

Um modelo matemático para a análise energética do transporte terrestre de cargas refrigeradas

Diogo Lôndero da Silva^(*)
Vanina Macowski Durski Silva
Silvia Lopes de Sena Taglialenha

Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, SC, BRASIL

^(*)Autor para correspondência: diogo.londero@ufsc.br; Tel: ++55 48 3721 7332

Resumo: Este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo matemático capaz de estimar o consumo energético de sistemas de refrigeração utilizados no transporte terrestre de cargas perecíveis. O modelo é fundamentado na primeira lei da termodinâmica e adota como principais simplificações: (i) transferência de calor em regime permanente entre o ambiente externo e o interior do compartimento refrigerado e (ii) a única carga térmica imposta ao sistema de refrigeração é a transferência de calor através das paredes do compartimento. O modelo matemático é capaz de estimar o consumo de combustível necessário para a refrigeração da carga em função do tempo de viagem, da velocidade média do veículo, da irradiação solar média incidente sobre o compartimento refrigerado, das dimensões e propriedades do isolamento térmico, bem como da absorvidade e emissividade da pintura empregada nas superfícies externas. As análises realizadas neste trabalho evidenciam que as características de projeto e a especificação dos materiais empregados na construção do compartimento refrigerado são determinantes para o consumo de combustível associado ao sistema de refrigeração, podendo elevar a eficiência energética do sistema em até 40%.

Palavras-chave: Eficiência energética, transporte de cargas refrigeradas, modelo matemático.

1. INTRODUÇÃO

O transporte de cargas refrigeradas é uma operação de elevada importância socioeconômica, cujo principal objetivo é suprir as necessidades de diferentes mercados com produtos seguros e que ainda possuam características próximas daquelas que apresentavam no momento em que foram produzidos ou colhidos (Coyle e Ballenger, 2001). A demanda por esta etapa da cadeia do frio pode surgir desde o simples deslocamento de cargas provenientes de produtores localizados próximos ao consumidor final, até em operações complexas de transportes intercontinentais, que envolvam os mais variados modais, como terrestre, aquaviário e aéreo (Bogataj, 2005 e Seabury, 2007).

A maior demanda por transporte refrigerado está relacionada a cargas de alimentos, mas também existem necessidades relacionadas ao transporte refrigerado de produtos químicos, flores, vacinas e até mesmo órgãos destinados a procedimentos cirúrgicos (ABIAF, 2008). Com o objetivo de fornecer uma estimativa da demanda por refrigeração no Brasil, a Fig. 1 mostra o total de carne *in natura* exportada e importada pelo Brasil entre 2010 e 2014, sendo que as importações representam menos que 5% do valor total. Estima-se que somente em 2013 foram necessários mais de 50 mil contêineres refrigerados para movimentação destas cargas.

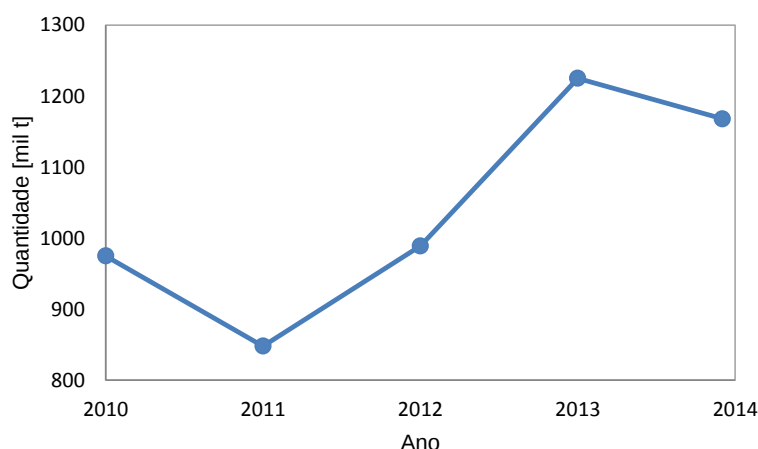


Figura 1. Total de exportações e importações brasileiras de carne *in natura*
Fonte: Aliceweb (2015)

Nos últimos anos, diversos estudos numéricos e experimentais foram realizados no controle de temperatura de cargas refrigeradas. Estrada-Flores e Eddy (2006) apresentaram medições experimentais dos perfis de temperatura encontrados em carrocerias refrigeradas e avaliaram o desempenho do isolamento térmico. Pereira *et al.* (2010) reportou os abusos de temperatura associados aos sucessivos embarques e desembarques de cargas. Apesar de normas como ABNT NBR 15457 (2007) estarem disponíveis para regulamentar os aspectos construtivos de veículos destinados ao transporte de cargas e existirem modelos matemáticos para simular o resfriamento de alimentos, como o proposto por Campanone *et al.* (2002), observa-se que modelos matemáticos capazes de determinar o consumo energético de sistemas de refrigeração empregados no transporte de cargas ainda são escassos. Destaca-se que tais modelos são ferramentas úteis para auxiliar no projeto de sistemas ou para comparar a viabilidade financeira de diferentes modais.

A análise energética do transporte de cargas refrigeradas considera os aspectos relacionados com a quantidade de energia necessária para a operação de transporte e a degradação sofrida pelos produtos neste mesmo período. Tal avaliação é de natureza complexa uma vez que tem como objetivos: (i) maximizar o volume de carga transportada, (ii) minimizar o consumo de energia e (iii) garantir um controle rigoroso das temperaturas dentro das faixas exigidas para cada produto (ASHRAE, 2006).

A Figura 2, que mostra alguns componentes do sistema de refrigeração de um caminhão de pequeno porte, é empregada para ilustrar a relação entre o consumo de energia e o transporte de cargas refrigeradas. Na região frontal do veículo, observa-se que uma correia acopla o motor ao compressor do sistema de refrigeração, de tal forma que o acionamento do compressor depende da utilização de parte da energia mecânica do motor. Portanto, este acoplamento evidencia que o transporte de cargas refrigeradas requer um maior consumo de energia quando comparado ao transporte de cargas convencionais.

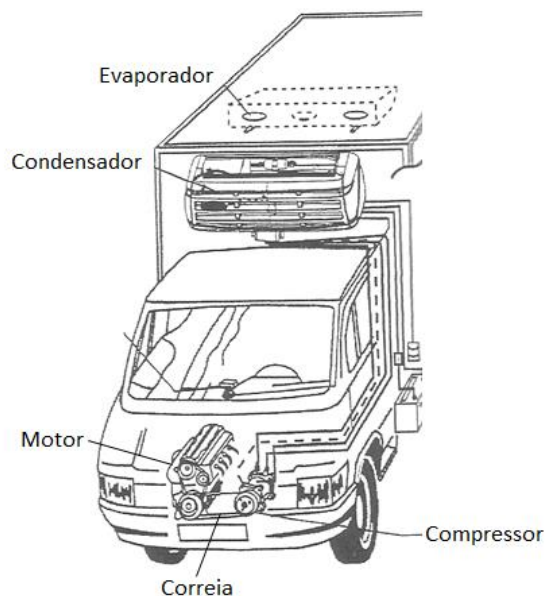


Figura 2. Acoplamento mecânico entre o compressor e o motor de um veículo
Fonte: ASHRAE (2006)

Como apresentado por ANSI (1990) e ISO (1995) as principais características construtivas encontradas nos compartimentos destinados ao transporte de cargas refrigeradas são: (i) presença de isolamento térmico no compartimento refrigeração, (ii) estruturas que permitem a circulação do ar frio através da carga refrigerada e (iii) presença de um sistema de refrigeração. A Figura 3 mostra uma representação esquemática de um compartimento refrigerado para o transporte de cargas perecíveis, indicando a localização da unidade de refrigeração e do isolamento térmico das paredes. Neste tipo de compartimento o acionamento da unidade de refrigeração é independente do motor do veículo, sendo frequentemente realizado por motores a diesel ou gasolina instalados próximo à unidade de refrigeração.

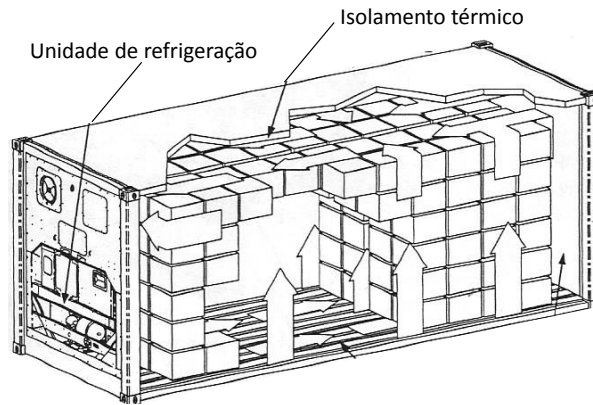


Figura 3. Compartimento refrigerado
Fonte: ASHRAE (2006)

Durante a etapa de projeto de um compartimento para transporte de cargas refrigeradas, ASHRAE (2006): sugere-se que os seguintes fatores sejam considerados:

1. Condições exteriores extremas: temperatura, umidade relativa, vento e irradiação solar;
2. Condição interior exigida: temperatura e umidade relativa;
3. Consumo e eficiência do sistema de refrigeração empregado;
4. Propriedades do isolamento térmico: condutividade térmica, permeabilidade e retenção de umidade, estabilidade física e química, flamabilidade, custo do material e aplicação;
5. Velocidade de circulação do ar;
6. Infiltração de ar e umidade;
7. Resistência à fadiga associada a choques e vibrações.

Com base nos fatos anteriormente apresentados este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um modelo matemático capaz de estimar o consumo energético de sistemas de refrigeração empregados no transporte de cargas perecíveis. Adicionalmente, pretende-se empregar o modelo para investigar a influência das variáveis independentes sobre a eficiência energética do sistema.

2. MODELO MATEMÁTICO

O modelo matemático proposto é obtido a partir da primeira lei da termodinâmica e considera o tempo de viagem, a velocidade média do veículo, a temperatura ambiente, a temperatura interna do compartimento refrigerado, a irradiação solar média, as dimensões e propriedades do isolamento térmico, bem como da absorvidade e emissividade da pintura empregada nas superfícies externas do compartimento refrigerado. As seguintes simplificações foram adotadas para o desenvolvimento do modelo matemático:

1. Processo de transferência de calor em regime permanente;
2. A transferência de calor através das paredes do compartimento é a carga térmica predominante, sendo desconsideradas lâmpadas, ventiladores, vazamentos e outras fontes que dissipem calor no interior do compartimento;
3. Propriedades termodinâmicas constantes;
4. Coeficiente convectivo médio de transferência de calor em toda superfície externa;
5. Ausência de realização de trabalho;
6. Ausência de transferência de massa através das paredes do compartimento;
7. Incidência de irradiação solar apenas na região superior do compartimento.
8. A transferência de calor por radiação entre a superfície do compartimento e a atmosfera foi desconsiderada.

Como mostra a Figura 4, assume-se que a estrutura do isolamento do compartimento é composta por três camadas, sendo as partes externa e interna formadas por chapas metálicas de espessura e_e [m] e e_i [m] e condutividade térmica k_m [W/(m K)], e a parte isolante formada por um material isolante térmico com espessura e_p [m] e condutividade térmica k_p [W/(m K)]. O comprimento, largura e altura internos do compartimento são representados pelas variáveis C [m], L [m] e H [m], respectivamente. Adicionalmente, considera-se que o veículo se desloque a uma velocidade média V [m/s] durante o transporte, e que a irradiação solar incidente sobre a superfície externa seja G [W/m²]. A temperatura ambiente é expressa por T_{amb} [°C] enquanto que a temperatura da superfície interna do compartimento refrigerado é T_i [°C].

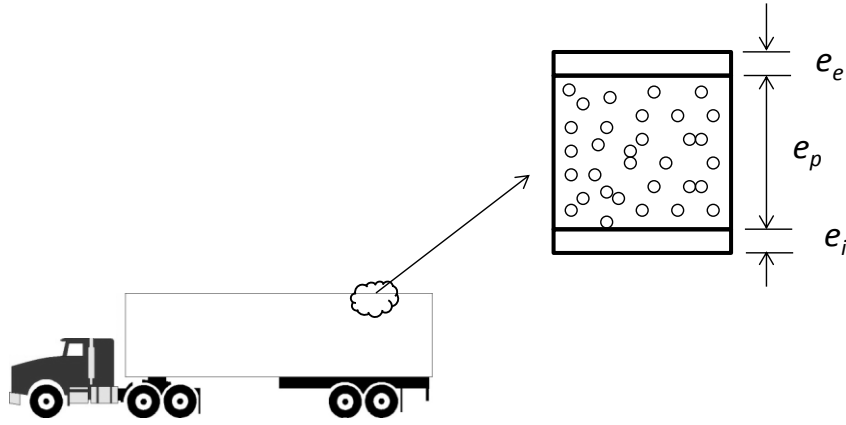


Figura 4. Representação esquemática da estrutura do isolamento térmico do compartimento refrigerado

Realizando um balanço de energia no volume de controle posicionado na superfície superior da estrutura do isolamento térmico do compartimento refrigerado, como representado esquematicamente na Fig. 5, obtém-se a Eq. (1).

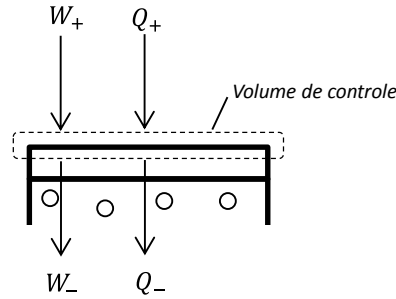


Figura 5. Representação do volume de controle empregado para realização do balanço de energia

$$\frac{dE}{dt} = Q_+ - Q_- + W_+ - W_- \quad (1)$$

onde E [J] é a energia armazenada no volume de controle, t o tempo [s], Q a taxa de transferência de calor, W [W] a taxa de realização de trabalho. Os índices $+$ e $-$ representam as entradas e saídas do volume de controle, respectivamente.

Aplicando as simplificações 1 e 5 na Eq. (1), que desconsideram o termo transiente representado pela derivada dE/dt e a realização de trabalho sobre o volume de controle, respectivamente, obtém-se:

$$Q_+ = Q_- \quad (2)$$

Substituindo as parcelas de taxa de transferência de calor que entram e saem do volume de controle, apresentadas na Eq. (2), pelos termos referentes à (i) fração da irradiação solar G [W/(m²)] que incide na superfície externa do compartimento, (ii) a convecção de calor q_{conv} [W/(m²)] devido ao contato térmico com o ar ambiente, (iii) a energia emitida pela superfície externa do compartimento E [W/(m²)] e (iv) a condução de calor através da parede do compartimento q_{cond} [W/(m²)] obtém-se:

$$\alpha G + q_{conv} = E + q_{cond} \quad (3)$$

A Figura 6 mostra a relação dos termos da Eq. (3) com as entradas e saídas no volume de controle. A propriedade α [-] presente na Eq. (3), que representa a absortividade solar da superfície externa, determina qual a fração da irradiação solar G é absorvida pelo volume de controle.

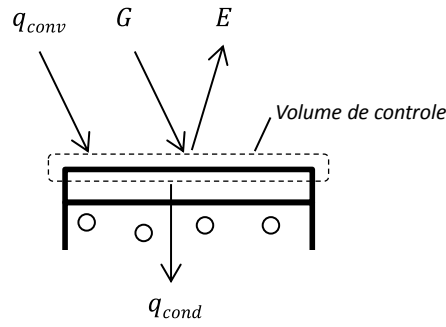


Figura 6. Entradas e saídas de calor do volume de controle

Substituindo os modelos matemático referentes à convecção de calor, emissividade e condução de calor na Eq. (3) (Çengel, 2012), obtêm-se:

$$\alpha G + h_e (T_{amb} - T_{s,e}) = \varepsilon \sigma T_{s,e}^4 + \frac{1}{R_{tot}} (T_{s,e} - T_{s,i}) \quad (4)$$

Onde h_e é o coeficiente convectivo médio da superfície externa [W/(m² K)], ε é a emissividade da superfície externa, σ é a constante de Stefan-Boltzman [W/(m² K⁴)], R_{tot} é a resistência térmica total da parede do compartimento refrigerado [(m² K)/W] e $T_{s,e}$ e $T_{s,i}$ são as temperaturas das superfícies internas e externas do compartimento refrigerado, respectivamente.

A resistência térmica total R_{tot} é obtida combinando as resistências térmicas impostas pelas duas chapas de metal e da camada de espuma de poliuretano que compõe a parede do compartimento refrigerado (Çengel, 2012), assim:

$$R_{tot} = \frac{e_e}{k_m} + \frac{e_p}{k_p} + \frac{e_i}{k_m} \quad (5)$$

O coeficiente de convecção externo local $h_{e,x}$ é uma função das propriedades termodinâmicas do ar externo, da posição sobre a superfície e da velocidade do caminhão, sendo expresso por Bejan (2004):

$$h_{e,x} = \frac{k_{ar}}{x} 0,0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (6)$$

onde Re_x é o número de Reynolds local e Pr o número de Prandtl, definidos por:

$$Re_x = \frac{V \cdot x}{\nu} \quad (7)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad (8)$$

Onde V é a velocidade média do caminhão [m/s], x é a posição sobre a superfície do compartimento refrigerado [m], ν é a viscosidade cinemática do ar [m²/s] e κ a difusividade térmica do ar [m²/s] e k_{ar} a condutividade térmica do ar [W/(m K)].

Empregando a definição do valor médio de uma função (Stewart, 2013), é possível obter o coeficiente de convecção externo médio h_e , avaliado ao longo do comprimento do compartimento refrigerado C :

$$h_e = \frac{1}{C} \int_0^C h_{e,x} dx$$

$$h_e = 0,0296 \left(\frac{k_{ar}}{C} \right) Pr^{1/3} \left(\frac{V}{\nu_{ar}} \right)^{4/5} \int_0^C \frac{dx}{x^{1/5}} \quad (9)$$

$$h_e = \frac{5}{4} h_{e,x}$$

Substituindo a Eq. (5) e a Eq. (9) na Eq. (4) obtém-se

$$\alpha G + \frac{5}{4} \frac{k_{ar}}{C} 0,0296 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{1/3} (T_{amb} - T_{s,e}) - \varepsilon \sigma T_{s,e}^4 - \frac{1}{\frac{e_e}{k_m} + \frac{e_p}{k_p} + \frac{e_i}{k_m}} (T_{s,e} - T_{s,i}) = 0 \quad (10)$$

Como a Eq. (10) não pode ser escrita de forma explícita para a variável $T_{s,e}$, torna-se necessário um método iterativo para determinar o valor desta variável nas superfícies externas do compartimento refrigerado. Neste modelo matemático, o método iterativo de Newton-Raphson, descrito em Kreyszig (2009), foi empregado para obtenção da solução.

Após determinado o valor de $T_{s,e}$ em cada uma das superfícies externas é possível estimar a taxa de calor transferido para o interior do compartimento Q [W], sendo esta expressa por:

$$Q = \frac{1}{R_{tot}} \sum A_n (T_{s,e,n} - T_{s,i}) \quad (11)$$

onde A_n [m²] são as áreas das superfícies externas do topo, da base, laterais, frontal e traseira do compartimento refrigerado, respectivamente. Destaca-se que o consumo energético de um sistema de refrigeração é proporcional a sua carga térmica (ASHRAE, 2006).

Desta forma a quantidade de energia térmica τ [J] que deve ser removida do compartimento refrigerado é obtida através de:

$$\tau = \int_0^t Q dt \quad (12)$$

onde t [s] representa o tempo da operação de transporte.

Assim, a quantidade total de energia consumida Σ [J] pode ser expressa como

$$\Sigma = \frac{\tau}{COP \cdot \eta_{mec} \cdot \eta_{mot}} \quad (13)$$

onde COP [-] representa o coeficiente de performance do sistema de refrigeração, η_{mec} [-] a eficiência mecânica do acoplamento do motor com o compressor do sistema de refrigeração e η_{mot} [-] a eficiência do motor a combustão acoplado ao compressor.

A quantidade total de energia consumida pode ser convertida em litros ou quilogramas de combustível através da densidade de energia do combustível empregado.

3. RESULTADOS

Através do modelo matemático proposto neste trabalho foi possível analisar o efeito de diferentes parâmetros sobre o consumo energético associado ao transporte terrestre de cargas refrigeradas. Para a realização das simulações, considerou-se um compartimento refrigerado com dimensões externas de comprimento, largura e altura equivalentes a 13,5 m, 2,6 m e 2,4 m, respectivamente. Adicionalmente, empregaram-se os valores de 30°C e -10°C para as temperaturas do ar ambiente e da superfície interna do compartimento refrigerado, respectivamente. Os coeficientes convectivos das superfícies traseira e da base foram considerados como 30% e 70% do valor obtido pela Eq. (9), respectivamente. A espessura e a condutividade térmica das chapas metálicas empregadas são equivalentes a 4 mm e 164 W m⁻¹ °C⁻¹, respectivamente. O isolante térmico empregado como referência foi a fibra de vidro, com espessura e condutividade térmica equivalentes a 50 mm e 0.043 W m⁻¹ °C⁻¹, respectivamente (Incropera, 2008).

Como previsto pela Eq. (9) o coeficiente convectivo de transferência de calor entre o ar ambiente e a superfície externa do compartimento refrigerado depende da velocidade do veículo. Por este motivo, a temperatura da superfície externa do compartimento refrigerado também é influenciada pela velocidade em que o veículo se desloca. A Figura 7 mostra o efeito da velocidade do veículo sobre a temperatura da superfície externa do compartimento refrigerado nas regiões superior, traseira e laterais. Para a realização da análise, adotou-se $G = 1000 \text{ W/m}^2$ como um valor de referência. Independente da velocidade do veículo, verifica-se que a temperatura da superfície externa da região superior é maior que a temperatura ambiente ($T_{amb} = 30^\circ\text{C}$), enquanto que as temperaturas das superfícies laterais e traseira são menores que a temperatura ambiente. A Figura 7 também mostra que apesar do aumento da velocidade provocar a redução da temperatura na região superior do compartimento, observa-se um efeito contrário nas temperaturas das superfícies externas das demais regiões. Este comportamento é previsto pela Eq. (4) e justificado pelo fato do modelo proposto

considerar a incidência da irradiação solar apenas na região superior do compartimento. Nesta simulação, observa-se que aumentado a velocidade do veículo de 40 km/h para 120 km/h provoca uma redução de aproximadamente 10°C na temperatura da superfície externa superior do compartimento refrigerado que está sujeita à incidência de radiação solar.

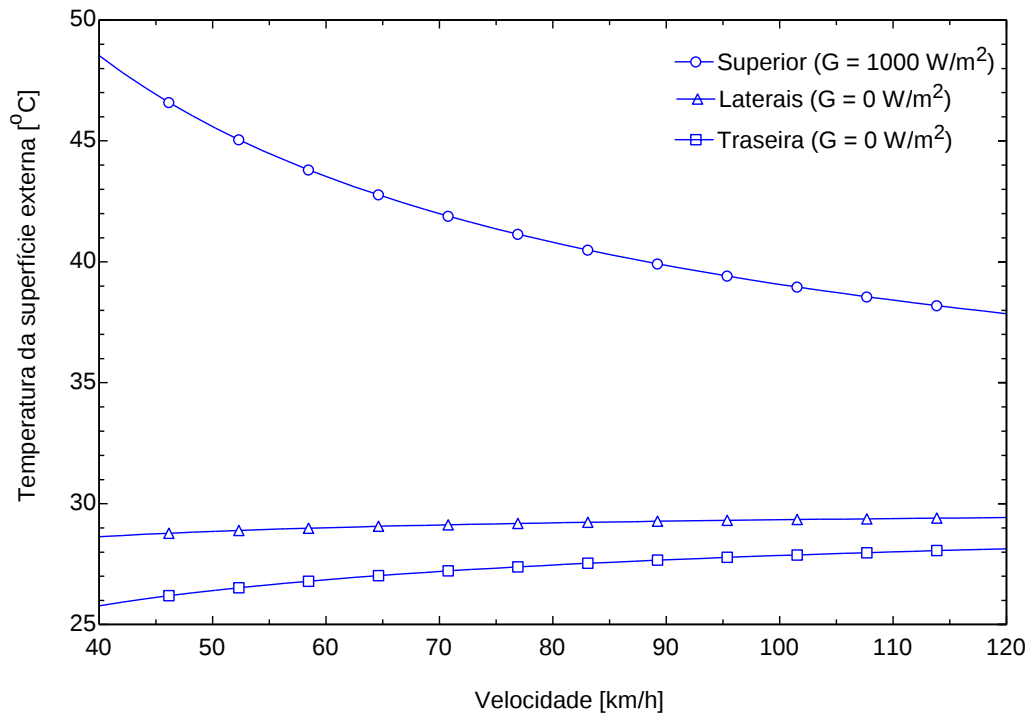


Figura 7. Efeito da velocidade do veículo sobre a temperatura da superfície externa do compartimento refrigerado

Pelo fato do modelo matemático considerar a irradiação solar em apenas uma das seis superfícies que compõem o compartimento refrigerado, torna-se necessário avaliar como a carga térmica total é influenciada pela velocidade do veículo. A carga térmica total do compartimento refrigerado pode ser estimada a partir da Eq. (11), que é uma função do gradiente de temperatura entre a superfície interna e externa do compartimento refrigerado. A Figura 8 mostra a influência da velocidade sobre a carga térmica para duas condições. A primeira condição assume a irradiação solar na região superior igual a $G = 1000 \text{ W/m}^2$, enquanto a segunda condição assume uma situação sem irradiação solar. O resultado apresentado na Fig. 8 mostra que o aumento da velocidade reduz a carga térmica total quando há presença de irradiação solar, mas apresenta um efeito contrário para a condição na qual $G = 0 \text{ W/m}^2$. Para a condição com irradiação solar avaliada, este resultado indica que a redução da temperatura externa da superfície superior, observado na Fig. 7, tem um efeito dominante sobre o comportamento observado nas demais superfícies, de tal forma que o aumento da velocidade provoca a redução da carga térmica. Destaca-se que o aumento da velocidade média de um dado veículo eleva o seu consumo de combustível, de tal forma que um balanço global de energia torna-se necessário para determinar a velocidade ótima de operação. As análises que serão realizadas a seguir consideram a velocidade média do veículo igual a 80 km/h e irradiação solar média de 900 W/m^2 , sendo esta última correspondente ao valor médio registrado no Brasil (Pereira *et al.*, 2006).

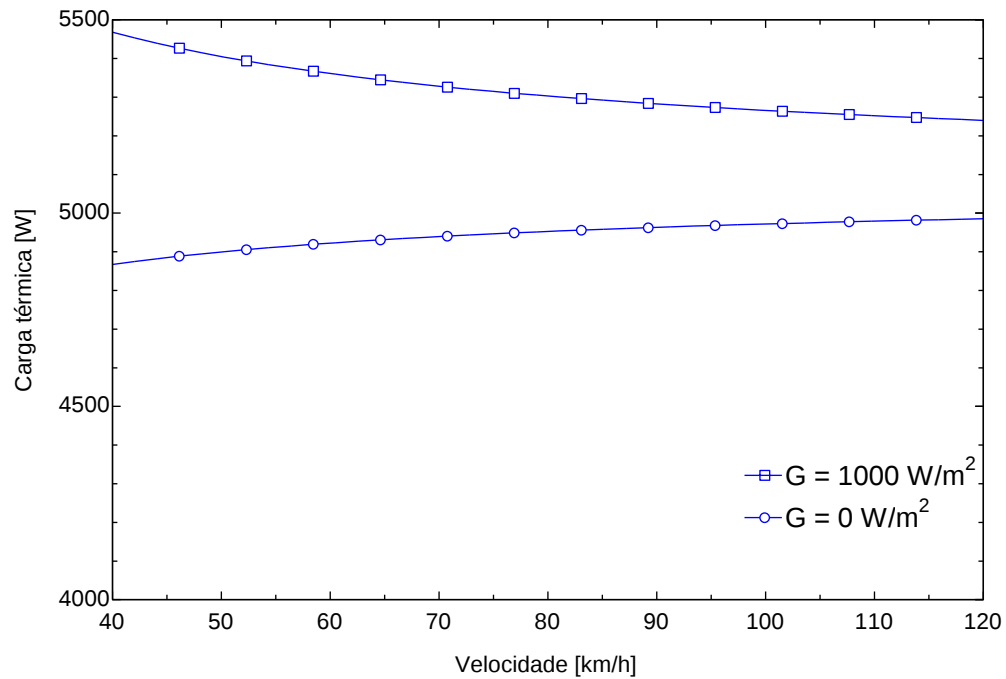


Figura 8. Efeito da velocidade do veículo sobre a carga térmica do compartimento refrigerado

A resistência térmica total da estrutura do compartimento é obtida com auxílio da Eq. 5. Realizando o cálculo das resistências individuais obtêm-se os valores de $4,8 \cdot 10^{-5} \text{ (m}^2 \text{ K)/W}$ e $1,16 \text{ (m}^2 \text{ K)/W}$ para as chapas metálicas e para a camada de fibra de vidro, respectivamente. Desta forma, constata-se que a resistência térmica imposta pelas chapas metálicas é desprezível em relação ao material isolante.

A Figura 9 mostra o efeito da condutividade térmica do material empregado como isolante térmico sobre a carga térmica total do compartimento refrigerado. Os valores empregados foram obtidos de Incropera (2008). Observa-se que a carga térmica é diretamente proporcional à condutividade térmica do isolante térmico empregado. Por exemplo, observa-se na Fig. 9 que um compartimento refrigerado construído com espuma de poliuretano, apresenta uma redução de 40% na carga térmica quando comparado a um modelo com as mesmas dimensões que emprega fibra de vidro como isolamento. Esta significativa diferença representa um impacto direto no consumo de energia do sistema de refrigeração e exige atenção na escolha do material a ser empregado como isolante térmico.

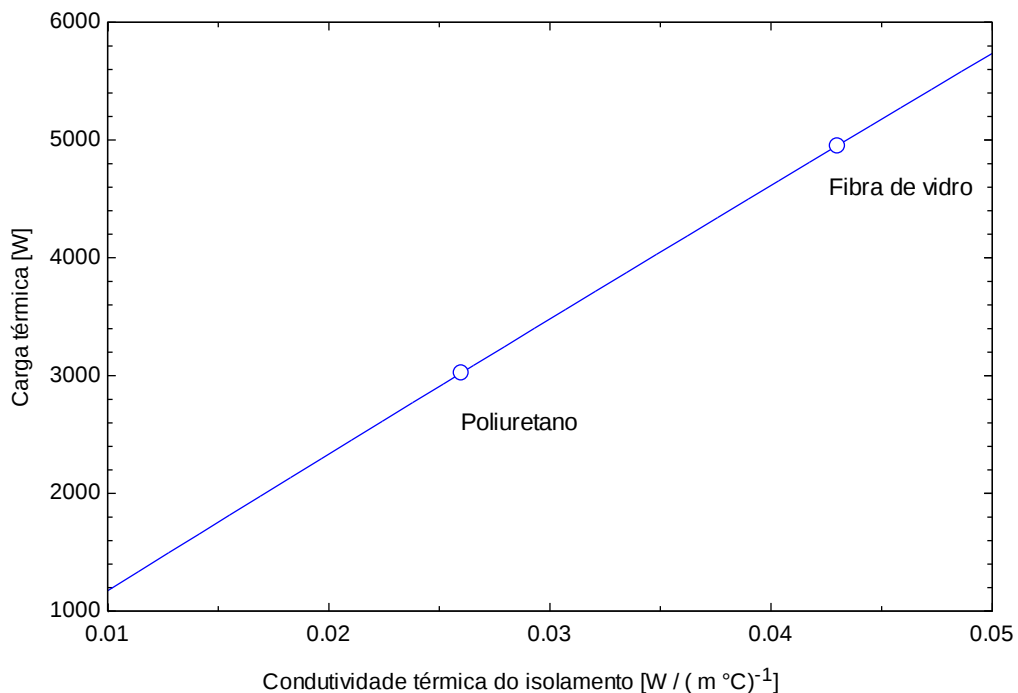


Figura 9. Efeito da condutividade térmica do material isolante sobre a carga térmica do compartimento refrigerado

Como previsto pela Eq. 5 a absorvidade e a emissividade da superfície externa alteram as quantidades de energia térmica emitida e de energia solar absorvida pela superfície externa. Estas propriedades podem ser alteradas empregando diferentes tipos de pinturas nas superfícies externas do compartimento. A Tabela 1 mostra a influência de diferentes valores de α e ε , obtidos em Incropera (2008), sobre a carga térmica total. Empregando a tinta branca acrílica como referência, observa-se um aumento de aproximadamente 10% e uma redução de 1,5% realizando a pintura com as tintas preta e branca óxido de zinco, respectivamente. Esta análise mostra que tintas com altas absorvidades e baixas emissividades devem ser evitadas nas regiões que sofrem maior irradiação solar do compartimento refrigerado uma vez que elevam o consumo de energia do sistema de refrigeração.

Tabela 1. Efeito das propriedades de diferentes pinturas sobre a carga térmica

Pintura	α [-]	ε [-]	Carga térmica [W]
Preta	0,98	0,98	5639
Branca acrílica	0,26	0,90	5135
Branca óxido de zinco	0,16	0,93	5064

Para estimar o consumo de combustível do sistema de refrigeração necessário para manter a carga refrigerada a uma temperatura de -10°C , considerou-se um tempo de viagem diário de 6 horas a uma velocidade média de 80 km/h, sob irradiação solar $G = 900 \text{ W/m}^2$, coeficiente de performance do sistema de refrigeração $COP = 1,2$, a eficiência mecânica do acoplamento do motor com o compressor do sistema de refrigeração $\eta_{mec} = 0,95$ e a eficiência do motor a combustão $\eta_{mot} = 0,3$ (Sonntag, 2009). Adicionalmente, empregaram-se os valores de quantidade de energia por litro de combustível equivalentes a $3,6 \cdot 10^7 \text{ J/litro}$ e $3,1 \cdot 10^7 \text{ J/litro}$ para o diesel e gasolina, respectivamente (EDUS, 2015). A Tabela 2 compara o consumo de diesel e gasolina do sistema de refrigeração empregando diferentes pinturas e isolamentos térmicos. A análise indica que a pintura com tinta branca óxido de zinco combinada com o isolamento térmico de espuma de poliuretano permite uma redução de aproximadamente 40% no consumo de combustível quando comparada com a pintura com tinta branca acrílica combinada com o isolamento térmico de fibra de vidro. Destaca-se que esta diferença no consumo de combustível deve-se principalmente ao tipo de isolamento térmico empregado.

Tabela 2. Consumo de combustível empregando diferentes pinturas e isolamentos térmicos

Combustível	Tinta branca acrílica Fibra de vidro	Tinta branca óxido de zinco e Poliuretano
Diesel [litros]	9,0	5,4
Gasolina [litros]	10,4	6,2

4. CONCLUSÕES

Este trabalho propõe um modelo matemático capaz de estimar o consumo de combustível necessário para o funcionamento de sistemas de refrigeração utilizados no transporte terrestre de cargas perecíveis. O modelo proposto adota como principais simplificações: (i) a transferência de calor do ambiente externo para o interior do compartimento refrigerado ocorre em regime permanente e (ii) a transferência de calor através das paredes do compartimento é a carga térmica predominante. Os parâmetros de entrada do modelo são o tempo da operação de transporte, a velocidade média do veículo, a irradiação solar média incidente sobre o compartimento refrigerado, as dimensões e propriedades do isolamento térmico, bem como da absorvidade e emissividade da pintura empregada nas superfícies externas do compartimento refrigerado. As análises realizadas neste trabalho evidenciam que as características de projeto e a especificação dos materiais empregados na construção do compartimento refrigerado são determinantes para o consumo de combustível associado ao sistema de refrigeração, podendo provocar melhorias de até 40% na eficiência energética do sistema.

5. REFERÊNCIAS

- ABIAF, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DA INDÚSTRIA DE ARMAZENAGEM FRIGORIFICADA, Apostila técnica: alimentos congelados e resfriados, 2008.
- ABNT NBR 15457 – Carrocerias termicamente isoladas – Desempenho térmico, Associação Brasileira de Normas Técnicas, NBR 15457, São Paulo, SP, 2007.
- ALICEWEB, Sistema de análise das informações de comércio exterior, <http://aliceweb.mdic.gov.br/>, 2015. Acesso em: 10/03/2015.

- ANSI, Road/rail closed dry van containers, Standard MH5.1.1.5 (R1997). American National Standards Institute, New York, 1990.
- ASHRAE, Handbook of refrigeration., SI Edition, Atlanta, 2006.
- BEJAN, A., Convection heat transfer, 3rd edition, – New Jersey: John Wiley & Sons, 2004.
- BOGATAJ, M., BOGATAJ, L., VODOPIVEC, R., Stability of perishable goods in cold logistics chains, International Journal of Production Economics, 93-94, pp.345-356, 2005.
- CAMPANONE, L. A., GINER, S. A., MASCHERONI, R. H., Generalized model for the simulation of food refrigeration: Development and validation of the predictive numerical method, International Journal of Refrigeration, 25, 975-984, 2002.
- COYLE, W., HALL, W., BALLENGER, N., Transportation technology and the rising share of U.S. perishable food trade, In: U.S. Department of Agriculture. Changing Structure of Global Food Consumption and Trade, 2001.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J., Transferência de calor e massa – Uma abordagem prática, tradução da 4ª edição – Porto Alegre: McGraw-Hill, 2012.
- EDUS, UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY, Properties of Fuels, Energy Efficiency and Renewable Energy, January , 2015.
- ESTRADA-FLORES, S. E., EDDY, A., Thermal performance indicators for refrigerated road vehicles, International Journal of Refrigeration, v. 29, pp. 889-898, 2006.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D., P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, 6ª edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2008.
- ISO, Series 1 freight containers – Classifications, dimensions and ratings, 4th ed. Standard 668:1995. International Organization for Standardization, Geneva, 1995.
- KREYSZIG, E., Advanced engineering mathematics, 9th ed., Singapore:, John Wiley & Sons, Inc., 2009.
- PEREIRA, E. B., MARTINS, F. R., ABREU, S., L., RÜTHER, R., Atlas Brasileiro de Energia Solar, 2006.
- PEREIRA, V. F., DORIA, E. C. B., CARVALHO JÚNIOR, B. C., NEVES FILHO, L. C., SILVEIRA JÚNIOR, V., Avaliação de temperaturas em câmaras frigoríficas de transporte urbano de alimentos resfriados e congelados, Ciência e Tecnologia de Alimentos, Campinas-SP, v. 30, n. 1, p 158-165, 2010.
- SEABURY, Base de dados logísticos, disponível em: <http://www.seaburygroup.com/management-consulting/cargo-logistics>, 2007. Acesso em: 05/12/2014.
- SONNTAG, RICHARD E., BORGNAKKE, CLAUS. Fundamentos da Termodinâmica. 7. ed. São Paulo: Edgar Blücher, 2009.
- STEWART, J. Cálculo, Tradução da 7ª edição norte-americana, São Paulo: Cengage Learning, v. 2, 2013.