

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
GABRIEL FERNANDO GARCIA WEIRICH

**ANÁLISE DE UM TÚNEL DE RETENÇÃO VARIÁVEL NO PROCESSO DE
CONGELAMENTO DE LINGUIÇAS FRESCAIS SUÍNAS DE UMA UNIDADE
FRIGORÍFICA EM TOLEDO, PARANÁ**

CASCADEL - PR

2020

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
GABRIEL FERNANDO GARCIA WEIRICH

**ANÁLISE DE UM TÚNEL DE RETENÇÃO VARIÁVEL NO PROCESSO DE
CONGELAMENTO DE LINGUIÇAS FRESCAIS SUÍNAS DE UMA UNIDADE
FRIGORÍFICA EM TOLEDO, PARANÁ**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Professor Orientador: Msc. Eng. Mec. Rogério
Luiz Ludegero**

CASCADEL - PR

2020

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
GABRIEL FERNANDO GARCIA WEIRICH

**ANÁLISE DE UM TÚNEL DE RETENÇÃO VARIÁVEL NO PROCESSO DE
CONGELAMENTO DE LINGUIÇAS FRESCAIS SUÍNAS DE UMA UNIDADE
FRIGORÍFICA EM TOLEDO, PARANÁ**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário FAG,
como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob
orientação do Professor (a) Rogério Luiz Ludegero

BANCA EXAMINADORA

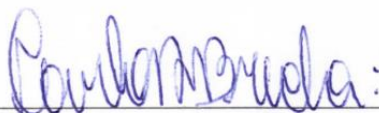


Orientadora Prof. Eng. Mec Rogério Luiz Ludegero
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Prof. Geovane Duarte Pinheiro
Coordenador de Engenharia Mecânica
Portaria nº 13/2017, de 17/07/2017
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG

Professor Esp. Geovane Duarte Pinheiro
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Controle e Automação



Professor Msc. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 24 de novembro de 2020.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos que de alguma forma me apoiaram e incentivaram desde o início da graduação até o presente momento.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por toda a força e perseverança que plantou em mim, agradecer ao meu orientador por todo apoio, esclarecimentos e paciência que teve ao longo desta jornada, e a todos os professores que contribuíram para a minha formação ao longo de toda a graduação.

RESUMO

No presente trabalho serão recalculadas as condições de projeto de um túnel de retenção variável no processo de congelamento de linguiças frescas suínas em uma unidade frigorífica na cidade de Toledo, no oeste Paranaense. Após este passo, novos cálculos para determinar se a nova condição de operação proposta é suportada pelo equipamento, visto que atualmente o mesmo é o gargalo do processo produtivo. O foco será a análise da possibilidade do aumento da capacidade frigorífica do túnel de congelamento, sem modificações físicas nos equipamentos instalados atualmente, através dos cálculos das cargas térmicas da condição original do equipamento e após a nova condição prevista, verificando se há capacidade frigorífica para tal mudança, esperando obter um resultado positivo para a proposta de aumento de capacidade de congelamento.

Palavras-chave: Refrigeração. Amônia. Túnel de retenção variável.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Túnel de retenção variável.....	11
Figura 2: Convecção forçada e natural	12
Figura 3: Gráfico pH ciclo padrão	13
Figura 4: Ciclo básico de refrigeração.....	14
Figura 5: Compressor alternativo Sulzer	21
Figura 6: Compressor helicoidal Mycom	22
Figura 7: Condensador evaporativo Mebrafe	23
Figura 8: Fases no processo de condensação	23
Figura 9: Válvula solenoide EVRA Danfoss.....	24
Figura 10: Evaporador circulação forçada	25
Figura 11: Resfriador de tubo liso	26
Figura 12 - Resfriador de tubos aletados	26
Figura 13: Trocador de calor de placas estampadas	27
Figura 14: Motor elétrico trifásico	28
Figura 15: Tipos de rotores de bombas centrífugas.....	29
Figura 16: Bomba centrífuga do tipo ZM.....	30
Figura 17: Fluxograma produção Linguiça frescal suína	40
Figura 18: Vista frontal TRV	41
Figura 19: Abastecimento TRV01.....	43
Figura 20: Datalogger de temperatura AKS285.....	45
Figura 21: Sonda PT100 AKS 285.....	45
Figura 22: Disposição do datalogger na caixa.....	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Composição ar seco	16
Tabela 2: Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química	36
Tabela 3: Classificação fluídos refrigerantes	37
Tabela 4: Dados construtivos TRV1	44
Tabela 5: Propriedades Térmicas de Alimentos de Origem Animal	47
Tabela 6: Entalpia linguiça	48
Tabela 7: Condutividade térmica e calor específico de alguns materiais	49
Tabela 8: Dados do sistema de ventilação do TRV1	49
Tabela 9: Materiais isolantes utilizados no TRV1	52
Tabela 10: Cargas térmicas iniciais	55
Tabela 11: Cargas térmicas da nova condição	57

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Comparativo entre cargas térmicas.....	57
Gráfico 2: Curva de congelamento da linguiça	58

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1: Lei de Newton do resfriamento.....	12
Equação 2: Carga térmica do produto.....	18
Equação 3: Carga térmica das embalagens.....	18
Equação 4: Carga térmica dissipada pela ventilação.....	19
Equação 5: Equação de Vassogne para número de renovações de ar por hora.....	19
Equação 6: Carga térmica por infiltração.....	19
Equação 7: Carga térmica por penetração.....	19
Equação 8: Carga térmica por iluminação.....	20
Equação 9: Carga térmica pela presença de pessoas.....	20
Equação 10: Carga térmica proveniente de motores elétricos.....	20
Equação 11: Calculo da temperatura e da entalpia atingida.....	21

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

°C - Grau Celsius

TRV - Tunel de retenção Variável

pH - pressão-entalpia

TBS - Temperatura de bulbo seco;

TBU - Temperatura de bulbo úmido;

TPO - Temperatura de ponto de orvalho.

PV - Pressão de vapor;

x - Razão de mistura;

UR - Umidade relativa;

V - Volume especifico;

H - Entalpia.

Kg - Quilograma

Kcal - Quilocaloria

Δt - Diferencial de temperatura

Mm - Milímetros

M² - Metros Quadrados

M³ - Metros cúbicos

Cv - Cavalo vapor

Cp - Calor especifico

Kj - Kilojaules

K - Kelvin;

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	6
1.1 OBJETIVOS	7
1.1.1 Objetivo geral	7
1.1.2 Objetivos específicos	7
1.2 JUSTIFICATIVA	7
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	8
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	8
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1 O QUE É REFRIGERAÇÃO?	9
2.2 QUAL A FINALIDADE DO CONGELAMENTO DE ALIMENTOS?	10
2.3 TÚNEL DE RETENÇÃO VARIÁVEL (TRV)	10
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR	11
2.5 CICLOS TERMODINÂMICOS	12
2.6 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	14
2.7 PSICROMETRIA	15
2.8 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	17
2.8.1 Carga térmica do produto	17
2.8.2. Carga térmica das embalagens	17
2.8.3 Carga térmica dissipada pela ventilação	18
2.8.4 Carga térmica pela infiltração de ar externo	18
2.8.5 Carga térmica por penetração	19
2.8.6 Carga térmica por iluminação	19
2.8.7 Carga térmica pela presença de pessoas	19
2.8.8 Carga térmica proveniente de outros motores	20
2.8.9 Cálculo da temperatura e da entalpia atingida	20
2.9 COMPRESSORES DE VAPORES DE AMÔNIA	20
2.9.1 Compressores alternativos	20
2.9.2 Compressores helicoidais	22
2.10 CONDENSADORES	22
2.11 SISTEMAS DE EXPANSÃO E CONTROLE DE FLUXO	24
2.12 EVAPORADORES	24
2.13 CIRCULAÇÃO DE AR EM EVAPORADORES	25
2.13.1 Circulação natural de ar	25
2.13.2 Circulação forçada de ar	25

2.14 Resfriadores de tubos lisos	26
2.15 Resfriadores de tubos aletados	26
2.16 Resfriadores de placas	27
2.17 MOTORES ELÉTRICOS	27
2.17.1 Motores elétricos de corrente contínua	28
2.17.2 Motores elétricos de corrente alternada	28
2.17.3 Motores elétricos de corrente alternada síncronos	28
2.17.4 Motores elétricos de corrente alternada assíncronos	29
2.18 BOMBAS CENTRÍFUGAS DE AMÔNIA LÍQUIDA	29
2.19 TUBULAÇÕES DE CONDUÇÃO DE FLUÍDOS REFRIGERANTES	30
2.20 ISOLAMENTO TÉRMICO	32
2.21 CARACTERÍSTICAS DE ISOLANTES TÉRMICOS	32
2.22 FLUÍDOS REFRIGERANTES	33
2.22.1 Características dos fluídos refrigerantes	33
2.22.2 Classificação dos fluídos refrigerantes	34
2.22.3 Hidrocarbonetos halogenados	35
2.22.4 Hidrocarbonetos puros	35
2.22.5 Compostos inorgânicos	35
2.22.6 Misturas não azeotrópicas	35
2.22.7 Comparação entre as classes de refrigerantes	35
2.22.8 Regulamentação de fluídos refrigerantes	36
2.23 ÓLEOS LUBRIFICANTES PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	37
2.24 COMPOSIÇÃO DA LINGUIÇA FRESCAL SUÍNA	38
3. METODOLOGIA	39
3.1 MÉTODO DE PESQUISA	39
3.2 TRV 01	41
3.3 DADOS DO EQUIPAMENTO	44
3.4 VERIFICAÇÃO DA CAPACIDADE TÉRMICA	44
3.5 SOMATÓRIO DA CARGA TÉRMICA	44
3.6 TESTE EXPERIMENTAL DO TEMPO DE CONGELAMENTO DO PRODUTO..	45
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	47
4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA NA NOVA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	55
4.1.1 Cálculo da carga térmica de produto	55

4.2 AQUISIÇÃO DOS DADOS DA CURVA DE CONGELAMENTO DO PRODUTO.	58
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	60
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62

1. INTRODUÇÃO

Em função do aumento da competitividade entre as empresas processadoras de proteína animal, faz-se necessário que todos os sistemas componentes do organismo operem na máxima performance possível.

Visto isso, é imprescindível que alguns equipamentos chave, do processo produtivo, recebam atenção especial, sempre visando a manutenibilidade da sua plena capacidade produtiva, ou em um cenário mais favorável ainda, o aumento desta sem que haja investimentos para isso.

Baseando-se nesta premissa, o presente trabalho tem justamente essa missão, estudar se o equipamento em questão está apto para ter sua capacidade produtiva aumentada. Será executado um estudo voltado para a parte frigorífica do túnel de retenção variável para o assunto em foco, analisando se a sua capacidade frigorífica atual é suficiente para que se possa aumentar a sua capacidade produtiva até o desejado, sem que se faça necessário aumentá-la.

Em função do coeficiente de segurança adotado pelo fabricante, até o momento desconhecido e não informado pelo mesmo por razões de segredo industrial, é provável que o túnel atenda as expectativas, porém operando com um coeficiente de segurança menor, o que pode fazer com que caso haja o menor problema na sala de máquinas, gere retrabalho no produto final.

Para isso, será recalculada a capacidade frigorífica de projeto, a carga térmica para a condição atual, e verificar se temos disponível geração de frio suficiente para a nova situação.

Como citado anteriormente, a competição entre as companhias processadoras de proteína animal é voraz, sendo que qualquer ponto de melhoria e redução de custos é de suma importância. Tendo apoio deste cenário, é que se justifica na execução deste trabalho a possibilidade de se aumentar a capacidade de produzir da unidade, sem que se faça necessário investimento em novos maquinários que possuem um alto valor.

Com isso, será utilizada uma metodologia mista, buscando embasamento na bibliografia disponível. Serão feitas coletas de dados e todos os cálculos a campo, aplicando as mudanças para se verificar os resultados para então mensurar e comparar ambos os cenários.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo geral analisar se o túnel de retenção variável, alvo da pesquisa, tem capacidade frigorífica de congelar maior quantidade de linguiça fresca suína que a do projeto, através do aumento da quantidade de caixas por nível. E qual seria o impacto nos coeficientes de performance com as mudanças na capacidade de operação sugeridas para o túnel em questão.

1.1.2 Objetivos específicos

A fim de atender ao objetivo geral descrito, os seguintes objetivos específicos deverão ser atingidos:

- Calcular a carga térmica de original do túnel de retenção variável;
- Calculo da nova carga térmica devido a nova condição de operação;
- Teste prático do tempo de congelamento de uma caixa com vinte quilogramas de produto no interior do túnel de retenção variável.

1.2 JUSTIFICATIVA

O atual cenário mundial das empresas de processamento de proteína animal é o mais competitivo e voraz possível. A otimização dos processos envolvidos no processamento dos produtos tem se feito cada vez mais importante para que as empresas se mantenham competitivas e vivas no mercado mundial.

Uma das formas de se otimizar os processos e diminuir os custos de produção é na redução dos custos de operação. Uma das formas mais efetivas e com maior resultado de se fazer isso, é na redução da maior despesa atual das empresas: a conta de energia elétrica. Novamente a melhor forma de se reduzir esta despesa é atacando o seu fator de maior impacto de forma geral, o consumo por parte dos processos de refrigeração, condicionamento e congelamento dos produtos.

Um dos maiores consumidores de energia elétrica, sem dúvidas, é o processo de congelamento dos produtos, devido ser necessário a absorção e transporte para o meio externo de grandes quantidades de calor, e o sistema de refrigeração industrial juntamente

com o túnel de retenção variável certamente são os maiores vilões quando se tem vistas ao consumo de energia elétrica.

Visto isso, faz-se necessário a melhoria continua destes processos, através de mudanças que visem à diminuição do consumo de energia elétrica sem que se reduza a produção das unidades. Por isso, será feito o estudo em questão, para que se possa verificar qual a viabilidade das mudanças propostas ao longo do trabalho.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Após serem feitos todos os estudos mencionados anteriormente, o túnel de retenção variável alvo do estudo, terá capacidade frigorífica para que se possa aumentar a quantidade de produto que congelada por unidade de tempo? O tempo de retenção atual no interior do túnel será suficiente para que se atinja a temperatura necessária?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Executar o cálculo da carga térmica de projeto e o cálculo da capacidade frigorífica do túnel de retenção variável, e analisar se a carga térmica da nova condição de operação será compatível com o equipamento e sistema de refrigeração disponível. Analisar como estas alterações impactam no tempo de retenção do produto dentro do túnel de congelamento e apresentar os resultados obtidos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão de conceitos que serão abordados ao longo da apresentação da pesquisa a qual se refere o trabalho, nele será disposto sobre em que consiste a refrigeração e qual é o propósito do congelamento dos alimentos e sua influência nas características dos mesmos, além da apresentação do ciclo termodinâmico envolvido no processo, bem como o ciclo de refrigeração empregado, além da apresentação de todos os componentes e equipamentos utilizados no processo de geração de frio, como motores, bombas, compressores, fluídos refrigerantes e lubrificantes necessários para o correto funcionamento de todo o processo.

2.1 O QUE É REFRIGERAÇÃO?

A refrigeração pode ser considerada como a transferência de calor de um local, ambiente ou corpo para outro, ou seja, quando se tem calor em um local, ambiente ou corpo indesejado, é possível transferir este calor para outro ambiente ou meio. (INCROPERA, 2007).

Para a Ashrae 2010 *apud* Dallavechia, 2017 refrigeração é o processo que consiste em retirar calor de um ambiente e movê-lo para outro, transportando-o através de um fluído refrigerante em um circuito fechado, suas aplicações podem ser de caráter residencial, comercial, automotiva e industrial.

Segundo Silva (2019), a refrigeração industrial é classificada pela sua faixa de temperatura de operação, que podem atingir até -70° Celsius, além das proporções, capacidade e complexidade de seus sistemas.

Para Costa (1982), mesmo que refrigeração seja designada basicamente como a retirada de calor de um corpo, ela pode ser distinta em arrefecimento, resfriamento e congelamento. Onde o arrefecimento trata de reduzir a temperatura de um corpo até a temperatura ambiente, resfriamento é a retirada de calor da temperatura ambiente até temperatura de aproximadamente 0°C , e congelamento é o rebaixamento para temperaturas inferiores a temperatura de congelamento do corpo.

Portanto, pelos dispostos acima, é preferível reservar o termo refrigeração para os processos de resfriamento e congelamento, embora por definição, não é eliminado o arrefecimento.

2.2 QUAL A FINALIDADE DO CONGELAMENTO DE ALIMENTOS?

Segundo Ashrae (2010) os processos de congelamento dos alimentos têm como finalidade o congelamento da água presente nos alimentos, impedindo a regeneração e o crescimento de bactérias, reduzindo assim as reações químicas e biológicas nos alimentos, tendo como consequência o mantimento das características do produto e o retardo no processo de deterioração do alimento.

2.3 TÚNEL DE RETENÇÃO VARIÁVEL (TRV)

Para Scheidt (1996) túneis de retenção são equipamentos utilizados por toda a indústria alimentícia para o congelamento de produtos tais como: sorvetes, iogurtes, proteínas e derivados.

No interior do túnel, bandejas com caixas onde estão armazenados os produtos entram por uma extremidade, percorrem todo o comprimento do túnel e ao chegarem a outra ponta da estrutura devem estar congelados e então retornam pelo primeiro nível até a saída (SCHEIDT, 1996).

Scheidt (1996) analisa que os túneis quando possuem mais de um nível de condicionamento de produtos, são chamados de túneis de níveis, que podem ser do tipo horizontal, quando o mesmo é carregado no sentido horizontal, ou no sentido vertical, quando o mesmo é carregado no sentido vertical.

Segundo Dalavechia (2017) os túneis de retenção vertical, como mostra a figura 01, geralmente possuem ventilação no sentido longitudinal do equipamento, no sentido cruzado ao fluxo de entrada de produtos para que se possa ter a melhor eficiência na retirada de energia térmica armazenada no produto.

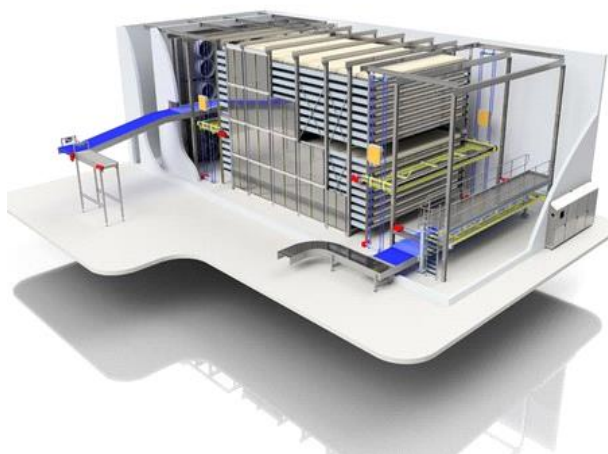


Figura 1: Túnel de retenção variável

(Fonte: York Refrigeration)

Segundo Dalavechia (2017), após retirado o calor dos produtos, o ar retorna aos evaporadores por um caminho externo ao habitáculo dos produtos, mas no interior do túnel, até novamente chegar à parte traseira dos evaporadores fornecendo o calor retirado ao fluído refrigerante.

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor é o trânsito de energia térmica entre dois corpos devido ao diferencial de temperatura entre eles, sempre ocorrerá no sentido do corpo com maior temperatura para o corpo com menor temperatura e sempre que houver diferencial de temperatura entre corpos, haverá transferência de calor espontaneamente. (INCROPERA, 2007).

Segundo Çengel (2012) há três formas com que o calor pode ser transferido, e elas são: condução, convecção e radiação, e para que ocorra fluxo de energia entre os corpos, necessariamente deve existir diferencial de temperatura entre eles, sempre ocorrendo do corpo com maior para o corpo com menor temperatura.

Em sistemas de refrigeração, mais especificamente em túneis de congelamento, a forma com que o calor armazenado no produto é transferido para o meio e posteriormente absorvido pelo sistema de refrigeração, é um dos pontos mais importantes em todo o projeto do sistema de refrigeração, devido a taxa e ao fluxo com que a

transferência de calor ocorre. No caso em questão, o produto transmite calor para o meio por convecção.

Para Çengel (2012), a convecção pode ser dividida em dois modos, a natural ou a forçada, como mostra a figura 2 a seguir, sendo que o que diferencia uma de outra é como ocorre a interação entre o fluido e o corpo.



Figura 2: Convecção forçada e natural

(Fonte: Unisinos, 2016)

A convecção natural ocorre quando o movimento do fluido não é forçado através do corpo por meio nenhum. Já a convecção forçada é quando o fluido tem seu fluxo forçado através da superfície do corpo, por um meio externo, como por exemplo, um ventilador. (ÇENGEL, 2012).

Nos túneis de retenção variável, alvo do estudo, o modo de transferência de calor entre o produto e o fluido, é o de convecção forçada, onde o fluido, no caso ar, é forçado por ventiladores a escoar sobre as caixas de linguiça frescal suína. O cálculo da quantidade de calor transferida (q) por unidade de tempo é regida pela lei de Newton do resfriamento, conforme mostra a equação (1):

$$q(w) = h \left(\frac{w}{m^2} \text{ } ^\circ\text{C} \right) * As(m^2) * (Ts - T_\infty)(k) \quad (1)$$

Onde q determina o fluxo de calor, h trata do coeficiente de transferência de calor por convecção, As refere-se à área superficial de transferência e calor, Ts a temperatura da superfície e T_∞ a temperatura do ambiente.

2.5 CICLOS TERMODINÂMICOS

Para Loncan (2019) o ciclo termodinâmico do processo de refrigeração básico padrão pode ser representado pelo gráfico a seguir, sendo ele pH (pressão-entalpia), conforme apresentado na figura 3 a seguir.



Figura 3: Gráfico pH ciclo padrão

(Fonte: Stoecker e Jones, 2002)

Segundo Loncan (2019), os gráficos demonstram as transformações ocorridas durante o ciclo termodinâmico de refrigeração, e são eles:

- 1-2) Compressão adiabática reversível (isentrópica) onde o fluido refrigerante passa do estado de vapor saturado na pressão de evaporação, até o estado de vapor superaquecido na pressão de condensação;
- 2-3) Etapa onde o calor absorvido pelo sistema e rejeitado para o meio externo, ocorre a pressão constante, ou seja, isobárico, onde o fluido inicialmente é arrefecido e posteriormente condensado;
- 3-4) Processo de expansão, onde o fluido entra em forma líquida e pela queda abrupta de pressão, uma parcela do fluido se vaporiza e reduz-se a sua temperatura;
- 4-1) Retirada de calor do ambiente a ser refrigerado, onde o fluido refrigerante absorve calor, evaporando-se até o estado de vapor saturado.

2.6 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

O método utilizado no sistema de refrigeração do túnel alvo do estudo é o de compressão de vapores, e basicamente ele é composto pelos seguintes itens:

- Compressor;
- Condensador;
- Válvula de expansão e
- Evaporador.

A figura 4 a seguir ilustra como é o ciclo termodinâmico por compressão de vapores de único estágio, as mudanças de fase que ocorrem durante o ciclo e os componentes acima citados, seja ele industrial, comercial, residencial ou automotivo:

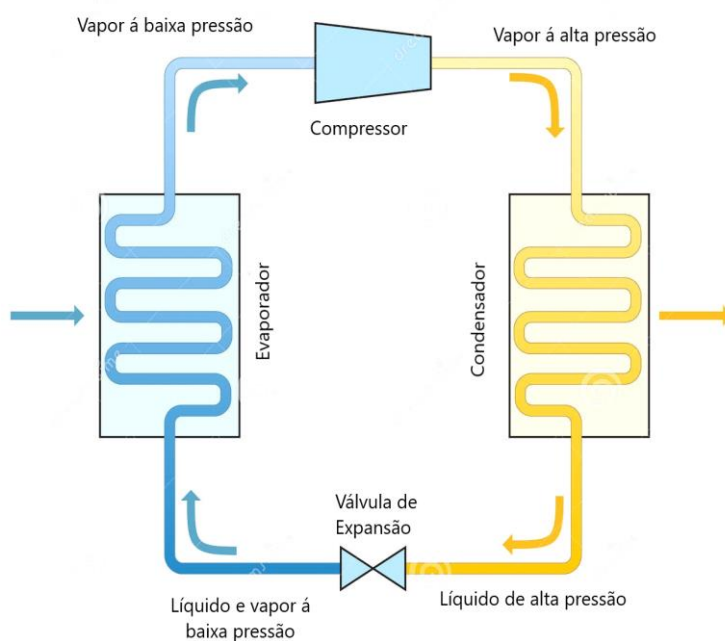


Figura 4: Ciclo básico de refrigeração

(Fonte: Adaptado de dreamstime.com)

Segundo Silva (2019) a maior parte dos sistemas de refrigeração industrial operam como o da figura, ou seja, por compressão mecânica de vapores.

O processo de refrigeração por compressão mecânica de vapores tem seu início com o bombeamento pelo compressor, que executa esta função de forma contínua, onde pela variação interna de seu volume comprime-o e ao elevar a pressão do fluído também se aumenta a sua temperatura, tornando-o vapor superaquecido (SILVA, 2019).

Após o fluído refrigerante ser comprimido, ele é bombeado até o condensador, que é o responsável por transmitir a meio a energia acumulada no ambiente que foi refrigerado, do alimento que fora congelado e o calor fornecido pelo funcionamento mecânico do compressor durante o processo de refrigeração (SILVA, 2019).

O processo pelo qual o condensador é responsável baseia-se em retirar energia contida no fluído e dispersá-la para o meio, através do resfriamento pelo ar, água ou mistura dos dois, até que o fluído que entrou como vapor superaquecido saia como líquido (SILVA, 2019).

Após o fluído sair do condensador na forma de líquido, ele segue até a válvula de expansão, que tem por função o rebaixamento da sua pressão, expandindo-o até a pressão de vaporização, fazendo com que o fluído refrigerante seja capaz de se vaporizar a baixas temperaturas (SILVA, 2019).

Após o fluído sofrer este rebaixo na sua pressão ele segue para o evaporador, sobre a forma de líquido mais vapor à baixa pressão, onde ele recebe uma grande quantidade de energia vinda do meio onde o evaporador se encontra, vaporizando o fluído refrigerante por completo (SILVA, 2019).

Após o fluído sair do evaporador na forma de vapor, ele segue até a sucção do compressor, onde todo o ciclo tem seu início novamente, como mostra a figura 2 acima.

2.7 PSICROMETRIA

Segundo Creder (2004) psicrometria é a área da ciência responsável por estudar as relações entre as propriedades do ar úmido e dos processos de secagem, umidificação, resfriamento e aquecimento nas mudanças da temperatura ambiente e na quantidade de vapor de água representada na mistura.

Segundo Lopes, Silva e Rezende (2014) a composição do ar se dá basicamente de nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono, vapor de água e uma série de contaminantes, como particulados e substâncias prejudiciais.

Para Lopes, Silva e Rezende (2014) o ar seco somente existe quando é retirado dele toda a água em forma de vapor de sua mistura, tornando a sua mistura relativamente

constante, tendo pouquíssimas variações em função de localização geográfica e altitude. A composição média do ar seco é dada pela tabela 1 a seguir:

Tabela 1: Composição ar seco

Componente	Fórmula	Conteúdo (% por volume)
Nitrogênio	N ₂	78,084
Oxigênio	O ₂	20,948
Argônio	Ar	0,934
Dióxido de carbono	CO ₂	0,033
Outros	-	0,001

(Fonte: Princípios básicos da psicrometria. Lopes, Silva e Rezende, 2014)

Para Creder (2004), conhecer quais são as condições de umidade do ar e de grande importância para a conservação de produtos como, frutas, verduras e carnes *in natura*, pois para manter as características desejadas destes produtos e de suma importância manter a quantidade correta de ar seco/vapor de água.

Segundo Creder (2004), as propriedades do ar úmido estão relacionadas a temperatura, quantidade de vapor de água presente na mistura, volume ocupado pelo ar e a energia contida nele.

As propriedades que são relacionadas a temperatura são:

- Temperatura de bulbo seco (TBS);
- Temperatura de bulbo úmido (TBU);
- Temperatura de ponto de orvalho (TPO).

As propriedades relacionadas á massa de vapor contida na mistura são:

- Pressão de vapor (PV);
- Razão de mistura (x);
- Umidade específica;
- Umidade absoluta;
- Umidade relativa (UR);
- Grau de saturação.

Propriedades relacionadas ao volume ocupado e a energia:

- Volume específico (V);
- Entalpia (H).

2.8 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Segundo Loncan (2019) os fatores que influem na carga térmica de um ambiente refrigerado, seja ele qual for, são:

- Carga térmica pelo produto a ser frigorificado (Q_h);
- Carga térmica proveniente das embalagens
- A dissipação térmica dos ventiladores (Q_v);
- A infiltração de ar externo para o interior do ambiente (Q_a);
- A penetração de calor pelo teto, paredes, piso e portas (Q_p);
- Respiração dos produtos vegetais (Q_r);
- Carga térmica diversa, pessoas, iluminação, etc. (Q_d).

2.8.1 Carga térmica do produto

Segundo Loncan (2019), quando o produto será resfriado ou congelado em câmaras ou túneis contínuos, como é o caso em questão, adota-se a equação (02) que melhor retrata o processo:

$$Q_h = mh \left(\frac{kg}{h} \right) * (H_i - H_f) \frac{kcal}{h} \quad (02)$$

Onde mh é a massa de produto por hora (kg/h) e H_i e H_f são as entalpias iniciais e finais do produto.

2.8.2. Carga térmica das embalagens

Os túneis de retenção variável, ao contrário dos giro freezer, precisam que os produtos estejam dentro de caixas no seu interior, para que uma caixa empurre a outra ao ser alimentado, fazendo com que a última caixa de cada nível seja “ejetada” para o elevador de saída e subsequentemente seja retirada do túnel. Essas caixas também

possuem uma dada carga térmica, que segundo Costa (1982) pode ser expressa pela equação (03) que segue:

$$Q_{emb} = me \left(\frac{kg}{h} \right) * cp \left(\frac{cal}{g} ^\circ C \right) * \Delta t (^\circ C) \quad (03)$$

Onde me representa a massa de embalagem representada em kilos por hora (kg/h), cp calor específico do material utilizado nas embalagens, e Δt o diferencial de temperatura na entrada e na saída dos produtos.

2.8.3 Carga térmica dissipada pela ventilação

Para Loncan (2019) cálculos de projetos, como a ventilação varia em função do tipo de aplicação e da carga térmica necessária, e portanto devemos arbitrar um valor inicial, mas como estamos analisando um túnel já existente, temos o valor de potência dos motores elétricos e a vazão de ar do túnel, então, adotamos a equação (04) para que possamos calcular o calor desprendido por este sistema:

$$Q_v = \frac{2,3407 * V_h \left(\frac{m^3}{h} \right) * \Delta p(mca) \frac{kcal}{h}}{\eta m} \quad (04)$$

Onde V_h é a vazão de ar em (m^3/h), Δp é a perda de carga no sistema de ventilação em mca , ηm o rendimento dos ventiladores, e 2,3407 a constante referente ao fator de conversão.

2.8.4 Carga térmica pela infiltração de ar externo

Esta carga é referida ao ar mais quente que infiltra no interior da câmara através de toda vez que é aberta porta da câmara ou túnel, ou possíveis aberturas que venham a ter para alimentação dos túneis com produtos. A equação (05) é desenvolvida a partir da formula de Vassogne (*apud* Loncan, 2019), necessária para o cálculo desta carga:

$$n = \frac{3 * p * Sp(m^2) * \tau p(h) \text{ renovações}}{(v)^{0,5} (m^3)} \frac{h}{h} \quad (05)$$

Onde, p o número de aberturas, Sp área de abertura em m^2 , τp o tempo de abertura em horas, e V o volume em m^3 do ambiente frigorífico.

Segundo Loncan (2019) existem tabelas que também fornecem o fator n em função da temperatura e do tamanho do ambiente, não considerando os outros fatores da equação tornando menos preciso os cálculos.

Conhecido o fator n , abordaremos a equação (06) para cálculo da carga térmica por infiltração:

$$Qd = \eta * V (m^3) * (He - Hi) * \gamma_e \left(\frac{kg}{m^3}\right) \frac{Kcal}{h} \quad (06)$$

Onde η é o fator calculado na equação (04), V o volume do ambiente em m^3 , He a entalpia do ar externo, Hi a entalpia do ar interno e γ_e o peso específico do ar externo em (kg/m^3) .

2.8.5 Carga térmica por penetração

Esta é a carga proveniente do calor que penetra através das paredes, piso e teto do ambiente, expressa pela equação (07) a seguir (LONCAN, 2019):

$$Qp = (Steto + Spiso + Sparedes)(m^2) * \frac{ki \left(\frac{kcal}{h} * m^{*oC}\right)}{pe \left(\frac{kcal}{h} * m^2\right)} * (te - ti)(^oC) \frac{kcal}{h} \quad (07)$$

Onde S são as áreas superficiais do teto, piso e paredes, incluindo as portas, e Pe o fluxo de calor através da isolamento em $(kcal/h * m^2)$, ki a condutividade térmica do material utilizado com isolante nas superfícies em $(kcal/h * m^{*oC})$, e i a espessura do material isolante em metros e te e ti as temperaturas externas e internas do ambiente frigorífico. Quando houver diferentes espessuras de materiais isolantes, diferentes temperaturas, ou diferentes materiais, torna-se necessária a divisão da equação (07) em várias partes para que sejam calculadas individualmente.

2.8.6 Carga térmica por iluminação

Segundo Loncan (2019), o sistema de iluminação também produz calor no interior dos ambientes frigorífico e para calcularmos esta carga, temos a equação (08) a seguir:

$$Qi = W * 0,86 \frac{kcal}{h} \quad (08)$$

Onde W é a potência instalada em W e 0,86 o fator que utilizamos para converter W em $kcal/h$.

2.8.7 Carga térmica pela presença de pessoas

É normal em ambientes frigorificados a presença de pessoas no seu interior. A carga térmica liberada por pessoas é determinada pela equação (09) que segue:

$$Qpe = Npe * qpe \left(\frac{kcal}{h} * pessoa\right) \frac{kcal}{h} \quad (09)$$

Onde N_{pe} é o número de pessoas no ambiente e q_{pe} o calor liberado pelo seu metabolismo (kcal/h * pessoa). (LONCAN, 2019).

2.8.8 Carga térmica proveniente de outros motores

No interior dos túneis de congelamento, há esteiras movidas por motores elétricos responsáveis pela alimentação e alocação das caixas em suas respectivas bandejas e níveis, estes por sua vez emitem calor no interior do túnel, calor este que pode ser calculado através da equação (10) que segue:

$$Q_m = \frac{cv}{fs} * 632 \frac{kcal}{hr} \quad (10)$$

Onde cv é a potência instalada, fs o fator de serviço fornecido pelo fabricante do motor elétrico utilizado e 632 o fator de conversão de cv para $kcal/hr$ (LONCAN, 2019).

2.8.9 Cálculo da temperatura e da entalpia atingida

Segundo Ridelaire (1973, *apud* Locan, 2019) para que sejam determinadas a entalpia e a temperatura do produto após certo tempo de congelamento, é necessário a utilização de equações particulares da lei de Newton do resfriamento, como por exemplo a equação (11) a seguir, utilizada para câmaras de carcaças, porém sem a precisão desejada quando tratamos de congelamento de embutidos em ar.

$$t_f = t_a + (t_1 - t_a)(^{\circ}C) * e^{-A*t} (^{\circ}C) \quad (11)$$

Onde t_f trata da temperatura final do produto, t_1 a temperatura inicial do produto e t_a a temperatura do ar no interior do ambiente. $A = h.S/P.c$, onde h é o coeficiente de convecção do ar sobre o produto, S a superfície envolvente do produto em m^2 , P a massa de produto e c o calor específico.

2.9 COMPRESSORES DE VAPORES DE AMÔNIA

Segundo Loncan (2019) os compressores frigoríficos de vapores são subdivididos em dois tipos diferentes, em função da sua construção e funcionamento, são eles: compressores alternativos e compressores helicoidais.

2.9.1 Compressores alternativos

Os compressores alternativos, como mostra a figura 5, ou de pistão como popularmente são conhecidos, tem capacidades inferiores aos compressores helicoidais,

porém apresentam a capacidade de trabalhar com relações de compressão maiores, tornando-os capazes de operar nos ciclos termodinâmicos usuais na refrigeração industrial. (LONCAN, 2019).



Figura 5: Compressor alternativo Sulzer

(Fonte: ESX Engenharia)

Segundo Loncan (2019) devido a estes compressores terem deslocamento volumétrico pequeno, para que eles possam conseguir transferir consideráveis cargas térmicas de refrigeração, eles só devem ser usados com fluídos que possuam elevado efeito frigorífico volumétrico, como na maioria dos casos, a amônia (NH₃).

Quando falamos do porte, e da faixa de utilização dos compressores a parafuso, eles demonstram ser muito versáteis, operando desde instalações residenciais com potências relativamente pequenas, na ordem de até $\frac{1}{4}$ de cv, até unidades industriais operando com cerca de 300cv. (LONCAN, 2019)

Para Loncan (2019), é viável que em instalações frigoríficas industriais de grande porte, estabeleçam-se limites práticos para sua utilização, cerca de 500 Mcal/h em -35°C, e aproximadamente 2500 Mcal/h quando operado em -10°C.

2.9.2 Compressores helicoidais

Segundo Loncan (2019), os compressores helicoidais, como mostra a figura 6, ou a parafuso como são popularmente conhecidos, são máquinas rotativas que geram deslocamento positivo, com um número menor de partes móveis se comparado aos compressores alternativos, o que possibilita um aumento na sua vida útil, e menor índice de falhas.



Figura 6: Compressor helicoidal Mycom

(Fonte: Mayekawa)

Devido as suas ótimas características, atualmente em unidades frigoríficas de grande porte em quase sua totalidade, utilizam este modelo de compressor para sistemas de refrigeração, eles são construídos para operar nas mais diversas faixas de capacidade, variando de 30cv a 1500cv, também podendo operar com amônia (NH₃), ou *freon*. (LONCAN, 2019).

2.10 CONDENSADORES

Os condensadores como o da figura 7, são responsáveis por resfriar e consequentemente condensar os vapores superaquecidos provenientes do compressor, através da transferência do calor armazenado no fluido para o meio externo, através da troca térmica com ar, água ou mistura de ambos (LONCAN, 2019).



Figura 7: Condensador evaporativo Mebrafe

(Fonte: Mebrafe)

Segundo Loncan, a transferência de calor para o meio se dá através de três fases, conforme mostra a figura 8 a seguir, sendo elas o des superaquecimento (A-B), condensação (B-C) e sub-resfriamento (C-D).



Figura 8: Fases no processo de condensação

(Fonte: Adaptado de Unip, 2019)

Segundo Loncan (2019), na primeira fase da condensação elimina-se todo o calor responsável pelo superaquecimento do fluido refrigerante, convertendo-o em vapor saturado seco com título igual a um. Na segunda parte da condensação, começa a formação de pequenas gotas na forma líquida, até que o vapor seja completamente condensado, tendo título igual a zero.

Durante as duas primeiras fases a temperatura e pressão do fluido permanecem constantes, e somente na terceira fase de condensação, onde ocorre o subresfriamento que o fluido diminui sua temperatura até a temperatura de saída. As trocas de calor são sensíveis nas fases 1 e 3, e latente somente na fase 2.

2.11 SISTEMAS DE EXPANSÃO E CONTROLE DE FLUXO

São sistemas que consistem em um conjunto de válvulas ou algum outro dispositivo, como o da figura 9, que tem como função a abrupta redução de pressão na entrada do dispositivo consumidor de refrigeração. Os sistemas de expansão têm como função secundária o controle do nível de líquido refrigerante no interior destes equipamentos consumidores, sendo o componente mais empregado nos sistemas de refrigeração a válvula de expansão. (LONCAN, 2019).

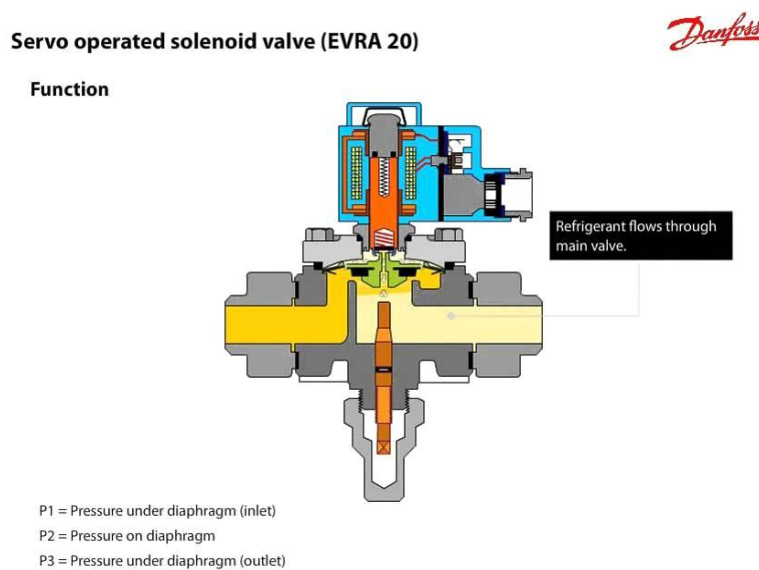


Figura 9: Válvula solenoide EVRA Danfoss

(Fonte: Danfoss)

As válvulas de expansão têm como função redução da pressão do fluido refrigerante da pressão de condensação, até a pressão de vaporização, através da imposição de perda de carga, geralmente através de um orifício calibrado. (LONCAN, 2019)

2.12 EVAPORADORES

Segundo Loncan (2019) estes sistemas, que são popularmente conhecidos como evaporadores ou resfriadores de ar, são na verdade trocadores de calor, que resfriam uma corrente de ar forçada por ventiladores, contra a serpentina onde se encontra o fluido refrigerante, fazendo com que o mesmo absorva o calor retirado do meio a ser refrigerado e que fora transportado pelo ar. Geralmente os dispositivos por onde circulam o fluido

refrigerante são de três tipos: Resfriadores de tubos lisos, resfriadores de tubos aletados e resfriadores de placas.

2.13 CIRCULAÇÃO DE AR EM EVAPORADORES

Quando tratamos dos tipos de circulação de ar existente nas unidades consumidoras de refrigeração, temos dois tipos, a circulação natural e a circulação forçada do ar.

2.13.1 Circulação natural de ar

Segundo Loncan (2019) é uma condição utilizada em situações específicas, onde é necessário manter a umidade relativa do ar alta, como por exemplo, no resfriamento de produtos não embalados. O evaporador mais popularmente conhecido que utiliza o método de circulação natural do ar é o dos refrigeradores domésticos, ou de balcões frigoríficos que armazenam frios fatiados não embalados e confeitos de forma geral. Sua principal característica é que não ventiladores forçando a circulação do ar, ela se dá de forma natural em função das diferenças de densidade do ar.

2.13.2 Circulação forçada de ar

Segundo Loncan (2019) como o próprio nome sugere, são unidades evaporadores onde há ventiladores forçando a circulação de ar, como o exemplo da figura 10, uma de suas características mais vantajosas é a maior capacidade frigorífica, podendo chegar a faixa de 40 kcal/h.m².°C, além da quantidade de trocas térmicas ser muito maior que o modelo por circulação natural de ar.



Figura 10: Evaporador circulação forçada

(Fonte: Guentner)

2.14 RESFRIADORES DE TUBOS LISOS

Os resfriadores de tubos lisos, como o representado na figura 11, apresentam o menor rendimento dos três modelos devido a terem a menor área de troca térmica e em função desta característica os mesmos caíram em desuso (LONCAN, 2019).



Figura 11: Resfriador de tubo liso

(Fonte: Shiguen refrigeração industrial)

2.15 RESFRIADORES DE TUBOS ALETADOS

Segundo Loncan (2019), atualmente é o modelo de trocador de calor mais utilizado no formato de evaporador em sistemas de refrigeração. Este modelo apresenta uma alta performance se comparados aos demais devido a maior área de troca térmica possibilitada pelas aletas instaladas nos tubos, como mostrado na figura 12.



Figura 12 - Resfriador de tubos aletados

(Fonte: Mebrafe)

O princípio teórico deste modelo de trocador de calor, é em função do coeficiente de película da troca entre o fluido e o tubo, e maior que o coeficiente da troca entre o tubo e o ar, e em função disto, para equilibrar a troca, deve-se aumentar a área de troca entre o tubo e o ar, fazendo isso através das aletas (LONCAN, 2019).

2.16 RESFRIADORES DE PLACAS

Segundo Loncan, é um sistema de menores proporções e capacidade frigorífica, geralmente utilizado em aplicações domésticas e comerciais de pequeno porte, este trocador consiste em duas chapas de alumínio onde é estampado o desenho da serpentina, juntam-se duas peças e soldam-nas, criando o canal por onde o fluido refrigerante irá circular, como ilustrado na figura 13.



Figura 13: Trocador de calor de placas estampadas

(Fonte: Direct Industries)

2.17 MOTORES ELÉTRICOS

Segundo a WEG (2012), motores elétricos são as máquinas responsáveis por transformar energia elétrica em energia mecânica. O motor mais utilizado no âmbito industrial atualmente é o motor de indução, pois ele alia baixo custo, simplicidade, durabilidade e versatilidade de aplicações. Os motores de indução podem ser de corrente contínua ou alternada.

2.17.1 Motores elétricos de corrente contínua

São motores muito pouco utilizados na indústria, pois além de serem potencialmente mais caros que os de corrente alternada, precisam de uma fonte de energia elétrica contínua, que geralmente é um transformador, trazendo mais custos a instalação e redução na eficiência. WEG (2012).

2.17.2 Motores elétricos de corrente alternada

Maior parte dos motores utilizados, devido a distribuição de energia elétrica já ser feita em corrente alternada, como o motor mostrado na figura 14, sendo mais baratos que os de corrente contínua e não necessitando de fontes transformadoras. Os motores elétricos de corrente alternada podem ser síncronos ou assíncronos. WEG (2012).



Figura 14: Motor elétrico trifásico

(Fonte: WEG Equipamentos Elétricos)

2.17.3 Motores elétricos de corrente alternada síncronos

Motores elétricos geralmente aplicados onde há a necessidade de grandes potências devido a seu custo elevado em potências relativamente pequenas, possui velocidade fixa não sofrendo interferência do escorregamento. (WEG, 2012).

2.17.4 Motores elétricos de corrente alternada assíncronos

São motores elétricos robustos e simples, de baixo custo, sendo o modelo mais adequado para a grande maioria das máquinas, sendo possível o controle de sua velocidade através da utilização de inversores de frequência, modulando a frequência da rede a fim de reduzir ou aumentar a velocidade do eixo, tendo como limite sua rotação nominal em função do número de polos. (WEG, 2012)

2.18 BOMBAS CENTRÍFUGAS DE AMÔNIA LÍQUIDA

Para Ferreira e Rodrigues (2003), bombas são máquinas capazes de receber energia mecânica proveniente do motor elétrico, e transformá-la em energia cinética e transferi-la para o fluido de trabalho. Temos disponíveis em instalações industriais diversos tipos de bombas, como mostra a figura 15, como as de palhetas, centrífugas, axiais ou de fluxo misto, sendo a mais utilizada para bombeamento de fluidos refrigerantes a do tipo centrífuga, com um modelo para o caso da amônia, a do tipo ZM.



Figura 15: Tipos de rotores de bombas centrífugas

(Fonte - Claudio Reinoso (2017))

Segundo Reinoso (2017), durante muito tempo foi utilizado sistemas de bombeamento a palhetas para a movimentação de amônia e *freon* devido ao problema com cavitação nos modelos centrífugos existentes, onde somente após a empresa argentina Bombadur desenvolver uma câmara capaz de remover o vapor presente no

líquido, solucionou-se este problema nas bombas centrífugas, tornando o seu modelo denominado ZM a mais utilizadas para esta aplicação, como mostra imagem 16.



Figura 16: Bomba centrífuga do tipo ZM

(Fonte 3 - BombadurS.R.L.)

2.19 TUBULAÇÕES DE CONDUÇÃO DE FLUÍDOS REFRIGERANTES

Segundo Telles (2001) tubulação é o conjunto dos tubos e acessórios da malha. A necessidade da existência da malha de tubos deve-se a geralmente ao ponto de armazenagem ou geração de fluido está distante dos pontos onde é necessária a sua utilização.

As tubulações industriais podem ser subdivididas em dois grandes grupos, tubulações dentro das instalações industriais, e tubulações fora das instalações industriais. As tubulações internas as indústrias podem ser divididas em: processo, utilidades, instrumentação, transmissão hidráulica e drenagem. As tubulações externas das indústrias podem ser divididas em: de transporte e de coleta. (TELLES, 2001).

As tubulações que serão utilizadas são da classe de utilidades, ou seja, são condutoras de fluidos auxiliares para a operação industrial, no caso alvo do estudo, amônia. A norma que rege o dimensionamento e seleção de tubulações de amônia é a ASME B31.5.

Segundo Loncan (2019), as tubulações básicas de instalações de frigoríficos se subdividem em:

- Tubulação de sucção: Do evaporador ao compressor a baixa pressão;

- Tubulação de descarga: Do compressor ao condensador a alta pressão;
- Linhas de líquido: Do condensador a válvula de expansão a alta pressão, e da válvula ao evaporador a baixa pressão;

Para Loncan (2019) temos ainda as subdivisões das tubulações básicas, que se subdividem conforme segue abaixo:

- Tubulações de líquido a alta pressão: Dos condensadores aos recipientes de líquido e dos reservatórios de líquido aos separadores;
- Tubulações de líquido a baixa pressão: Do separador de líquido ao evaporador por gravidade;
- Tubulações de sucção das bombas: Do separador de líquido as bombas de fluído refrigerante;
- Tubulação de recalque das bombas: Das bombas de fluído refrigerante até os evaporadores;
- Tubulações de vazio ou escorvamento das bombas: Das bombas de fluído refrigerante até o separador de líquido ou até a tubulação de sucção úmida;
- Tubulação de sucção úmida: Do evaporador ao separador de líquido;
- Tubulação de gás quente: Utilizadas para degelo dos evaporadores, vão da descarga dos compressores, ou da parte de vapor dos recipientes de líquido até os evaporadores;

Os aspectos construtivos para tubulações de instalações frigoríficas que utilizam como fluído refrigerante a amônia (NH₃), conforme norma, devem ser de tubos de aço preto sem costura, seguindo norma ASTM A 53 Gr.B ou A 106 Gr.B, SCH 40 ou SCH 80, conexões devem ser em aço forjado conforme norma ASTM A 234 com ponta biseladas para facilitar processo de soldagem. (LONCAN, 2019)

2.20 ISOLAMENTO TÉRMICO

Segundo Neto (2009), o isolamento térmico tem como função primária proteger as superfícies aquecidas ou resfriadas através da aplicação de uma camada formada por material de baixa condutividade térmica (k).

Tem como objetivo principal, diminuir o fluxo de calor entre a superfície isolada e o ambiente, quer seja por motivos de segurança, queimaduras em superfícies quentes, por exemplo, por motivos econômicos, diminuição da perda de calor ou frio gerado para o ambiente ou por conforto térmico, manter ambientes climatizados isolados da temperatura externa. (NETO, 2009).

Geralmente, os materiais utilizados como isolantes térmicos tem característica porosa, e aprisionam o ar no interior de sua estrutura, evitando que ele se movimente e impedindo a convecção térmica. (NETO, 2009).

2.21 CARACTERÍSTICAS DE ISOLANTES TÉRMICOS

Segundo Neto (2009) para que um material seja considerado um bom isolante térmico, o mesmo deve possuir algumas características básicas:

- Baixo valor de condutividade térmica: Para que um material possa ser considerado um bom isolamento térmico, o mesmo deve apresentar o mais baixo valor de condutividade térmica possível, pois assim, menor será a espessura necessária de isolante para se atingir o fluxo de calor desejado.
- Baixa capacidade higroscópica: Materiais isolantes devem ter baixa capacidade higroscópica, ou seja, baixa capacidade de absorver água, pois ao absorver água em sua estrutura, a mesma toma lugar do ar, aumentando a condutividade térmica, além de casos abaixo de 0°C, há a possibilidade da água absorvida congelar, aumentando seu volume e consequentemente rompendo a isolação.
- Baixa massa específica: Na grande maioria das aplicações, baixo peso específico e algo essencial, principalmente em tubulações suspensas, devido a menor necessidade de suporte extras para sustentar peso da instalação de isolantes térmicos.

- Resistência mecânica: Característica desejável e compatível com a aplicação do isolante, devido a facilitar processo de transporte, armazenagem e facilitar a instalação das camadas isolantes.
- Incombustibilidade e estabilidade química: Materiais isolantes preferivelmente devem ter características retardantes de chama, a fim de aumentar a segurança dos ambientes em caso de incêndios, principalmente em quando aplicados em forros e pisos técnicos, ou quando usados para construir paredes frigoríficas e também estabilidade química, para que não reajam com o ambiente ou com materiais que possam entrar em contato com a camada isolante.
- São exemplos de materiais isolantes térmicos: Amianto, carbonato de magnésio, sílica diatomácea, vermiculita, lã de rocha, lã de vidro, cortiça, plásticos e espumas expandidas.

2.22 FLUÍDOS REFRIGERANTES

Para Loncan (2019) fluídos refrigerantes são as substâncias responsáveis por transportar o calor por todo o sistema de refrigeração, desde o ponto onde ele absorve o calor do local que se deseja refrigerar, até o ponto onde ele é dispersado para o meio.

Segundo Costa (2011) para que os fluídos refrigerantes deem as instalações frigoríficas bons coeficientes de performances, os mesmos devem apresentar características de forma que, aproxime os ciclos de refrigeração ao máximo do ciclo de Carnot, ou seja, ao ciclo ideal.

2.22.1 Características dos fluídos refrigerantes

Para Silva (2013), os fluídos refrigerantes devem idealmente atender as seguintes características:

- Pressão de vaporização não muito baixa;
- Pressão de condensação não muito elevada;
- Calor latente de vaporização elevado;
- Volume específico reduzido;

- Coeficiente de performance elevado;
- Condutibilidade térmica elevada;
- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa;
- Devem ser estáveis e inertes;
- Não deve ser poluente;
- Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes;
- Não devem ser inflamáveis ou explosivos;
- Devem ser de detecção fácil quando houver vazamentos;
- Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis;

O “National Institute of Standards - NIST” dos EUA realizou uma pesquisa examinando mais de 800 fluídos industriais quanto ao potencial para uso como refrigerante devendo ser satisfeitas as seguintes condições termodinâmicas: Temperatura de fusão inferior a -40°C , Temperatura crítica superior a 80°C , Pressão de saturação a 80°C inferior a 50Mpa e hlv/vv superior a 1kJ/litro. (SILVA, 2013, p. 121)

No Brasil, a grande maioria das instalações frigoríficas opera com Amônia (NH_3), pois ela atende aos diversos fatores que a qualificam como um bom fluído refrigerante, como seu baixo custo de obtenção, a sua alta performance, alta condutividade térmica na forma de vapor, não ser um gás nocivo ao meio ambiente e não ser responsável por gerar efeito estufa, porém deve-se levar em conta a sua alta toxicidade ao ser humano, e a ser explosiva em concentrações que vão de 15% a 28%. (LONCAN, 2019).

2.22.2 Classificação dos fluídos refrigerantes

Segundo Silva (2013) os fluídos refrigerantes usualmente utilizados na refrigeração industrial podem ser classificados como conforme os grupos a seguir:

- Hidrocarbonetos halogenados
- Hidrocarbonetos puros
- Compostos inorgânico
- Misturas azeotrópicas

- Misturas não azeotrópicas

2.22.3 Hidrocarbonetos halogenados

Também são conhecidos como haletos ou halogenetos orgânicos, são hidrocarbonetos que contêm em sua composição um ou mais dos halógenos sendo eles o Cl, F e Br podendo ou não ter a presença de hidrogênio em sua composição, são exemplos de hidrocarbonetos halogenados R-11, R22, R134 e R134-A. (SILVA, 2013)

2.22.4 Hidrocarbonetos puros

Basicamente seguem as mesmas regras dos hidrocarbonetos halogenados, são basicamente compostos por átomos de carbono e hidrogênio, são indicados para operações em indústrias de petróleo e petroquímica. São exemplos de hidrocarbonetos puros o propano e o isobutano. (SILVA, 2013)

2.22.5 Compostos inorgânicos

Segundo Silva (2013) são substâncias compostas por no mínimo dois átomos diferentes e que não contenham carbono ligados ao hidrogênio, são designadas pela siglas 700, e os dois últimos algarismos representando peso molecular, são exemplos de compostos inorgânicos a amônia (NH_3) R-717, e o dióxido de carbono (CO_2) R-744.

2.22.6 Misturas azeotrópicas

São substâncias formadas por misturas que não podem ser separadas no processo de destilação, é exemplo de mistura azeotrópica R-507 (SILVA, 2013)

2.22.7 Misturas não azeotrópicas

São misturas de refrigerantes que se comportam de forma binária, uma característica e que a quantidade de solução na fase de vapor, é diferente da quantidade de solução na fase líquida quando elas ocorrem em equilíbrio a uma certa pressão e temperatura. (SILVA, 2013)

2.22.8 Comparação entre as classes de refrigerantes

Abaixo segue tabela com a comparação entre alguns refrigerantes que compõem cada classe supracitada.

Tabela 2: Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química

Família	Composição Química	Nome	Nº	ODP	GW P
Hidrocarbonetos halogenados	CCl ₃ F	Tri cloro monofluor metano	11	1	1
	CCl ₂ F ₂	Bi cloro bi fluor metano	12	1	3,20
	CClF ₃	Mono cloro tri fluor metano	13		
	CHCl ₂ F	Hidro bicloro mono fluor metano	22	0,05	0,34
	CHF ₃	Hidro tri fluor metano	23	0	N/d
	CH ₂ F ₂	Bi hidro bi fluor metano	32	0	0,12
	C ₂ HCl ₂ F ₃	Hidro bicloro bifluor etano	123	0,02	0,02
	C ₂ HF ₅	Hidro pentafluor etano	125	0	0,84
	C ₂ H ₂ F ₄	Bi hidro tetra fluor etano	134a	0	0,28
	C ₂ H ₄ F ₂	Tetra hidro bi fluor etano	152a	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	–	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	–	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	–	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	–	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	–	407C	0	0,38
	22/124/142b (60/25/15)	–	409A	0,05	0,30
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	–	500		
	22/115 (48,8/51,2)	–	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	–	507A		
Hidrocarbonetos	C ₂ H ₆	Etano	170		
	C ₃ H ₈	Propano	290		
	C ₄ H ₁₀	Butano	600		
	C ₄ H ₁₀	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH ₃	Amônia	717	0	0
	H ₂ O	Água	718	0	0
	CO ₂	Dióxido de carbono	744		

(Fonte: SILVA, 2009)

2.22.9 Regulamentação de fluídos refrigerantes

Segundo Silva (2013), os aspectos que mais influenciam na utilização e manuseio dos fluídos são relacionados a sua toxicidade, potencial cancerígeno, potencial mutagênico e inflamabilidade.

A norma que rege a classificação dos fluídos refrigerantes é a ASHRAE 34-92, e os classifica de acordo com seu nível de toxicidade e inflamabilidade. (SILVA, 2013)

Segunda a ASHRAE, os fluídos refrigerantes são classificados em dois grupos relacionados a sua toxicidade, e três classes relacionadas a sua inflamabilidade.

A ASHRAE distribui os fluídos refrigerantes em grupo “A”, sendo estes os que não tem sua toxicidade identificada, e os do grupo “B” que tem sua toxicidade evidenciada. As classes são subdivididas em três, basicamente sendo os da classe 1 os que não tem propagação de chama, os da classe 2 que tem inflamabilidade dependendo da sua concentração, e os da classe 3 que possuem alta inflamabilidade.

Por exemplo o fluído R-717, amônia (NH₃), é classificado como B2, ou seja, tem fator cancerígeno e inflamabilidade em uma determinada concentração, a tabela a seguir mostra a classificação de alguns fluídos refrigerantes.

Tabela 3: Classificação fluídos refrigerantes

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R11	A1	R134a	A1	R502	A1
R12	A1	R152a	A2	R507a	A1
R13	A1	R401A	–	R170	A3
R22	A1	R402A	–	R290	A3
R23	A1	R403A	–	R600	A3
R32	A2	R404A	–	R600a	A3
R113	A1	R407A	–	R717	B2
R123	B1	R410A	–	R718	A1
R125	A1	R500	A1	R744	A1

(Fonte: ASHRAE, 1992)

2.23 ÓLEOS LUBRIFICANTES PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Para Bratkoski (2016) como o compressor é um sistema mecânico, ele possui partes móveis, que na ausência de lubrificação podem vir a atritar-se uma com as outras, diminuindo a vida útil do equipamento e eventualmente trazendo falhas catastróficas. O lubrificante tem como função no compressor, além da lubrificação, o controle da temperatura interna, além de coletar e transportar até o filtro de óleo particulados abrasivos.

Hoje, basicamente, temos dois tipos distintos de óleos lubrificantes empregados nos compressores que utilizam amônia como fluído refrigerante, os de base mineral e os

de base sintética, sendo esses os mais utilizados atualmente nas indústrias alimentícias brasileiras o óleo sintéticos polialfaolefinas, por apresentar melhores características desejáveis se comparado ao de base mineral (BRATKOSKI 2016).

Para Bratkoski, as principais vantagens em se utilizar óleo sintéticos em vista do óleo de base mineral em compressores de gás de amônia são:

- Reposições de óleo menos frequentes e em menores quantidades;
- Melhor controle na temperatura do compressor;
- Menor arraste de óleo para a rede de amônia;
- Diminuição no consumo de energia do compressor;
- Menor criação de borras, vernizes e resíduos de carbono;
- Melhor estabilidade físico-química com a amônia;
- Possibilidade de filtrar e reutilizar o óleo lubrificante.

2.24 COMPOSIÇÃO DA LINGUIÇA FRESCAL SUÍNA

Para Gonçalves (2002) a carne suína é basicamente composta pelos tecidos muscular, epitelial, adiposo, nervoso e conjuntivo.

Para Roça (2012), a composição da carne suína varia conforme a raça, sexo, idade e procedência do animal, mas basicamente é composta por 75,1% de água, 22,8% de proteína, 1,2% de gordura, 1,0% de minerais e aproximadamente 112.000 calorias a cada 100 gramas de carne.

Segundo Roça (2012), as linguças frescas suínas, após processadas, tem a sua composição diferente da carne suína *in natura*, devido a seleção das partes que compõe a mistura da massa, além da adição de condimentos e conservantes necessários para manter as características do produto durante toda a cadeia de consumo. Ao final, a linguça frescal suína, geralmente apresenta: 68,28% de água, 15,53% de proteínas, 11,22% de gordura e 3,36% de minerais e 1,61% de conservantes e outros produtos.

Devido a estas alterações na composição da linguça em função da carne suína *in natura*, além do acondicionamento da mesma em vários pacotes dentro de caixa de

papelão, deve-se ter cuidado extra nos processos de congelamento quando se trata de produtos industrializados frente a produtos *in natura* (MARTINS, 2007).

3. METODOLOGIA

Neste capítulo serão dispostos os objetivos específicos do trabalho, mostrando as formas que serão utilizadas para chegar aos resultados esperados.

3.1 MÉTODO DE PESQUISA

O objetivo deste trabalho é um estudo de caso sobre o projeto original do equipamento em questão e a possibilidade do aumento da capacidade de operação do túnel de retenção variável, verificando se há capacidade frigorífica disponível atualmente para o aumento de 162 para 189 toneladas de linguiça frescal suína congelado por dia, visto que conforme mostra a figura 17 a seguir, atualmente o túnel é o gargalo da produção.

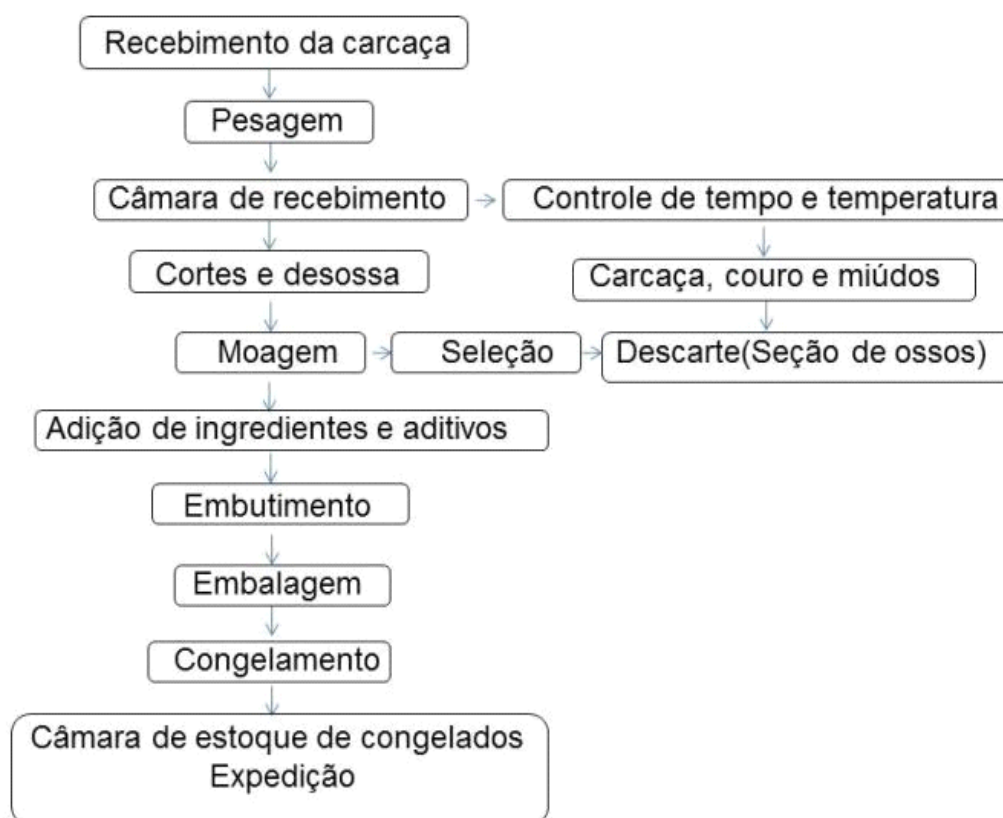


Figura 17: Fluxograma produção Linguiça frescal suína

(Fonte: Belloli, 2011)

O estudo de caso alvo do trabalho, será executado pelo pesquisador com apoio do setor de engenharia de manutenção e planejamento e controle de manutenção da unidade de Toledo, Paraná, da companhia BRF S.A. que ficará responsável pelas despesas e fornecimento das informações necessárias para a pesquisa, o trabalho será executado em um período de oito meses, tendo início no mês de abril de 2020, e findando-se em outubro de 2020.

Os dados necessários à pesquisa serão provenientes do projeto original do túnel de retenção variável fornecidos pelo fabricante do mesmo, onde serão refeitos os cálculos a fim de verificar se os mesmos coincidem com a situação operacional atual do equipamento.

Após refeitos os cálculos da condição original de operação do equipamento, serão feitos os cálculos novamente, porém com a nova condição de operação, aumentando 27 toneladas por dia de produto congelado.

Serão comparados todos os dados obtidos através da pesquisa, analisados buscando se há capacidade frigorífica para o aumento da capacidade de congelamento e verificado quais foram os impactos no coeficiente de performance global do equipamento,

tornado todos os resultados da pesquisa públicos, sendo os mesmos favoráveis ou não as possibilidades propostas.

3.2 TRV 01

O TRV 01 atualmente é o único túnel responsável pelo congelamento de toda a produção de linguiça suína do processo, devido a isso, torna-se o atual gargalo da produção, visto que aumentar a quantidade de produção é algo muito mais fácil e barato do que a substituição do túnel por um de maior capacidade.

O túnel inicialmente possuía capacidade de 23 níveis horizontais e 13 bandejas verticais com 28 caixas por bandeja, operando com capacidade estática máxima de 8372 caixas de 20 kg, totalizando uma massa total máxima de produtos de 167.440 kgs de linguiça, possuindo ainda o nível mais baixo horizontalmente destinado ao retorno dos produtos ao fim do processo de congelamento, como mostra a imagem 18, retratando uma vista frontal da estrutura do túnel.

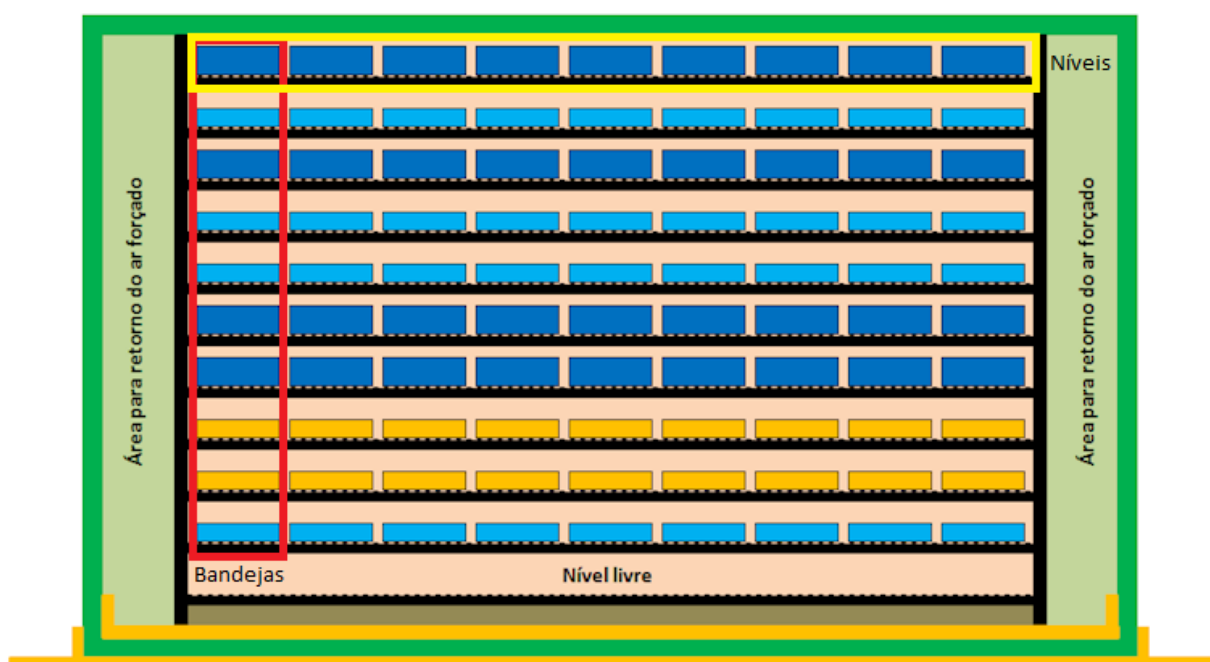


Figura 18: Vista frontal TRV

(Fonte: Adaptado de www.aviculturaindustrial.com.br)

Devido a adição de mais uma linha de embutimento, foi necessário aumento da capacidade de alimentação do TRV01, através da modificação da quantidade de caixas por bandeja. O túnel atualmente possui capacidade de 23 níveis horizontais e 13 bandejas

verticais com 32 caixas por bandeja, como mostra a figura 18 e 19, operando com capacidade estática máxima de 9568 caixas de 20 kg, totalizando uma massa total máxima de produtos de 191.360 kgs de linguiça,



Figura 19: Abastecimento TRV01

Fonte - Autor (2020)

3.3 DADOS DO EQUIPAMENTO

Conforme dados fornecidos pelo fabricante, os dados básicos construtivos do equipamento estão dispostos a seguinte tabela:

Tabela 4: Dados construtivos TRV1

1.3 Túnel .

Dimensões internas	27,60 x 10,10 x 10,00 m
Capacidade estática	138.240 Kg
Carga térmica	930.000 Kcal/h
Temperatura ambiente	-25 °C
Tempo de retenção	21 h
Peso das caixas	20 Kg
Nº de caixas no túnel	6.912
Isolamento térmico / Paredes	Frigolock 150 mm
Isolamento térmico / Teto	Frigolock 150 mm
Isolamento térmico / Piso	Placas de PUR 150 mm

(Fonte: Fabricante)

3.4 VERIFICAÇÃO DA CAPACIDADE TÉRMICA

Com todos os dados necessários coletados, como as dimensões do túnel, materiais de isolamento térmico, temperaturas internas e externas do ambiente, e capacidades antes e depois do aumento de produção da linha, tem-se os parâmetros necessários para os cálculos requeridos ao trabalho.

3.5 SOMATÓRIO DA CARGA TÉRMICA

Após calculadas individualmente todas as cargas térmicas, é necessário a soma para que se possa determinar a carga térmica total do ambiente selecionado, para que então possa-se confrontá-la com a potência frigorífica instalada ou então para seleção dos equipamentos que serão instalados para correto funcionamento do sistema.

Após concluído o somatório das cargas calculas, será comparada através de gráficos se teremos ou não capacidade frigorífica para atender as demandas solicitadas.

3.6 TESTE EXPERIMENTAL DO TEMPO DE CONGELAMENTO DO PRODUTO

Para a execução deste teste, faremos da seguinte forma, será interceptado uma caixa de produto comum diretamente da linha de produção, logo antes da entrada do produto no túnel de retenção, será colocado um *datalogger* da marca Akso, modelo AKS285 como mostra a figura 20 a seguir.



Figura 20: Datalogger de temperatura AKS285

(Fonte: akso.com.br)

O mesmo conta com uma sonda para medir temperatura do interior dos produtos a serem congelados, como mostra a figura 21 a seguir



Figura 21: Sonda PT100 AKS 285

(Fonte: akso.com.br)

O *datalogger* é capaz de medir a temperatura do ar através de um sensor interno, e a sonda medindo a temperatura do produto simultaneamente. Para efetuar a medição

dos dois pontos, o mesmo fora acondicionado na caixa conforme mostra imagem 22 a seguir, com a sonda inserida entre as duas camadas de produto, e o sensor exposto diretamente ao ar no interior do túnel, para que se possa medir da forma mais real possível.



Figura 22: Disposição do datalogger na caixa

(Fonte: Autor, 2020)

Desta forma, aquisitaremos todos os dados de temperatura, tanto do produto quando do ar no interior do túnel, sendo gravados minuto a minuto, possibilitando a plotagem de um gráfico que retrata na sua integridade a curva de congelamento dos produtos no interior do túnel.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como primeiro passo para alcançarmos os resultados esperados, iremos calcular a carga térmica referente ao produto em si. Tendo na condição inicial uma produção diária de 162 toneladas, sendo produzidas e abastecidas no túnel por 16 horas, com temperatura de entrada no túnel de 15°C e de saída de no mínimo -12°C. Para o início dos cálculos, faz-se necessário a determinação da entalpia do produto a ser congelado, utilizando os dados da tabela a seguir.

Tabela 5: Propriedades Térmicas de Alimentos de Origem Animal

Produto	Temperatura no início do congelamento (°C)	Água (%)	Calor Específico (kcal/kg°C)		Calor latente (kcal/kg)
			Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	
<u>Carnes</u>					
<u>Bovina</u>					
Carne fresca	-1,7	60-77	0,7-0,8	0,39-0,43	50-62
Carne gorda	-1,7	49	0,61	0,35	39
Fígado	-1,7	70	0,77	0,41	56
Vitela	-1,7	66	0,74	0,40	53
<u>Porco</u>					
Carne fresca	-2,2	32-44	0,48-0,57	0,30-0,33	26-33
Presunto	-1,7	56	0,66	0,37	45
Bacon	-1,7	19	0,38	0,26	16
Linguiça	-1,7	38	0,53	0,31	31
<u>Carneiro</u>					
Carne fresca	-1,7	60-70	0,69-0,77	0,38-0,41	49-56
<u>Aves</u>					
Frango	-2,8	74	0,80	0,42	60
Galinha	-2,8	74	0,80	0,42	60
Peru	-2,8	64	0,72	0,39	52
Pato	-2,8	69	0,76	0,41	56

(Fonte: Ashrae 1982 *apud* Oliveira, 2018)

Os dados de entalpia foram calculados seguindo o método de Rutov (1950) e reproduzido por Plank (1963), adotando a entalpia em -20°C sendo igual a 0 kcal/kg, e a partir daí calculá-la como sendo $h=c*\Delta t$, utilizando calor específico conforme a tabela 5 anterior, e demonstrando os resultados conforme tabela 6 a seguir. Temos assim todos os dados necessários para equacionar a carga térmica proveniente do produto propriamente dito.

Tabela 6: Entalpia linguça

Temp. °C	-20	-18	-15	-12	-10	-8	-5	-3	-1
Entalpia Kcal/kg	0	0,62	1,55	2,48	3,1	3,72	4,65	5,27	46,712
Temp. °C	0	1	3	5	7	10	12	15	17
Entalpia Kcal/kg	47,242	47,772	48,832	49,892	50,952	52,542	53,602	55,192	56,252

(Fonte: Autor, 2020)

$$Qh = mh * (Hi - Hf) \frac{kcal}{h}$$

$$Qh = \frac{162.000 \text{ kgs} * (55,192 - 2,48) \frac{kcal}{kg}}{16 \text{ horas}}$$

$$Qh = 533.709,00 \frac{kcal}{hr}$$

Tendo calculado a carga térmica proveniente do produto, próximo passa é o cálculo da carga térmica proveniente das embalagens, calculando a quantidade de caixas, sendo que cada uma acondiciona 20kgs de linguça:

$$Quantidade \text{ de caixas} = \frac{mh}{20}$$

$$Quantidade \text{ de caixas} = \frac{162.000}{20}$$

$$Quantidade \text{ de caixas} = 8.100 \text{ caixas}$$

Calculando a massa de embalagens:

$$Me = Qc * Pc$$

$$Me = 8.100 * 0,400kgs$$

$$Me = 3.240 \text{ kgs}$$

Para o cálculo da carga térmica das embalagens, e necessário o calor específico do papelão corrugado, material utilizado como embalagem secundária das linguças, dado este que pode ser encontrado na tabela 07 a seguir:

Tabela 7: Condutividade térmica e calor específico de alguns materiais

Material	k, W/m.K	cp, kJ/kg.K
Alumínio	210	0,92
Aço Inox	16	0,5
Lata	61	0,25
Madeira (pinho)	0,15	2,72
Nylon	0,24	1,72
Papelão Plano	0,14	1,26
Papelão Corrugado	0,07	1,26
Papel Encerado	0,22	1,34
Polietileno Alta Densidade	0,48	2,3
Polietileno Baixa Densidade	0,33	2,3
Polipropileno	0,16	1,93
Vidro	1,1	0,84

(Fonte: Ashrae 1982 *apud* Oliveira, 2018)

Tendo então todos os dados necessários para cálculo da carga térmica das embalagens pela equação que segue:

$$Q_{emb} = m_e * c_p * \Delta t$$

$$Q_{emb} = \frac{3.240 \text{ kgs} * 1,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * (15 - (-12)) ^\circ\text{C}}{16 \text{ horas}}$$

$$Q_{emb} = 6.889,05 \frac{\text{kcal}}{\text{hora}}$$

Calculado a carga térmica proveniente das embalagens, calcularemos a carga térmica proveniente do calor dissipado pelo sistema de ventilação. Sistema este detalhado a partir da tabela 06 que segue:

Tabela 8: Dados do sistema de ventilação do TRV1

Túnel de Retenção Variável TRV A4.

01 (um) Conjunto com as seguintes características técnicas:

Modelo	TRV 23 + 1 x 13
Superfície de troca de calor	10.200 m ²
Temperatura de evaporação	-36 °C
Temperatura de saída do ar	-30 °C
Espaçamento de aletas	5/8/16 mm
N.º e potência dos ventiladores	16 x 15 cv
Vazão de ar total	600.000 m ³ /h
Tipo de degelo	água e gás quente manual

(Fonte: Adaptado projeto TRV01 Autor, 2020)

Adquiridos os dados necessários, a carga pode ser calculada pela equação que segue:

$$Qv = \frac{2,3407 * Vh * \Delta p}{\eta m} \frac{kcal}{h}$$

$$Qv = \frac{2,3407 * 607.424 \frac{m^3}{h} * 0,03 mca}{0,86}$$

$$Qv = 48.991,39 \frac{kcal}{h}$$

Para cálculo da carga térmica por infiltração, precisamos antes calcular o volume total do túnel, que se dá pela equação:

$$V = L * C * H$$

$$V = 10,10M * 27,60M * 10,00M$$

$$V = 2.787,60 M^3$$

Devemos também calcular a área das aberturas na estrutura do túnel, sendo estas, duas portas, abertas somente em caso de emergência, e duas aberturas responsáveis pela entrada e saída do produto, abertas durante todo o tempo de operação

Sendo a área das portas:

$$Ap = (L * H)$$

$$Ap = (0,850m * 2m)$$

$$Ap = 1,70 m^2$$

Sendo a área das aberturas de entrada e saída:

$$Ae = L * H$$

$$Ae = 2m * 0,7m$$

$$Ae = 1,40 m^2$$

Obtendo os dados necessários, calcularemos o coeficiente n para as duas situações, dadas pela equação a seguir:

Coeficiente de carga térmica por infiltração pelas portas:

$$n' = \frac{3 * p * Sp * \tau p \text{renovações}}{(v)^{0,5} h}$$

$$n^1 = \frac{3 * 2 * 1,7 m^2 * 0,5 ren}{(7.106,40 m^3)^{0,5} h}$$

$$n^1 = 0,06049 \frac{ren}{h}$$

Coeficiente de carga térmica por infiltração pelas entradas do túnel:

$$n^2 = \frac{3 * p * Sp * \tau p \text{renovações}}{(v)^{0,5} h}$$

$$n^2 = \frac{3 * 2 * 1,4 m^2 * 2 ren}{(7.106,40 m^3)^{0,5} h}$$

$$n^2 = 0,199 \frac{ren}{h}$$

Tendo todos os dados necessários fornecidos pelas equações passadas, podemos calcular a carga térmica de infiltração para os dois casos:

Carga térmica de infiltração pelas aberturas das portas:

$$Qd = \eta * V * (He - Hi) * \gamma e \frac{Kcal}{h}$$

$$Qd = 0,0966 * 2.787,60 m^3 * (27,43 - (-34,80)) * 0,818 \frac{m^3}{kg}$$

$$Qd = 13.706,8768 \frac{kcal}{h}$$

Carga térmica de infiltração pelas aberturas de alimentação e retirada do túnel:

$$Qd = \eta * V * (He - Hi) * \gamma e \frac{Kcal}{h}$$

$$Qd = 0,3181 * 2.787,60 m^3 * (27,43 - (-34,73)) * 0,818 \frac{m^3}{kg}$$

$$Qd = 45.101,2750 \frac{kcal}{h}$$

Para cálculo da carga térmica por infiltração, é necessário o cálculo das áreas da superfície do túnel, contabilizando as portas, sendo elas:

$$\text{Área teto/piso} = L * C \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área teto/piso} = 10,10 * 27,6 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área teto/piso} = 278,76 \text{ m}^2$$

Tendo também as paredes a serem contabilizadas:

$$\text{Área parede 1 e 3} = L * H \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área parede 1 e 3} = 10,10 * 10,0 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área parede 1 e 3} = 101,00 \text{ m}^2$$

$$\text{Área parede 2 e 4} = C * H \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área parede 2 e 4} = 27,6 * 10,0 \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{Área parede 2 e 4} = 276,00 \text{ (m}^2\text{)}$$

Tendo as áreas calculadas, necessitaremos para os cálculos a condutividade térmica dos materiais isolantes, sendo estas fornecidas pelo fabricante conforme tabela a seguir:

Tabela 9: Materiais isolantes utilizados no TRV1

Painéis de Poliuretano	
Densidade Média	36 a 40 kg/m ³
Coeficiente de condutibilidade térmica	0,018 kcal/h.m.°C
Espessura	150mm
Painéis de Frigolock	
Densidade Média	38 a 42 kg/m ³
Coeficiente de condutibilidade térmica	0,112kcal/h.m.°C
Espessura	150mm

(Fonte: Fabricante, 2020)

Tendo os referidos dados, e sabendo as temperaturas externas e internas no ambiente, desenvolve-se as equações que determinam a carga térmica por penetração

$$Qp\ teto = S * \frac{k}{e} * (te - ti) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ teto = 276 * \frac{0,112}{0,150} * (35 - (-35)) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ teto = 14.425,60 \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ piso = S * \frac{k}{e} * (te - ti) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ piso = 276 * \frac{0,018}{0,150} * (25 - (-35)) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ piso = 1.987,20 \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes\ 1\ e\ 2 = S * \frac{k}{e} * (te - ti) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes\ 1\ e\ 2 = (101 + 276) * \frac{0,112}{0,150} * (12 - (-35)) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes\ 1\ e\ 2 = 13.230,1866 \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes\ 3\ e\ 4 = S * \frac{k}{e} * (te - ti) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes\ 1\ e\ 2 = (101 + 276) * \frac{0,112}{0,150} * (35 - (-35)) \frac{kcal}{h}$$

$$Qp\ paredes = 19.704,5333 \frac{kcal}{h}$$

Sendo a carga térmica total final por penetração:

$$Qp = Qp\ teto + Qp\ piso + Qp\ paredes$$

$$Qp = 14.425,60 + 1.987,20 + 19.704,53 + 13.230,18$$

$$Qp = 49,347,51 \frac{kcal}{h}$$

Expressão que calcula a carga térmica desprendida do sistema de iluminação temos:

$$Qi = W * 0,86$$

$$Qi = \left(101 \, m^2 * 20 \frac{W}{m^2} \right) * 0,86$$

$$Qi = 1.737,20 \frac{kcal}{h}$$

Podemos ainda determinar a carga térmica proveniente de pessoas, porém como o túnel não é pensado para que houvessem trabalhadores no seu interior, somente consideraremos operadores no seu interior para possíveis intervenções por curto espaço de tempo, a carga térmica em função da dimensão do sistema torna-se desprezível para a condição normal de operação do túnel.

Temos ainda por determinar, a carga térmica proveniente dos motores responsáveis pelos elevadores e empurradores do túnel, sendo estes calculados pela equação, onde o valor de f_s (fator de serviço) é fornecido pelo fabricante dos motores:

$$Qm = \frac{CV}{F_s} * 632 \left(\frac{kcal}{h} \right)$$

$$Qm = \frac{30}{1,2} * 632 \left(\frac{kcal}{h} \right)$$

$$Qm = 15.800 \frac{kcal}{h}$$

Como o alvo do estudo é um túnel de congelamento de retenção variável e alimentação contínua e automática, não teremos constantemente a presença de pessoas no seu interior, somente em casos de necessidade de intervenção no interior do equipamento devido a alguma falha no sistema, onde a presença de somente duas pessoas por curto período de tempo, impactara de forma insignificante na carga térmica absorvida pelo túnel.

Tendo calculado todas as cargas térmicas possíveis, podemos compila-las na seguinte tabela:

Tabela 10: Cargas térmicas iniciais

Carga térmica TRV01 (Condição 01)		
Carga térmica de produtos	533.709,00	Kcal/hr
Carga térmica de embalagens	6.889,05	Kcal/hr
Carga térmica do sistema de ventilação	48.991,39	Kcal/hr
Carga térmica de infiltração	58.808,14	Kcal/hr
Carga térmica por penetração	49.347,51	Kcal/hr
Carga térmica do sistema de iluminação	1.737,20	Kcal/hr
Carga térmica dos motores	15.800,00	Kcal/hr
Carga térmica total	715.282,29	Kcal/hr

(Fonte: Autor 2020)

4.1 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA NA NOVA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

Tendo calculado todas as cargas para a condição inicial de produção de 162 toneladas por dia, iniciaremos o cálculo da carga térmica da nova condição de operação, sendo elevada a quantidade de produtos para 189 toneladas por dia de produção.

Como a parte estrutural do túnel não veio a sofrer alteração alguma para comportar a nova condição, somente fora alterada a quantidade de produtos e embalagens inseridas no interior do túnel, torna-se necessário apenas o recálculo destas duas cargas, sendo estas posteriormente substituídas no somatório com as demais já verificadas anteriormente.

4.1.1 Cálculo da carga térmica de produto

Para o cálculo da carga térmica proveniente dos produtos, utilizaremos os mesmos dados de entalpia, temperaturas iniciais e finais e também tempo de produção, visto que fora adicionado mais uma linha de embutimento para aumento da produção, em função desta condição, não houve qualquer alteração na característica do ambiente e do produto. Para este cálculo utilizaremos a equação que segue:

$$Q_h = mh * (H_i - H_f) \text{ kcal/h}$$

$$Qh = \frac{(189.000 \text{ kgs} * (55,192 - 2,48)) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{16 \text{ horas}}$$

$$Qh = 622.660,50 \text{ kcal/hr}$$

Em função do aumento da quantidade de produto congelada no túnel, faz-se necessário acondicioná-la nas suas respectivas caixas, e conseqüentemente aumenta-se a quantidade de embalagens no interior do túnel, fazendo necessário cálculo da carga térmica para esta nova condição conforme equações que seguem:

$$\text{Quantidade de caixas} = \frac{mh}{20}$$

$$\text{Quantidade de caixas} = \frac{189.000}{20}$$

$$\text{Quantidade de caixas} = 9.450 \text{ caixas}$$

Calculando a massa de embalagens:

$$Me = Qc * Pc$$

$$Me = 9.450 * 0,400 \text{ kgs}$$

$$Me = 3.780 \text{ kgs}$$

Tendo então todos os dados necessários para cálculo da carga térmica das embalagens pela equação que segue:

$$Qemb = me * cp * \Delta t$$

$$Qemb = \frac{(3240 \text{ kgs} * 1,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * (15 - (-12))^{\circ}\text{C})}{16 \text{ horas}}$$

$$Qemb = 8.037,22 \frac{\text{kcal}}{\text{hora}}$$

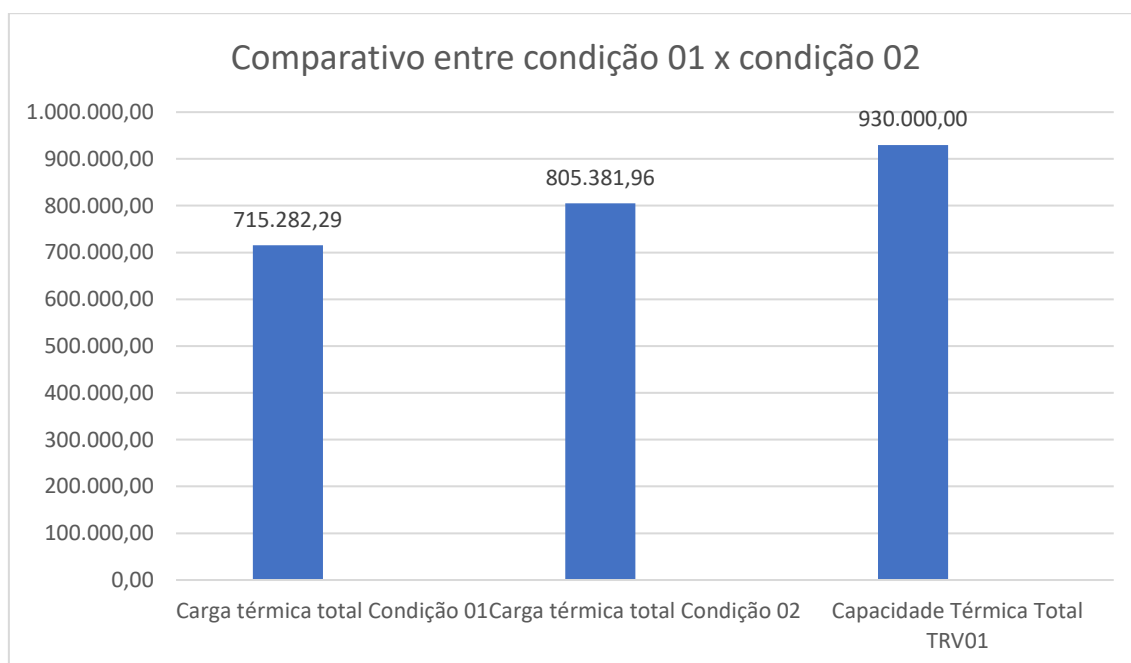
Tendo calculado todas as cargas térmicas que foram alteradas, podemos somá-las às demais e compilá-las na seguinte tabela:

Tabela 11: Cargas térmicas da nova condição

Carga térmica TRV01 (Condição 02)		
Carga térmica de produtos	622.660,50	Kcal/hr
Carga térmica de embalagens	8.037,22	Kcal/hr
Carga térmica do sistema de ventilação	48.991,39	Kcal/hr
Carga térmica de infiltração	58.808,14	Kcal/hr
Carga térmica por penetração	49.347,51	Kcal/hr
Carga térmica do sistema de iluminação	1.737,20	Kcal/hr
Carga térmica dos motores	15.800,00	Kcal/hr
Carga térmica total Condição 02	805.381,96	Kcal/hr

(Fonte: Autor, 2020)

Tendo calculado a carga térmica para as duas condições propostas, conseguimos agrupar os dados encontrados e compará-los através do gráfico 2 a seguir:

Gráfico 1: Comparativo entre cargas térmicas

(Fonte: Autor, 2020)

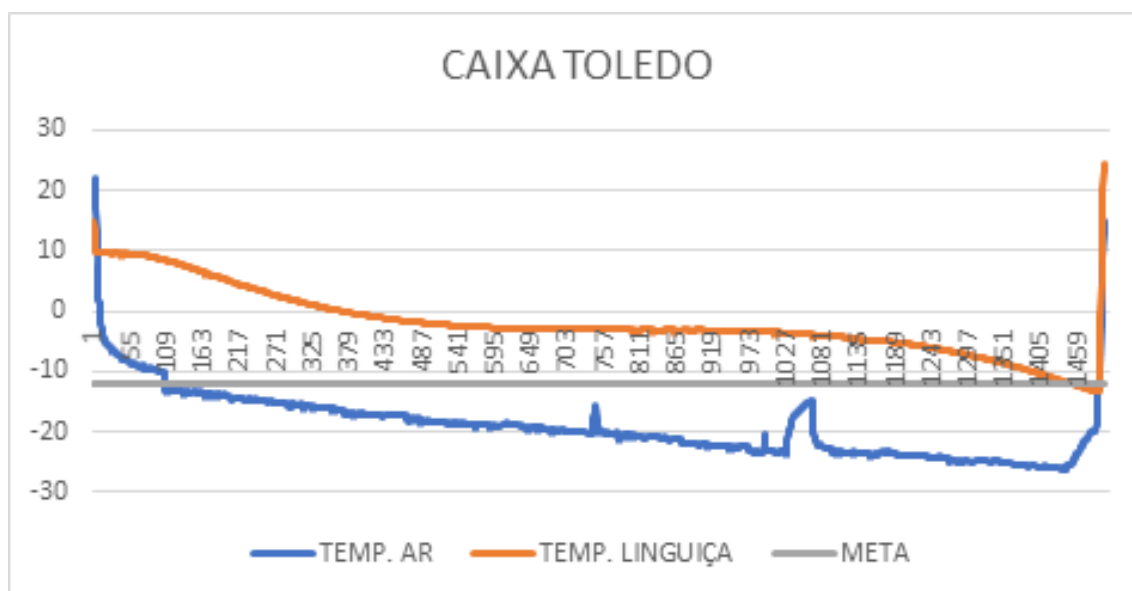
Através da análise do gráfico obtido, podemos verificar que o túnel alvo do estudo possui capacidade frigorífica para acomodar a nova condição de operação, com produção total de 189 toneladas/dia de produção de linguiça frescal suína, tendo um comprometimento de 93,27% da sua capacidade total, desde que respeitado todos os parâmetros de funcionamento determinados pelo fabricante, e que nenhuma condição

global seja alterada para uma condição mais severa do que as levadas em consideração nos cálculos do trabalho.

4.2 AQUISIÇÃO DOS DADOS DA CURVA DE CONGELAMENTO DO PRODUTO.

Com o sensor devidamente acomodado como descrito anteriormente no trabalho, o mesmo percorreu todo o processo de congelamento no interior do túnel, tal qual qualquer outra caixa de produto percorre durante seu trajeto normal. Fazendo download dos dados, fora plotado o gráfico como disposto a seguir pela imagem 31:

Gráfico 2: Curva de congelamento da linguiça



(Fonte: Autor, 2020)

No gráfico acima, temos três linhas distintas, cuja qual a laranja representa a temperatura do produto durante toda sua permanência, a linha cinza representa a temperatura que o produto deve atingir ao final do tempo de retenção, e a linha azul retrata a temperatura do ar sobre o produto.

Através do gráfico torna-se visível os fenômenos que ocorrem com o produto durante toda sua permanência no interior do túnel TRV01, o mais marcante deles, é a mudança de fase do produto desde o 433º minuto, estando completa no minuto 1138º aproximadamente e como o produto praticamente não altera sua temperatura durante o fenômeno, apenas perdendo energia para que ocorra seu congelamento.

Na linha azul, está retratado a temperatura do ar no interior do túnel, sendo ela medida sobre a caixa de produto, e como a temperatura diminui à medida que o produto se aproxima do evaporador, ponto mais frio do túnel. Existem alguns picos de temperatura do ar, como os do minuto 757 e o do minuto 1081, que demonstram paradas do sistema de ventilação, elevando a temperatura do ar sobre o produto.

Ao final dos 1500 minutos de retenção da caixa no interior do túnel, fora atingida temperatura de $-12,6^{\circ}\text{C}$, atingindo a meta de -12°C , que fora atingida no minuto 1447, tornando o produto apto a seguir no processo produtivo.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

A problemática que veio a instigar a realização do presente trabalho fora a oportunidade que a empresa proprietária do equipamento havia de aumentar a sua produção de forma significativa com a adição de mais uma linha de embutimento de linguiça frescal suína, porém com dúvidas sobre o gargalo de seu processo, o túnel de retenção variável que é o alvo do estudo desenvolvido.

Tendo está excelente oportunidade de desenvolver todos os conhecimentos adquiridos durante todo o período de graduação de engenharia mecânica, fora estudado e comparado as aplicações práticas com as referências teóricas de todos os fenômenos envolvidos no funcionamento e na determinação da capacidade frigorífica do equipamento.

Ao decorrer do desenvolvimento do trabalho verificou-se que a condição inicial de capacidade do túnel estava significativamente abaixo da capacidade nominal do equipamento, tornando ainda mais palpável a possibilidade de atender a nova condição de operação proposta.

Com o desenvolvimento dos cálculos das cargas térmicas da condição de operação de 189 toneladas por dia, verificou-se que o equipamento ainda atende a necessidade da produção, tornando o aumento da produção possível, sem termos a necessidade de modificação de equipamentos ou da instalação física da fábrica em questão.

Executou-se também a análise do comportamento do processo de congelamento de uma caixa de produto padrão dos processos, podendo verificar como se desenvolve a curva de congelamento do produto, tendo uma visão clara da mudança de fase do produto, e como o processo de perca de calor latente e o calor sensível são diferentes, representados pelo gráfico apresentado no corpo do trabalho.

Com todas estas conclusões findadas, verifica-se que o aumento da produção do setor é perfeitamente plausível do ponto de vista de capacidade de congelamento, não sendo necessária qualquer outra alteração ao circuito de refrigeração, apenas mantendo a condição de operação ideal imposta pelo fabricante.

SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Verificação da influência de outros materiais aplicados a embalagem secundária dos produtos no processo de congelamento da linguiça frescal suína.
- Estudo de novos formatos de caixas para processos de congelamento de produtos.
- Cálculo do Coeficiente de performance do sistema de refrigeração de túneis de retenção variável.
- Análise dos parâmetros de funcionamento do túnel de retenção variável.
- Aumento da eficiência dos motores elétricos utilizados nos compressores de vapores de amônia de sistemas de refrigeração

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abenge, **Eficiência de uma unidade de refrigeração por compressão de vapor**, 2005, Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia;

American Society of Heating, **Refrigeration and air- conditioning Engineers**, INC. Ashrae Refrigeration Handbook, 2010, Editora IHS;

American Society of Mechanical Engineers, **Refrigeration piping and heat transfer components**, INC. ASME 2016.

ASHRAE, 1992. **Number designation of refrigerants and safety classification of refrigerants**. Ashrae Standard 34-92, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA

BRATKOSKI, Diego. **Lubrificação em Sistemas de Refrigeração por Compressão de Vapores de Amônia**, Kluber, 2016;

ÇENGEL, Yunus A., GHAJAR, Afshin J., **Transferência de calor e massa**, 4ªEd, 2012, AMGH Editora;

COSTA, Ênio cruz da. **Refrigeração**, 1982, 3ªed, editora Blucher;

CREDER, Hélio, **Instalações de Ar Condicionado**, 2004, 6ªed, Editora LTC;

DALLAVECHIA, Andre Luiz. **Aumento da Eficiência de Túneis de Congelamento**, 2017, UFSM.

DOSSAT, Roy J., **Princípios de Refrigeração**, 2007, 4ªed, editora Hemus;

FERREIRA FILHO, J.; RODRIGUES, R. C. **Monitoramento e Controle de Processos**, 2 / — Rio de Janeiro: Petrobras Brasília: SENAI/DN, 2003. 249 p.: il. — (Série Qualificação Básica de Operadores);

GEORGES.Samira Obeid.**Qualidade microbiológica de linguiças do tipo frescal**, UFG, 2015

INCROPERA. Frank P., **Fundamentos De Transferência De Calor E De Massa**, 6ª ED, 2007, Editora LTC;

LONCAN. Paulo, **Projeto de Instalações Frigoríficas**, 2019, 1ªed, UFRGS Editora;

MARTINS. Renata, **Dossiê Técnico Produção Linguiça Frescal**, 2007, rede de tecnologia do Rio de Janeiro;

NETO, Carlos Boabaid. **Transferência de calor - Isolamento térmico**, 1ªed, 2009, IFSC

QUITES Eduardo Emery Cunha. LIA Luiz Renato Bastos; **APOSTILA: INTRODUÇÃO À TRANSFERÊNCIA DE CALOR.**

REINOSO. Claudio. **Ebook perguntas e respostas sobre as bombas para amônia modelo ZM**.Bombadur do Brasil – 2017;

ROÇA. Roberto de Oliveira, **Composição Química Da Carne**, UNESP, 2012;

SCHEIDT. João Eduardo Cardoso.**O problema do Túnel de Congelamento I**. Campinas. 1996.

SILVA. Jesué Graciliano. **Introdução a tecnologia da refrigeração**, 2019, 3ª ED, Editora Artliber;

SILVA. Jose de Castro. **Apostila: Refrigeração**, 2011, 1ªed, UNIVASF.

SILVA. Jose de Castro. **Refrigeração comercial / Climatização industrial**, 2013, 2ªed, editora Leopardo

SILVA. Juarez D. S. LOPES. Roberto P. LOPES. Daniela De C. REZENDO. Ricardo C. **Secagem e armazenagem de produtos Agrícolas**, 2014, 2ªed, Editora Aprenda fácil

STOECKER. Wilbert F., JABARDO. José Maria Sáiz, **Refrigeração Industrial**, 2002, 2ª ed, editora Blucher;

TELLES. Pedro C. Silva. **Cálculo de tubulações industriais**, 2006, 9ªed, Editora LTC.

TELLES. Pedro C. Silva. **Tubulações industriais - Materiais, Projeto e Montagem**, 2001, 10ªED, Editora LTC.

TELLES. Pedro C. Silva. **Vasos de Pressão**, 1990, 2ªEd, Editora LTC.

WEG. **Guia de Especificação de Motores Elétricos**. WEG Equipamentos Elétricos S.A. Jaraguá do Sul, 2012.