T_{ar}} \tag{32}$$

Os gráficos das Fig. (6), (7) e (8) mostram as curvas de resfriamento envolvendo todas as condições operacionais possíveis de serem conseguidas utilizando o sistema de resfriamento baseado no ciclo a ar e permitem estimar os termos mais significativos na representação dos dados referentes às taxas de resfriamento que são o coeficiente de resfriamento (C), o tempo de meio resfriamento (Z) e de 7/8 de resfriamento.

$$C = (\ln Y_1 - \ln Y_2) / (t_1 - t_2) \tag{33}$$

$$Z = \ln(0,5) / C \tag{34}$$

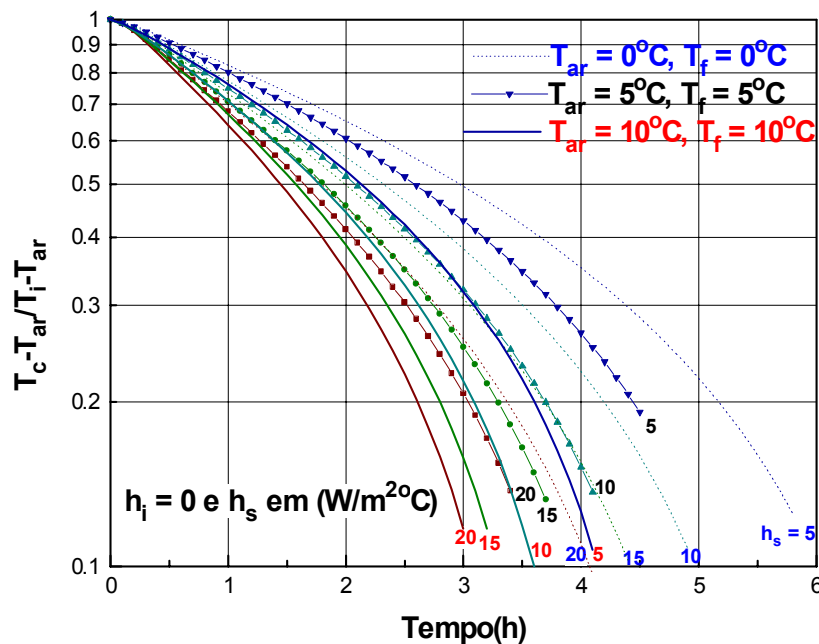


Figura 6. Resposta tempo-temperatura para o produto resfriado segundo o cenário 1.

Quando se leva em consideração a geometria do produto (relação V/A), a Fig. (9) pode ser usada onde está mostrada a relação entre a temperatura adimensional e os números de Biot e Fourier para um coeficiente de transferência de calor de $10 \text{ W/m}^2\text{C}$ e diferentes temperaturas do ar de resfriamento. Os números de Biot (Bi) e Fourier (Fo) são calculados pelas seguintes equações:

$$Bi = \frac{h(V / A)}{k} \tag{35}$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{(A/V)^2} \tag{36}$$

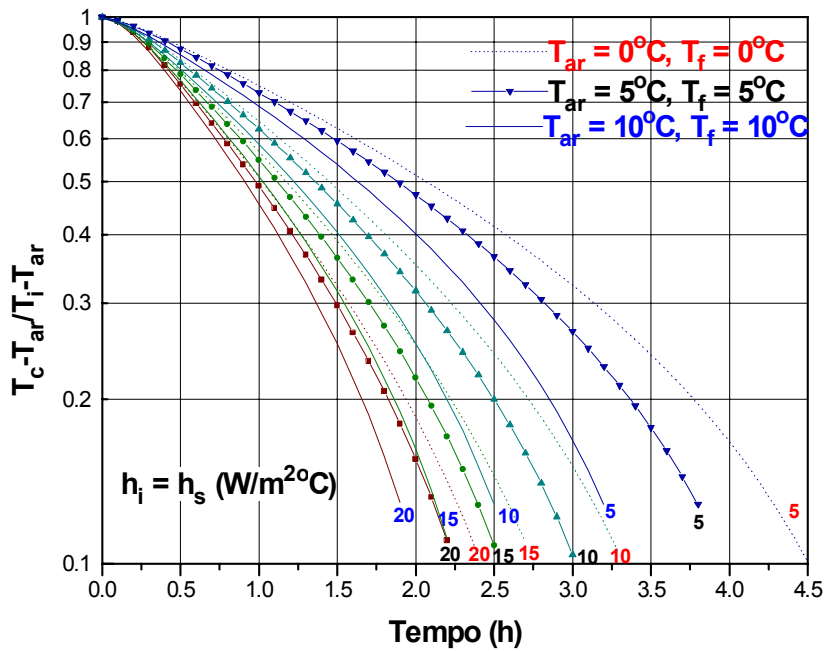


Figura 7. Resposta tempo-temperatura para o produto resfriado segundo o cenário 2.

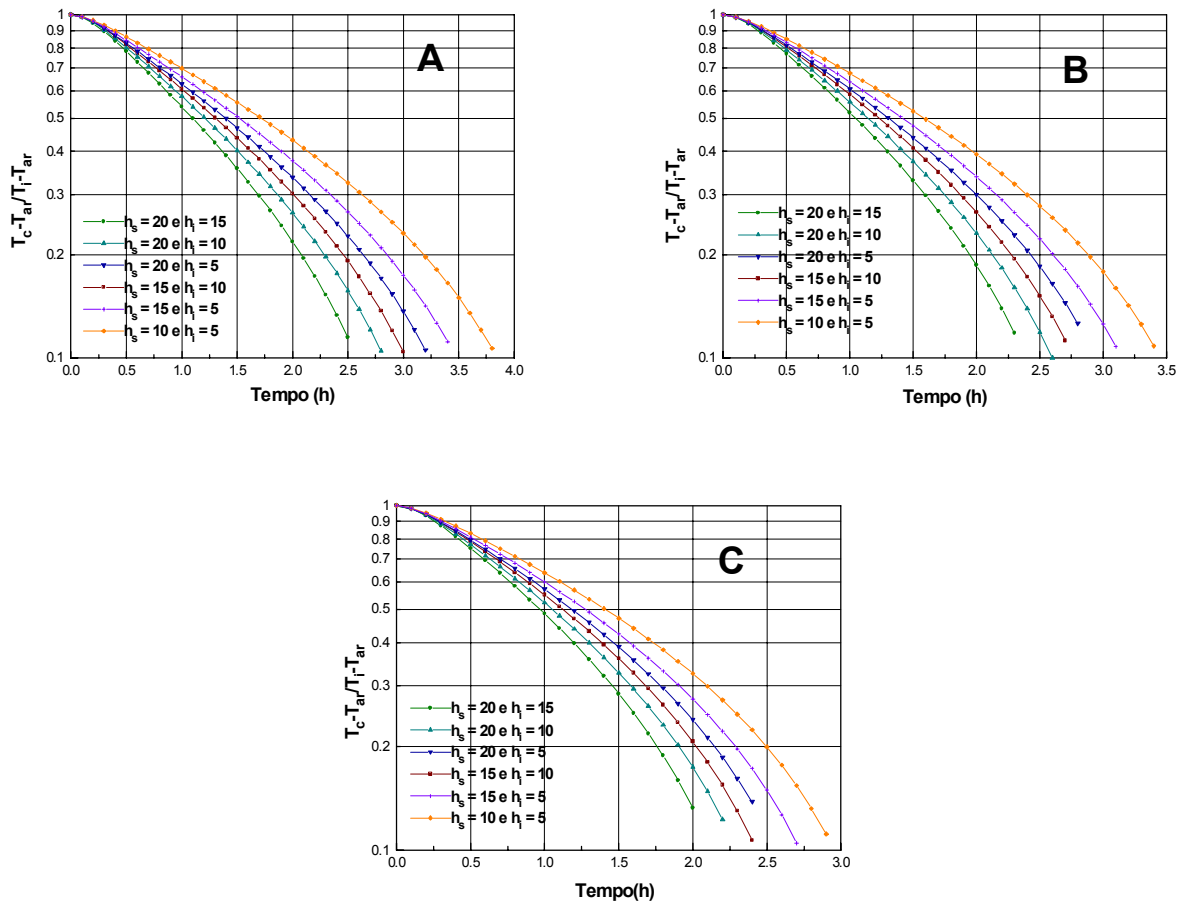


Figura 8. Resposta tempo-temperatura para o produto resfriado segundo o cenário 3. A) $T_{ar} = 0^\circ\text{C}$, B) $T_{ar} = 5^\circ\text{C}$ e C) $T_{ar} = 10^\circ\text{C}$.

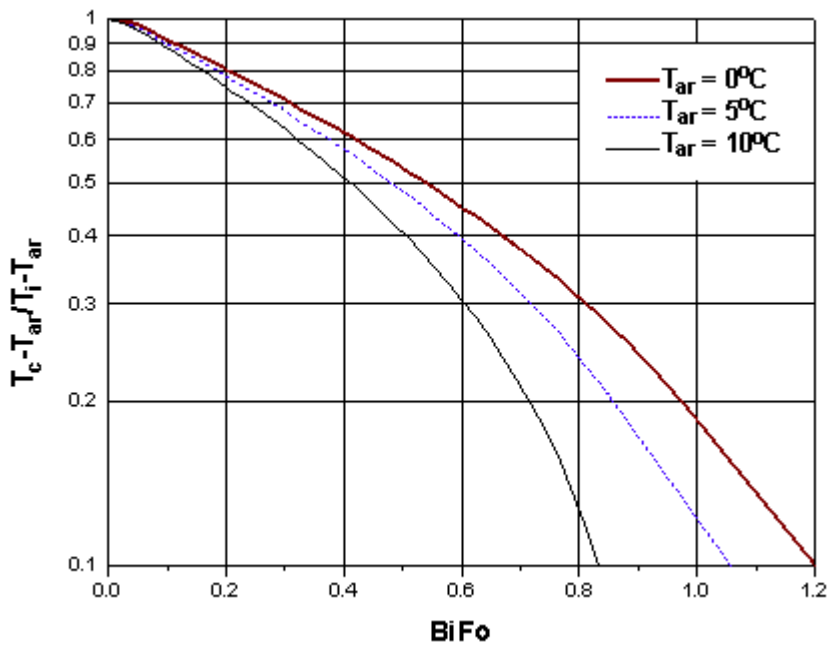


Figura 9. Relação entre a temperatura adimensional e o número de Biot e Fourier para condições ambientais uniformes (cenário 2). $h_i = h_s = 10 \text{ W/m}^2\text{C}$, $\alpha = 1,33 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

Estes gráficos são particularmente importantes porque abrangem a faixa de condições onde se enquadra as possibilidades operacionais do sistema de resfriamento baseado no ciclo a ar.

Para todas as situações simuladas, os resultados produzem números de Biot relativamente pequenos, 0,13, 0,26, 0,39 e 0,52 correspondentes aos coeficientes de transferência de calor convectivos iguais a 5, 10, 15 e 20 ($\text{W/m}^2\text{C}$) respectivamente. Valores muito baixos de Biot indicam que a resistência interna de condução é desprezível se comparada com a resistência superficial por convecção. O módulo de Fourier é freqüentemente usado como um parâmetro de tempo adimensional, sendo neste caso usado para determinar o tempo de resfriamento.

Em todas as simulações a relação (A/V) foi mantida constante, ou seja um único produto foi testado. Portanto, as diferenças observadas no tempo de resfriamento são atribuídas à temperatura do ar e aos coeficientes de transferência de calor convectivos.

Os gráficos das Fig. (10) e (11) especificam condições operacionais do sistema de resfriamento baseado no ciclo a ar obtidas das simulações do ciclo.

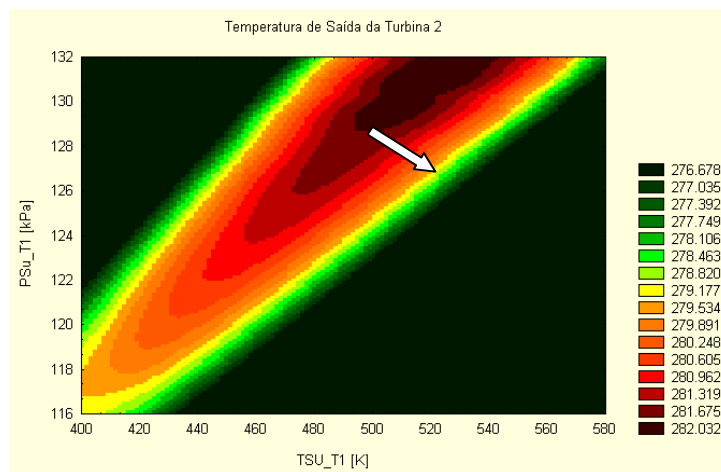


Figura 10. Temperatura (K) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot. T1 = 52.500 rpm.

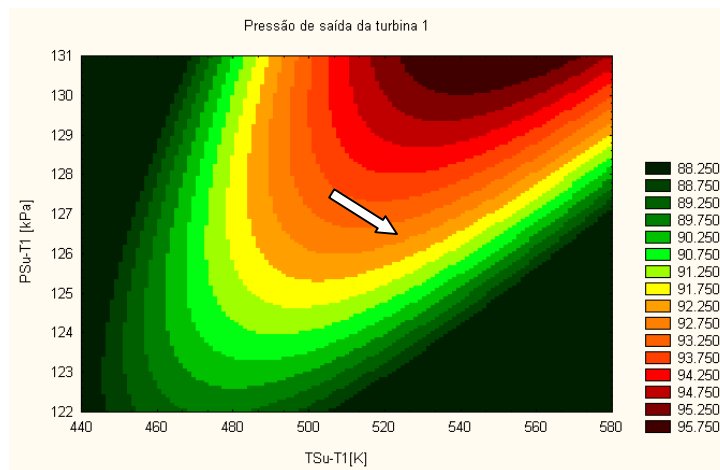


Figura 11. Pressão (kPa) de saída na turbina 2 (T2) em relação à pressão e temperatura dos gases na entrada da turbina 1 (T1) provenientes do motor Diesel de combustão interna. Rot.T1 = 52.500 rpm.

Para a rotação de 52.500 rpm, verifica-se na Fig. (10) que nas regiões que compreendem temperaturas na ordem de 278 a 276 K (5 a 3 °C), e na Fig. (11), pressões que variam de 92 a 95 kPa, representam os pontos de operação das turbomáquinas que atendem as necessidades de projeto.

Nestas condições, o tempo de meio resfriamento do produto em forma de uma placa plana infinita de dimensões $(0,15 \times 0,10 \times 0,045)$ estaria entre 1,5 e 2,0 horas quando a temperatura do ar está entre 3 e 5°C, considerando a distribuição de ar uniforme em torno do produto, transferência de calor simétrica ($h_i = h_s$) com coeficientes de transferência de calor em torno de $10 \text{ W/m}^2\text{°C}$ resultante da convecção forçada induzida por recirculadores de ar. Quando estas condições são aplicadas ao cenário 1, onde a transferência de calor ocorre apenas em uma das superfícies do produto ($h_i = 0$ e $h_s \neq 0$) o tempo de meio resfriamento estará acima de 2 horas.

5. Conclusões

Os resultados das simulações disponibilizam dados e informações acerca das condições do resfriamento e fornecem subsídios que possibilitam a análise da performance do equipamento e da viabilidade de sua aplicação neste tipo de processamento.

Foi observado que existem perdas na eficiência do resfriamento causada pelas limitações do ciclo verificadas pela velocidade do ar provenientes da turbina (T2) que se torna relativamente baixa quando expandido no interior da câmara fria (em torno de 0,35 m/s na melhor das hipóteses). Isto resulta em baixos coeficientes de transferência de calor convectivos e conseqüente redução nas taxas de transferência de calor do produto para o ar de resfriamento, e, o tempo de resfriamento do produto torna-se maior do que nos processos convencionais.

Apesar das limitações, o processo de resfriamento ocorre. Por outro lado, o aumento do tempo de residência do produto no equipamento pode ser compensado por se tratar de um sistema de cogeração onde não há nenhum custo extra para a produção do frio.

Uma unidade piloto do ciclo a ar está em fase final de montagem e terá como finalidade a validação dos resultados das simulações com dados experimentais. O programa também está sendo implementado para contabilizar os detalhes que não foram considerados nos cenários das simulações, como espaços vazios no interior da embalagem do produto, malha bidimensional para avaliação da transferência de calor e diversificação da geometria do produto. A potência frigorífica que o sistema disponibiliza no interior da câmara fria para estimar a quantidade de produto a ser processado também será avaliada.

6. Agradecimentos

À FAPEMIG (Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais) pelo auxílio financeiro à pesquisa e montagem da bancada experimental.

7. Referências

- ASHRAE. Systems and Applications.,1994, "Methods of precooling of fruits, vegetables and flowers", Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Chapter, pp.1-10.
- Brosnam, T. and Sun, D., 2001, "Precooling Techniques and Applications for Horticultural Products – a Review", International Journal of Refrigeration, Vol.24, pp.154-170.
- Helsen, A. and Willmott, J. J., 1989, "Wet Air Cooling of Fruits, Vegetables and Flowers Current Practice in Europe", Proceedings of the International Conference of Technical Innovations in Freezing and Refrigeration of Fruits and Vegetables, Davis, USA, pp.169-177.

- Pham, Q. T., 1986, "The Use of Lumped Capacitance in the Finite-Element Solution of Heat Conduction Problems with Phase Change", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.29, No. 2, pp.285-291.
- Resende, J. V., 2001, "Análise do Processo de Transferência de Calor para o Congelamento de Polpas de Frutas em Caixas Comerciais", Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Brasil, Campinas, 321p.
- Succar, J. and Hayakawa, K., 1984, "A Parametric Analysis for Predicting Time of Infinitely Slab-Shaped Food", Journal of Food Science, Vol.49, pp.468-477.
- Swift, W. L., Zagarola, M. V., Nellis, G. F., McCormick, J. A., Sixsmith, H. and Gibbon, J. A., 1999, Developments in Turbo Brayton technology for low temperature applications. Cryogenics, Vol. 39, pp.989-995.
- Vissotto, F. Z., Kieckbusch, T. G. and Neves Filho, L. C., 1999, "Pré-Resfriamento de frutas e hortaliças com ar forçado", Boletim da Sociedade Brasileira de Ciência e Tecnologia de Alimentos, Vol. 33, pp.106-114.

FRUITS PRECOOLING USING AIR COOLED BY AIR CYCLE OPERATED WITH DIESEL ENGINES EXHAUST GASES

Jaime Vilela de Resende

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG
jvresende@mecanica.ufu.br

Oscar S. H. Mendoza

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG
oscarhm@mecanica.ufu.br

Gleyzer Martins

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia
Av. João Naves de Ávila 2160 - Bloco 1M - Campus Santa Mônica - CEP 38400-089 - Uberlândia/MG

***Abstract.** The study of the packed fruits precooling with forced air, generated in an air cycle operated by exhaust gases of internal combustion engines, was made using the technique of full implicit finite difference, considering the product as an infinite slab submitted the non-symmetric boundary conditions of convective heat transfer. Data obtained of the energy and mass balances, air properties and performance in the diverse stages of the expansion cycle determine the air conditions (air flow rates and temperatures) in the cooling chamber. Based in these data, the heat transfer coefficients used in the simulations are obtained from Nusselt versus Reynolds equations and, product thermophysical properties variable with the temperature, from adjusted polynomial functions enclosing all the processing temperature range. This cooling system constitutes a compact system of cogeneration where can be obtained output air temperatures between 0 and 15°C. If fruits cooling is the unique purpose of the cogeneration system, the program allows estimation of dynamic heat transfer behavior inside the product and determination of product residence time in the equipment to reach the desired temperature.*

Keywords: Fruits precooling, cogeneration, air cycle, turbomachines