

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM REFRIGERADOR *NO-FROST*. PARTE I: TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DAS PAREDES

Joaquim Manoel Gonçalves (*)

Cláudio Melo

Luís Antônio Torquato Vieira

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: joaquim@nrva.ufsc.br

(*)Escola Técnica Federal de Santa Catarina, UnED/SJ, RAC

Rua José Lino Kretzer, 608, Praia Comprida, 88.103-310, São José, SC, Brasil.

Resumo

Este trabalho aborda a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador *no-frost* de dois compartimentos com ventilação interna forçada. A metodologia apresentada permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos, e também da parede entre os compartimentos. O efeito do aquecimento provocado pelo compressor e pelo condensador e da distribuição de ar entre os compartimentos sobre o desempenho do refrigerador são investigados.

Palavras-chave: Refrigerador, Isolamento térmico.

1. INTRODUÇÃO

Segundo Gosney (1982), “a refrigeração preocupa-se com o resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àsquelas disponíveis na vizinhança em um determinado tempo e local”. Isso na quase totalidade dos casos, envolve a separação do meio que se deseja resfriar da sua vizinhança por paredes compostas por isolamentos térmicos. Tais paredes permitem um melhor controle das condições do ambiente refrigerado, assim como reduzem o consumo de energia do sistema de refrigeração, como no caso de refrigeradores domésticos.

Apesar do consumo individual de energia da maioria dos refrigeradores domésticos poder ser comparado ao consumo de uma lâmpada, em termos globais, esse consumo representa uma parcela significativa da matriz energética nacional. Esforços devem, portanto, ser realizados com o intuito de aumentar a eficiência energética destes equipamentos, esforços esses que não devem unicamente ser concentrados no compressor.

O consumo energético de um refrigerador é definido em grande parte pela carga térmica imposta pela transferência de calor através das suas paredes externas, fato este que motivou a realização do presente trabalho.

O refrigerador em questão possui dois ambientes interligados por um fluxo forçado de ar como forma de permitir um controle diferenciado da temperatura nestes compartimentos. No compartimento superior (congelador) obtêm-se temperaturas da ordem de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, sob a ação de um termostato que controla a operação do compressor. No compartimento inferior (gabinete) a temperatura média fica levemente superior a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, sob a ação contínua de um registro (*dampner*) que controla a vazão de ar sendo insuflado nesse ambiente.

Neste trabalho a transferência de calor será analisada através do método reverso (NTB00119, 1992) quando o ar no interior do refrigerador é aquecido por resistências elétricas.

Um modelo, em regime permanente, para as trocas térmicas através das superfícies externas do refrigerador será também apresentado. Este modelo utiliza parâmetros empíricos derivados de dados experimentais. O modelo permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos (Vineyard *et al*, 1998), além de possibilitar a avaliação do impacto da distribuição de ar entre os compartimentos sobre as temperaturas internas resultantes.

2. MODELO PROPOSTO

Para facilitar o entendimento do presente modelo mostra-se, na figura 1, um esquema do refrigerador indicando as variáveis em questão. O ventilador induz o movimento de um fluxo de massa de ar sobre o evaporador (\dot{m}_E) onde este é aquecido através de uma taxa de geração de calor (\dot{g}_E). O ar é então distribuído entre os compartimentos superior (\dot{m}_C) e inferior (\dot{m}_R) onde ocorre tanto geração de calor (\dot{g}_C , \dot{g}_R) quanto trocas de calor (\dot{q}_C , \dot{q}_R , \dot{q}_{CR}). Nessa figura os fluxos de calor estão indicados com o sentido característico da situação experimental, quando o ambiente interno foi aquecido.

A distribuição de ar entre os compartimentos é controlada pela abertura do *damper*, originando uma relação entre fluxo de massa de ar insuflado no congelador (\dot{m}_C) e o fluxo de massa de ar total deslocado pelo ventilador (\dot{m}_E) na seguinte forma:

$$r = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_E} \quad (1)$$

Onde,

$$\dot{m}_E = \dot{m}_C + \dot{m}_R \quad (2)$$

As taxas de transferência de calor através das paredes são expressas na seguinte forma:

$$\dot{q}_C = (UA)_C (T_C - T_E) \quad (3)$$

$$\dot{q}_R = (UA)_R (T_R - T_E) \quad (4)$$

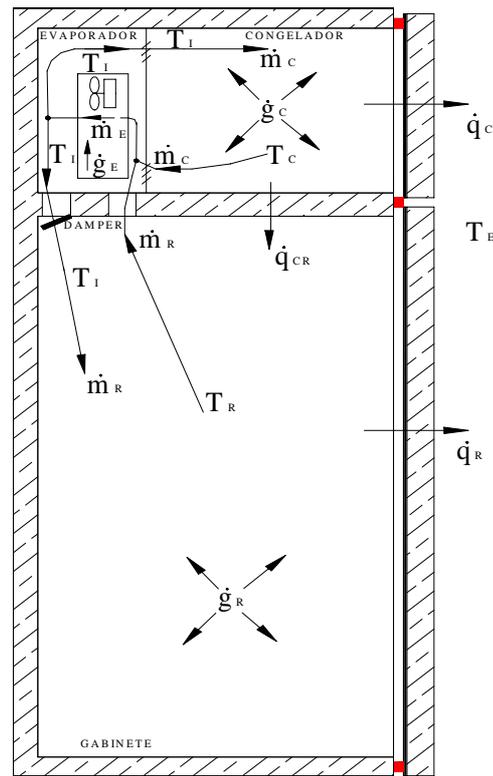


Figura 1. Esquema do refrigerador

$$\dot{q}_{CR} = (UA)_{CR} (T_C - T_R) \quad (5)$$

Nas equações acima U, A e T representam respectivamente o coeficiente global de transferência de calor, a área das paredes e a temperatura. Os subscritos C, R e CR representam respectivamente o congelador, o gabinete e a parede entre o congelador e o gabinete.

Um balanço de energia no compartimento do evaporador fornece:

$$r\dot{m}_E c T_C + (1-r)\dot{m}_E c T_R + \dot{g}_E = r\dot{m}_E c T_I + (1-r)\dot{m}_E c T_I \quad (6)$$

Através de um balanço de energia no compartimento superior, obtém-se:

$$\dot{g}_C + r\dot{m}_E c T_I = (UA)_C (T_C - T_E) + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + r\dot{m}_E c T_C \quad (7)$$

Da mesma forma um balanço de energia no compartimento inferior fornece:

$$\dot{g}_R + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + (1-r)\dot{m}_E c T_I = (UA)_R (T_R - T_E) + (1-r)\dot{m}_E c T_R \quad (8)$$

Nas equações anteriores os símbolos c e T_I representam respectivamente o calor específico do ar e a temperatura de insuflamento.

Rearranjando as equações (6-8) pode-se eliminar a temperatura de insuflamento,

$$\dot{g}_C + r\dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_C - T_R)}{R_{CR}} \quad (9)$$

$$\dot{g}_R + (1-r)\dot{g}_E = \frac{(T_R - T_E)}{R_R} + \frac{(T_R - T_C)}{R_{CR}} \quad (10)$$

Os símbolos R_C , R_R e R_{CR} representam respectivamente as resistências térmicas das paredes do congelador, do gabinete e da parede entre esses compartimentos. Tais resistências são expressas, respectivamente pelas equações (11-13), indicadas a seguir:

$$R_C = \frac{1}{(UA)_C} \quad (11)$$

$$R_R = \frac{1}{(UA)_R} \quad (12)$$

$$R_{CR} = \frac{1}{(r-r^2)\dot{m}_E c + (UA)_{CR}} \quad (13)$$

A soma das equações (9) e (10) equivale a um balanço de energia envolvendo todo o refrigerador, como segue:

$$\dot{g}_C + \dot{g}_R + \dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_R - T_E)}{R_R} \quad (14)$$

As equações (9) e (10) permitem o cálculo das temperaturas do ar no interior do congelador (T_C) e do gabinete (T_R) a partir da temperatura externa (T_E) e das taxas de geração de calor no interior do gabinete (\dot{g}_E , \dot{g}_C , \dot{g}_R). Os parâmetros (R_R , R_C , R_{CR} e r) presentes nessas equações são obtidos a partir do trabalho experimental descrito a seguir.

3. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado neste trabalho encontra-se esquematizado na figura 2. O refrigerador foi instrumentado e colocado no interior de uma câmara com temperatura, umidade e movimentação do ar controladas, de tal forma a propiciar o controle e a medição das seguintes variáveis: temperatura externa, temperaturas internas e taxas de geração de calor no congelador, no gabinete e no evaporador.

Os testes foram realizados com o ventilador operando continuamente e com o *dampner* mantido numa abertura fixa.

A temperatura do ar externo (T_E) foi obtida através da média aritmética das indicações de 5 termopares afastados 10 cm do centro geométrico de cada uma das faces laterais e da face superior.

A temperatura do ar interno foi medida em 3 pontos no compartimento superior e em 6 pontos no compartimento inferior. A média aritmética das temperaturas em cada compartimento foi tomada como a representativa da temperatura do ar no respectivo ambiente. A média das 9 leituras foi tomada como a temperatura do ar no interior do refrigerador (T_{int}).

As extremidades sensoras dos termopares foram inseridas no centro geométrico de cilindros de cobre conforme recomendação da norma NTB00048 (1992). Foram empregados termopares do tipo T com incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C. Os termopares utilizados na medição da temperatura do ar interno possuíam uma blindagem contra a radiação térmica.

O calor foi gerado no interior dos compartimentos superior e inferior através de resistências elétricas distribuídas sobre as prateleiras. As resistências possuíam uma grande área superficial de tal forma que a sua temperatura superficial não excedia em mais de 5 °C a temperatura do ar. No compartimento do evaporador o calor foi liberado através da resistência elétrica de degelo somando-se a este a potência consumida pelo ventilador

As medições de potência foram efetuadas através de dois transdutores de potência com faixa de medição de 0 a 1000W e incerteza de medição de ± 1 % do valor indicado.

As medições foram realizadas através de um sistema de aquisição de sinais, fazendo-se uma leitura a cada trinta segundos. O procedimento experimental consistiu em se fornecer uma potência constante para as resistências elétricas, enquanto se mantinha a temperatura externa num valor constante até que condições de regime permanente pudessem ser obtidas.

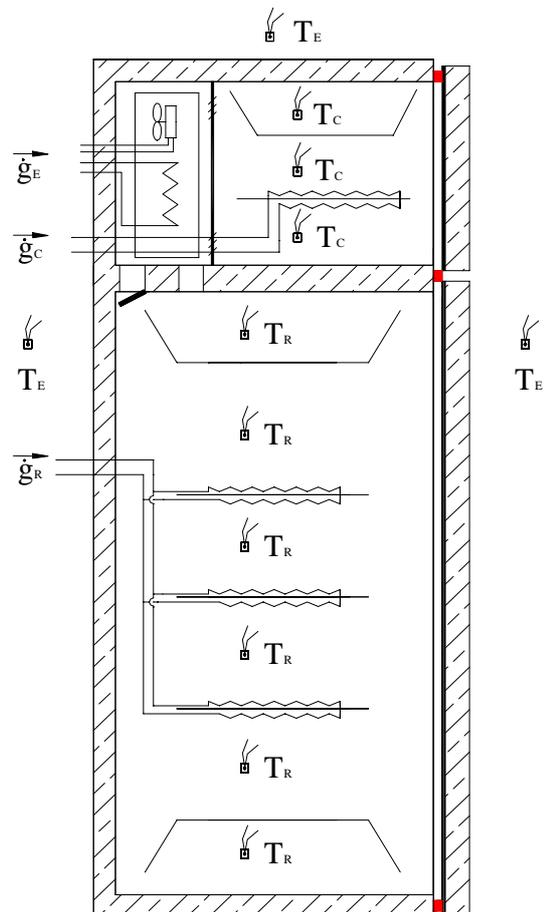


Figura 2. Aparato experimental

4. RESULTADOS

Na Tabela 1 são apresentados dados obtidos a partir da média aritmética de trinta leituras, o que perfaz um período de quinze minutos de monitoração em regime permanente para cada teste. O desvio padrão das temperaturas foi inferior a 0,02 °C e das potências de aquecimento inferior a 0,3 W, para todos os pontos apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Dados experimentais

Teste #	T _E (°C)	\dot{g}_E (W)	\dot{g}_C (W)	\dot{g}_R (W)	T _I (°C)	T _C (°C)	T _R (°C)
1	32,4	8,1	11,9	39,6	59,9	62,4	58,7
2	32,4	24,4	2,3	25,3	56,6	60,1	54,8
3	32,3	24,5	2,4	19,4	54,0	57,9	52,1
4	32,4	14,0	0,7	31,8	53,7	54,5	53,3
5	32,3	39,4	0,0	0,0	51,6	59,7	47,5
6	34,8	39,3	0,0	0,0	54,0	61,2	50,4
7	34,9	40,6	0,0	0,0	55,2	63,1	51,3
8	32,7	40,1	0,0	0,0	52,4	60,6	48,3
9	34,7	40,2	0,0	0,0	54,6	62,2	50,7

Com o fluxo de calor total através das paredes do refrigerador (\dot{q}) dado pela soma das taxas de geração calor no interior do refrigerador ($\dot{q} = \dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R$), e a diferença de temperatura através das paredes, representada pela diferença entre as temperaturas do ar no interior (T_{int}) e exterior (T_E) do refrigerador, pode-se calcular a resistência térmica total das paredes do refrigerador :

$$R = \frac{(T_{\text{int}} - T_E)}{\dot{q}} = \frac{(T_I - T_E)}{(\dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R)} = \frac{1}{UA} \quad (15)$$

Aplicando a equação anterior a cada um dos testes experimentais, obtêm-se os valores apresentados na Tabela 2. O valor médio da resistência térmica global do refrigerador foi de 0,480 K/W (UA = 2,09 W/K). Pode-se observar que os resultados se mantiveram constantes ao longo dos testes, o que fica também evidenciado através dos pequenos desvios padrões obtidos.

Tabela 2. Resistência térmica (R) e UA global

Teste #	\dot{q} (W)	R (K/W)	UA (W/K)
1	59,6	0,461	2,17
2	52,0	0,466	2,14
3	46,2	0,470	2,13
4	46,6	0,457	2,19
5	39,4	0,489	2,04
6	39,3	0,490	2,04
7	40,6	0,499	2,00
8	40,1	0,492	2,03
9	40,2	0,495	2,02
Média =		0,480	2,09
Desvio padrão =		0,016	0,07

O método dos mínimos quadrados foi utilizado para ajustar as equações (9) e (10), aos dados apresentados na Tabela 1, obtendo-se os seguintes valores:

$$\begin{aligned} R_C &= 2,414 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_C = 0,414 \text{ W/K} \\ R_R &= 0,555 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_R = 1,802 \text{ W/K} \\ R_{CR} &= 0,849 \text{ K/W} \\ r &= 0,632 \end{aligned}$$

Pode-se também obter a resistência térmica global do refrigerador (R) a partir de R_C e R_R , através da seguinte expressão:

$$R = 1/(1/R_C + 1/R_R) = 0,451 \text{ K/W} \rightarrow UA = 1/R = 2,216 \text{ W/K} \quad (16)$$

O valores do coeficiente global (UA) obtidos através das duas metodologias apresentadas diferem entre si por somente 6%, o que indica uma boa consistência entre os dados experimentais e os processamentos realizados.

Admitindo que os valores de U são praticamente constantes para todas as paredes do refrigerador e considerando a relação entre as áreas das paredes externas do congelador (A_C) e a da parede que separa os compartimentos superior e inferior (A_{CR}) igual a 5, $A_C/A_{CR} = 5$, obtém-se: $(UA)_{CR} \sim (UA)_C/5 = 0,414/5 = 0,083 \text{ W/K}$

A aproximação anterior justifica-se pelo fato da relação entre $(UA)_C$ e $(UA)_R$ também ser aproximadamente igual à relação entre suas áreas, e também pelo fato da parede que separa os compartimentos ter espessura similar à das paredes externas.

A partir do valor estimado do $(UA)_{CR}$ pode-se então avaliar o fluxo de massa de ar deslocado pelo ventilador utilizando-se a equação (13), como segue:

$$\dot{m}_E = (1/R_{CR} - (UA)_{CR}) / (r - r^2) c = 16,5 \text{ kg/h} \quad (17)$$

Verificou-se ainda que para a situação em questão os possíveis erros associados com a avaliação do parâmetro $(UA)_{CR}$ não têm influência significativa no valor do fluxo de massa de ar (\dot{m}_E) calculado.

A metodologia apresentada considera que a abertura do *damper* modifica apenas a distribuição de fluxo de massa de ar entre os compartimentos (r) não afetando o fluxo de massa deslocado pelo ventilador. Deve-se, no entanto, ressaltar que na situação real a abertura do *damper* pode afetar também o fluxo de massa deslocado pelo ventilador.

As Figuras 3a e 3b mostram respectivamente uma comparação entre as previsões do modelo com resultados experimentais referentes às temperaturas do ar no compartimento inferior (T_R) e superior (T_C). Os desvios entre os valores medidos e calculados se mantiveram sempre inferiores a 0,5 °C, o que comprova a consistência da metodologia empregada.

Para determinar o efeito causado pelo aquecimento diferenciado na parte traseira do refrigerador pelo condensador e pelo compressor, foram realizados testes aquecendo-se esses componentes (condensador e compressor) de forma a reproduzir situações similares às reais. Para tanto, foram instaladas resistências elétricas sobre o condensador e o compressor. Essas resistências foram controladas separadamente de forma a gerar temperaturas superficiais de 60 °C no condensador e 90 °C no compressor.

O procedimento anterior, representado pelos testes 6, 7 e 9 (Tabela 1) gerou um aumento de 2,5°C na temperatura média externa. Esses testes seguem a tendência dos demais testes (ver figura 3) o que faz com que os resultados anteriormente obtidos possam ser aplicados na análise da presente situação.

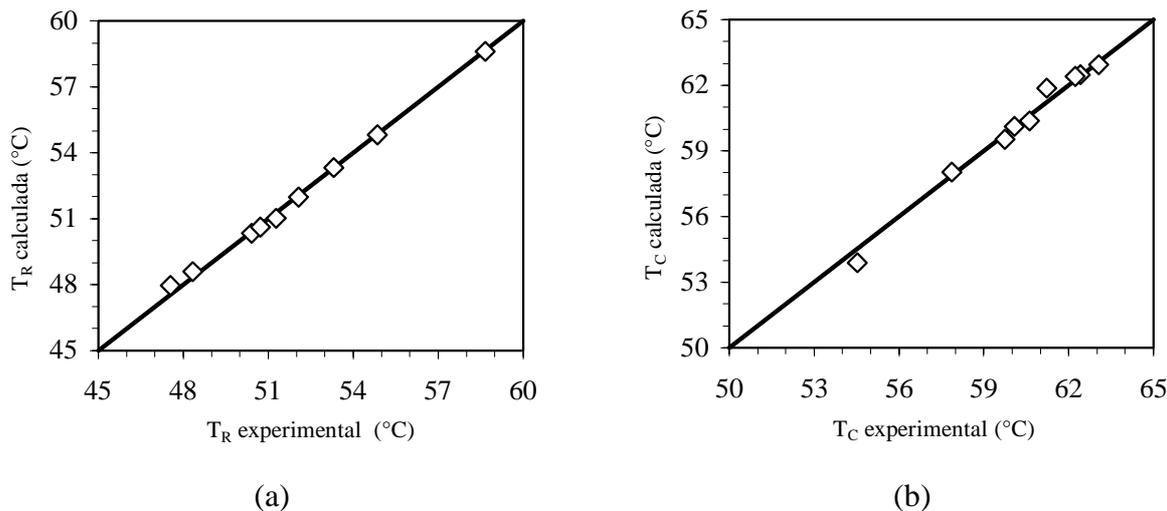


Figura 3. Temperatura no compartimento inferior(a) e superior (b)

Considerando uma diferença de temperatura entre o ar no exterior e no interior do refrigerador de 25°C, verifica-se que um aumento de 2,5 °C na temperatura externa, devido a ação combinada do condensador e do compressor, exige um aumento da ordem de 10% na capacidade de refrigeração para manter inalteradas as temperaturas internas.

Deve-se ressaltar, que nestas condições, o posicionamento do termopar que indica a temperatura externa na face posterior do refrigerador passa a ter um efeito significativo sobre os resultados obtidos devido às grandes variações espaciais de temperatura nessa região. Nessa situação, a utilização e comparação dos resultados fica, portanto, fortemente dependente deste posicionamento.

A figura 4 mostra as temperaturas internas do refrigerador previstas pelo modelo, para uma temperatura externa de 32 °C variando a razão do fluxo de massa de ar insuflado no congelador (r) entre 0 e 1, e para três diferentes capacidades de refrigeração (\dot{q}_E tem valores negativos para representar capacidades de refrigeração). Nessa figura observa-se que para r igual a zero a temperatura do refrigerador é mínima, e a do congelador é máxima ocorrendo o oposto quando r é igual a 1. Mesmo quando o ar não circula em um dos compartimentos, o respectivo ambiente permanece com uma temperatura inferior à externa (32 °C) devido à transferência de calor entre os compartimentos. A temperatura do congelador é mais sensível em relação à variação de r do que a temperatura do gabinete o que se explica pela maior resistência térmica do congelador.

5. CONCLUSÕES

Desenvolveu-se um modelo para estimar a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador com ventilação interna forçada e com dois compartimentos. Testes experimentais foram conduzidos de forma a se obter os parâmetros empíricos necessários ao modelo. As temperaturas calculadas pelo modelo apresentaram um desvio inferior a 0,5 °C em relação aos valores experimentais, o que comprova a consistência da metodologia adotada.

Entre outras coisas, a metodologia desenvolvida permite explorar o impacto da movimentação de ar entre os compartimentos e da capacidade de refrigeração sobre as temperaturas internas resultantes.

Uma análise preliminar, investigando o efeito do aquecimento provocado pelo condensador e pelo compressor indicou a necessidade de um aumento aproximado de 10% na

capacidade de refrigeração como forma de manter inalteradas as temperaturas no interior do refrigerador.

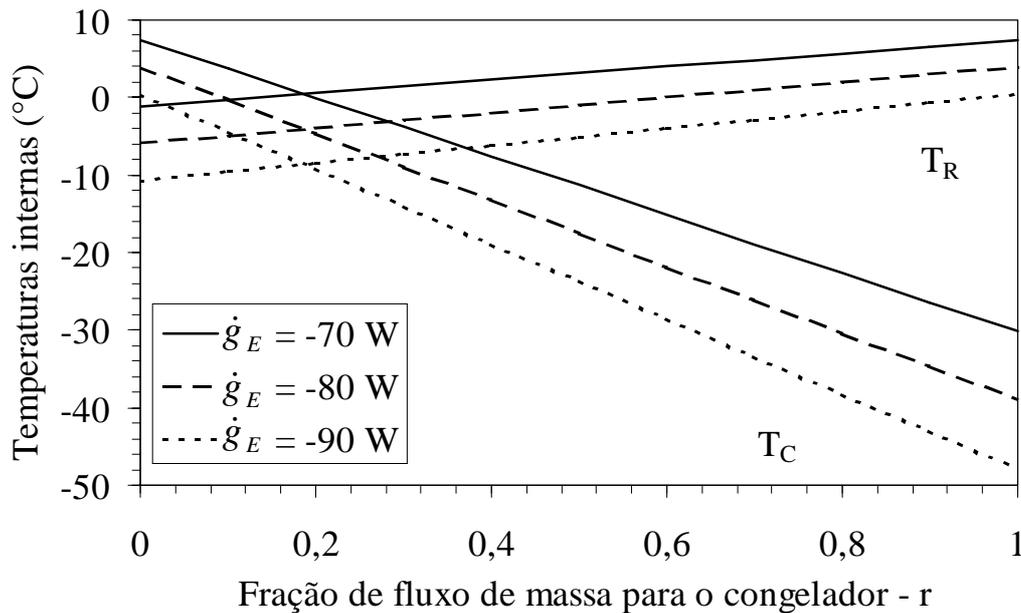


Figura 5. Estimativa das temperaturas internas

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado através de um programa de colaboração técnico-científica entre o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e a Embraco S.A. A participação da Embraco, através do eng^o Roberto Horn Pereira, foi fundamental para a realização do presente trabalho, razão pela qual os autores lhe externam os mais sinceros agradecimentos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Gosney, W. B.; 1982, “Principles of Refrigeration”, Cambridge University Press, London, UK, 666p.
- NTB00119, 1992, “Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores – Determinação do Fator UA – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 6p.
- NTB00048, 1992, “Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares – Abaixamento de Temperatura - *Pull-down* – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 18p.
- Vineyard, E. A.; Stovall, T. K.; Wilkes, K. E.; Childs, K. W.; 1998, “Superinsulation in Refrigerators and Freezers”, ASHRAE Trans., Vol. 104, Part 2, pp. 1126-1134.