

ANÁLISE DA CARGA TÉRMICA DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA COMERCIAL: ESTUDO DE CASO

Eduardo Peres Bruder ⁽¹⁾ (eduardobruder@alunos.utfpr.edu.br), Roger Nabeyama Michels ⁽²⁾ (rogermichels@utfpr.edu.br), Ismael de Marchi Neto ⁽³⁾ (ismaelneto@utfpr.edu.br), Ricardo de Vasconcelos Salvo ⁽⁴⁾ (ricardosalvo@utfpr.edu.br), Rafael Sene de Lima ⁽⁵⁾ (rafaellima@utfpr.edu.br)

⁽¹⁾ Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR); Departamento Acadêmico de Mecânica

RESUMO: *O comércio de produtos alimentícios utiliza amplamente sistemas de refrigeração como método eficaz e seguro de armazenamento, resultando em alto consumo de energia elétrica. A crescente necessidade de equipamentos de refrigeração mais eficientes destaca a importância deste estudo, que busca reduzir o consumo de energia elétrica e seus custos associados. O presente trabalho visa determinar a carga térmica de uma câmara frigorífica comercial a fim de otimizar a energia consumida pelo sistema de refrigeração. Para o levantamento da carga térmica, foram consideradas todas as fontes de transmissão de calor, incluindo paredes, ventilação, produtos armazenados, pessoas e iluminação. Os resultados indicaram que a maior parte da carga térmica está relacionada ao armazenamento dos produtos, evidenciando a importância do monitoramento constante das condições internas. A carga térmica de transmissão pode ser significativamente reduzida com o aumento da espessura e a melhoria da qualidade do material isolante, alcançando uma redução de até 69,23% ao utilizar poliuretano expandido (R-11). A instalação de cortinas de ar nas portas é uma solução viável para diminuir a carga térmica de infiltração. Conclui-se que a aplicação dos conceitos de cálculo de carga térmica e dimensionamento de câmaras frigoríficas pode resultar em uma possível redução do consumo de energia elétrica.*

PALAVRAS-CHAVE: HVAC, REFRIGERAÇÃO, CARGA TÉRMICA, ENERGIA ELÉTRICA.

HEAT LOAD ANALYSIS OF A COMMERCIAL COLD STORAGE ROOM: CASE STUDY

ABSTRACT: *The food product trade widely uses the refrigeration systems as an effective and safe storage method, resulting in high energy consumption. The growing need for more efficient refrigeration equipment highlights the importance of this study, which seeks to reduce the electric energy consumption and its associated costs. The presente work aims to determine the heat load of a comercial cold storage room in order to optimize the refrigeration system consumed energy. For the heat load assessment, all sources of heat gain were considered, including walls, ventilation, stored products, people, and lighting. The results indicated that most of the heat load is related to product storage, highlighting the importance of constant monitoring of internal conditions. The transmission heat load can be significantly reduced by increasing the thickness and improving the quality of the insulating material, achieving a reduction of up to 69.23% by using expanded polyurethane (R-11). Installing air curtains on the doors is a viable solution to reduce infiltration heat load. It is concluded that applying the concepts of heat load calculation and cold storage room sizing, can result in a possible reduction in electrical energy consumption.*

KEYWORDS: HVAC, REFRIGERATION, HEAT LOAD, ELECTRICAL ENERGY.

1. INTRODUÇÃO

O Brasil apresenta um percentual acima da média mundial, no quesito de produção de energia elétrica provenientes de fontes renováveis, representando 44,8%. Esse destaque revela uma alta diversidade e potencial de recursos naturais, sendo que a oferta de matrizes renováveis no ano de 2022, representou cerca de 87,9%. Isso se deve ao fato do aumento do uso de energia providas de matrizes hídricas no país, registrando um aumento de cerca de 2,4% entre o ano de 2021 e 2022 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE), 2024). Entretanto, a falta de racionalização no uso dessas fontes, inviabiliza a implementação de novas fontes de energia alternativas (GEHRKE; GORETTI; AVILA, 2022).

Energia renovável é definida pela ASHRAE (2006, p. 251), como “uma fonte de combustível que pode ser reabastecida em um curto espaço de tempo”. As fontes mais comuns de energias renováveis, incluem a eólica, a solar, fontes hídricas e biomassa. A diversidade dessas fontes é crucial para a manutenção do balanço energético do país.

De acordo com Empresa de Pesquisa Energética (EPE) (2024), em fevereiro de 2024, o balanço de consumo energético mensal do setor comercial no Brasil, representou cerca de 19,1% de todo o consumo de energia elétrica do país, ou seja, mais de 8900 GWh de consumo mensal. São Paulo, foi o estado que apresentou o maior consumo referente ao setor, responsável por uma parcela de 32,13%. O Paraná se manteve em 4ª posição, apresentando um consumo bruto de cerca de 670 GWh, ou seja, uma parcela de 7,57%.

No contexto do consumo energético, o setor de refrigeração é um dos mais utilizados na cadeia de abastecimento de alimentos, representando cerca de 35% de todo o consumo elétrico mundial (EVANS et al., 2014). Além disso, é demonstrado que cerca de 60% a 70% do gasto energético de instalações frigoríficas, provém apenas dos sistemas de refrigeração. Essa constatação mostra que há uma necessidade de planejamento energético dentro do setor, através da otimização das tecnologias de refrigeração já existentes, bem como a redução de perdas energéticas.

A importância do planejamento do consumo de energia elétrica a longo prazo, discutido por Da Silva, Oliveira e Souza (2019), ressalta a relevância do planejamento energético para o desenvolvimento dos países. São descritas abordagens atuais utilizadas para prever esse consumo de energia, destacando a necessidade de enfoque nos métodos de eficiência energética, na redução do consumo e melhoria da produtividade em processos industriais. É também discutido por Venturini (2005), a importância do consumo racional de energia, como alternativa de curto prazo e baixo custo de implementação.

Além do planejamento energético, questões relacionadas ao controle de qualidade dos alimentos demonstram uma importância fundamental. De acordo com Aste, Del Pero e Leonforte

(2017), a segurança alimentar é frequentemente negligenciada em regiões que possuem o acesso limitado à rede elétrica. Nessas áreas, a falta de infraestrutura adequada de refrigeração, incluindo sistemas de refrigeração ativa, contribui significativamente para a deterioração dos alimentos. Os métodos de conservação de alimentos, conforme descritos por Gould (1996), têm como objetivo principal controlar a deterioração dos alimentos, garantindo sua qualidade e evitando o crescimento de micro-organismos.

A eficácia da utilização da cadeia do frio como método de preservação dos alimentos é ressaltada por Andrade (2018), destacando que o frio inibe totalmente ou parcialmente o desenvolvimento de micro-organismos responsáveis pela deterioração dos alimentos. O autor destaca a necessidade do controle rigoroso da temperatura de refrigeração ao longo de toda a cadeia de produção e distribuição, enfatizando que esse controle é essencial para garantir a qualidade e a segurança dos produtos armazenados.

1.1 Objetivos

O presente trabalho visa determinar a carga térmica de uma câmara frigorífica comercial com o objetivo de identificar as maiores perdas e buscar soluções para minimizá-las, podendo assim reduzir o consumo de energia elétrica dos sistemas de refrigeração.

1.2 Justificativas

A diminuição dos gastos de energia elétrica no Brasil, indica ser uma abordagem extremamente viável como forma de contribuição para o melhor aproveitamento da matriz energética disponível no país. Tendo em vista que os setores da refrigeração industrial e comercial, apresentam-se como grandes consumidores de energia, especialmente no tocante ao consumo dos setores frigoríficos, faz-se necessária uma abordagem mais detalhada desses sistemas térmicos.

Dessa forma, a demanda por otimização e redução de custos, também se mostra como área de interesse por parte das empresas do setor, não somente contribuindo como uma forma de aproveitamento de energia, mas também como aumento do lucro.

Paralelamente à otimização dos gastos energéticos a abordagem da questão da segurança alimentar, proporcionada pela correta conservação dos alimentos, também representa um elemento motivador. Dessa forma, o setor de refrigeração de produtos alimentícios, necessita estar em conformidade com as normas e leis sanitárias de preservação de alimentos refrigerados.

O estudo por sua vez, fundamenta-se na compreensão da perda de carga térmica do sistema, a fim de se obter um perfil mais otimizado de consumo energético.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Entende-se por carga térmica de uma câmara fria, como sendo a quantidade de calor que necessita ser removido, por meio da vaporização do fluido refrigerante circulante no evaporador, a fim de manter a temperatura interna de acordo com os parâmetros desejados (NETO et al., 2018). Influências de parâmetros externos como a carga térmica relativa aos produtos; a carga térmica relativa à transmissão de calor; a carga térmica relativa à infiltração de ar na câmara e a carga térmica relativa as luzes e aparelhos elétricos contidos dentro da câmara, devem ser envolvidos durante as análises e cálculos (VENTURINI, 2005).

A determinação da carga térmica envolve uma abordagem analítica, utilizando-se o auxílio do *software Excel* para efetuar os cálculos necessários, e também, para a organização das informações nas planilhas de dados.

2.1 Carga térmica de transmissão de calor pelas paredes, piso e teto

A carga térmica relativa à transmissão de calor pelas paredes, piso ou teto, refere-se à energia na forma de calor que penetra do meio externo para o interno, através da condução de calor das paredes (DOSSAT, 1997). Ela pode ser obtida por meio da Equação 1.

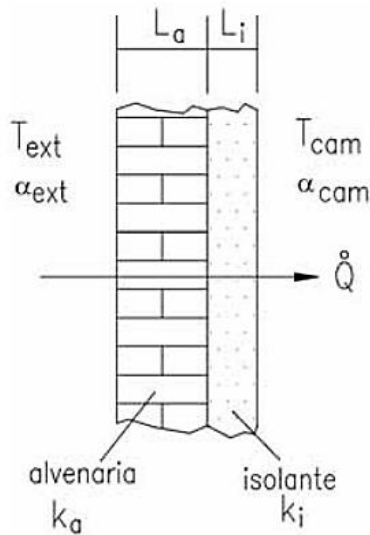
$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\Delta T}{R_T} \quad (1)$$

Sendo $\dot{Q}/A$ [Btu/ft²] o fluxo de calor penetrante na câmara, ΔT [°F] a variação de temperatura entre o ambiente externo e interno e R_T [h.°F/Btu] a resistência térmica da parede.

Para obter-se a resistência térmica da parede, é necessária a elaboração do circuito térmico, envolvendo as resistências térmicas de convecção interna e externa à câmara fria, e as resistências térmicas de condução da parede e do isolante térmico, conforme representado na Equação 2 (VENTURINI, 2005).

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{\text{ext}} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{\text{cam}} A} \quad (2)$$

FIGURA 1. Fluxo de calor em uma parede de alvenaria em uma câmara frigorífica.



Fonte: Venturini (2005).

Ademais, pode-se simplificar a Equação 1, de modo que reste apenas o termo relativo à resistência térmica do isolante, considerando-a de valor demasiadamente maior perante as demais resistências do circuito, o qual podem ser consideradas desprezíveis, com isso, obtém-se a Equação 3, que relaciona a espessura de isolamento da câmara.

$$L_i = \frac{k_i \Delta T}{(\dot{Q}/A)} \quad (3)$$

Reorganizando a Equação 3, obtém-se a carga térmica por transmissão de calor conforme a Equação 4.

$$\dot{Q}_{trn} = \left(\frac{\dot{Q}}{A} \right) A.24 \quad (4)$$

O termo k_i [Btu.in/h.ft².°F] relativo à condutividade térmica do material isolante, pode ser obtido por meio da Tabela 1 e A [ft²] representa a área total das superfícies da câmara.

TABELA 1. Condutividade térmica de materiais isolantes.

Isolante	Condutividade Térmica “k” [Btu.in/h.ft ² .°F]
Placa de poliuretano (R-11 expandido)	0,16 até 0,18
Poliisocianurato, celular (R-141b expandido)	0,19
Poliestireno, extrudado (R-142b)	0,24
Poliestireno, expandido (R-142b)	0,26
Cortiça	0,3
Vidro de espuma	0,31

Fonte: ASHRAE (1998).

Para a situação de incidência solar direta sobre a câmara fria, Venturini (2005) pontua a necessidade de correção para a variação de temperatura ΔT , pela adição do fator $\Delta T'$, representado na Equação 5. Entretanto no presente estudo o $\Delta T'$ foi considerado igual a zero, por se tratar de uma câmara interna, ou seja, sem incidência solar.

$$\Delta T = (T_{\text{ext}} - T_{\text{cam}}) + \Delta T' \quad (5)$$

Sendo T_{ext} a temperatura externa à câmara fria, e T_{cam} a temperatura interna. Para a estimativa de uma temperatura externa média, utiliza-se a temperatura de bulbo seco de Londrina como valor padrão estipulado conforme a Tabela 2 da norma NBR 16401-1.

TABELA 2. Temperaturas de bulbo seco e úmido da cidade de Londrina [°C].

PR		Londrina		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. Atm	Período	
				23,33S	51,13W	570m	94,66	84/01	
Mês>Qt	Freq. Anual	Resfriamento e desumidificação					Baixa umidade		
		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSC	
	Dez	0,4%	33,9	21,7	25,3	28,9	24,4	20,7	26,6
	ΔTmd	1%	32,8	21,8	24,7	28,5	23,9	20,2	26,2
	10	2%	31,9	21,9	24,2	28	23,2	19,3	25,6

Fonte: Adaptado de NBR1601-1 (2008).

Os valores obtidos foram de 32,8°C e 24,7°C para a TBS e TBU respectivamente.

2.2 Carga térmica de infiltração de calor

A carga térmica determinada pela infiltração de calor, é definida como sendo uma fração de calor penetra o interior da câmara através de aberturas. A decorrência de sucessivas movimentações no interior da câmara e a baixa temperatura de operação, aumenta ainda mais o valor da carga térmica, podendo causar a obstrução dos evaporadores mediante a formação de gelo ao redor, reduzindo assim, a capacidade frigorífica do sistema e consequentemente aumentando o consumo de energia. Pode-se ainda utilizar meios como cortinas de PVC ou de ar, para reduzir o ganho de calor no interior da câmara refrigerada (CHAGAS, [s.d.]).

Pode-se calcular a carga térmica de infiltração, utilizando-se a Equação 6 adaptada de Oliveira (2020).

$$\dot{Q}_i = \frac{V}{v} \cdot n \cdot (h_e - h_i) \cdot 0,948 \quad (6)$$

No qual $V \text{ [m}^3\text{]}$ representa o volume interno total da câmara fria; n é o fator de troca de ar, no qual expressa a estimativa da quantidade de ar que entra na câmara diariamente, e pode ser obtido através da Tabela 3; $v \text{ [m}^3\text{/kg]}$ representa o volume específico do ar externo; h_e e $h_i \text{ [kJ/kg]}$ são as entalpias do ar externo e interno (entalpia da mistura ar seco e vapor de água) à câmara fria e o fator 0,948 representa o fator de conversão da unidade de medida da carga térmica de kJ/h para Btu/h.

O fator de troca de ar n é obtido em função do volume interno da câmara, o qual para valores intermediários aos que estão presentes na tabela, deve-se realizar uma interpolação linear.

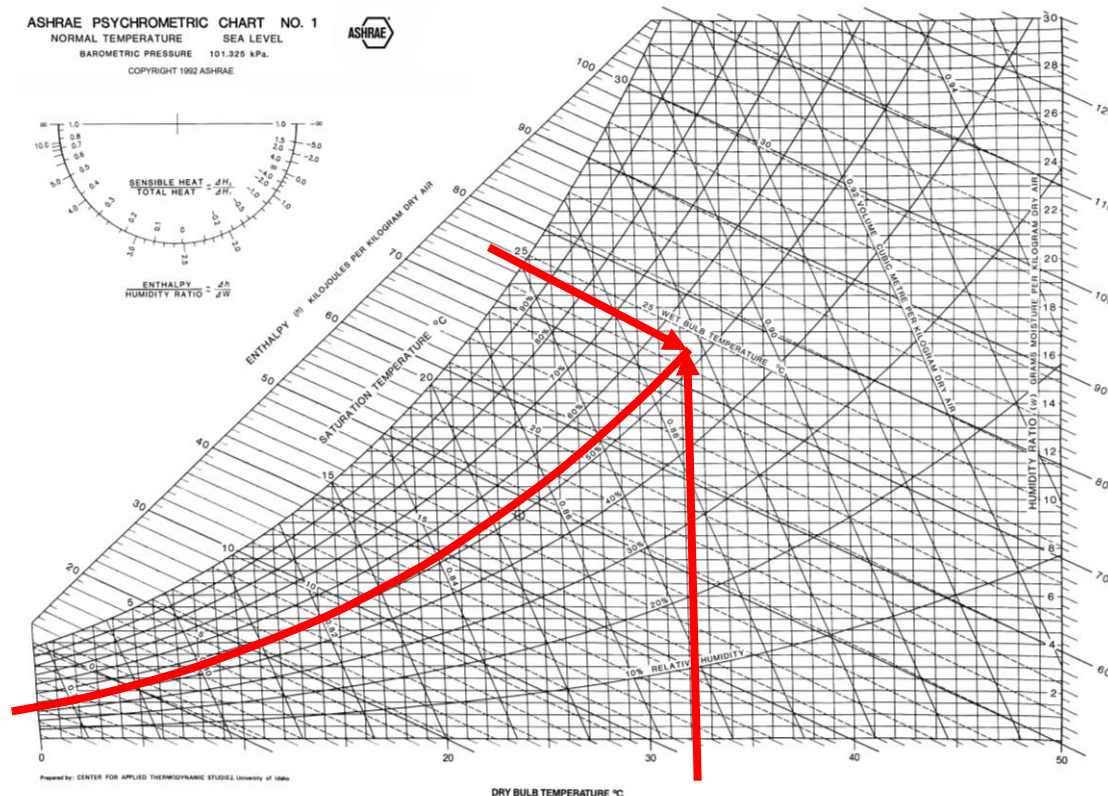
Para a obtenção das entalpias do ar, é necessária a obtenção da umidade relativa local da cidade de Londrina, utilizando-se a carta psicrométrica padronizada à pressão no nível do mar (1 atm), representado pela Figura 2.

TABELA 3. Fator de troca de ar de câmaras frigoríficas

Câmaras para produtos resfriados			
Volume (m³)	n (Trocas/dia)	Volume (m³)	n (Trocas/dia)
40	15	500	3,6
50	13	700	3
60	12	1000	2,5
80	10	1200	2,2
100	9	1500	2
125	8	2000	1,7
150	7	3000	1,4
200	6	5000	1,1
300	5	10000	0,95
400	4,1	15000	0,9

Fonte: Adaptado de Venturini (2005).

FIGURA 2. Carta psicrométrica para altas temperaturas à pressão de 1 atm.



Fonte: Adaptado de ASHRAE (1992).

Utilizando-se as temperaturas de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) da cidade de Londrina, obtidas pela Tabela 2, obtém-se a aproximação da curva da humidade relativa da cidade, conforme indicado na Figura 2, o qual apresentou uma aproximação de cerca de 53%.

Do mesmo modo, encontrou-se o valor da entalpia do ar externo à câmara fria, onde utilizando-se a linha traçada pela umidade relativa de 53% obtida anteriormente, encontrou-se $h_e = 75 \text{ kJ/kg}$.

De maneira análoga, foi possível obter a entalpia do ar interno à câmara utilizando-se a carta psicrométrica referente a baixas temperaturas, indicada pela Figura 3. Inicialmente é necessário definir a umidade relativa interna da câmara, de acordo com Vilain, (2018) pode-se utilizar a Tabela 4 para estimar um valor médio da umidade de acordo com o tipo de produto estocado no interior da câmara.

TABELA 4. Temperaturas de evaporação e umidade relativa em função do produto.

$\Delta T [^{\circ}\text{C}]$	Tipo de produto	UR [%]
4 – 4	Ovos, manteiga, queijo, legumes, peixe fresco	90 - 95
5 – 6	Carnes cortadas, frutas	85 - 95
6 – 9	Carne em carcaça, frutas com casca dura	80 - 85
9 - 12	Enlatados, produtos embalados que tem coberturas de proteção	75

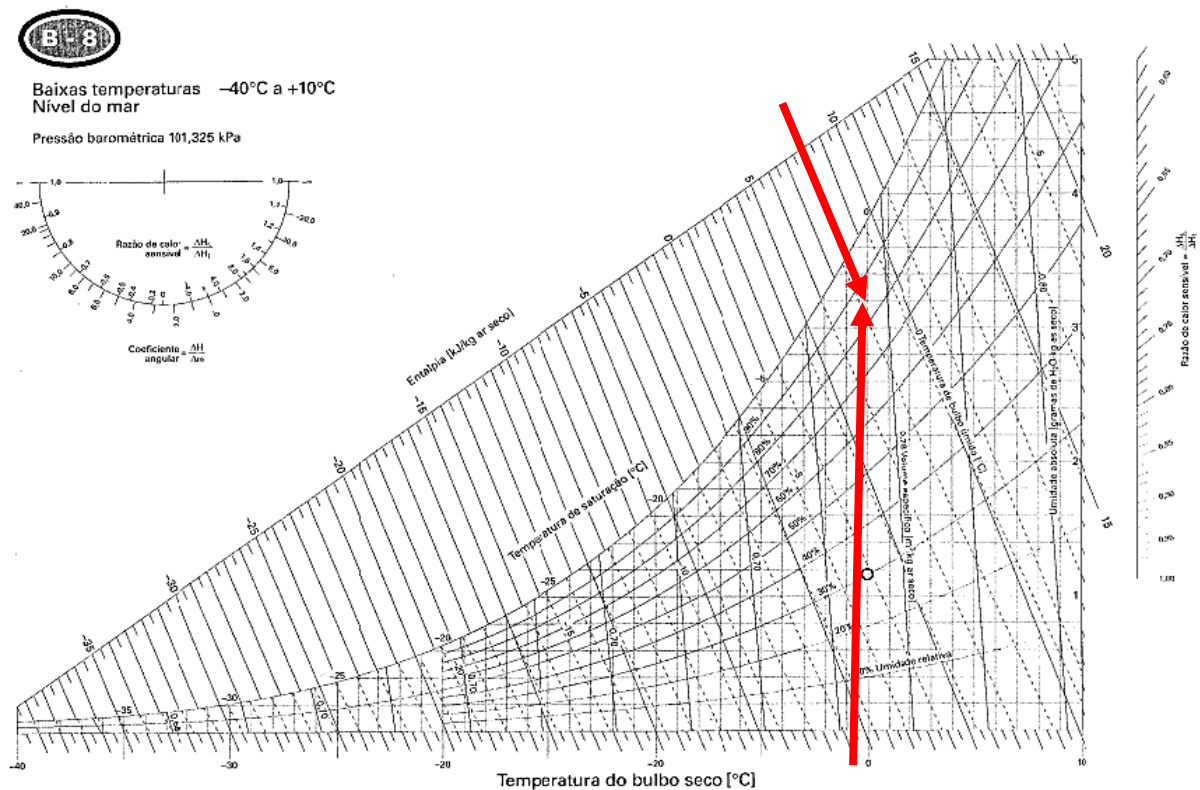
Fonte: Vilain (2018).

Nota-se, portanto, que para a situação de armazenamento de carnes em carcaça, a umidade relativa média está entre a faixa de 80% até 85%. Adotando-se um valor intermediário de 82,5%, é possível por fim, obter a entalpia interna da câmara para a sua temperatura interna de -1°C . A entalpia interna obtida, foi de aproximadamente $h_i = 8 \text{ kJ/kg}$.

2.3 Carga térmica relativa aos produtos

A carga térmica relacionada aos produtos, está associada ao calor necessário a ser removido dos produtos estocados no interior da câmara por meio da redução de sua temperatura (NETO et al., 2018). Segundo Venturini (2005) este tipo de carga térmica geralmente corresponde à maior porção de ganho térmico das câmaras frias.

FIGURA 3. Carta psicrométrica para baixas temperaturas à pressão de 1 atm.



Fonte: Adaptado de Stoecker e Jabardo (2018).

O presente estudo de caso envolve apenas a condição de resfriamento das carnes acima do ponto de congelamento ($-1\text{ }^{\circ}\text{C}$), o qual resulta apenas na parcela referente ao calor sensível de resfriamento. Com isso, utiliza-se a Equação 7 adaptada de ASHRAE (1998), para quantificar a parcela de calor relativa aos produtos.

$$\dot{Q}_{\text{prod}} = \frac{m \cdot c_1 \cdot (T_1 - T_2) \cdot 24}{T} \quad (7)$$

Onde m [lb] representa a massa dos produtos estocados no interior da câmara; c_1 [Btu/lb.°F] é o calor específico dos produtos, acima do ponto de congelamento; T_1 é a temperatura inicial e T_2 é a temperatura final [°F], acima do ponto de congelamento; τ representa o tempo previsto para a remoção de calor em horas. O calor específico acima da temperatura de resfriamento para alguns tipos de carnes, pode ser encontrado de acordo com a Tabela 5, adaptada de ASHRAE (1998).

2.4 Carga térmica fornecida pela ocupação de pessoas

A carga térmica gerada pela ocupação de pessoas presentes dentro do ambiente refrigerado, depende de fatores como a quantidade de pessoas, o tipo de vestimenta, a movimentação dos ocupantes na câmara e da temperatura interna (OLIVEIRA, 2020).

A adição de calor decorrente da entrada e saída de pessoas no interior da câmara, pode ser descrita de acordo com a Equação 8, adaptada de ASHRAE (1998).

$$\dot{Q}_O = (1295 - 11,5 \cdot T_{cam}) \cdot \tau_{per} \cdot N \quad (8)$$

O qual T_{cam} representa a temperatura interna da câmara [°F]; τ_{per} representa o tempo total de permanência de uma pessoa no interior da câmara, em horas e N representa o número de pessoas no interior da câmara.

TABELA 5. Propriedades térmicas de alguns alimentos não congelados

Produto	Temperatura inicial de congelamento (°C)	Teor de umidade (%)	Calor específico (Btu/lb.°F)	
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento
Carnes				
Bovina				
Fígado	-1,7	69	0,82	0,41
Traseiro, gordo	-	64,8	0,8	0,4
Traseiro, magro	-	70,8	0,8	0,4
Porco				0,7 - 0,8
Barriga	-	36,7	0,58	0,29
Carcaça	-	49,8	0,62	0,31
Gordura	-	7,7	0,62	0,23

Fonte: Adaptado de ASHRAE (1998).

A Tabela 6 correlaciona para algumas faixas de temperatura, os valores do calor sensível equivalente gerado pelas pessoas no interior da câmara [Btu/h].

TABELA 6. Calor equivalente de ocupação.

Temperatura do espaço refrigerado (°F)	Calor equivalente/pessoa (Btu/h)
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Fonte: ASHRAE (1998).

Para a temperatura de -1 °C, ou aproximadamente 30°F, obtém-se o calor de ocupação de 950 Btu/h.

2.5 Carga térmica fornecida pelos motores

A carga térmica referente aos motores está relacionada com a presença de motores internos ou externos à câmara fria, que fornecem calor para o interior do espaço refrigerado. Para a elaboração do projeto da câmara fria, deve-se levar em conta a quantidade de ventiladores e dispositivos elétricos em seu interior (OLIVEIRA, 2020). A Tabela 7 representa o calor ganho, em função das potências dos motores e a sua localização (interna ou externa).

2.6 Carga térmica fornecida pelas lâmpadas

A carga térmica fornecida pelo sistema de iluminação, é dependente da quantidade de lâmpadas instaladas no interior da câmara, o tempo de utilização e a potência de cada lâmpada, sendo dada de acordo com a Equação 9, adaptada de Dossat (1997).

$$\dot{Q}_{\text{ilum}} = P \cdot 3,42 \cdot \tau_{\text{uti.}} \quad (9)$$

Sendo P [W] a potência elétrica de todas as lâmpadas instaladas no interior da câmara, o fator 3,42 representa a conversão de unidade de W para Btu/h e $\tau_{uti.}$ representa o tempo de utilização das lâmpadas em horas.

TABELA 7. Ganho de calor de típicos motores elétricos

Potência nominal (HP)	Tipo de motor	RPM	Eficiência total do motor (%)	Localização do motor e do equipamento acionado em relação ao espaço condicionado ao à corrente de ar		
				A	B	C
				Motor dentro; Equipamento acionado dentro (Btu/h)	Motor fora; Equipamento acionado dentro (Btu/h)	Motor dentro; Equipamento acionado fora (Btu/h)
1	Trifásico	1750	75	3390	2550	850
1,5	Trifásico	1750	77	4960	3820	1140
2	Trifásico	1750	79	6440	5090	1350
3	Trifásico	1750	81	9430	7640	1790
5	Trifásico	1750	82	15500	12700	2790
7,5	Trifásico	1750	84	22700	19100	3640
10	Trifásico	1750	85	29900	24500	4490

Fonte: Adaptado de ASHRAE (1998).

2.7 Carga térmica total

A carga térmica total da câmara, por fim, é resultado do somatório das cargas térmicas anteriores, o qual pode ser dada pela Equação 10.

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{trn} + \dot{Q}_i + \dot{Q}_{prod} + \dot{Q}_{pess} + \dot{Q}_{mot} + \dot{Q}_{ilum} \quad (10)$$

A unidade de medidas adotada para a carga térmica resultante é a Btu/24h. Deve-se ainda aplicar à carga térmica resultante um coeficiente de segurança de 10% como boa prática para projetos de dimensionamento de câmaras frias.

3. RESULTADOS

Baseando-se nos métodos previamente apresentados (Seção 2), a pesquisa desenvolvida foi realizada em uma câmara frigorífica comercial de pequeno porte na cidade de Londrina-PR.

Inicialmente, fez-se necessário a elaboração do checklist contendo as informações básicas da câmara, para cálculo da carga térmica, no qual está representado de acordo com as Tabelas 8 e 9.

TABELA 8. Checklist das massas de carne estocadas no interior da câmara.

Tipo de Alimento	Cp [Btu/lb.°F.24h]	Quantidade de Peças [Un.]	Peso Total [lb]
Carcaças de Boi	0,8	10	7716,18
Peças Cortadas	0,8	20	88,18
Fígado	0,82	-	220,46
Porco	0,62	10	1543,24
Barrigada	0,58	20	440,92
TOTAL	-	60	10008,99

Fonte: Próprio autor (2024).

TABELA 9. Checklist das medições internas da câmara.

Área da Câmara [ft²]	Material Isolante	K [Btu.in/h. ft².°F]	Espessura Isolante [in]	ΔT [°F]
640	Poliestireno expandido	0,26	4	60,84
Volume da Câmara [m³]	Número de Lâmpadas	Potência das Lâmpadas [W]	Tempo de Uso [horas]	Potência dos motores ventiladores (kW)
62,96	2	90	11	3,65

Fonte: Próprio autor (2024).

Por meio do equacionamento apresentado segundo a Seção 2, foram obtidas as referidas cargas térmicas e apresentadas de acordo com a Tabela 10.

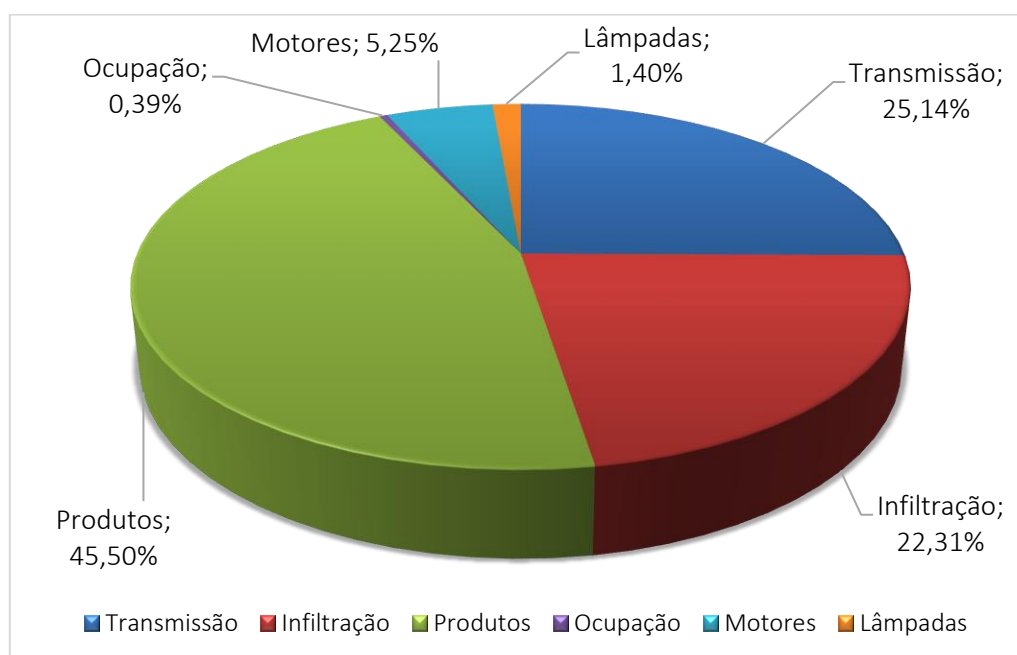
TABELA 10. Perdas térmicas da câmara fria.

Carga térmica	Valor da carga térmica [Btu/24h]	Porcentagem
Transmissão	60761,04	25,14%
Infiltração	53917,29	22,31%
Produtos	109970,10	45,50%
Ocupação	950	0,39%
Motores	12700	5,25%
Lâmpadas	3385,8	1,40%
TOTAL	241684,24	100%

Fonte: Próprio autor (2024).

Em sequência, o gráfico de distribuição da carga térmica representado pela Figura 4.

FIGURA 4. Distribuição da carga térmica em percentual.



Fonte: Próprio autor (2024).

De acordo com a Figura 4 os maiores percentuais de perdas térmicas estão atribuídos ao armazenamento dos produtos (45,50%), seguido da carga térmica de transmissão pelas paredes, piso e teto (25,14%) e da carga térmica de infiltração de ar por aberturas de portas (22,31%). As demais cargas térmicas representam um menor percentual de contribuição com relação às perdas de energia térmica, correspondendo à 5,25% para os moto-ventiladores da evaporadora; 1,40% para as lâmpadas e 0,39 % com a ocupação de pessoas.

Os resultados demonstraram que a maior parte da carga térmica está relacionada diretamente ao armazenamento dos produtos, o que evidencia a necessidade de um monitoramento constante e preciso das condições internas da câmara fria para otimizar a conservação dos alimentos e reduzir as perdas energéticas. É importante destacar que o alto volume de produtos estocados aumenta consideravelmente a carga térmica da câmara frigorífica. Outro fator de considerável impacto é a temperatura de transporte dos alimentos, pelos quais são admitidos no interior da câmara à pelo menos 7°C onde são resfriados até -1°C. Caso a temperatura de transporte dos produtos fosse realizada à 5°C, a carga térmica dos produtos reduziria sua participação total para 38,51%.

Relativo à carga térmica de transmissão, esta pode ser reduzida aumentando-se a espessura do material isolante da câmara. Adicionalmente, a qualidade e o tipo de isolante podem alterar drasticamente o valor da carga térmica de transmissão, devido às diferenças nos coeficientes de condutividade térmica (K). Portanto caso o isolante instalado fosse substituído por duas placas de 100 milímetros de poliuretano expandido ($R-11$) por toda a extensão das paredes da câmara, é possível reduzir o percentual da carga térmica de transmissão em até 69,23%, ou seja, reduzir a sua contribuição total de 25,14% para 9,37%.

Para a referida câmara analisada, não foi identificado nenhum tipo de dispositivo de proteção contra as perdas térmicas durante a abertura da porta, apresentando um percentual de 22,31% conforme apresentado na Figura 4. Para a redução da carga térmica de infiltração é possível utilizar os seguintes dispositivos: cortinas de ar, cortinas de tiras e portas deslizantes. As cortinas de tiras são amplamente utilizadas devido ao seu baixo custo de implementação e eficiência entre 80% a 85% relativo à redução da carga térmica de infiltração, quando utilizadas em conjunto com portas convencionais. As cortinas de tiras combinadas com as portas deslizantes apresentam uma elevada eficiência entre 85% a 95% de redução das cargas térmicas de infiltração. Entretanto, as cortinas de tiras (PVC) sofrem um desgaste prematuro por obstruírem a passagem de pessoas e produtos ou, até mesmo, serem retiradas por atrapalharem o acesso à câmara. Dessa forma, recomenda-se a utilização de cortinas de ar, pois mesmo apresentando uma eficiência menor que 70%, a mesma oferece uma melhor comodidade ao acesso à câmara por entrar em funcionamento de forma automática com a abertura da porta, não obstruir a passagem e não apresentar desgaste prematuro. Considerando uma cortina de ar com eficiência de 60%, é possível obter uma redução de 40% do percentual de carga de infiltração, ou seja, uma redução da sua contribuição total de 22,31% para 13,39%.

4. CONCLUSÕES

O presente trabalho analisou as principais perdas de energia térmica associadas à uma câmara frigorífica comercial de médio porte localizada na cidade de Londrina-PR. Para o referido estudo de

caso, foram mensuradas as dimensões internas da câmara fria e a sua capacidade média de operação, quantificada em 4,5 toneladas de carne *in natura* estocada em seu interior.

Os resultados indicaram que a principal fonte de perdas é a carga térmica referente aos produtos estocados no interior (45,50%), o qual indica que a redução do volume de carne estocado impacta diretamente na redução das perdas térmicas, além da possível redução devido à temperatura de transporte dos produtos.

As demais fontes como a infiltração de ar externo no interior e a transmissão de calor, representam também parcelas significativas de 22,31% e 25,14% respectivamente. Além disso, constatou-se a importância dos dispositivos de proteção das portas e dos tipos dos materiais utilizados na construção da câmara.

Dessa forma, considerando todas as sugestões de melhorias já discutidas na Seção 3, identificou-se um potencial global de redução de 37,70% da carga térmica total requerida, contribuindo para a redução do tempo de funcionamento do sistema de refrigeração e consequentemente reduzindo o consumo de energia elétrica.

Portanto conclui-se que para o estudo de caso de uma câmara frigorífica comercial de médio porte, pode-se obter resultados satisfatórios referente à redução dos gastos de energia térmica, apenas relacionando os conceitos de cálculo de carga térmica e de dimensionamento de câmaras.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, R. AND A.-C. E. 1998 ASHRAE handbook : refrigeration. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 1998.

ANDRADE, T. R. Cadeia do frio para alimentos: resfriamento, refrigeração e congelamento. fev. 2018.

ASHRAE. 12 - Energy/Water Sources. Em: The ASHRAE GreenGuide (Second edition). Burlington: Butterworth-Heinemann, 2006. p. 251–274.

ASTE, N.; DEL PERO, C.; LEONFORTE, F. Active refrigeration technologies for food preservation in humanitarian context – A review. Sustainable Energy Technologies and Assessments, v. 22, p. 150–160, 1 ago. 2017.

CHAGAS, J. A. C. Projeto e construção de câmaras frigoríficas. [s.d.].

DOSSAT, R. J. Principles of Refrigeration. Prentice Hall, 1997.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Consumo Mensal de Energia Elétrica por Classe (regiões e subsistemas). Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/consumo-de-energia-eletrica>>. Acesso em: 26 abr. 2024.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). Balanço Energético Nacional 2023. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2023>>. Acesso em: 26 abr. 2024.

EVANS, J. A. et al. Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores. *Applied Thermal Engineering*, v. 62, n. 2, p. 697–705, 25 jan. 2014.

GEHRKE, P.; GORETTI, A. A. T.; AVILA, L. V. IMPACTS OF THE ENERGY MATRIX ON BRAZILIAN SUSTAINABLE DEVELOPMENT. *Revista de Administração da UFSM*, v. 14, p. 1032–1049, 21 fev. 2022.

GOULD, G. W. Methods for preservation and extension of shelf life. *International Journal of Food Microbiology, Specific Spoilage Organisms*. v. 33, n. 1, p. 51–64, 1 nov. 1996.

NETO, I. DE M. N. et al. Roteiro técnico para cálculo da carga térmica em câmaras frigoríficas utilizadas em estabelecimentos comerciais. p. 21, 2018.

OLIVEIRA, A. L. DE. Refrigeração e cadeia do frio para alimentos. Portal de Livros Abertos da USP, 2020.

ROGÉRIO VILAIN; JESUÉ GRACILIANO SILVA; VITOR FARIAS DE BORBA. Projeto de Câmaras frias de pequeno porte. 2a adaptação (2018) ed. São José: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina (IF-SC), 2018.

SILVA, F. L. C. DA; OLIVEIRA, F. L. C.; SOUZA, R. C. A bottom-up bayesian extension for long term electricity consumption forecasting. *Energy*, v. 167, p. 198–210, 15 jan. 2019.

VENTURINI, O. J. Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial: manual prático. Eletrobrás, 2005.