



## PROJETO DE UMA CÂMARA FRIGORÍFICA PARA ARMAZENAMENTO DE CARNES E LATICÍNIOS

Erivaldo Pereira Nunes, erivaldo\_pn@yahoo.com.br<sup>1</sup>

Leonardo do Carmo Lelis Dias, leonardolelisdias@gmail.com<sup>2</sup>

Priscila Carolina Cunha de Lima, priscila.cunha.lima@hotmail.com<sup>3</sup>

Jefferson José da Silva Lira, jeffersonjose\_@hotmail.com<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Av. João Naves de Ávila, 2121, Santa Mônica, 38400-902, Uberlândia, MG,

<sup>2</sup>Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Av. Antônio Carlos, 6627, Pampulha, 31270-901, Belo Horizonte, MG,

<sup>3</sup>Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Estrada do Alto do Moura, km 3.8, s/n, Distrito Industrial III, 55040-120, Caruaru, PE.

**Resumo.** Este trabalho tem como objetivo fazer o dimensionamento de uma câmara frigorífica com dois compartimentos: um de refrigeração, para armazenar iogurtes, e outro de congelamento, para armazenar carne bovina, suprindo, assim, as necessidades de uma indústria do setor agropecuário localizada no município de Corumbá-MS. O dimensionamento é feito através do cálculo da carga térmica total do recinto; em seguida é escolhido um sistema de refrigeração e dimensionado seus componentes. Como resultado se obteve as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo e são apresentados os componentes selecionados.

**Palavras chave:** Dimensionamento. Câmara frigorífica. Refrigeração.

### 1. INTRODUÇÃO

O Brasil é destaque pelo quantitativo de bovinos. Segundo a FAO (2017), nosso país encontra-se na segunda posição de maiores rebanhos bovinos do mundo, atrás apenas da Índia. E, dentre os 5.570 municípios brasileiros, Corumbá possui o segundo maior rebanho bovino, com 1.802.976 cabeças de gado, de acordo com o IBGE (2013); atrás apenas do município de São Félix do Xingu no Pará. Além do rebanho bovino, a capital do Pantanal possui também um dos maiores rebanhos de ovinos, equinos e asininos do país.

Com números tão expressivos de produção, produtos como a carne bovina e laticínios necessitam de cuidados para que se mantenha a qualidade e que não haja perdas de faturamento; além de evitar o desperdício de alimentos, que já totaliza 1,3 bilhões de toneladas por ano, montante que equivale a algo entre um terço e um quarto de toda a quantidade produzida. Seria possível, levando em consideração apenas o desperdício brasileiro na venda de alimentos, alimentar 11 milhões de pessoas, enquanto 815 milhões de pessoas passam fome em todo o mundo (FAO, 2018).

Nesse sentido, este trabalho se propõe a projetar o sistema de refrigeração de uma câmara frigorífica situada no município de Corumbá (MS). A câmara deve ter capacidade de armazenar 10 T de carnes e 3000 L de iogurte por dia para suprir as necessidades de uma indústria agropecuária que exporta seus produtos para a Europa e a América do Norte, além de também atender ao mercado nacional.

### 2. METODOLOGIA

A primeira etapa do projeto da câmara frigorífica foi analisar as condições climáticas da cidade e as condições necessárias para o armazenamento dos produtos, com base na necessidade de armazenamento, determinar as dimensões da câmara e definir o sistema de refrigeração e o isolamento. Em seguida, calculou-se a carga térmica dos compartimentos, encontrou-se as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo e as potências dos evaporadores, condensador e compressor. Por fim, com base nos valores e potência calculados, selecionou-se os componentes.

#### 2.1. Condições climáticas

Baseado em dados de observações feitas entre os anos de 1981 e 2010 pelo INMET, construiu-se a Tab. 1, onde estão presentes os valores médios de temperaturas máximas e mínimas, e de umidade para cada mês do ano da cidade de Corumbá.

Tabela 1 - Condições climáticas de Corumbá – MS (INMET, 2018)

	Temp. Máx (°C)	Temp. Min (°C)	Umidade Relativa (%)
Jan	33.70	23.80	78.9
Fev	33.30	23.70	80.2
Mar	33.00	23.60	81.4
Abr	31.80	21.80	79.1
Mai	28.90	19.20	77.9
Jun	28.00	17.90	76.5
Jul	28.60	17.50	79.7*
Ago	30.50	18.80	67.5
Set	32.30	20.60	63.3
Out	34.10	22.80	70.6
Nov	34.00	23.10	70.8*
Dez	34.20	23.40	75.3
Ano	31.90	21.40	75.1**
*Valor referente aos dados observados entre 1931 e 1960			
** Média aritmética dos valores de umidade relativa de cada mês presentes na tabela			

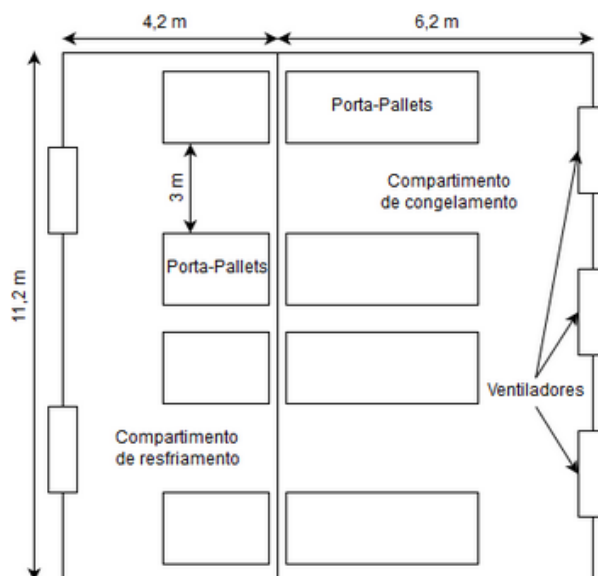
## 2.2. Condições de armazenamento

O tempo de conservação da maioria dos alimentos pode ser aumentado ao armazená-los em ambientes a baixas temperaturas (Jabardo e Stoecker, 2002). De acordo com a portaria nº. 742 de 24 de julho de 1992 do Ministério da Agricultura e do Comércio e Turismo, a temperatura de armazenamento para iogurtes e leites fermentados deve ser entre 0 e 6°C. Para as carnes congeladas, a temperatura de armazenamento deve ser de até -18°C, sendo tolerado até -12°C (SESC, 2010). Tomando estes valores como base, o sistema frigorífico que foi projetado deve manter uma temperatura de -20°C no ambiente onde se armazena as carnes e 3°C onde estão os iogurtes.

## 2.3. Dimensões da câmara

Tanto o compartimento de refrigeração como o de congelamento contém, cada um, quatro fileiras de porta-pallets que forma dois corredores com 3 m de largura – configuração conforme a Fig. 1. A largura total de ambos os compartimentos é de 11,2 m. A altura da câmara é de 2,8 m, sendo suficiente para empilhar 4 das caixas utilizadas. Com base na necessidade de armazenamento, o comprimento dos compartimentos de resfriamento e congelamento são, respectivamente, de 4,2 m e 6,2 m. As dimensões da câmara foram definidas de forma que a parede de maior área seja aquela que divide os compartimentos, diminuindo a carga térmica por convecção e condução.

Figura 1 - Arranjo da câmara frigorífica



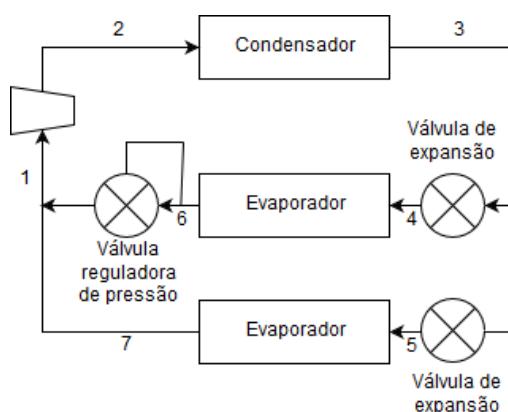
Na Fig. 1 também é possível observar a disposição dos ventiladores a serem utilizados. Cada um deles possui uma potência de 520 W e rendimento de 70%.

## 2.4. Sistema de refrigeração

Como as temperaturas apropriadas para o armazenamento do iogurte e das carnes são diferentes, é necessário trabalhar com dois evaporadores, sendo preciso também escolher o sistema de refrigeração que será utilizado. Uma solução simples seria o dimensionamento de dois ciclos de compressão de vapor totalmente independentes, operando com dois compressores, dois condensadores e duas válvulas de expansão. No entanto essa solução incorreria em um projeto com custos iniciais maiores e desnecessários.

Como alternativa pode-se utilizar um sistema com múltiplos evaporadores, um único compressor e com válvula de redução de pressão; ou um ciclo com separador de vapor de flash. Para o seguinte problema optou-se pela primeira opção, visto que ela apresenta um custo inicial menor, mesmo o compressor demandando uma potência maior que a do sistema com o tanque de flash. A Fig. 2 possui uma representação esquemática do sistema a ser utilizado.

Figura 2 - Representação de um sistema com dois evaporadores, um compressor e com válvula de redução de pressão



## 2.5. Isolamento

À medida que se aumenta a espessura do isolamento, a perda de calor para o ambiente diminui, em contrapartida aumenta-se os custos com isolamento. Um fator de fluxo de calor de 8 kcal/h·m<sup>2</sup> é um valor que garante um excelente balanço entre o custo do isolamento e o custo operacional da instalação. Valores até 10 kcal/h·m<sup>2</sup> são considerados bons e até 12 kcal/h·m<sup>2</sup> são aceitáveis (York Refrigeration, 2019). O fluxo de calor através do escoamento é dado pela Eq. (1), em que T representa a temperatura (externa e interna, de acordo com o índice), e U é o coeficiente global de troca de calor, que neste caso, é dado pela Eq. (2), onde L é a espessura do isolamento; k, a condutividade do material; e h, o coeficiente de troca de calor por convecção (interno ou externo, de acordo com o índice).

$$Q = (T_{ext} - T_{int})U \quad (1)$$

$$U = \frac{1}{\frac{L}{k} + \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (2)$$

Utilizando placas de poliestireno expandido (EPS), tem-se que sua condutividade térmica é de 0,040 kW/m·K, ou 0,03449 kcal/h·m·K, de acordo com Çengel e Ghajar (2012). Tomando como coeficientes de convecção externa e interna, respectivamente, de 7,13 kcal/h·m<sup>2</sup>·K e 7,96 kcal/h·m<sup>2</sup>·K – valores típicos para convecção natural –, é possível calcular a espessura mínima do isolamento de acordo com o fluxo de calor desejado. Essas espessuras mínimas foram calculadas e se encontram na Tab. 2.

Tabela 2- Valores calculados para as espessuras mínimas de isolamento de EPS de acordo com o fluxo de calor admitido

Fluxo de calor [kcal/h·m <sup>2</sup> ]	Espessura mínima [mm]
8	242,84
10	196,11
12	164,95

Por ser mais difícil encontrar placas com espessura maior que 200 mm comercialmente e como com a espessura de 196,11 mm já se obtém um isolamento adequado, serão utilizadas placas de poliestireno expandido com 200 mm de espessura.

## 2.6. Cálculo da carga térmica

### 2.6.1. Dados do projeto

- Não há carga térmica devido à radiação solar, posto que a câmara frigorífica se encontra no interior de um galpão;
- Temperatura no ambiente: 34,2 °C;
- Temperatura no interior da câmara de congelamento: -20°C;
- Temperatura no interior da câmara de resfriamento: 3°C;
- Temperatura em que as carnes entra na câmara de congelamento: 8°C;
- Temperatura em que o iogurte entra na câmara de resfriamento: 16°C;
- Umidade de 90% e 65% para os compartimentos de armazenamento de carnes e iogurtes, respectivamente;
- 8 funcionários trabalhando 2 horas no compartimento de congelamento e 0,5 hora na câmara de resfriamento;
- Há 3 serras para corte de carne com potência de 1/3 CV cada, sendo utilizadas 1,5 hora por dia, no compartimento de congelamento;
  - Fluxo de 10 T de carnes no compartimento de congelamento e 3.000 L de iogurte no de refrigeração;
  - O iogurte e as carnes entram na câmara frigorífica a, respectivamente, 16 °C e 8 °C;
  - Dimensões da câmara (Altura x largura x comprimento): 2,8m x 11,2m x 4,2m para a de resfriamento; e 2,8m x 11,2m x 6,2m para a de congelamento;
    - A porta dos compartimentos é bem vedada e possui 2m de altura e 1,5m de largura;
    - 1h de degelo para o evaporador que resfria os iogurtes e 2,5 h para o evaporador que congela as carnes.

### 2.6.2. Por condução e convecção

Tomando a maior temperatura máxima da Tab. 1 como temperatura externa – condição mais desfavorável à operação da câmara frigorífica –, o coeficiente global de transferência de calor de 0,1649 kcal/h·m<sup>2</sup>, calculado a partir da Eq. (2), encontra-se, através da Eq. (1), que o fluxo de calor por condução e convecção é de 8,9370 kcal/h·m<sup>2</sup> nas paredes que estão em contato com o ar ambiente e 3,7925 kcal/h·m<sup>2</sup> nas paredes que dividem os compartimentos da câmara frigorífica.

Levando em consideração as dimensões da câmara as áreas do material isolante em contato com o ar ambiente para os compartimentos de congelamento e resfriamento são, respectivamente, 101,92 m<sup>2</sup> e 135,52 m<sup>2</sup>, e área entre os compartimentos é de 31,36 m<sup>2</sup>. O fluxo de calor entre os compartimentos é contabilizado como uma carga térmica para o ambiente de congelamento, mas é descontado da carga térmica do compartimento de resfriamento.

### 2.6.3. Por pessoas

O cálculo da carga térmica em um ambiente refrigerado devido às pessoas que o ocupam é da do pela Eq. (3), onde n representa o número de pessoas trabalhando; n<sub>p</sub>, o número de horas que cada pessoa passa dentro da câmara; e q, o calor gerado por pessoa.

$$Q = n \cdot q \cdot n_p \quad (3)$$

### 2.6.4. Devido aos produtos

A carga térmica devido aos produtos armazenados em uma câmara frigorífica é dada pela soma do calor removido para resfriar o produto, do calor para solidificar o produto, o calor de respiração e o calor para resfriar as embalagens. Tanto para o armazenamento de iogurtes como para o armazenamento de carnes apenas os dois primeiros termos serão considerados, visto que o calor de respiração é considerável apenas em produtos de origem vegetal e as embalagens representam uma parcela muito pequena de toda a massa de produto que está contida na câmara frigorífica.

Oliveira et al (2012) calcularam experimentalmente a difusividade e a condutividade térmica do iogurte natural e desnatado e obtiveram os seguintes valores para o iogurte natural à temperatura de 20 °C: 1,09· 10<sup>-7</sup> m<sup>2</sup>/s e 0,307 W/m·°C. Sabendo que a difusividade térmica é dada pela Eq. (4), em que ρ representa a densidade e c<sub>p</sub>, o calor específico; o calor devido à diminuição da temperatura do iogurte é dado pela Eq. (5), onde V é o volume e ΔT, a variação de temperatura.

$$\alpha = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \quad (4)$$

$$Q_s = \frac{k}{\alpha} V \cdot \Delta T \quad (5)$$

ASHRAE (2014) dispõe os valores de calor específico e calor latente para diversos cortes de carnes. Tomou-se os valores de 3,22 kJ/kg·K e 1,72 kJ/kg·K para o calor específico (até o congelamento e após o congelamento, respectivamente), e 231,44 kJ/kg para o calor latente. A carga térmica devido à diminuição da temperatura e devido à solidificação da carne pode ser encontrada pelas Eq. (6) e Eq. (7), respectivamente, onde  $m$  é a massa de produto armazenada e  $q_{ls}$  representa o calor latente de solidificação.

$$Q_s = C_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (6)$$

$$Q_{ls} = m \cdot q_{ls} \quad (7)$$

### 2.6.5. Devido a infiltração

Cada porta possui 7 m de fresta e induz um fluxo de ar de 7 m<sup>3</sup> por hora. A carga térmica devido à infiltração é dada pela Eq. (8), em que  $V$  é o fluxo de ar em m<sup>3</sup> que entra por infiltração na câmara por hora.

$$Q = 0,29 \cdot V (T_{ext} - T_{int}) \quad (8)$$

### 2.6.6. Devido à iluminação

A fim de proporcionar as melhores condições de trabalho, o número de lâmpadas em cada compartimento foi determinado a partir da norma NBR ISO 8995-1, que recomenda que em uma câmara frigorífica tenha 100 lux de iluminância. Sendo assim, nos ambientes de armazenamento de iogurte e carnes serão utilizadas, respectivamente, duas e três lâmpadas fluorescentes tubulares de 32W que fornecem um fluxo luminoso de 2720 lm e são usadas apenas no período em que os trabalhadores estão na câmara frigorífica, que é, diariamente, 2 h para o compartimento de congelamento e 30 min para o compartimento de refrigeração.

$$Q = P \cdot \text{Tempo de utilização} \quad (9)$$

### 2.6.7. Devido a motores

Existem três tipos de motores que operam no compartimento para armazenamento de carnes, sendo eles: três motores de 65 W para os ventiladores, três motores de 1/3 CV e rendimento aproximado de 60% das serras de corte e um motor de 1.000 W com rendimento aproximado de 75% da empilhadeira que é utilizada diariamente por aproximadamente 15 min. No compartimento de resfriamento há apenas dois motores de ventiladores e a empilhadeira opera por aproximadamente 8 min.

A carga térmica devido a motores de ventiladores com motores para fora da corrente de ar é dada pela Eq. (10) e a carga devido a outros motores é dada pela Eq. (11) (onde  $\eta$  é o rendimento).

$$Q = P \quad (10)$$

$$Q = \frac{P}{\eta} - P \quad (11)$$

## 3. RESULTADOS

### 3.1. Carga térmica total

Como resultado do cálculo da carga térmica, a Tab. 3 apresenta os valores encontrados para cada compartimento e a carga térmica total, tendo sido aplicado um acréscimo de 10% ao valor da carga térmica do sistema como medida de segurança. Além disso, levou-se em conta também o período de degelo.

Tabela 3 - Carga Térmica

	Congelamento [kcal/dia]	Resfriamento [kcal/dia]
Convecção e condução	31921,68	19.006,32
Pessoas	5.404	873,92
Produtos	696.940,73	26.253,35
Infiltração	2640,62	1.520,06
Iluminação	165,20	27,53
Motores	4.730,88	2.722,75
Total	741.803,11	50.403,93
Carga térmica do sistema	910.865,21	57.854,95

### 3.2. Fluido Refrigerante e Propriedades Termodinâmicas

A Tab. 4 contém o estado termodinâmico para cada ponto do ciclo, identificados na Fig. 2.

Tabela 4 - Estados termodinâmicos utilizando R-410A

	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia	Vazão (kg/s)
1	-21,6	330,1	274,1	1,114	0,439
2	68,1	2541	324,8	1,114	0,439
3	42,2	2541	129,9	0,9636	0,439
4	-8	612,5	129,9	1,065	0,012
5	-25	330,1	129,9	1,089	0,427
6	-8	612,5	278,9	1,065	0,012
7	-25	330,1	269,3	1,102	0,427
8	-18	330,1	278,9	1,127	0,012

Por se tratar de um ciclo com dois evaporadores e com temperaturas de evaporação muito distintas, o fluido refrigerante selecionado deve operar satisfatoriamente tanto para o evaporador que trabalhará resfriando o ambiente, como naquele que será utilizado para o congelamento. Além disso, uma boa miscibilidade com o óleo, estabilidade térmica e química, inflamabilidade e não toxicidade são características ideais para um fluido refrigerante.

O fluido R-410a, além de não agredir o meio ambiente, opera de forma satisfatória para as temperaturas de ambos os evaporados, sendo o fluido selecionado.

### 3.3. Evaporadores

A temperatura dos compartimentos é de -20 e 3°C, no entanto a temperatura do refrigerante que escoar pelo evaporador deve ser um pouco inferior para que a troca de calor entre o ambiente e o fluido refrigerante ocorra. A Tab. 4 apresenta a diferença entre a temperatura do ambiente refrigerado e a temperatura de evaporação de acordo com a umidade relativa, de onde se encontra uma temperatura de evaporação de -25,5 °C e -8,1 °C para os evaporadores. A fim de simplificar a seleção do evaporador, será utilizadas temperaturas de -25 °C e -8 °C.

Tabela 4 - Valores para TD de acordo com a umidade (Resfriando, 2018)

Umidade Relativa %	TD (°C)
90-85	4-5
85-80	6-7
80-65	7-9
65-50	9-12

Levando em consideração a diferença de temperatura (TD) utilizada, a temperatura de evaporação e a carga térmica já calculada, é necessário um evaporador com capacidade de 45.543,26 kcal/h – a uma temperatura de evaporação de -25 °C e TD de 6 °C – para o compartimento de congelamento, e de 1.314,89 kcal/h, para o compartimento de resfriamento, utilizando as mesmas condições do anterior, deve-se ressaltar que eles devem ser ajustados pela Eq.12 .. Sendo assim, foram selecionados os evaporadores DSBX 23.35 e DFUX 22.18 da Delta Frio, com capacidade frigorífica de 51.208 kcal/h e 1.497,2 kcal/h, respectivamente.

$$Q_{catálogo} = Q_{calculado} \cdot \frac{TD_{catálogo}}{TD_{calculado}} \quad (12)$$

### 3.4. Condensador

Assim como nos evaporadores, a temperatura do fluido refrigerante no condensador deve ser um pouco diferente – neste caso superior – daquela do ambiente para que a troca térmica ocorra. A temperatura do ambiente considerada é a maior temperatura máxima segundo os dados do INMET presentes na Tab. 1, visto que esta é a condição mais adversa à operação do sistema de refrigeração. E o valor da diferença entre a temperatura ambiente e a de condensação, segundo a ASHRAE (2014), é de 5 a 8 K para sistemas de baixas temperaturas, 8 a 11 K para sistemas de médias temperaturas e 14 a 17 K para sistemas de ares-condicionados.

Com base nisso, e, a fim de selecionar uma temperatura que seja adequada tanto para o congelamento como para o resfriamento dos produtos, foi selecionado a TD de 8 °C, e a temperatura de condensação de 42,2°C.

Da aplicação da primeira lei da Termodinâmica ao condensador – dada pela Eq. (13), em que  $h_e$  e  $h_s$  representam, respectivamente, a entalpia do fluido que entra e que sai do condensador –, obtém-se que seu calor trocado é de 85,5 kW, ou 73531,39 kcal/h. Para o catálogo da Trineva, a capacidade dos condensadores para uma DT de 10 °C, como neste projeto a DT utilizada foi de 8 °C, a capacidade do condensador foi corrigida da mesma forma que se corrigiu a capacidade do evaporador, obtendo-se um valor de 91.914,24 kcal/h. Dessa forma, selecionou-se o condensador da Trineva da linha TRV modelo 221-86 com capacidade de 93.500 kcal/h.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (13)$$

### 3.5. Compressor

Aplicando a primeira lei da Termodinâmica ao compressor, dada pela Eq. (14), obtém-se que a potência necessária é de 22,3 kW, ou 29,9 hp. E o compressor selecionado foi do fabricante Danfoss de referência SH380 410a de 30 hp.

$$\dot{W} = \dot{m}(h_e - h_s) \quad (14)$$

### 3.6. Válvula de expansão

A válvula de expansão é um dos principais elementos do sistema de refrigeração. Suas principais funções são: regular a passagem de fluxo de fluido refrigerante até o evaporador; gerar uma perda de pressão do refrigerante para que o mesmo possa evaporar; e, controlar o superaquecimento do sistema.

São utilizadas duas válvulas de expansão, como pode ser visto na Fig. 2. Para a primeira válvula, as condições de entrada no evaporador de -25°C e uma queda de pressão de 1928,5 kPa. Para garantir que a capacidade térmica de 59.5549 kW do evaporador fosse atendida, a válvula selecionada foi a TER10-8L.

Para a segunda válvula com a temperatura de entrada no evaporador de -8°C e queda de pressão na mesma de 2210,9kPa. Para garantir que a capacidade térmica de 1741,5 kW do evaporador fosse atendida, a válvula selecionada foi a TER20-20L.

### 3.7. Válvula reguladora de pressão

A seleção da válvula de reguladora de pressão atendeu as especificações de fluido refrigerante, pressão máxima suportada, temperatura de trabalho e vazão de operação. Como a densidade do R410a tem por valor 488,9kg/m<sup>3</sup> e o fluxo de massa do estado de saída da válvula apresenta-se o valor Kv calculado foi de 0,08836 m<sup>3</sup>/h. A válvula selecionada foi, então, a ICS1 25-5 de código 027H2021 da fabricante Danfoss. A válvula encontra-se superdimensionada uma vez que aquela encontrada comercialmente suporta uma vazão superior à necessária.

## 4. CONCLUSÃO

Neste trabalho buscou-se projetar uma câmara frigorífica com dois compartimentos para armazenamento de carnes e laticínios. O estudo teve por base a carga térmica do ambiente, tendo sido analisadas perdas de calor por condução, convecção, por dutos, por pessoas, pelos produtos, pela infiltração de correntes de ar, pela iluminação e pelos motores e máquinas utilizados dentro da câmara.

Após o cálculo da carga térmica total pode-se calcular as necessidades do sistema e selecionar o fluido refrigerante, os dois evaporadores, o condensador, as duas válvulas de expansão e a válvula reguladora de pressão. Algumas dificuldades encontradas no decorrer do projeto foram relacionadas à seleção dos equipamentos nas tabelas e os valores dos equipamentos. Porém isto não inviabilizou a realização deste trabalho.

Uma outra estratégia que pode ser utilizada em um próximo projeto é a separação em duas câmaras frigoríficas distintas devido a grande diferença de carga térmica que são empregados para congelar a carne bovina e resfriar os laticínios. Isto reduziria a incidência de equipamentos superdimensionados como ocorreu adotando o sistema deste projeto.

## 5. REFERÊNCIAS

- ASHRAE. Refrigeration Handbook. Atlanta: ASHRAE, 2014.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática. 4. ed. Porto Alegre: Mcgraw Hill, 2012.
- FAO. “Perdas e desperdícios de alimentos na América Latina e no Caribe”. 04 mai. 2018 <<http://www.fao.org/americas/noticias/ver/pt/c/239394/>>
- FAO, 2017. “El estado de la seguridad alimentaria y la nutrición en el mundo”. 04 mai. 2018 <<http://www.fao.org/3/a-I7695s.pdf>>.
- IBGE, 2013. Produção da pecuária municipal. Rio de Janeiro. 03 Mai. 2018 < [https://biblioteca.ibge.gov.br/visualizacao/periodicos/84/ppm\\_2013\\_v41\\_br.pdf](https://biblioteca.ibge.gov.br/visualizacao/periodicos/84/ppm_2013_v41_br.pdf)>.
- INMET. “Gráficos climatológicos” 11 mai 2018 < <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/graficosClimaticos>>
- OLIVEIRA, Pereira Edilma et al. Estimación das propriedades térmicas de produtos Lácteos usando o método flash. Anais do 7º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, São Luis: 2012.
- PORTUGAL. Ministérios da Agricultura e do Comércio e Turismo. portaria nº. 742, de 24 de julho de 1992. Estabelece regras sobre a produção, comercialização e consumo de iogurte e de leites fermentados. Diário da República. Lisboa, 24 jul. 1992
- RESFRIANDO. “Seleção de evaporadores”. 11 mai. 2018 <<http://www.resfriando.com.br/selecao-de-evaporadores>>
- SESC. Modelo nutrição: módulo programação. 1. ed. Rio de Janeiro: Departamento Nacional, 2010.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. Saiz. Refrigeração industrial. 2. ed. São Paulo: Blücher, 2002.
- YORK REFRIGERATION. “Projeto e construção de câmaras frigoríficas”. 18 jul 2019 < <https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/9/98/Projetocamaras.pdf>>

## 6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.