

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
LUCAS MATEUS FARIA ROSSI

**DIMENSIONAMENTO DE SALA DE MÁQUINAS PARA ATENDER AUMENTO DE
PRODUÇÃO DO FRIGORÍFICO**

CASCADEL – PR
2019

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
LUCAS MATEUS FARIA ROSSI

**DIMENSIONAMENTO DE SALA DE MÁQUINAS PARA ATENDER AUMENTO DE
PRODUÇÃO DO FRIGORÍFICO**

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

Professor Orientador: Rogério Ludegero

CASCADEL – PR

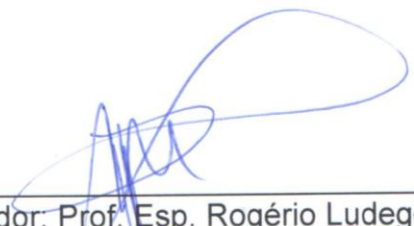
2019

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
LUCAS MATEUS FARIA ROSSI

**DIMENSIONAMENTO DE SALA DE MÁQUINAS PARA ATENDER AUMENTO DE
PRODUÇÃO DO FRIGORÍFICO**

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 Rogério Ludegero

BANCA EXAMINADORA



Orientador: Prof. Esp. Rogério Ludegero
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor: Msc. MBA. Sérgio Henrique Rodrigues Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Esp. José Cláudio Terra Silveira
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 26 de junho de 2019.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais que me deram apoio e condições para tal, e agradeço ao meu orientador, mestre Rogério, por ter tido comprometimento com a realização desse estudo.

AGRADECIMENTOS

Agradecer pelas vitórias conquistadas e pelos sonhos realizados é reconhecer todos aqueles que fizeram parte direto ou indiretamente de algum modo colaborando para essa conquista, por isso, agradeço primeiramente a Deus por ter me concedido discernimento, foco e determinação durante minha caminhada acadêmica; agradeço minha família por ter me incentivado nos momentos de cansaço e desânimo; agradeço aos meus amigos que acreditaram no meu potencial e por aqueles que duvidaram também que eu conseguiria, esses últimos fizeram grande diferença para essa conquista.

Agradeço aos meus mestres e professores que não pouparam esforços para me ensinar e me nortear nessa caminhada que confesso, não foi fácil.

Agradeço de modo geral a todos aqueles que se fizeram presentes nesse processo de conclusão de curso, o qual é uma grande realização para mim.

RESUMO

O sistema de refrigeração é um processo que tem como finalidade reduzir o calor existente para que o produto base seja mantido sob refrigeração, isso vale também para um material ou até mesmo um espaço. É também utilizado para climatizar ambientes e conservar produtos que serão utilizados em processos segundo alguns autores; o processo de refrigeração industrial objetiva refrigerar substâncias e elementos para que suas características sejam preservadas originalmente; no entanto, há quem utilize o mesmo processo para fins contrários, ou seja, alterar e modificar produtos e elementos químicos. Mesmo sendo um processo com grande consumo de energia elétrica, o sistema de refrigeração tem sido cada vez mais utilizado pelas grandes indústrias visto que, seu custo benefício é de grande valia. Diante disso, o presente trabalho tem como objetivo e finalidade apresentar os conceitos referentes ao dimensionamento de uma sala de máquinas de um frigorífico para que a mesma atenda a uma nova capacidade de abate de aves, além disso, ao longo do desenvolvimento desse projeto será apresentado um estudo referente a instalação de novos equipamentos que buscam atender a nova carga térmica do frigorífico para isso, contou-se com metodologias diversificadas que vão desde pesquisa bibliográfica, pesquisa exploratória e observação a fim de sintetizar um breve estudo do caso.

Palavras-chave: Refrigeração, compressores e condensadores.

ABSTRACT

The cooling system is a process whose purpose is to reduce the existing heat so that the base product is kept in constant cooling, this also applies to a material or even a space. They are temem used to airtize environments and preserve products that will be used in processes according to some authors; the industrial refrigeration process aims to cool substances and elements so that their characteristics are preserved originally; however, there are those who use the same process for other purposes, ie change and modify products and chemical elements. Even being a process with large consumption of electric power, the refrigeration system has been increasingly used by large industries since its cost benefit is of great value. Therefore, the present work has the objective and purpose of presenting the concepts related to the design of a machine room of a refrigerator so that it meets a new capacity to slaughter birds, in addition, throughout the development of this project will be presented a study concerning the installation of new equipment that seeks to meet the new thermal load of the refrigerator for this, we counted on diversified methodologies ranging from bibliographic research, exploratory research and observation in order to synthesize a brief study of the case.

Keyword: Refrigeration, compressors, condensers.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: Transporte de Frangos Vivos.....	28
FIGURA 2: Insensibilizador	28
FIGURA 3: Tanque de Sangria	29
FIGURA 4: Tanque de Escaldagem	30
FIGURA 5: Depenadeiras	30
FIGURA 6: Frango na Saída da Depenadeira.....	31
FIGURA 7: Pré-Chiller	32
FIGURA 8: Chiller.....	32
FIGURA 9: Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	35
FIGURA 10: Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	36
FIGURA 11: Ciclo Real de Refrigeração por Compressão de Vapor	37
FIGURA 12: Sistema de Compressão Duplo Estágio	38
FIGURA 13: Compressor Parafuso	40
FIGURA 14: Compressor Parafuso	41
FIGURA 15: Geometria dos Rotores.....	42
FIGURA 16: Compressão do Gás no Compressor Parafuso	43
FIGURA 17: Condensadores Evaporativos	44
FIGURA 18: Condensador Evaporativo	44
FIGURA 19: Evaporadores de Ar com Convecção Forçada	46
FIGURA 20: Separador de Líquido	47
FIGURA 21: Condutividade Térmica dos Isolamentos	49
FIGURA 22: Carta Psicométrica.....	50
FIGURA 23: Localização Do Abateduro.....	57

FIGURA 24: Vista Superior do Abatedouro.....	58
FIGURA 25: Correção de Capacidade do Condensador.....	62
FIGURA 26: Correção de Capacidade do Condensador.....	74
FIGURA 27: Espaço Físico para os dois novos Compressores	75
FIGURA 28: Espaço Físico para o novo Condensador	75

LISTA DE TABELAS

TABELA 1: Exportações de Carne de Frango.....	26
TABELA 2: Entalpia de carne de Frango	52
TABELA 3: Índice de Ventilação em Ambientes.....	53
TABELA 4: Características Técnica dos Painéis em Espuma Rígida	55
TABELA 5: Calor Liberado pelo Metabolismo humano	56
TABELA 6: Norma 16401-1.....	58
TABELA 7: Carga Térmica Atual do Regimes -35°C e -10°C	61
TABELA 8: Arranjo dos Compressores Existentes para os Regimes -35°C e -10°C	61
TABELA 9: Carga Térmica do Produto do Túnel de Congelamento	65
TABELA 10: Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores do túnel	65
TABELA 11: Carga Térmica pela Infiltração do ar externo do Túnel	65
TABELA 12: Carga Térmica por Penetração das Paredes do Túnel.....	66
TABELA 13: Carga Térmica pela Iluminação do Túnel	66
TABELA 14: Carga Térmica dos Motores do Túnel	66
TABELA 15: Carga Térmica Total do Túnel de Congelamento	66
TABELA 16: Carga Térmica do Produto da Câmara de Estocagem	68
TABELA 17: Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores da Câmara	69
TABELA 18: Carga Térmica pela Infiltração do Ar Externo da Câmara	69
TABELA 19: Carga térmica por Penetração nas Paredes da Câmara	69
TABELA 20: Carga térmica pela Iluminação da Câmara	70
TABELA 21: Carga Térmica dos Motores da Câmara de Estocagem.....	70
TABELA 22: Carga Térmica Total da Câmara de Estocagem.....	70
TABELA 23: Comparativo do Aumento das Cargas Térmicas Regime -35°C.....	71
TABELA 24: Comparativo do Aumento das Cargas Térmicas Regime -10°C.....	71

TABELA 25: Compressores da Nova Carga Térmica	72
TABELA 26: Compressores dos Regimes de -35°C e -10°C	73
TABELA 27: Capacidade do Condensador	73

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 1: Carga Térmica do Produto a ser Congelado	52
EQUAÇÃO 2: Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores	52
EQUAÇÃO 3: Carga Térmica pela Infiltração do Ar Externo	53
EQUAÇÃO 4: Carga Térmica por penetração nas Paredes	54
EQUAÇÃO 5: Carga Térmica pela Respiração	55
EQUAÇÃO 6: Carga Térmica pela Iluminação	55
EQUAÇÃO 7: Carga Térmica dos Motores ou Resistências	55
EQUAÇÃO 8: Carga Térmica por Pessoas	56

LISTA DE ABREVEATURAS E SIGLAS

ABPA- Associação Brasileira de Proteína Animal
Aves/h- Aves por Hora
Circ/h- Circulações por hora
CO₂- Dióxido de Carbono
CV- Cavalo Vapor
cv- Potência Instalada
ei- Espessura do isolante
Eq- Equação
Fs- Fator de Serviço
H- Hora
he- Entalpia do Ar Externo
hf- Entalpia Final do Produto
hi- Entalpia do Ar Interno
hi- Entalpia inicial do produto
IBGE- Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IV- Índice de Ventilação
Kcal/h- Quilocalorias por hora
Kcal/hm°C- Quilocaloria por hora metro Célsius
Kcal/kg- Quilocalorias por quilograma
Kg/m³- Quilograma por Metro Cúbico
Ki- Condutividade Térmica do Isolante
Kj/Kg- Quilojoule por Quilograma
KW- Quilowatt
M- Metro
M²- Metro Quadrado
M³- Metro Cúbico
MAPA- Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento
MDIC- Ministério da Indústria Comércio Exterior e Serviços
Me- Massa estocada
Mh- Massa de produto a ser Congelada

N- Número de Renovação por Hora
Nm- Rendimento mecânico dos Ventiladores
Np- Número de Pessoas no Ambiente
P- Quantidades de Portas Para Ambientes não Climatizados
PUR- Poliuretano
Qa- Carga Térmica pela Infiltração do Ar
Qh- Carga térmica do Produto a ser Congelado
Qi- Carga Térmica pela Iluminação
Qm- Carga Térmica dos Motores
qp- Calor Liberado pelo Metabolismo
Qp- Carga Térmica pela Penetração nas Paredes
Qp- Carga térmica por Pessoas
Qr- Carga Térmica Pela Respiração
qv- Calor Vital do Vegetal
Qv- Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores
RIISPOA- Regulamento de Inspeção Industrial e Sanitária dos Produtos de Origem Animal
Sp- Seção do Vão Livre da Porta
SPA- Secretaria de Política Agrícola
Sparede- Área da Parede
Spiso- Área do Piso
Steto- Área do Teto
TBS- Temperatura de Búlbo Seco
TBU- Temperatura de Búlbo Úmido
TC- Temperatura de condensação
Te- Temperatura Externa
Teq- Tempo de Funcionamento do Equipamento Frigorífico
Ti- Temperatura Interna
Tp- Tempo de Abertura de porta
USDA- Departamento de Agricultura dos Estados Unidos
V- Volume
VBP- Valor Bruto Total

w- Potência de Iluminação Instalada

W/m²K- Watt por metro Quadrado Kelvin

Ye- Peso Específico do Ar externo

Δp - Variação da Perda de carga no Ventilador

%- Porcentagem

°C- Graus Célsius

1h/dia- Uma Hora por Dia

SUMÁRIO

1-INTRODUÇÃO	20
1.1 OBJETIVOS	22
1.1.1 Objetivo geral	22
1.1.2 Objetivos específicos	22
1.2 JUSTIFICATIVA	22
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	24
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	24
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	25
2.1 PRODUÇÃO DE AVES	25
2.2 EXPORTAÇÃO E CONSUMO DA CARNE DE FRANGO	25
2.3 PROCESSOS DE ABATE DE AVES DO AVIÁRIO ATÉ O ABATEDOURO	26
2.4 PRÉ ABATE	27
2.5 CAPTURA	27
2.6 TRANSPORTE	27
2.7 ABATE	28
2.7.1 Insensibilização	28
2.7.2 Sangria	29
2.7.3 Escaldagem	29
2.7.4 Depenagem	30
2.7.5 Eviceração	31
2.7.6 Pré resfriamento	31
2.7.6.1 Pré Chiller	31
2.7.6.2 Chiller	32
2.7.7 Classificação	33
2.7.8 Sala de cortes	33
2.7.9 Embalagem	33

2.7.10 Congelamento	33
2.7.11 Expedição.....	33
2.8 REFRIGERAÇÃO.....	34
2.9 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	35
2.10 SISTEMA COM MULTIPLOS ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO	38
2.11 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	39
2.11.1 Compressor.....	39
2.11.1.1 Compressor parafuso	40
2.11.2 Condensador evaporativo	44
2.11.3 Valvula de expansão	45
2.11.4 Evaporação	45
2.11.4.1 Evaporador tipo convecção forçada.....	45
2.11.5 Fluido refrigerante	46
2.11.6 Reservatórios	47
2.11.6.1 Separador de líquidos	47
2.11.7 Tubulações.....	48
2.11.8 Isolantes Térmicos	48
2.11.8.1 Poliuretano	48
2.12 PSICOMETRIA.....	49
2.12.1 Carta psicométrica	50
2.12.2 Umidade relativa	50
2.12.3 Entalpia	50
2.12.4 Volume específico	51
2.12.5 Temperatura de bulbo seco.....	51
2.12.6 Temperatura de bulbo úmido	51
2.13 CARGA TÉRMICA	51
3. METODOLOGIA	57

3.1 LOCALIZAÇÃO	57
3.2 AUMENTO DE PRODUÇÃO DE FRANGO.....	58
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	63
4.1 CALCULO DA NOVA CARGA TÉRMICA DO TÚNEL DE CONGELAMENTO ...	63
4.1.1 Cálculo da carga térmica do produto de acordo com a equação 01 utilizando os dados da tabela 09.....	63
4.1.2 Cálculo da carga térmica pela dissipação dos ventiladores de acordo com a equação 02 utilizando os dados da tabela 10	63
4.1.3 Cálculo da carga térmica pela infiltração do ar externo de acordo com a equação 03 utilizando os dados da tabela 11	63
4.1.4 Cálculo da carga térmica por penetração das paredes de acordo com a equação 04 utilizando os dados da tabela 12	64
4.1.5 Cálculo da carga térmica pela iluminação de acordo com a equação 06 utilizando dados da tabela 13.....	64
4.1.6 Cálculo da carga térmica motores de acordo com a equação 07 utilizando os dados da tabela 14.....	64
4.1.7 Cálculo da carga térmica por pessoas de acordo com a equação 08 utilizando os dados da tabela 15	65
4.1.8 Carga térmica total do túnel de congelamento	65
4.2 CALCULO DA NOVA CARGA TÉRMICA DA CÂMARA DE ESTOCAGEM.....	67
4.2.1 Cálculo da carga térmica pela dissipação dos ventiladores de acordo com a equação 02 utilizando os dados da tabela 16	67
4.2.2 Cálculo da carga térmica pela dissipação dos ventiladores de acordo com a equação 02 utilizando os dados da tabela 17	67
4.2.3 Cálculo da carga térmica pela infiltração do ar externo de acordo com a equação 03 utilizando os dados da tabela 18	67
4.2.4 Cálculo da carga térmica por penetração das paredes de acordo com a equação 04 utilizando os dados da tabela 19	68
4.2.5 Cálculo da carga térmica pela iluminação de acordo com a equação 06 utilizando os dados da tabela 20.....	68

4.2.6 Cálculo da carga térmica motores de acordo com a equação 07 utilizando os dados da tabela 21.....	68
4.2.7 Cálculo da carga térmica por pessoas de acordo com a equação 08 utilizando os dados da tabela 22	69
4.3 SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS.....	70
4.3.1 Seleção de compressores	72
4.3.1.1 Compressor de baixa pressão.....	72
4.3.1.2 Compressor de alta pressão	72
4.3.2 Seleção de condensadores	73
4.4 ESPAÇO FÍSICO	75
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	76
SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	77
REFERÊNCIAS.....	78
ANEXO A- Norma ABNT NBR 16401-1:2008	79
ANEXO B- Catálogo Mayekawa	85
ANEXO C- Catálogo Allenge.....	91

1- INTRODUÇÃO

Atualmente o Brasil é o segundo maior produtor de carne de frango do mundo, ficando atrás somente dos Estados Unidos. Em 2016 o Brasil produziu cerca de 12,9 milhões de toneladas de carne de frango, desse montante 4,382 milhões de toneladas foram exportadas, colocando assim o Brasil como maior exportador de carne de frango do mundo.

Dentro de um frigorífico, um dos principais processos é o sistema de refrigeração, que é responsável pela climatização dos ambientes e pelo congelamento e conserva dos produtos.

O sistema de refrigeração tem seus principais equipamentos, tais como: Compressor, condensador, válvula de expansão e o evaporador. O funcionamento se dá basicamente, com o condensador que deve possuir a capacidade de rejeitar todo o calor absorvido pelo fluido refrigerante no circuito de refrigeração e, retorná-lo ao estado líquido. A válvula de expansão é responsável por reduzir a temperatura e pressão do fluido refrigerante antes deste entrar em um evaporador ou até mesmo em um separador de líquido. Já o evaporador é o equipamento responsável por realizar a troca térmica direta entre o processo e o fluido refrigerante. O compressor é o equipamento responsável por succionar o fluido a baixa pressão do sistema e, elevar a mesma para que o fluido possa circular através do sistema de refrigeração.

Todos esses equipamentos são dimensionados e projetados para atender uma carga térmica específica de refrigeração, caso haja um aumento de produção os equipamentos devem ser redimensionados para atender a nova demanda de carga térmica.

O presente trabalho tem por finalidade, estudar e dimensionar novos equipamentos para atender a nova carga térmica do frigorífico, que atualmente está processando 160.000 aves/dia e passará a processar 180.000 aves por dia, para esse aumento de produção não haverá aumento nas áreas do frigorífico e nem aumento na quantidade de pessoas que trabalham em ambientes climatizados, desta forma não haverá aumento na carga térmica de climatização dos ambientes e com isso esse trabalho não irá entrar no quesito de climatização dos ambientes.

Como o aumento de produção, terá uma carga térmica maior no regime de -35°C (regime responsável pelo congelamento). Quando o frigorífico foi projetado previu-se esse aumento de produção deixando as tubulações e os vasos de pressões preparados para tal aumento futuro, esse aumento foi limitado em 20.000 aves por dia devido a capacidade do túnel de congelamento, onde o mesmo tem capacidade de congelamento de 27.000 kg/h e passará a congelar 26.600 kg/h.

Os equipamentos que serão estudados para que a nova carga térmica do frigorífico seja suprida será o compressor parafuso e o condensador evaporativo.

1.1-OBJETIVOS

1.1.1- Objetivo geral

Apresentar resultados referentes as mudanças feitas no dimensionamento da sala de máquinas de um frigorífico para que a mesma atenda um aumento de produção de abate de 20.000 aves/dia.

1.1.2- Objetivos específicos

- Calcular a nova carga térmica referente ao aumento de produção do frigorífico;
- Selecionar os novos equipamentos da sala de máquinas de acordo com a nova carga térmica;
- Verificação do espaço físico;

1.2-JUSTIFICATIVA

Atualmente o Brasil é o segundo maior produtor de carne de frango do mundo, ficando atrás somente dos Estados Unidos. Em 2016 o Brasil produziu 12,9 milhões de toneladas de carne de frango, desse montante 4,382 milhões de toneladas foram exportadas, colocando assim o Brasil como maior exportador de carne de frango do mundo. Mesmo com a crise econômica que atingiu o país nos últimos anos, a cadeia produtora e exportadora de carne de frango viveu um bom momento no ano passado (ABPA, 2016).

Dentro de um frigorífico, um dos principais processos é o sistema de refrigeração, que é responsável pela climatização dos ambientes e pelo congelamento e conservação dos produtos.

Segundo Costa (1982), a refrigeração é definida como qualquer processo que vise transferir continuamente a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura, dentro de um sistema de refrigeração tendo como seus principais equipamentos o condensador, válvula de expansão, evaporador e

compressor. Basicamente, o condensador deve possuir a capacidade de rejeitar todo o calor absorvido pelo fluido refrigerante no circuito de refrigeração e, retorná-lo ao estado líquido.

A válvula de expansão é responsável por reduzir a temperatura e pressão do fluido refrigerante antes deste entrar em um evaporador ou até mesmo em um separador de líquido. Já o evaporador é o equipamento responsável por realizar a troca térmica direta entre o processo e o fluido refrigerante.

O compressor é o equipamento responsável por succionar o fluido a baixa pressão do sistema e, elevar a mesma para que o fluido possa circular através do sistema de refrigeração, (COSTA, 1982).

Diante disso, o presente trabalho tem por finalidade, analisar e apresentar dimensionamentos para novos equipamentos que buscam atender a nova carga térmica do frigorífico, já que o mesmo teve um aumento considerável comparado a sua capacidade de abate, para esse aumento de produção não teremos um aumento na área do frigorífico e nem na quantidade de pessoas que trabalham em ambientes climatizados. Desta forma, não teremos um aumento na carga térmica de climatização dos ambientes, e com isso esse trabalho não irá entrar nesse quesito.

Com esse aumento de produção teremos uma carga térmica maior no regime de -35°C (regime responsável pelo congelamento). Quando o frigorífico foi projetado foi previsto esse aumento de produção deixando as tubulações e os vasos de pressões preparados para um aumento futuro.

Diante disso, justifica-se a importância desse trabalho em apresentar na prática um melhoramento direto no sistema de refrigeração do frigorífico, colocando em prática os conceitos aprendidos na disciplina de refrigeração, instigando a outros estudantes da área a se aprofundar sobre o assunto, os equipamentos que serão estudados para aumento da carga térmica será o compressor parafuso e o condensador evaporativo.

1.3-CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Quais as diferenças técnicas do sistema ampliado para produção de 20.000 aves/dia?

1.4- DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

O referido estudo do referido trabalho foi realizado em um abatedouro de aves na região oeste do estado do Paraná, especificamente na sala de máquinas do frigorífico.

Esse estudo será feito em cima do aumento de produção do frigorífico que passará a abater 20 mil aves/dia a mais da sua capacidade atual, com esse aumento de produção não será necessário ter uma ampliação nas áreas do frigorífico e nem na quantidade de pessoas que trabalham em ambientes climatizados, visto que quando foi construído o mesmo já contava com esse aumento de produção futuro, dessa forma, não terá um aumento na carga térmica de climatização dos ambientes, sendo assim, o novo aumento de carga térmica será por conta do regime de -35°C , regime este, responsável pelo congelamento e estocagem dos produtos, serão feitos os cálculos da nova carga térmica do túnel de congelamento e da câmara de estocagem, logo após será necessário determinar os novos equipamentos da sala de máquinas para que a mesma atenda essa nova demanda do frigorífico.

2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- PRODUÇÃO DE AVES

A avicultura no Brasil foi um dos setores de produção que mais cresceu nessas últimas décadas, exigindo uma constante evolução no genótipo, nutrição, sanidade, instalações, equipamentos e manejo de aves (ABPA, 2016).

Segundo a ABPA (2016), o Brasil é o segundo maior produtor mundial de carne de frango, atrás apenas dos Estados Unidos. Dados divulgados pelo órgão mostram que, em 2016, a produção foi de 13,6 milhões e 18,3 milhões de toneladas, respectivamente. Em 2016 a produção de carne de frango apresentou ínfimo crescimento, em relação a 2015, por conta da retração do consumo no mercado interno. A desaceleração da demanda doméstica ocorreu especialmente em função da crise econômica sem precedentes enfrentada pelo Brasil, onde a taxa de desemprego anual atingiu em média, 11,5% da população economicamente ativa, segundo o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2016). Em meio a este cenário, houve redução na renda das famílias, que perderam poder de compra devido à inflação elevada.

As estatísticas da Secretaria de Política Agrícola (SPA), do Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA), mostram que o faturamento do setor pecuário no Brasil foi de R\$ 185,4 bilhões no ano de 2016. O Estado que apresentou o maior Valor Bruto da Produção (VBP) Pecuária foi o Paraná, de R\$ 26,9 bilhões, por conta do bom desempenho do setor avícola. Segundo o MAPA, em 2016, a produção de aves no Brasil foi de 5,5 bilhões de cabeças. O Estado do Paraná foi responsável por 33,6% da produção nacional, equivalente a 1,9 bilhões de cabeças.

2.2- EXPORTAÇÃO E CONSUMO DA CARNE DE FRANGO

No tocante às exportações, o USDA aponta o Brasil como o maior exportador de carne de frango do mundo. A carne de frango *in natura* ocupou o quinto lugar na pauta cambial em 2016, conforme divulgação do Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços (MDIC). Foram exportados U\$ 5,9 bilhões, totalizando quatro

milhões de toneladas frango. Além de maior produtor, o Paraná é o maior exportador de frango do Brasil. Os embarques da carne de frango *in natura*, segundo produto da pauta de exportações do Estado, foram de US\$ 2,1 bilhões, equivalentes a 1,4 milhões de toneladas do produto. A carne de frango brasileira foi exportada para 141 países em 2016, segundo o MDIC. Entre os principais importadores do frango brasileiro estão Arábia Saudita, China, Japão, Emirados Árabes Unidos e Hong Kong. Do total exportado para estes países, 38,2% foram provenientes das exportações paranaenses.

Tabela 01: Exportações de carne de frango

DESTINO	BRASIL		PARANÁ	
	US\$	Toneladas	US\$	Toneladas
Arábia Saudita	1.153.083.265	744.973	471.629.210	309.979
China	859.482.854	483.769	371.556.339	206.182
Japão	719.800.724	391.992	171.135.425	101.579
Emirados Árabes Unidos	477.473.053	301.166	181.381.847	115.945
Hong Kong	357.244.240	248.564	141.036.673	95.890

(Fonte: MDIC 2016)

2.3- PROCESSOS DE ABATE DE AVES DO AVIÁRIO ATÉ O ABATEDOURO

A avicultura de corte no Brasil até o final da década de 50 era uma atividade básica de subsistência e que dispunha de poucos recursos, sendo desenvolvida em bases não empresariais. A partir de 1960, passou a ter uma maior intensidade no seu processo de produção, devido a melhoria genética, à introdução de novas tecnologias, ao uso de instalações mais apropriadas, de alimentação racional e da parceria entre produtor e a agroindústria através de contratos de integração, que permitiu saltos qualitativos na produção e produtividade, tornando este segmento um dos mais dinâmicos e competitivos do país. (Da Silva, 2007)

Segundo Ribeiro (1995), no Brasil o abate de aves deve ocorrer conforme o estabelecido no RIISPOA: Regulamento de Inspeção Industrial e Sanitária dos Produtos de Origem Animal e no Regulamento Técnico da Inspeção Tecnológica e Higiênico-Sanitária de Carne de Aves. Nesses regulamentos são tratadas questões

que referem ao: pré-abate, que engloba a captura e transporte dos animais e o abate que consiste nas seguintes etapas: insensibilização, sangria, escaldagem, depenagem, evisceração, pré-resfriamento, resfriamento, gotejamento, classificação, embalagem, tempo de armazenamento.

2.4- PRÉ-ABATE

O manuseio pré-abate tem início do jejum das aves e a dieta líquida. O jejum é praticado com o objetivo de limpar o trato digestivo de tal forma evitar a contaminação da carcaça e casos de ruptura. O tempo de jejum é iniciado quando os comedouros são suspensos e termina no abate, a duração ideal deste tempo está entre 8 a 12 horas (Ribeiro D.F, 1995).

2.5- CAPTURA

A captura dos frangos deve ser realizada com rapidez e preferencialmente no período noturno, sob luz azul, pois as aves não apresentam visibilidade da cor azul. Deve-se agrupar o lote facilitando a sua captura. Os frangos devem ser capturados individualmente e levados pelas duas pernas (Ribeiro D.F, 1995).

2.6- TRANSPORTE

Segundo Ribeiro (1995) recomenda-se realizar o transporte à noite, lembrando que na hora do abate, o primeiro lote que chegou ao abatedouro será o primeiro a ser abatido. Os animais são transportados em gaiolas, sendo que em cada m² no inverno é possível realizar o transporte de 45 kg e no verão 38 kg (5 a 8 aves por gaiola).



Figura 01: Transporte de frangos vivos

Fonte: (O autor/2019)

2.7- ABATE

O processo de abate é dividido em diversas fases.

2.7.1- Insensibilização

Todo animal antes do abate deve passar pela insensibilização, esse processo dura 7 segundos e é feito para que não ocorra o sofrimento da ave. Esta técnica é realizada através da eletronarcose, que nada mais é a imersão da ave em água com corrente elétrica causando um choque na mesma, fazendo isso o animal fica atordoadado e imobilizado, facilitando a liberação de sangue na sangria (Ribeiro D.F, 1995).



Figura 02: Insensibilizador

Fonte: (O autor/2019)

2.7.2- Sangria

Segundo Ribeiro (1995), a sangria dura em média 3 minutos, sendo um processo passivo podendo ser acelerada pelo bombeamento cardíaco. Nos primeiros 40% do tempo desse processo, os animais devem ter perdido 80% do sangue. Se a sangria ultrapassar o limite de 3 minutos a depenagem será prejudicada, pois as aves estarão aprisionando as penas pelos folículos devido ao estado de *rigor mortis*.



Figura 03: Tanque de Sangria

Fonte: (O autor/2019)

2.7.3- Escaldagem

O tempo necessário é de 2 minutos com a temperatura de 52°C para que ocorra o afrouxamento das penas. É importante ressaltar que não se deve ultrapassar este tempo, pois irá ocorrer o cozimento da carcaça e se ficar um tempo menor que o recomendado não ocorrerá o afrouxamento das penas dificultando a depenagem (Ribeiro D.F, 1995).



Figura 04: Tanque de escaldagem

Fonte: (O autor/2019)

2.7.4- Depenagem

Depenagem é o processo de retirada das penas feita através rolos que possuem dedos de borracha para não machucar a carcaça. Durante esse processo podem ocorrer algumas lesões sendo a mais comum à fratura das asas, sendo assim é importante ajustar as depenadeiras de acordo com o tamanho do lote do frango (Ribeiro D.F, 1995).



Figura 05: Depenadeiras

Fonte: (O autor/2019)



Figura 06: Frango na saída da depenadeira

Fonte: (O autor/2019)

2.7.5- Evisceração

Todas as operações do processo de evisceração, com exceção da Inspeção Federal, podem ser feitas através de máquinas automáticas ou manualmente. As etapas que o frango percorre nesse setor são: extração da cloaca; corte do abdome; evisceração; inspeção da carcaça e dos órgãos, feita pelos auxiliares de inspeção, ainda nesse setor faz-se a extração do pescoço, traquéia e esôfago; extração dos pulmões; reinspeção; toilette final e, finalmente, a carcaça vai para os chillers onde serão resfriadas. (De Oliveira, 2014).

2.7.6- Pré-Resfriamento

Nessa etapa se destacam dois equipamentos.

2.7.6.1- Pré-Chiller

Dá início ao resfriamento, limpeza e reidratação da carcaça, que tem como objetivo a recuperação da água perdida ao longo dos processos anteriores aplicados

na carne, garantindo assim sua futura conservação e boa aparência (Ribeiro D.F, 1995).



Figura 07: Pré-Chiller

Fonte: (O autor/2019)

2.7.6.2- Chiller

Nessa etapa é finalizado o processo de resfriamento, abaixando a temperatura de 25°C para 4°C tem como finalidade eliminar o calor “post mortem” adquirido nas fases iniciais do abate, e evitar a proliferação da flora microbiana presente nas carcaças (Ribeiro D.F, 1995).

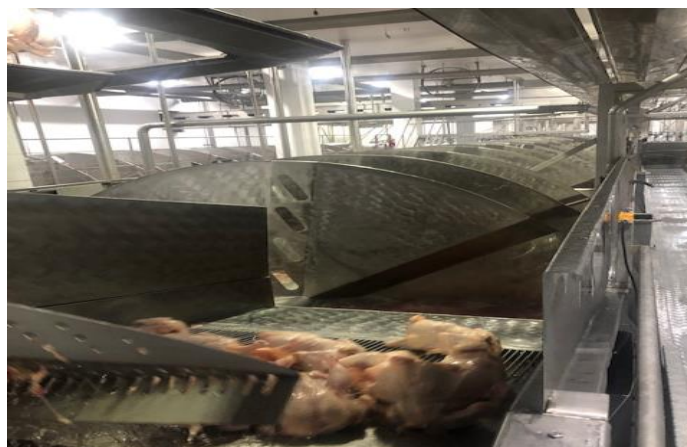


Figura 08: Chiller

Fonte: (O autor/2019)

2.7.7- Classificação

As carcaças são classificadas e destinadas ou para o processo de embalagem ou para o corte de peças, a depender dos pedidos de demanda da empresa. O corpo que apresentar um bom estado é embalado como peça inteira (Ribeiro D.F, 1995) aqueles que apresentam hematomas ou fraturas são destinados ao corte.

2.7.8- Sala de Cortes

Nessa parte do processo, são feitos os diferentes tipos de corte, que variam de acordo com exigência do cliente. Para se manter a qualidade do produto, a temperatura do setor de cortes não deve ultrapassar 12°C (Ribeiro D.F, 1995).

2.7.9- Embalagem

Durante esse processo, embala-se a carne em papelão interfolhada com plástico polietileno (Ribeiro D.F, 1995).

2.7.10- Congelamento

Nessa etapa, ocorre a identificação das caixas com etiquetas adesivas e o encaminhamento ao túnel de congelamento (Ribeiro D.F, 1995).

2.7.11- Expedição

Segundo Ribeiro (1995), as caixas são plastificadas com polietileno em túnel de encolhimento. Após isso são montados “pallets” para cada produto, posteriormente encaminhado para a câmara de estocagem, onde permanece, até a hora do embarque, a uma temperatura média de - 23°C.

2.8- REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração é um processo que tem como finalidade reduzir ao máximo o calor existente para que o produto base seja mantido em constante refrigeração; isso vale também para um material ou até mesmo um espaço. Também é utilizado para climatizar ambientes e conservar produtos que serão utilizados em processos futuros (Mendes, 2014).

A refrigeração é definida por Costa (1982), como sendo qualquer processo que vise transferir continuamente a energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura.

Segundo George (1993), o processo de refrigeração industrial objetiva refrigerar substâncias e elementos para que suas características sejam preservadas originalmente; no entanto, há quem utilize o mesmo processo para fins contrários, ou seja, alterar e modificar produtos e elementos químicos.

O mesmo autor ressalta que em setores voltados a produtos alimentícios, cerca de 30% das empresas utilizam-se da refrigeração para que seus produtos não sofram alterações nas características originais, para isso, investem em refrigeração durante a produção, no setor de estoque e também no transporte dos produtos.

São muitos os sistemas de refrigeração existentes, porém, alguns são considerados como principais; são eles o sistema de refrigeração por absorção, o sistema de refrigeração por compressão de vapor e o sistema de refrigeração por efeito termoelétrico (George, 1993).

Na indústria de alimentos, é de grande aplicação os sistemas frigoríficos para o congelamento de produtos, que podem ser classificados nos grupos: circulação forçada de ar, placas, criogênico, imersão e refrigerante líquido, entre eles, destaca-se o congelamento por circulação forçada de ar, ou túneis de congelamento como são normalmente chamados, principalmente pela flexibilidade em atender à grande variedade de formas, tamanhos, pesos, embalagens e tempos de resfriamento e congelamento e pela utilização de mão-de-obra reduzida (Costa, 1982).

Entre os três principais sistemas de refrigeração apresentados, o por compressão de vapor é o que se destaca quando se trata de processos ligados ao

armazenamento de alimentos; são utilizados também para equipamentos de porte menor como os condicionadores de ar e os refrigeradores compactos.

No sistema de refrigeração por compressão de vapor, a temperatura e a pressão são determinadas pelas características do produto ou processo, assim como seu ciclo.

Empresas voltadas a produção de bebidas utilizam como elemento principal o sistema de refrigeração por compressão de vapor para conservar seu produto com características originais sem que sofram qualquer alteração no sabor e na aparência, preservando desse modo, a qualidade exigida pelo consumidor.

2.9-REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é definido como sendo o ciclo onde o processo é o mais parecido caracteristicamente ao ciclo real, ou seja, dessa forma é possível estabelecer uma comparação de um ciclo real com um ciclo teoricamente produzido onde um melhor desempenho será apresentado respeitando os aspectos de um ciclo real.

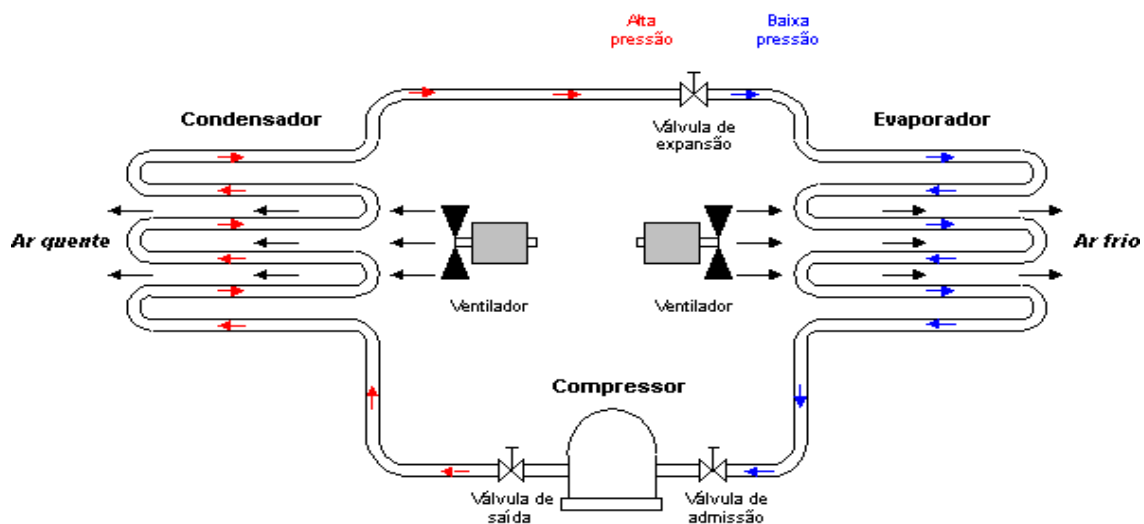


Figura 09: Sistema de refrigeração por compressão de vapor

(Fonte: Rodrigues/2009).

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor refere-se ao processo em que um trabalho é oferecido a um compressor e o mesmo faz com que a pressão e a temperatura sejam elevadas tornando o fluido gasoso ao chegar ao compressor, ou seja, estudos voltados a ciclos termodinâmicos buscam obter a refrigeração de modo contínuo, segundo Tassini (2012).

Segundo o mesmo autor os vapores juntamente com a temperatura e a pressão estabelecida seguem para um condensador direcionado a uma expansão para que seu estado líquido se transforme em líquido vapor, com baixa temperatura e pressão minimizada; esse processo é denominado isoentálpico.

Após isso, o fluido em estado refrigerante reduz o calor do ambiente, vaporizando o mesmo calor em direção ao compressor onde seu ciclo será completado (Tassini, 2012).

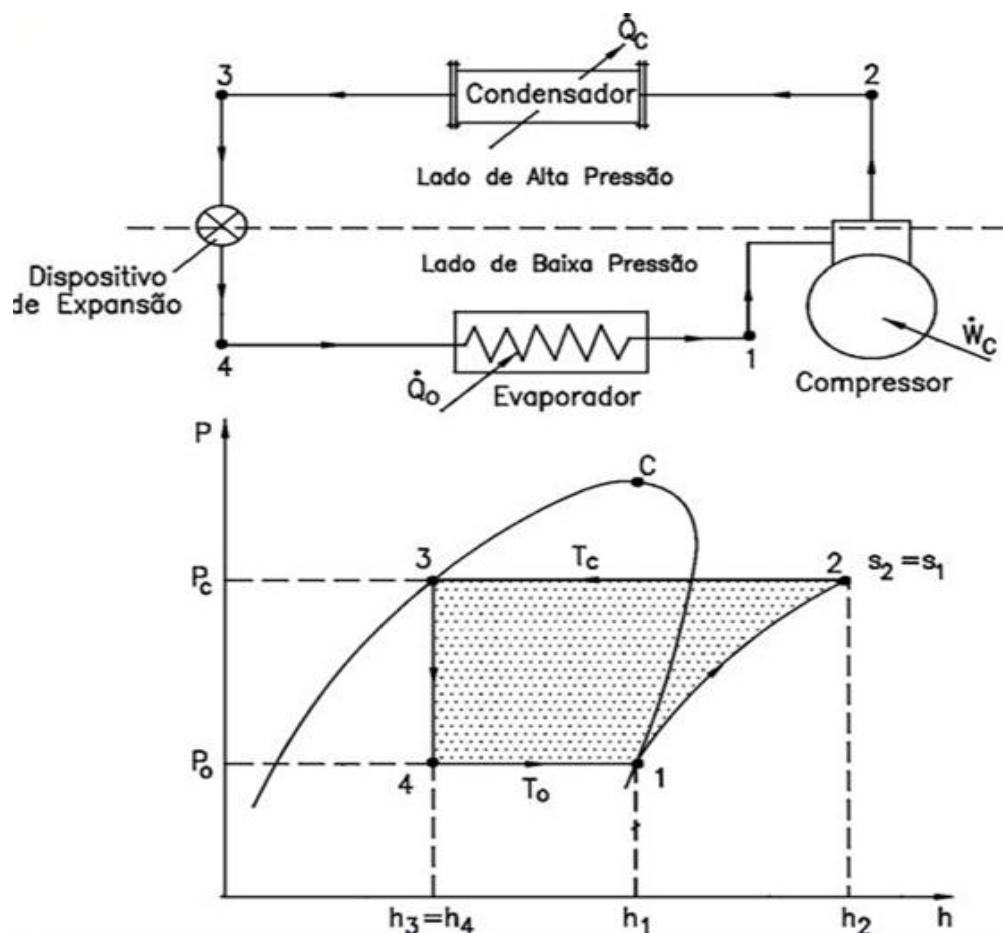


Figura 10: ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

(Fonte: Pirani/2015)

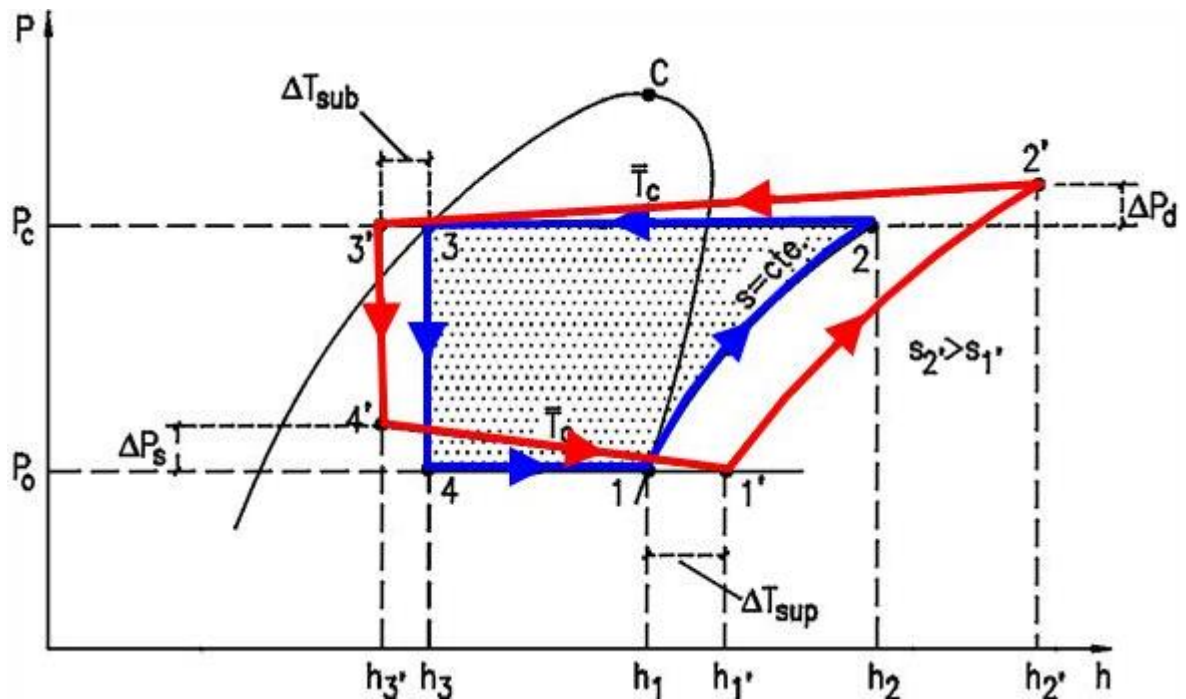


Figura 11: Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

(Fonte: Pirani/2015)

Considerando que o ciclo de refrigeração é um ciclo termodinâmico de fluidos, é possível se certificar que durante tal ciclo, o calor extraído do ambiente que será refrigerado é enviado para um ambiente externo através de algumas etapas que serão descritas a seguir: evaporação, compressão, condensação e expansão (PIRANI, 2015).

A evaporação refere-se à etapa em que o fluido refrigerante entra em estado líquido pela serpentina absorvendo o calor por meio de um ventilador entubado; em contato com o calor, o fluido modifica-se se tornando vapor, utilizando-se do calor para efetuar a troca (PIRANI, 2015).

Durante o processo de compressão, o fluido destinado a refrigerar é comprimido e sua pressão se eleva. Considerando um ciclo real, tal compressão é denominada como sendo adiabática reversível, ou seja, isentrópica. Nesse processo, perdas de energia são desconsideradas. Por uma visão prática, pode-se dizer que o calor do ambiente é perdido nessa etapa, no entanto, sem significância considerando a compressão necessária para concluir o processo de refrigeração (PIRANI, 2015).

Na terceira etapa denominada como condensação, a mesma é caracterizada por uma espécie de rejeição do calor inicial, ou seja, dentro desse processo de condensação, o fluido se torna gás saturado passando a ser condensado durante a troca de calor, que, ao ser submetido a pressão constante se estabiliza ao calor ambiente (PIRANI, 2015).

Na quarta e última etapa, a expansão, a pressão do fluido é reduzida pressionando o mesmo a evaporar; esse final de processo é considerado isoentálpico devido ao fato de que as variações de energia cinética e também potencial são desprezadas (PIRANI, 2015).

2.10 SISTEMA COM MÚLTIPLOS ESTÁGIOS DE COMPRESSÃO

Nos sistemas com múltiplos estágios de compressão, os compressores podem ser distintos, utilizando um compressor de baixa pressão (*booster*) e um compressor de alta pressão. O compressor de baixa pressão fará a descarga no resfriador intermediário (separador de líquido), enquanto o compressor de alta pressão fará a sucção e direcionará o fluido para o condensador (Stoecker, 2002).

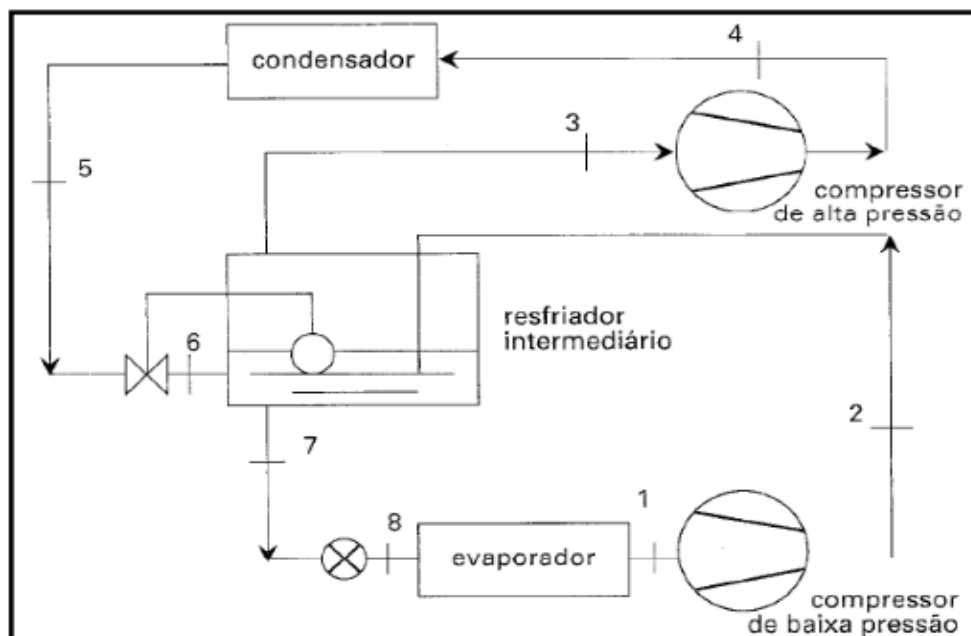


Figura 12: Sistema de compressão de duplo estágio

(Fonte: Stoecker, 2002)

2.11- COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração pode ser compreendido com um sistema fechado com a finalidade de permitir que a temperatura seja controlada através de um processo de evaporação e condensação do calor; essa pressão exercida pelo processo é regulada através da evaporação e condensação do refrigerante para que a temperatura seja de fato controlada. Para que isso ocorra com sucesso, alguns componentes são essenciais, como: o compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador.

2.11.1-Compressor

O compressor é de suma importância no sistema de refrigeração a vapor visto que, ele é o responsável por efetuar a circulação contínua do refrigerante durante todo o ciclo de refrigeração; durante esse processo, ele deve aumentar a pressão do refrigerante para que sua temperatura possa enviar o vapor para o condensador. É através do compressor que se gera a energia necessária para que o ciclo se complete; tal energia vem de um motor ligado a eletricidade que é acoplado ao compressor provocando essa transferência para o fluido dando origem a energia térmica, segundo Pillis (2005).

Para Venturini e Pirani (2005), o compressor representa aproximadamente 70% da energia elétrica consumida no sistema de refrigeração.

Segundo Pillis (2005), o sistema de refrigeração tem por si só várias funções, uma delas seria a remoção de todo o vapor encontrado no fluido refrigerante do evaporador, para isso, é necessário que a sucção seja perfeita e a pressão seja compatível com a temperatura necessária durante a evaporação. Outra função do sistema de refrigeração é a compressão do gás, elevando, desse modo, a pressão do vapor para que o fluido possa circular no sistema inteiro. Durante esse processo, a pressão é elevada até que a quantidade de calor presente no condensador leve o fluido a seu estado líquido.

O tipo de compressor a ser utilizado será definido pela capacidade da instalação, a função que o fluido refrigerante exercerá e a temperatura do processo

de vaporização; organizações que se utilizam de sistemas de frios normalmente utilizam compressores parafuso ou alternativos (Venturini e Pirani, 2005).

2.11.1.1- Compressor Parafuso

O compressor parafuso é muito utilizado nos processos de refrigeração industrial com a finalidade de compressão de amônia e também outros gases utilizados em instalações de grande quantidade de cargas térmicas. Este tipo de compressor não possui válvulas de admissão ou descarga, por isso, funcionam em alta rotação onde grandes capacidades são combinadas com as dimensões externas reduzidas.

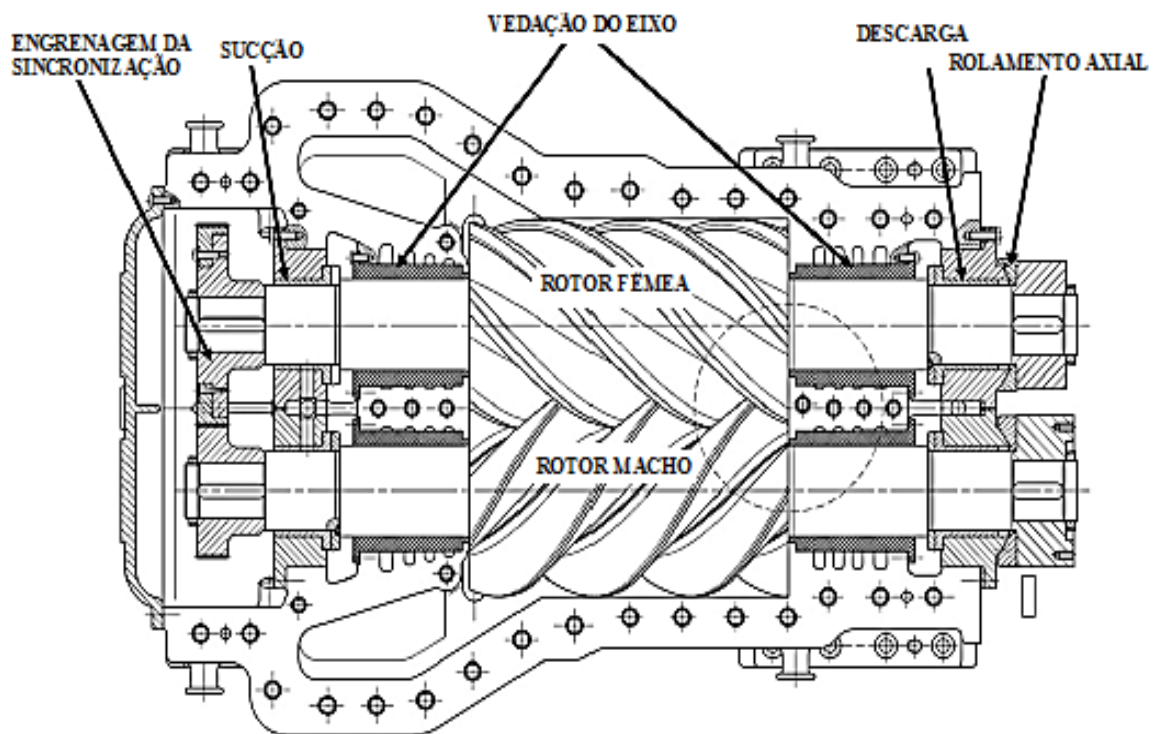


Figura 13: Compressor parafuso

(Fonte: Carvajal, 2016)

Segundo Stoecker e Jabardo (2002) os compressores de parafuso duplo tiveram seu desenvolvimento por volta da década de 30, sendo inicialmente utilizados em aplicações frigoríficas na Europa, por volta das décadas de 50 e 60.

O compressor parafuso conta com várias partes, sendo que, as principais são os dois rotores em forma de rosca onde um é denominado com sendo o macho e a outra rosca, a fêmea. Eles possuem diferentes números de lóbulos; a rosca macho possui quatro lóbulos enquanto que a rosca fêmea possui seis lóbulos.

Os rotores estão ficam fixados sobre mancais para que haja uma fixação respectiva quanto a posição na câmara onde acontece as operações; o rotor macho é destinado a um perfil convexo enquanto que o rotor fêmea possui um perfil côncavo (LIMA, 2016).

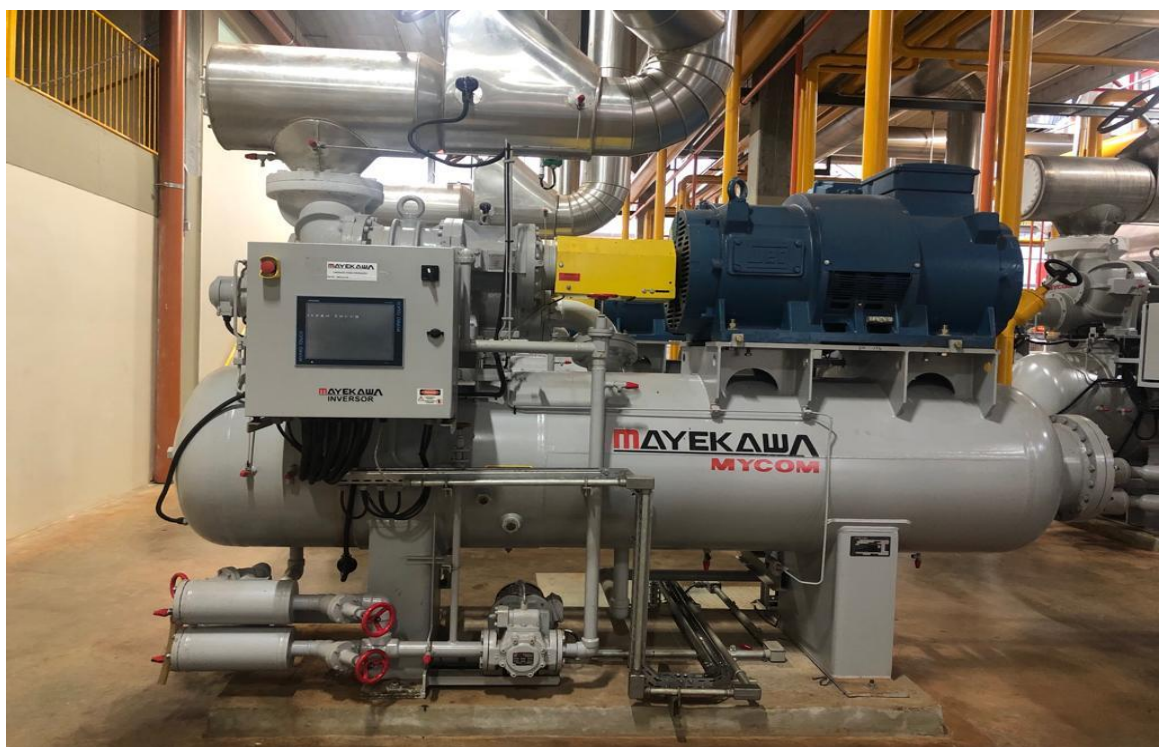


Figura 14: Compressor parafuso

(Fonte: O autor/2019)

Durante o processo de compressão, três etapas devem ser obedecidas; são elas a sucção, a compressão e a descarga. Na etapa da sucção um espaço entre os lóbulos é aberto durante a rotação dos rotores, aumentando dessa forma, o volume; o gás é aspirado pela parte superior preenchendo o volume em seu estado máximo, fazendo com que a entrada se feche.

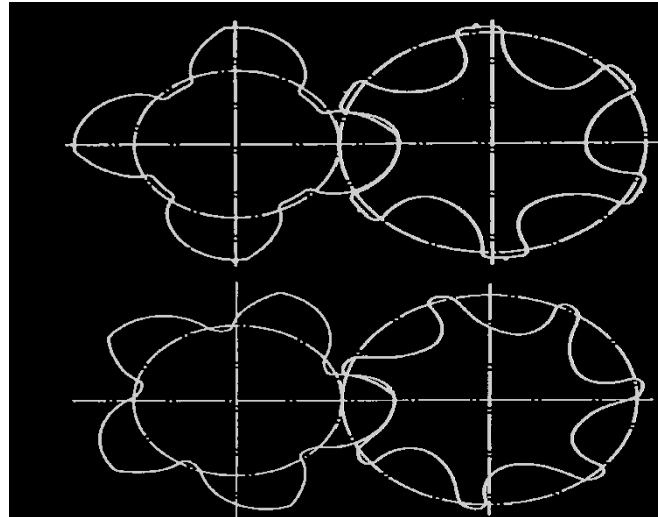


Figura 15: Geometria dos rotores

(Fonte: Johnson Controls/2016)

A montagem dos rotores se dá em rolamentos axiais e radiais ou em mancais de deslizamento, tal montagem de rotores em rolamentos traz duas grandes vantagens; a primeira é que com os rolamentos, é possível realizar a montagem dos rotores com uma folga menor, reduzindo desta maneira a fuga de gás, enquanto que a segunda vantagem se dá em consequência da primeira, que é a economia no consumo de energia do compressor. Segundo a Johnson Controls, se consegue uma economia de até 10% com relação ao mancal de deslizamento.

No processo de compressão, os rotores macho e fêmea encaixam suas ranhuras fazendo com que o volume de gás seja reduzido, deslocando-o para a tubulação de descarga na parte inferior do compressor parafuso (LIMA, 2016, p. 38).

No funcionamento do compressor parafuso, o gás entra pela parte superior e sua descarga se dá pela parte inferior do compressor. Ao entrar, o gás deixa a câmara de entrada à medida que os rotores giram e, começa a ser comprimido através do encaixe do lóbulo do rotor macho com a reentrância do rotor fêmea. A última etapa do processo de compressão em um compressor parafuso se dá quando o gás atinge a região de saída, sendo então descarregado, seja ele para os condensadores ou, no caso de sistema booster, o compressor de baixa descarregando no separador de pressão intermediária.

A ilustração a seguir mostra como se dá a compressão do gás em um compressor parafuso.

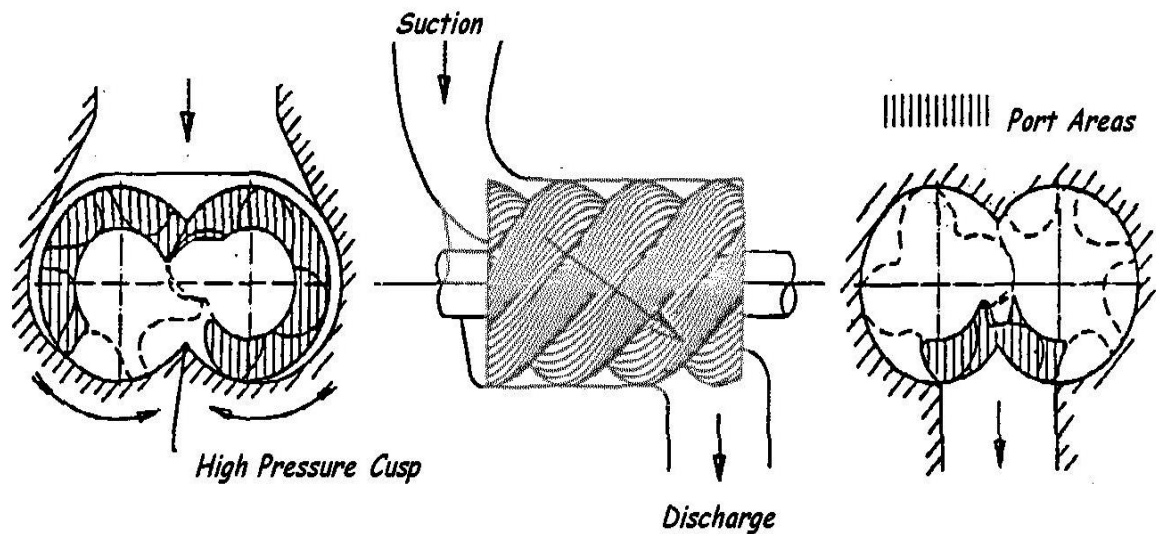


Figura 16: Compressão do gás no compressor parafuso

(Fonte: Johnson Controls/2016)

2.11.2-Condensador Evaporativo

Segundo Stoecke (1998), condensador evaporativo é um trocador de calor cuja troca térmica é feita através de uma superfície metálica, onde o gás a ser condensado tem contato com a água do sistema de resfriamento. O condensador evaporativo pode ser comparado com uma torre de resfriamento, dentro da qual fica montado um feixe tubular por onde passa o gás refrigerante a ser condensado. Pelo lado externo dos tubos, o ar e a água circulam em contracorrente. O calor da condensação do gás é transferido para a água, e é removido através da evaporação de água. Por esse motivo, o sistema necessita de uma reposição constante de água.

Todos os processos de refrigeração e de condensação de ar se utilizam de um gás para facilitar a transferência de calor entre a área de condicionamento do ar e a atmosfera exterior.

Este procedimento depende da utilização de um compressor visando a aumentar a pressão na seção do evaporador, ou na área de condensação de ar no sistema, que por sua vez permite a absorção de calor daquela área. Este calor absorvido (qualquer calor gerado) pelo processo de compressão tem de ser rapidamente removido do refrigerante, ou condensador, para que o ciclo de

transferência de calor pode ser repetido. Isto é feito de forma a permitir que o refrigerante quente circule através de uma série de tubos expostos a um ventilador de fluxo de ar induzido, (Stoecke 1998)



Figura 17: Condensadores evaporativos

(Fonte: O autor/2019)



Figura 18: Condensador evaporativo

(Fonte: Allenge/2017)

2.11.3- Válvula de Expansão

Segundo Danfoss, (1995), a válvula de expansão tem duas aplicações básicas nos sistemas com recirculação de líquido: O controle de vazão para cada evaporador e a alimentação de reservatórios de líquido a baixa pressão.

Nos Sistemas com recirculação de líquido é comum a alimentação de vários evaporadores pela mesma bomba. Nesses casos, a válvula de expansão manual é instalada em conjunto com uma válvula de bloqueio comandada eletricamente (on-off) na alimentação de cada evaporador com a finalidade de permitir o ajuste ou balanceamento do fluxo de refrigerante por todos os evaporadores (Danfoss, 1995).

2.11.4- Evaporador

Segundo Stoecker e Jabardo (2002), evaporadores são os componentes de um sistema de refrigeração responsáveis pelo resfriamento de uma corrente de ar ou de um líquido que, posteriormente, será responsável pelo resfriamento ou congelamento de um produto qualquer. Eventualmente, o evaporador poderá ser o responsável pelo resfriamento direto do produto, sem um agente intermediário, como é o caso de evaporadores de contato.

Evaporadores são trocadores de calor que se caracterizam por ter ao menos uma corrente (interna ou externa) onde o fluido, ou refrigerante, muda de estado (vaporização) durante o processo de retirada de calor, atuando como a interface entre o processo e o sistema de refrigeração, (Stoecker e Jabardo, 2002).

2.11.4.1- Evaporador Tipo Convecção forçada

No tipo convecção forçada, um ventilador ou bomba é utilizado para circular o fluido que está sendo resfriado, fazendo-o escoar sobre a superfície de troca térmica que é resfriada pela vaporização do refrigerante. Na Figura abaixo é mostrado um exemplo de evaporador para resfriamento de ar com circulação forçada através de tubos e aletas, muito usado em câmaras frigoríficas, (Stoecker e Jabardo 2002).



Figura 19: Evaporadores de ar com convecção forçada

(Fonte: O autor/2019)

2.11.5- Fluido Refrigerante

O fluido refrigerante em um sistema de refrigeração é o responsável pelas trocas térmicas, empregado como um veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração. Ele é capaz de resfriar um ambiente, absorvendo calor, pela sua propriedade de se transformar de líquido a gás, e de gás a líquido. (Costa, 1982)

(Costa, 1982) argumenta que para o fluido refrigerante resfriar o ambiente absorvendo o calor presente, ele se transforma da fase líquida para a fase gasosa, uma vez que se evapora ao absorver calor e se liquefaz ao perder calor. De acordo com a sua aplicação, há uma determinada composição molecular, existindo assim uma diversa gama de fluidos refrigerantes, dos quais os mais usuais se destacam os fluidos refrigerantes halogenados, amônia, dióxido de enxofre, dióxido de carbono e hidrocarbonetos não halogenados, tais como o metano.

2.11.6- Reservatórios

Segundo Stoecker, (2002) as funções básicas dos reservatórios são as de armazenamento e de separação do refrigerante líquido, o armazenamento de líquido tem por objetivo compensar variações na produção e demanda de refrigerante líquido em condensadores e evaporadores.

2.11.6.1- Separador de líquido

O separador de líquido ou resfriador intermediário, por outro lado é fundamental para evitar a migração de líquido para o compressor, onde tem por objetivo borbulhar vapor superaquecido vindo dos compressores de baixa pressão com o refrigerante líquido. No separador de líquido normalmente o nível de líquido no interior desses reservatórios deve ser limitado superior e inferior, onde o limite inferior é estabelecido para garantir que somente líquido deixe o reservatório, por outro lado para evitar a possibilidade de que o líquido seja extraído junto com o vapor, impõe-se o limite superior (Stoecker, 2002).

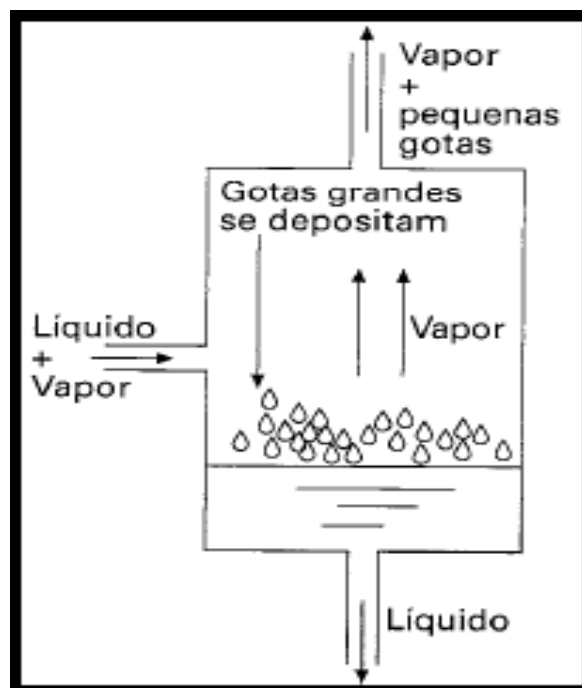


Figura 20: Separador de líquido

(Fonte: Stoecker 2002)

2.11.7- Tubulações

Tubulações são comuns em todas as instalações frigoríficas, tendo como função básica transportar o refrigerante entre os distintos componentes da instalação (Stoecker, 2002).

O transporte de refrigerante entre os distintos componentes da instalação frigorífica ocorre sob condições variadas, dependendo do estado do refrigerante e do equipamento a que ele serve (Stoecker, 2002).

Segundo Stoecker (2002) o dimensionamento de tubulações se baseia na premissa de limitar a perda de carga, esta implica numa redução de pressão, que em sistemas frigoríficos corresponde a uma diminuição na temperatura de saturação correspondente.

2.11.8- Isolantes térmicos

O isolante térmico é qualquer material que, interposto entre dois ambientes a temperaturas diferentes, retarda de maneira apreciável a transferência de calor do ambiente mais quente para o mais frio (Pirani, 2005).

Os isolantes térmicos são materiais formados por uma infinidade de células ocas, cheias de ar ou outro gás. As células devem ser pequenas, de maneira a impedir o movimento do gás nelas encerrado. Quanto maior o número de células, melhor serão os materiais isolantes (Pirani, 2005).

Segundo Pirani (2005) as espumas rígidas, empregadas para isolamento térmico, apresentam proporção relativamente alta de células fechadas, o que melhora ainda mais a característica isolante desse material.

2.11.8.1- Poliuretano

O Poliuretano é obtido pela reação química entre dois componentes líquidos: isocianato e polihidroxilo, com a presença de catalisadores. A estrutura celular é formada pelo desprendimento de CO₂ em uma reação química secundária ou pela ebulição de um líquido sob o efeito do calor de reação (Pirani, 2005).

Para Pirani (2005) nas últimas décadas, o poliuretano atraiu a atenção no campo do isolamento térmico a baixas temperaturas, nos quais suas principais características são:

- Baixa condutividade térmica devido à substituição do ar nas células por um gás de peso molecular elevado;
- Possibilidade de ser expandido no local de emprego;
- Suportam temperaturas superficiais elevadas;
- Resistem ao mofo e ao ataque de diversos parasitas;

MATERIAL	k [kcal/h.m.oC]
Chapas de fibra de madeira	0,028
Cimento celular leve	0,06 - 0,103
Cortiça expandida pura	0,035
Cortiça granulada	0,05 - 0,069
Fibras de vidro	0,026
Folhas de papel corrugado	0,033
Poliuretano	0,018 - 0,028
Poliestireno (15 a 30 kg/m³)	0,025 a 0,040
Resinas fenólicas	0,026
Vermiculite agregada ao cimento	0,06 - 0,086

Figura 21: Condutividade térmica dos isolamentos

(Fonte: Eletrobrás/2005)

2.12- Psicometria

Segundo Stoecke (1985), a psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. Em alguns processos, a água é removida do ar, já em outros processos a água é adicionada.

Os princípios de psicrometria são aplicados em assuntos relacionados com o cálculo da carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e resfriamento, dentre outros processos.

2.12.1- Carta Psicométrica

Segundo Stoecke e Jones (1985), a carta psicrométrica é um diagrama que simplifica o estudo das propriedades do ar.

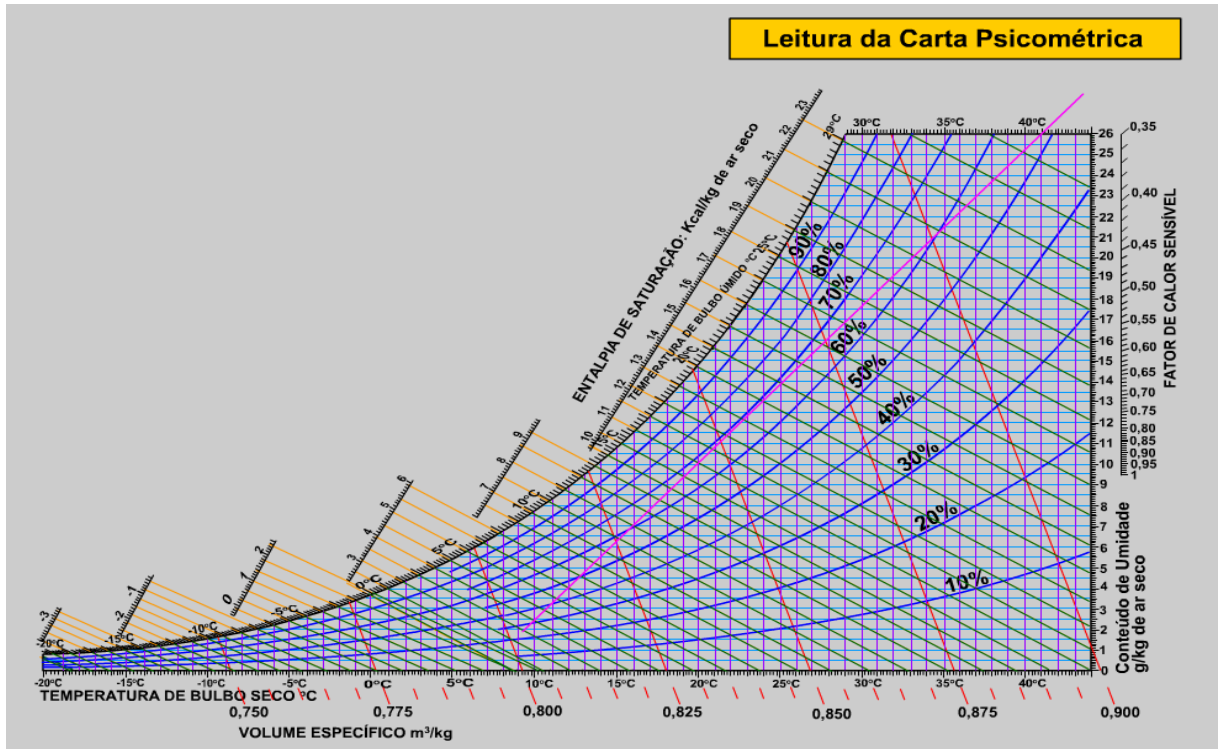


Figura 22: Carta Psicométrica

(Fonte: Stoecke e Jones 1985)

2.12.2- Umidade relativa

Stoecke e Jones (1985) define a umidade relativa como sendo a razão entre a fração molar do vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado à mesma temperatura a pressão total.

2.12.3-Entalpia

Para Stoecke e Jones (1985), a entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das entalpias dos componentes. Logo, a entalpia é a quantidade de energia interna em relação a um ponto de referência.

2.12.4-Volume específico

Este é definido como o volume em metro cúbico de mistura por quilograma de ar seco, podendo também ser definido como o volume em metro cúbico do ar seco por quilograma de ar seco, uma vez que os volumes ocupados pelas substâncias individualmente são iguais. (Stoecke e Jones, 1985)

2.12.5-Temperatura de bulbo seco

A temperatura de bulbo seco é a temperatura do ar que é determinada através de um termômetro comum. Existem certas quantidades de vapor d'água por libra de ar seco; estas podem ser determinadas em uma carta psicrométrica (Miller, 2008).

2.12.6-Temperatura de bulbo úmido

A temperatura de bulbo úmido reflete o efeito de resfriamento da água em evaporação. Um termômetro de bulbo úmido é utilizado para essa determinação.

A temperatura de bulbo úmido é menor do que a temperatura de bulbo seco; ela é a menor temperatura que um corpo molhado com água irá possuir quando exposto a uma corrente de ar (Miller, 2008).

2.13- Carga Térmica

A análise da carga térmica de refrigeração, que é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada do ambiente, origina-se de várias fontes de calor, é geralmente expressa em kcal/h, de modo a serem mantidas as condições de temperatura e umidade estabelecidas (Miller, 2008).

Para o dimensionamento da nova carga térmica será utilizada as equações abaixo.

Carga térmica do produto é calculada pela equação (1), (Loncan, 2016).

$$Q_h = m_h(h_i - h_f) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] \quad \text{Eq. (1)}$$

Onde:

m_h - Massa de produto a ser congelada (kg/h)

h_i - Entalpia inicial do produto (kcal/kg)

h_f - Entalpia final do produto (kcal/kg)

Tabela 02: Entalpia da carne de frango

Entalpia de carne de frango	
Temperatura (°C)	Entalpia (kcal/kg)
-20	0
-18	1,1
-15	3,1
-12	5,3
-10	7,2
-8	9,4
-5	13,7
-3	19
-1	44,4
0	55,5
1	56,3
3	57,8
5	59,3
7	60,9
10	63,2
12	64,7
15	67
17	68,6
20	70,9
25	74,7
30	78,6

(Fonte: Loncan/2016)

Carga térmica pela dissipação dos ventiladores (Loncan, 2016).

$$V_h = I_v * V \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

Eq. (2)

$$Q_v = \frac{2,3407 * V_h * \Delta p}{n_m}$$

Onde:

I_v - Índice ventilação (circ/h) – Tabela abaixo;

V - Volume da câmara (m³);

Δp - Perda de carga no ventilador que varia entre 0,01 mca para ambiente pequenos e 0,07 mca para ambientes grandes;

n_m - Rendimento mecânico dos ventiladores que varia entre 0,65 e 0,75

Tabela 03: Índice de ventilação em ambientes

Ambiente	Índice ventilação (circ/h)
Resfriamento conv. De carcaças	125 a 250
Choque térmico carcaças suínas	450 a 600
Congelamento convencional	200 a 300
Túneis de congelamento rápido	600 a 1000
Estocagem carnes resfriadas (câmaras menores com tendal)	50 a 75
Estocagem carnes resfriadas (câmaras maiores paletizada)	25 a 60
Estocagem de laticínios	25 a 40
Estocagem de frutas e verduras	20 a 40
Resfriamento estocagem de chopp	30 a 40
Resfriamento estocagem de maçã	35 a 50
Estocagem de congelados (câmaras entre 200 a 1000 m ³)	40 a 60
Estocagem de congelados (câmaras entre 1000 a 5000 m ³)	25 a 35
Sala de trabalho climatizada	15 a 30
Antecâmara climatizada	10 a 20
Câmara de cura de embutidos	35 a 45

(Fonte: Loncan/2016)

Carga térmica pela infiltração do ar externo (Loncan, 2016).

$$n = \frac{3 * p * S_p * T_p}{V^{0,5}}$$

Eq. (3)

$$Q_a = n * V * (h_e - h_i) * Y_e$$

Onde:

- n – Número de renovação por hora (renovação/h)
- p – Quantidade de portas para ambientes não climatizados
- S_p – Seção do vão livre da porta (m^2)
- T_p – Tempo de abertura da porta (h)
- V – Volume do ambiente (m^3)
- h_e – Entalpia do ar externo (kcal/h)
- h_i – Entalpia do ar interno (kcal/h)
- Y_e – Peso específico do ar externo (kg/m^3)

Carga térmica por penetração nas paredes (Loncan, 2016)

$$Q_p = \frac{(S_{teto} + S_{piso} + S_{parede}) * k_i * (T_e - T_i)}{e_i} \quad \text{Eq. (4)}$$

Onde:

- S_{teto} – Área do teto (m^2)
- S_{piso} – Área do piso (m^2)
- S_{parede} – Área da parede (m^2)
- k_i – Condutividade térmica do material isolante (kcal/hm°C)
- e_i – Espessura do isolante termico (m)
- T_e – Temperatura externa (°C)
- T_i – Temperatura interna (°C)

Tabela 04: Características técnica dos painéis em espuma rígida

Características Físicas - FrigoPainel - PUR ou PIR - Aço 0,5mm				
Espessura Núcleo	Largura Útil	Coefficiente Global de Transmissão de Calor*	Peso Próprio	Vão Máximo
(mm)	(mm)	(Watts/m².k)	(Kg/m²)	(mm)
50	1120	0,4905	10,52	4000
70	1120	0,3591	11,36	4700
100	1120	0,2557	12,62	5600
120	1120	0,2138	13,46	6100
150	1120	0,1732	14,72	6800
200	1120	0,1302	16,82	7750

* Fator de conversão: 1W/m².k = 0,860kcal/h.m².°C

(Fonte: Dânica/2011)

Ocorre apenas nas câmaras para frutas, legumes e vegetais em geral e se deve ao calor liberado pelo metabolismo do vegetal.

Carga térmica pela respiração (Loncan, 2016).

$$Q_r = \frac{q_v * M_e}{T_{eq}} \quad \text{Eq. (5)}$$

Onde:

q_v – Calor vital do vegetal (kcal/dia)

M_e – Massa estocada (kg)

T_{eq} – Tempo de funcionamento do equipamento frigorífico (h)

Carga térmica pela iluminação (Loncan, 2016).

$$Q_i = W * 0,86 \quad \text{Eq. (6)}$$

Onde:

W – Potência de iluminação instalada (w)

Carga térmica motores ou resistências (Loncan, 2016).

$$Q_m = \frac{CV}{F_s} * 632 \quad \text{Eq. (7)}$$

Onde:

CV – Potência instalada em motores ou resistência elétrica (cv)

F_s – Fator de serviço do motor

Carga térmica por pessoas (Loncan, 2016)

$$Q_p = N_p * q_p \quad \text{Eq. (8)}$$

Onde:

N_p – Número de pessoas no ambiente

q_p – Calor liberado pelo metabolismo (kcal/hpessoa)

Tabela 05: Calor liberado pelo metabolismo humano

Temperatura do ambiente (°C)	Calor liberado pelo metabolismo (kcal/h)
26	0,565
24	0,652
22	0,696
20	0,782
18	0,822
16	0,834
14	0,842
12	0,845
10	0,85
8	0,855

(Fonte: Loncan/2016)

3- METODOLOGIA

O presente trabalho é de cunho quantitativo, pois segundo Prodanov (2013), tal pesquisa considera que tudo pode ser quantificável, o que significa traduzir em números e informações para classificá-las e analisá-las e requer uso de recursos de técnicas estatísticas.

3.1- LOCALIZAÇÃO

O frigorífico, objeto de estudo presente nesse trabalho, está localizado na cidade de Ubiratã na região oeste do estado do Paraná, cerca de 229 km de distância da cidade de Foz do Iguaçu.

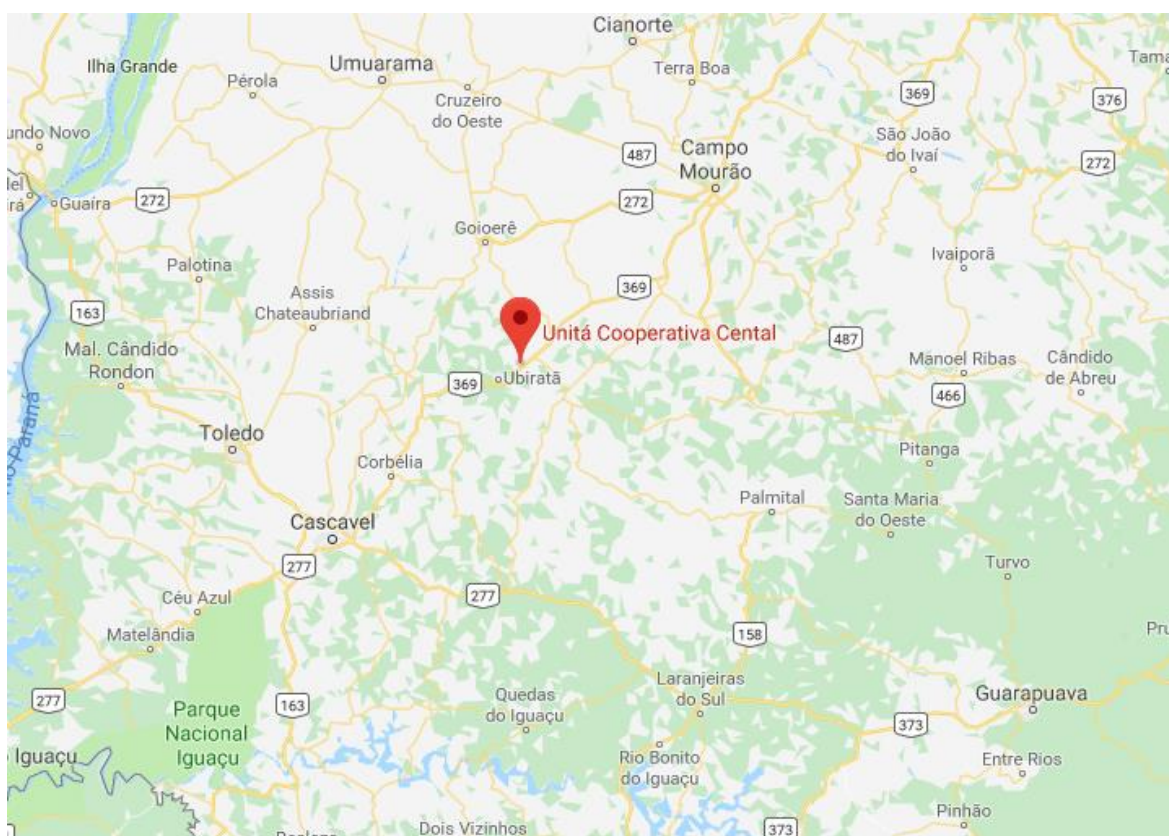


Figura 23: Localização do Abatedouro

(Fonte: Google/2019)

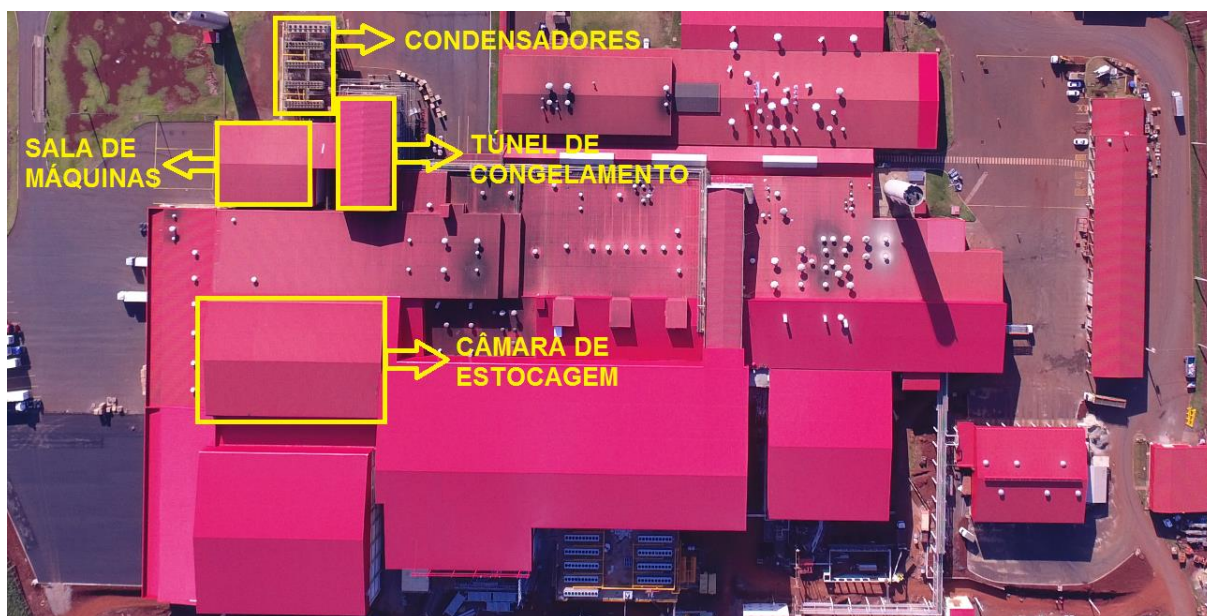


Figura 24: Vista superior do abatedouro

(Fonte: O autor/2019)

A determinação das condições do ar no ambiente de instalação é dada pela norma ABNT NBR 16401-1:2008, considerando os dados para Foz do Iguaçu, como a cidade mais próxima de Ubiratã.

Tabela 06: Norma 16401-1

PR	Foz de Iguaçu		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			25,52S	54.58W	243m	98,44	85/01		29,4	37,2	0,9	0,1	1,9	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Jan	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
		35,1	23,6	26,1	31,6	24,6	20,1	28,7		99,6%	3,4	1,1	4,2	6,3
ΔTmd	1%	34,1	23,7	25,6	31,1	24,0	19,5	28,2		99%	5,8	3,1	4,9	8,0
11,1	2%	33,1	23,5	25,1	30,6	23,5	18,9	27,7						

(Fonte: ABNT/2008)

3.2- AUMENTO DE PRODUÇÃO DO FRIGORÍFICO

Atualmente o frigorífico está processando 160.000 aves/dia em um período de 19 horas/dia de abate no qual processa cerca de 8421 aves/hora. Com a ampliação do abate de aves essa produção diária passará para 180.000 aves/dia ou aproximadamente 9.500 aves/hora.

O peso médio das aves evisceradas é de 2,8 kg, sendo assim, nos dias de hoje o frigorífico produz aproximadamente 23.600 kg/h de carne congelada e

passara para 26.600 kg/h. Esse congelamento é realizado em um túnel de congelamento projetado para uma capacidade 27.000 kg/h.

O produto entra no túnel de congelamento com temperatura de aproximadamente 9°C e deve sair do equipamento com temperatura de -18°C em 24 horas.

Dados para cálculo da nova carga térmica do túnel de congelamento:

- Massa de produto a ser congelada: 505400 kg/dia;
- Tempo de congelamento: 24 horas;
- Temperatura de entrada do produto: 9°C;
- Temperatura de saída do produto: -18°C;
- Entalpia de entrada do produto: 62,05 kcal/h;
- Entalpia de saída do produto: 1,1 kcal/h;
- Índice de ventilação: 800 circ/h;
- Espessura do isolamento: 0,2 m;
- Coeficiente de condutibilidade: 0,1078 W/m²k;
- Largura: 14,60 m;
- Comprimento: 33,80 m;
- Área: 493,48 m²;
- Pé direito: 15 m;
- Volume: 7402,2 m³;
- Número de porta: 1;
- Secção de vão da porta: 1,68 m²;
- Tempo de abertura da porta: 0,5 h/dia;
- Temperatura do ar externo: 33°C;
- Temperatura do ar interno no túnel: -35°C;
- Umidade relativa externa: 60%;
- Entalpia do ar externo: 21,47 kJ/kg;
- Entalpia do ar interno: -35,03 kJ/kg;
- Peso específico do ar externo: 1,13 kg/m³;
- Quantidade de pessoas: 0;

- Potência elétrica instalada no túnel: 420 cv;
- Iluminação: 4 kw;

O Produto sai do túnel de congelamento e vai para a câmara de estocagem onde permanece por no mínimo 24 horas, após esse processo o produto é expedido até o cliente.

Dados para cálculo da nova carga térmica da câmara de estocagem.

- Massa de produto a ser armazenado: 505400 kg/dia
- Tempo de estocagem: 24 horas
- Temperatura de entrada do produto: -15°C
- Temperatura de saída do produto: -20°C
- Entalpia de entrada do produto: 3,1 kcal/kg
- Entalpia de saída do produto: 0
- Índice de ventilação: 30 circ/h
- Espessura do isolamento: 0,20 m
- Coeficiente de condutibilidade: 0,1078 w/m²k
- Largura: 53 m
- Comprimento: 34,2 m
- Área: 1812,6 m²
- Altura: 13 m
- Volume: 23563,8 m³
- Número de portas: 1
- Seção de vão da porta: 11,28 m²
- Tempo de abertura da porta: 1 h/dia
- Temperatura do ar externo: 33°C
- Temperatura do ar interno: -25°C
- Umidade relativa externa: 60%
- Peso específico do ar externo: 1,13 kg/m³
- Quantidade de pessoas: 0

- Potência elétrica: 40 cv
- Iluminação: 18000 w

Para o dimensionamento dos equipamentos será necessário o redimensionamento da carga térmica do regime de -35°C, atualmente a carga térmica está conforme a tabela abaixo:

Tabela 07: Carga térmica atual dos regimes -35°C e -10°C

Carga térmica da produção atual (160.000 AVES/DIA)

ÁREAS	Regime de trabalho	
	-35°C	-10°C
Produção de gelo		250.000
Câmara de resfriados		70.000
Câmara de inacabados		50.000
Motores do regime de baixa		664.780
Regime de baixa		3.724.307
Congeladores a placas peito	280.000	
Congeladores a placas fígado	50.000	
Congeladores a placas CMS	260.000	
Túnel de congelamento	2.450.062	
Câmara de estocagem	684.245	
Total (Kcal/h)	3.724.307	4.759.087

(Fonte: Autor/2019)

- Arranjo dos compressores:

Tabela 08: Arranjo dos compressores existentes para os regimes -35°C e -10°C

Arranjo de compressores atual

Modelo	Regime	
	-35°C	-10°C
Compressor 250-M (600 CV)		1.416.000
Compressor 250-L (700 CV)		1.693.000
Compressor 250-L (700 CV)		1.693.000
Compressor 320-M (350 CV)	1.115.000	
Compressor 320-L (400 CV)	1.308.000	
Compressor 320-L (400 CV)	1.308.000	
Total (Kcal/h)	3.731.000	4.802.000

(Fonte: Autor/2019)

Atualmente a sala de máquinas possui 04 condensadores evaporativos com capacidade nominal de 3.564.000 kcal/h com Tbu: +23°C e TC: +35°C, fazendo a correção de capacidade informada pelo fabricante dos equipamentos para Tbu: +25°C e TC: +33°C temos um fator de correção de 0,65, sendo assim, a capacidade real de cada equipamento é de 2.316.600kcal/h, com isso a capacidade real de condensação da planta é de 9.266.400 kcal/h.

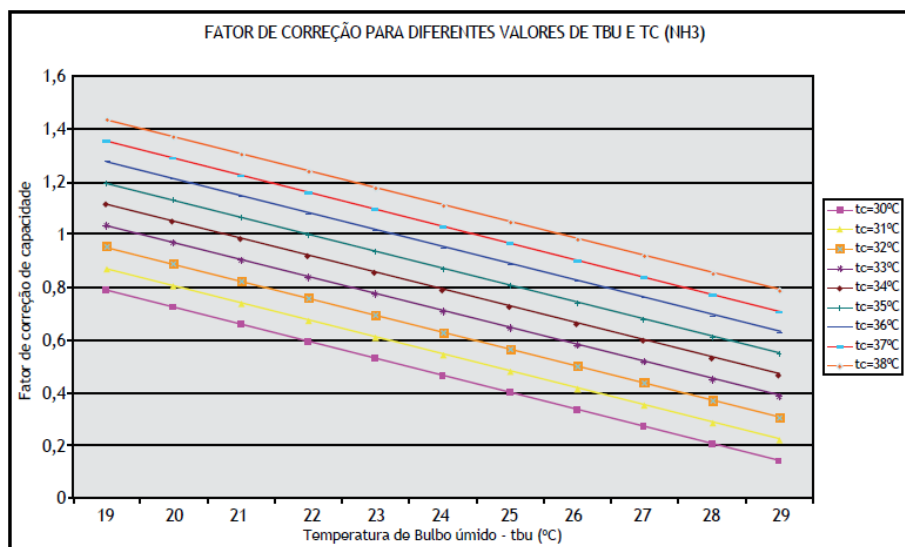


Figura 25: Correção de capacidade do condensador

(Fonte: Allenge/2017)

4- RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1- CÁLCULO DA NOVA CARGA TÉRMICA DO TÚNEL DE CONGELAMENTO

4.1.1- Cálculo da Carga Térmica do Produto de acordo com a Equação (01), utilizando dados da Tabela (09).

$$Q_h = m_h * (h_i - h_f)$$

$$Q_h = 21.060(62,05 - 1,10)$$

$$Q_h = 1.283.607 \frac{kcal}{h}$$

4.1.2- Cálculo da Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores de acordo com a Equação (02), utilizando os dados da tabela (10).

$$V_h = I_v * V$$

$$V_h = 800 * 7.402,20$$

$$V_h = 5.921.760 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_v = \frac{2,3407 * V_h * \Delta p}{n_m}$$

$$Q_v = \frac{2,3407 * 5.921.760 * 0,05}{0,70}$$

$$Q_v = 990.075,97 \frac{kcal}{h}$$

4.1.3- Cálculo da Carga Térmica pela Infiltração do ar Externo de acordo com a Equação (03), utilizando os dados da tabela (11).

$$n = \frac{3 * p * S_p * T_p}{V^{0,5}}$$

$$n = \frac{3 * 1 * 1,68 * 0,5}{7.402,20^{0,5}}$$

$$n = 0,03 \text{ renovação/h}$$

$$Q_a = n * V * (h_e - h_i) * Y_e$$

$$Q_a = 0,03 * 7.402,20 * (21,47 - (-35,03)) * 1,13$$

$$Q_a = 14.187,80 \frac{kcal}{h}$$

4.1.4- Cálculo da Carga Térmica por Penetração das Paredes de acordo com a Equação (04), utilizando os dados da tabela (12).

$$Q_p = \frac{(S_{teto} + S_{piso} + S_{parede}) * k_i * (T_e - T_i)}{e_i}$$

$$\frac{((14,60 * 33,80) + (14,60 * 33,80) + ((15 * 14,60 * 2) + (15 * 33,8 * 2)) * 0,11 * (33 - (-35))}{0,20}$$

$$Q_p = \frac{(493,48 + 493,48 + 1.452) * 7,48}{0,20}$$

$$Q_p = 91.217,10 \frac{kcal}{h}$$

4.1.5- Cálculo da Carga Térmica pela Iluminação de acordo com a Equação (06), utilizando os dados da tabela (13).

$$Q_i = W * 0,86$$

$$Q_i = 4000 * 0,86$$

$$Q_i = 3440 \frac{kcal}{h}$$

4.1.6- Cálculo da Carga Térmica Motores de acordo com a Equação (07), utilizando os dados da tabela (14).

$$Q_m = \frac{CV}{F_s} * 632$$

$$Q_m = \frac{420}{1,15} * 632$$

$$Q_m = 230.817,39 \frac{kcal}{h}$$

4.1.7- Cálculo da Carga Térmica por Pessoas de acordo com a Equação (08), utilizando os dados da tabela (15).

$$Q_p = N_p * q_p$$

$$Q_p = 0 \frac{kcal}{h}$$

4.1.8- Carga Térmica Total do Túnel de Congelamento

Tabela 09: Carga térmica do produto

Carga térmica do produto		
Massa de produto	21.060	kg/h
Entalpia inicial do produto	62,05	kcal/kg
Entalpia final do produto	1,10	kcal/kg
Carga térmica	1.283.607	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 10: Carga térmica pela dissipação dos ventiladores

Carga térmica pela dissipação dos ventiladores		
Índice de ventilação	800	circ/h
Volume da câmara	7.402,20	m ³
Vazão de ar	5.921.760	m ³ /h
Perda de carga no ventilador	0,05	mca
Rendimento mecânico dos ventiladores	0,70	%
Carga térmica	990.075,97	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 11: Carga térmica pela infiltração do ar externo

Carga térmica pela infiltração do ar externo		
Quantidade de portas	1	
Seção do vão das portas	1,68	m ²
Tempo de abertura da porta	0,50	h

Volume do ambiente	7.402,20	m ³
Número de renovação por hora	0,03	
Entalpia do ar externo	18,46	kcal/kg
Entalpia do ar interno	-30,10	kcal/kg
Peso específico do ar	1,13	kg/m ³
Carga térmica	14.187,80	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 12: Carga térmica por penetração nas paredes

Carga térmica por penetração nas paredes		
Condutividade térmica do isolante	0,1302	w/m ² k
Conversor de unidade w/m ² k para kcal/hm ² °C	0,86	
Condutividade térmica do isolante	0,11	kcal/hm ² °C
Espessura do isolante	0,20	m
Temperatura externa ambiente (°C)	35	°C
Temperatura interna (°C)	-35	°C
Superfície de piso	493,48	m ²
Superfície de teto	493,48	m ²
Superfície de parede	1.452	m ²
Carga térmica	91.217,10	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 13: Carga térmica pela iluminação

Carga térmica pela iluminação		
Potência de iluminação	4.000	w
Carga térmica	3.440	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 14: Carga térmica dos motores

Carga térmica motores		
Potência instalada	420	cv
Fator de serviço	1,15	
Carga térmica	230.817,39	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 15: Carga térmica total to túnel de congelamento

Carga térmica total do túnel de congelamento	2.613.345,26kcal/h
---	---------------------------

(Fonte: Autor/2019)

4.2- CÁLCULO DA NOVA CARGA TÉRMICA DA CÂMARA DE ESTOCAGEM

4.2.1- Cálculo da Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores de acordo com a Equação (02), utilizando os dados da tabela (16).

$$Q_h = m_h(h_i - h_f)$$

$$Q_h = 21.060 * (3,10 - 0)$$

$$Q_h = 65.286 \frac{kcal}{h}$$

4.2.2- Cálculo da Carga Térmica pela Dissipação dos Ventiladores de acordo com a Equação (02), utilizando os dados da tabela (17).

$$V_h = I_v * V$$

$$V_h = 30 * 23.563,8$$

$$V_h = 706.914 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_v = \frac{2,3407 * V_h * \Delta p}{n_m}$$

$$Q_v = \frac{2,3407 * 706.914 * 0,05}{0,70}$$

$$Q_v = 118.190,97 \frac{kcal}{h}$$

4.2.3- Cálculo da Carga Térmica pela Infiltração do ar Externo de acordo com a Equação (03), utilizando os dados da tabela (18).

$$n = \frac{3 * p * S_p * T_p}{V^{0,5}}$$

$$n = \frac{3 * 1 * 11,28 * 1}{23.563,80^{0,5}}$$

$$n = 0,22 \text{ renovação/h}$$

$$Q_a = n * V * (h_e - h_i) * Y_e$$

$$Q_a = 0,22 * 23.563,80 * (18,46 - (-30,10)) * 1,13$$

$$Q_a = 284.462,5706 \frac{kcal}{h}$$

4.2.4- Cálculo da Carga Térmica por Penetração das Paredes de acordo com a Equação (04), utilizando os dados da tabela (19).

$$Q_p = \frac{(S_{teto} + S_{pisso} + S_{parede}) * k_i * (T_e - T_i)}{e_i}$$

$$\frac{((53 * 34,2) + (53 * 34,2) + ((53 * 13 * 2) + (34,2 * 13 * 2))) * 0,11 * (33 - (-25))}{0,20}$$

$$Q_p = \frac{(1.812,60 + 1.812,60 + 2.267,20) * 6,38}{0,20}$$

$$Q_p = 187.967,56 \frac{kcal}{h}$$

4.2.5- Cálculo da Carga Térmica pela Iluminação de acordo com a Equação (06), utilizando os dados da tabela (20).

$$Q_i = W * 0,86$$

$$Q_i = 18.000 * 0,86$$

$$Q_i = 15.480 \frac{kcal}{h}$$

4.2.6- Cálculo da Carga Térmica Motores de acordo com a Equação (07), utilizando os dados da tabela (21).

$$Q_m = \frac{CV}{F_s} * 632$$

$$Q_m = \frac{40}{1,15} * 632$$

$$Q_m = 21.982,60 \frac{kcal}{h}$$

4.2.7- Cálculo da Carga Térmica por Pessoas de acordo com a Equação (08), utilizando os dados da tabela (22).

$$Q_p = N_p * q_p$$

$$Q_p = 0 \frac{kcal}{h}$$

Tabela 16: Carga térmica do produto

Carga térmica do produto		
Massa de produto	21.060	kg/h
Entalpia inicial do produto	3,10	kcal/kg
Entalpia final do produto	0	kcal/kg
Carga térmica	65.286	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 17: Carga térmica pela dissipação dos ventiladores

Carga térmica pela dissipação dos ventiladores		
Índice de ventilação	30	circ/h
Volume da câmara	23.563,80	m³
Vazão de ar	706.914	m³/h
Perda de carga no ventilador	0,05	mca
Rendimento mecânico dos ventiladores	0,70	%
Carga térmica	118.190,97	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 18: Carga térmica pela infiltração do ar externo

Carga térmica pela infiltração do ar externo		
Quantidade de portas	1	
Seção do vão das portas	11,28	m²
Tempo de abertura da porta	1	h
Volume do ambiente	23.563,80	m³
Número de renovação por hora	0,22	
Entalpia do ar externo	18,46	kcal/kg
Entalpia do ar interno	-30,10	kcal/kg
Peso específico do ar	1,13	kg/m³
Carga térmica	284.462,57	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 19: Carga térmica por penetração nas paredes

Carga térmica por penetração nas paredes		
Condutividade térmica do isolante	0,13	w/m ² k
Conversor de unidade w/m ² k para kcal/hm ² °C	0,86	
Condutividade térmica do isolante	0,11	kcal/hm ² °C
Espessura do isolante	0,20	m
Temperatura externa ambiente (°C)	33	°C
Temperatura interna (°C)	-25	°C
Superfície de piso	1.812	m ²
Superfície de teto	1.812,60	m ²
Superfície de parede	2.267,20	m ²
Carga térmica	187.967,56	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 20: Carga térmica pela iluminação

Carga térmica pela iluminação		
Potência de iluminação	18.000	w
Carga térmica	15.480	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 21: Carga térmica dos motores

Carga térmica motores		
Potência instalada	40	cv
Fator de serviço	1,15	
Carga térmica	21.982,60	kcal/h

(Fonte: Autor/2019)

Tabela 22: Carga térmica total da câmara

Carga térmica total da câmara	693.369,7	kcal/h
--------------------------------------	------------------	---------------

(Fonte: Autor/2019)

4.3- SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Com as novas cargas térmicas definidas, serão selecionados os equipamentos a serem instalados na sala de máquinas para que a mesma esteja de acordo com a carga térmica exigida para o aumento de produção do frigorífico.

Tabela 23: Comparativo do aumento das cargas térmicas

Comparativo de aumento de carga térmica do regime de trabalho -35 °C				
Áreas	160.000 aves/dia	180.000 aves/dia	Aumento	%
Produção de gelo				
Câmara de resfriados				
Câmara de inacabados				
Regime de -35C				
Carga térmica motores regime de -35C				
Congeladores a placas peito	280.000	310.000	30.000	9,67
Congeladores a placas fígado	50.000	70.000	20.000	28,6
Congeladores a placas CMS	260.000	290.000	30.000	10,3
Túnel de congelamento	2.450.062	2.613.345,26	163.283	6,24
Câmara de estocagem	684.245	693.369,70	9.125	1,31
Total (Kcal/h)	3.724.307	3.976.714,96	252.407,96	6,34

(Fonte: O autor/2019)

Tabela 24: Comparativo do aumento das cargas térmicas

Comparativo de aumento de carga térmica do regime de -10°C				
Áreas	160.000 aves/dia	180.000 aves/dia	Aumento	%
Produção de gelo	250.000	298.000	48.000	16,1
Câmara de resfriados	70.000	95.000	25.000	26,3
Câmara de inacabados	50.000	73.000	23.000	31,5
Regime de -35C	3.724.307	3.976.714,96	252.407,96	5,86
Carga térmica motores regime de -35C	664.780	715.520	50.740	7,58
Congeladores a placas peito				
Congeladores a placas fígado				
Congeladores a placas CMS				
Túnel de congelamento				
Câmara de estocagem				
Total (Kcal/h)	4.759.087	5.158.234,96	399.147,96	7,73

(Fonte: O autor/2019)

4.3.1- Seleção dos Compressores

4.3.1.1- Compressor de Baixa Pressão

- Regime de trabalho: -35°C/-10°C;
- Carga Térmica do regime: 252.407,96 kcal/h;
- Marca do compressor: Mayekawa;
- Compressor 200-M;
- Carga térmica do compressor: 280.000 kcal/h;
- Potência do motor: 80 CV;
- Carga térmica consumida pelo motor: 50.740 kcal/h;

4.3.1.2- Compressor de Alta Pressão

- Regime de trabalho: -10°C/+35°C;
- Carga Térmica do regime: 399.147,96 kcal/h
- Marca do compressor: Mayekawa;
- Compressor 160-L;
- Carga térmica do compressor: 429.000 kcal/h;
- Potência do motor: 180 CV;
- Carga térmica consumida pelo motor: 110.940 kcal/h;

Tabela 25: Compressores da nova carga térmica
Arranjo de compressores para a nova carga térmica

Modelo	Regime	
	-35°C	-10°C
Compressor 200-M (80 CV)	280.000	
Compressor 160-L (180 CV)		429.000
Total (Kcal/h)	280.000	429.000

(Fonte: O Autor/2019)

Tabela 26: Compressores do regime de -35°C e -10°C

Arranjo total de compressores do frigorífico regimes -35°C e -10°C		
Modelo	Regime	
	-35°C	-10°C
Compressor 250-M (700CV)		1.416.000
Compressor 250-L (800CV)		1.693.000
Compressor 250-L (800CV)		1.693.000
Compressor 320-M (380 CV)	1.115.000	
Compressor 320-L (450 CV)	1.308.000	
Compressor 320-L (450 CV)	1.308.000	
Compressor 200-M (80 CV)	280.000	
Compressor 160-L (180 CV)		429.000
Total (Kcal/h)	4.011.000	5.231.000

(Fonte: O Autor/2019)

4.3.2- Seleção do Condensador

O condensador evaporativo deverá ter a capacidade suficiente para rejeitar a carga térmica do compressor do regime de -10°C juntamente com a carga térmica consumida pelo motor do compressor.

- Carga térmica do compressor do regime de -10°C: 429.000 kcal/h;
- Carga térmica consumida pelo motor do compressor: 110.940 kcal/h;
- Carga térmica total do condensador: 539.940 kcal/h;

Tabela 27: Capacidade do condensador

Capacidade do condensador	
Item	Regime
	-10°C
Compressor 160-L (180 CV)	429.000
Carga térmica do motor do compressor	110.940
Total (Kcal/h)	539.940

(Fonte: O Autor/2019)

Condensador de acordo com as normas da ABNT NBR 16401-1:2008, considerando os dados para Foz do Iguaçu, como a cidade mais próxima de Ubiratã, onde TBU: +25 °C e TC: +33°C.

Utilizando o gráfico de correção de capacidade do fabricante de equipamentos de refrigeração Allenge, com as temperaturas citadas acima, terá um fator de aproximadamente 0,65.

- Marca do condensador: Allenge;
- Temperatura de bulbo úmido: TBU: +25 °C,
- Temperatura de condensação: TC: +33 °C;
- Fator de correção: 0,65;
- Carga térmica de condensação: 539.940 kcal/h;
- Modelo do condensador: CEA 900;
- Carga térmica nominal do condensador: 861.120 kcal/h;
- Carga térmica real do condensador utilizando o fator de 0,65: 559.728 kcal/h;

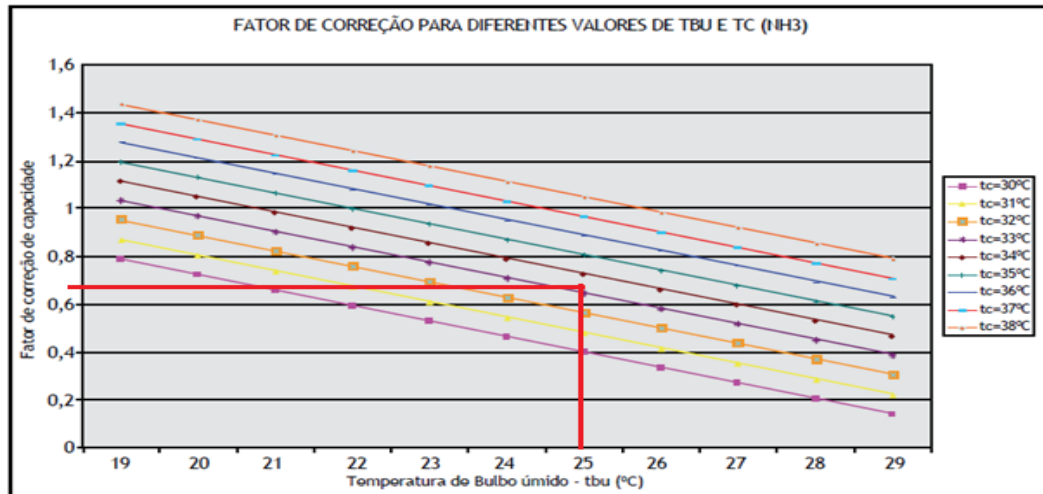


Figura 26: Correção de capacidade do condensador

(Fonte: Allenge/2017)

4.4- ESPAÇO FÍSICO

Quando o abatedouro foi construído a empresa havia previsto esse aumento de capacidade, entretanto, a execução seria em um projeto futuro, logo a sala de máquinas tem a capacidade de instalação de mais dois compressores e um condensador evaporativo.



Figura 27: Espaço físico para os dois novos compressores

Fonte: (O autor/2019)



Figura 28: Espaço físico para o novo condensador

Fonte: (O autor/2019)

5- CONSIDERAÇÕES FINAIS

Após o cálculo da carga térmica, foram determinados os novos equipamentos a serem instalados na sala de máquinas para atender a nova demanda de produção do frigorífico, onde teve um aumento de 6,34% no sistema de evaporação -35°C e 7,73% no sistema de evaporação -10°C . Estes aumentos foram reflexos de um aumento no abate que sai de 160.000 aves/dia para 180.000 aves/dia.

Os resultados, foram um reflexo de todo um planejamento, já que os itens principais como tubulações, evaporadores, reservatórios de líquidos já haviam sido dimensionados com essa possível alteração de capacidade de abate.

Nos primórdios dos projetos, neste caso obteve êxito somente no cálculo de carga térmica do túnel de congelamento e da câmara de estocagem para o dimensionamento dos dois novos compressores e o novo condensador.

Portanto, para que o frigorífico tenha capacidade de abate de 180.000 aves/dia é necessário a instalação de um compressor com capacidade acima de 252.407,96 kcal/h para o regime de $-35^{\circ}\text{C}/-10^{\circ}\text{C}$, e um compressor com capacidade acima de 399.147,96 kcal/h para o regime de $-10^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$. Com a instalação desses compressores será necessário um condensador de no mínimo 539.940 kcal/h, sem a instalação desses novos equipamentos não é possível obter sucesso no novo aumento de produção do frigorífico.

SUJESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- A cidade de Ubatã fica no intermediário entre Foz do Iguaçu e Londrina, fazer o dimensionamento dos equipamentos pela norma, utilizando as condições de TBU: +24°C TC: +32°C e fazer um comparativo entre a capacidade dos condensadores e ver a viabilidade de adotar a cidade de Londrina.
- Fazer o dimensionamento do sistema, adotando o sistema de simples estágio e fazer o comparativo de eficiência.
- Adotar o fluido refrigerante CO₂ para esses novos equipamentos da sala, e fazer o comparativo de eficiência dos fluidos refrigerantes.

REFERÊNCIAS

ALLENGE, Refrigeração Industrial, **WWW.ALLENCE.COM.BR**, Condensadores.

BRASIL. Ministério da Agricultura e do Abastecimento. Regulamento da inspeção tecnológica e higiênico-sanitária de carne de aves. Disponível em: www.agais.com/normas.

BRASIL. Ministério da Agricultura. Regulamento da inspeção industrial e sanitária de produtos de origem animal - RIISPOA. Disponível em: www.agricultura.gov.br/online.

COSTA, Ênnio C. da. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Editora Edgard Blucher LTDA, 1982.

JHONSON CONTROLS, **WWW.JOHNSONCONTROLS.COM/PT_BR**, Refrigeração, 2016.

LONCAN Paulo Simões, **LONCAN ENGENHARIA TERMICA**, apostila Senai 2016.

MAYEKAWA, Compressores industriais, **MAYEKAWA.COM.BR**, Compressores.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Refrigeração e Ar Condicionado**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2006.

NUNES, F.G. Otimizando o processamento de aves. Catálogo Brasileiro de Produtos e Serviços, 1998.

PILLIS, Joseph. **COMPRESSORES PARAFUSO**. Milwaukee: York Refrigeration - Screw Compressors Basics., 2017. 12 p. Tradução e adaptação da Engenharia de Aplicação da Divisão de Contratos YORK Refrigeration – Joinville, SC, Brasil.

RIBEIRO, D.F. Influência do manejo de pré-abate e das operações de abate na qualidade e rendimento das carcaças. Revista Nacional da Carne, São Paulo, 1995.
RODRIGUES, D. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO. UFU – Universidade Federal de Uberlândia. MG.

SILVA, José de C. **Refrigeração Comercial e Climatização Industrial**. São Paulo: Hemus Livraria, Distribuidora e Editora, 2006.

STOECKER W.F., Jones, J.W., **REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING** 2ª edição, Aucland: MCGraw-HillBook Company, 1982.

WILBERT F. Stoecker, **INSTRIAL REFRIGERATION HANDBOOK**, New York: MCGraw-Hill, 1998.

ANEXO A- Norma ABNT NBR 16401-1:2008

ABNT NBR 16401-1:2008

Anexo A (normativo)

Dados climáticos de projeto

A.1 Apresentação dos dados

Este Anexo estipula, para efeito de dimensionamento do sistema, os dados climáticos de projeto relativos a um dia típico do mês mais quente e do mês mais frio do ano apresentados no formato da Tabela A.1.

Tabela A.1 — Formato das tabelas de dados e legenda

Estado	Cidade	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação		Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	TBS	TPO	w	TBSc
ΔT_{md}	1%											
	2%											

Legenda												
Pr atm	Pressão atmosférica padrão no local (kPa)											
Período	Período das observações meteorológicas (ano inicial/ano final)											
Extrem. anuais	Média das temperaturas extremas anuais e desvio-padrão (s)											
Mês > Q	Mês no período com a maior média das temperaturas máximas											
ΔT_{md}	Variação média da temperatura diária no mês mais quente											
Mês > F	Mês no período com a menor média das temperaturas mínimas											
Frequência anual	Porcentagem do total das horas do ano em que as temperaturas de projeto indicadas serão provavelmente ultrapassadas											
TBS, TBU, TPO	Temperaturas (máx. ou mín.) de projeto, de bulbo seco, bulbo úmido e ponto de orvalho											
TBSc, TBUc	Temperaturas de projeto coincidentes, de bulbo seco, bulbo úmido											
w	Umidade absoluta (g/kg de ar seco)											

Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook 2005 chap. 28 – Climatic design information.

A.2 Geração de dados para as 24 horas do dia de projeto

Esta seção estipula um método para gerar um perfil teórico das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no dia de projeto, que permite avaliar com exatidão aceitável a evolução da carga térmica ao longo das 24 horas do dia. Para a determinação da temperatura horária de bulbo seco - TBS(h), deduzir da TBS de projeto a fração f do ΔT_{md} indicada na Tabela A.2. Para a determinação da temperatura horária de bulbo úmido - TBU(h) admite-se que a TPO(h) permanece aproximadamente igual à TPO de projeto ao longo do dia (com limite a temperatura de saturação).

A TPO de projeto é determinada a partir de TBS e TBUc de projeto. A TPO(h) é a TPO de projeto ou a TBS(h), se esta for menor que a TPO de projeto (condição de saturação, quando a TBS, a TPO e a TBU se igualam). As demais propriedades do ar podem ser determinadas aplicando as equações do ar úmido ou consultando uma carta psicrométrica para a altitude da localidade.

Tabela A.2 — Fração da variação média diária da temperatura ΔT_{md}

hora	f	hora	f	hora	f
01	0,87	09	0,71	17	0,10
02	0,92	10	0,56	18	0,21
03	0,96	11	0,39	19	0,34
04	0,99	12	0,23	20	0,47
05	1,00	13	0,11	21	0,58
06	0,98	14	0,03	22	0,68
07	0,93	15	0,00	23	0,76
08	0,84	16	0,03	24	0,82

Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook 2005 chap. 28 – Climatic design information.

ABNT NBR 16401-1:2008

A.3 Tabelas de dados

Os dados de projeto para 34 cidades brasileiras, agrupadas por região, são listados nas Tabelas A.3 a A.7.

Tabela A.3 — Região Norte

AC	Rio Branco		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			10,00S	67,80W	143m	99,62	90/01		31,4	37,7	0,6	11,2	1,9
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc
		35,4	25,1	27,3	31,4	26,2	22,1	28,9		99,6%	14,0	11,3	8,5
ΔTmd	1%	34,8	25,1	26,9	31,3	26,0	21,7	28,7		99%	16,1	13,2	9,6
10,7	2%	33,9	25,2	26,5	31,0	25,3	20,8	28,4					
AM	Manaus		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			3,15S	59,98W	84m	100,32	82/01		33,0	36,7	1,4	20,2	1,1
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Set	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Fev	TBS	TPO	w	TBSc
		34,8	25,9	27,3	31,5	26,2	21,8	29,3		99,6%	22,0	19,2	14,1
ΔTmd	1%	34,0	25,9	27,0	31,3	26,0	21,6	29,2		99%	22,8	20,2	15,1
8,0	2%	33,2	25,8	26,7	30,8	25,5	21,0	28,7					
AM	Manaus		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			3,03S	60,05W	2m	101,30	82/01		34,0	37,6	0,9	19,7	1,6
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Set	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jan	TBS	TPO	w	TBSc
		36,0	26,5	28,5	32,7	27,8	23,8	30,3		99,6%	21,8	19,0	13,8
ΔTmd	1%	35,1	26,3	28,0	32,0	27,1	22,9	29,3		99%	21,9	19,8	14,6
10,5	2%	34,4	26,1	27,5	31,5	26,9	22,5	29,0					
AP	Macapá		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			0,03N	51,5W	15m	101,14	85/01		30,6	35,0	0,5	20,0	4,1
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Mar	TBS	TPO	w	TBSc
		34,0	26,1	27,5	31,5	26,3	21,8	29,9		99,6%	22,2	20,9	15,9
ΔTmd	1%	33,2	26,0	26,9	31,2	25,8	21,2	29,2		99%	22,8	21,8	16,4
8,5	2%	33,0	26,0	26,5	30,9	25,2	20,4	28,3					
PA	Belém		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			1,38S	48,48W	16m	101,13	82/01		31,2	35,2	1,6	20,9	1,3
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Nov	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Fev	TBS	TPO	w	TBSc
		33,1	26,1	28,0	30,3	27,2	23,0	29,5		99,6%	22,8	20,9	15,6
ΔTmd	1%	32,8	25,9	27,6	30,2	27,0	22,8	29,4		99%	22,8	21,8	16,4
8,2	2%	32,1	25,8	27,2	30,1	26,6	22,2	29,0					
PA	Santarém		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			2,43S	54,72W	72m	100,46	82/01		32,0	35,6	1,5	20,8	1,6
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Mar	TBS	TPO	w	TBSc
		34,0	25,5	26,7	30,9	25,7	21,1	28,5		99,6%	22,6	20,2	15,0
ΔTmd	1%	33,2	25,5	26,5	30,7	25,2	20,5	28,2		99%	22,9	20,9	15,6
7,6	2%	33,0	25,5	26,2	30,4	25,1	20,4	28,2					
RD	Porto Velho		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			8,77S	63,92W	88m	100,27	83/01		33,6	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Set	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
		35,6	25,7	27,7	32,1	26,8	22,7	29,7		99,6%	17,6	14,0	10,1
ΔTmd	1%	34,8	25,7	27,3	31,7	26,2	21,8	29,1		99%	19,2	16,1	11,5
10,4	2%	34,0	25,7	27,0	31,4	26,0	21,6	28,9					
RO	Boa Vista		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			2,83N	60,70W	140m	99,65	82/01		31,2	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
		36,2	25,1	26,5	32,3	25,2	20,7	27,5		99,6%	22,5	17,6	12,8
ΔTmd	1%	35,7	25,0	26,2	31,9	25,1	20,5	27,3		99%	22,9	18,1	13,2
9,7	2%	35,1	24,8	25,9	31,6	24,8	20,1	27,1					

Tabela A.4 — Região Nordeste

AL	Maceió	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		9,52S	35,78W	115m	99,95	82/01		31,2	35,3	2,1	17,4	1,9		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Mar		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	32,6	25,1	26,7	30,0	26,0	21,6	28,4		99,6%	19,1	17,4	12,5	24,9
ΔTmd	1%	32,0	24,8	26,2	29,5	25,2	20,6	27,9		99%	19,8	18,1	13,2	24,1
7,7	2%	31,3	24,5	25,9	29,2	25,0	20,4	27,7						

BA	Caravelas	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		17,63S	39,25W	4m	101,28	83/94		30,9	34,6	1,8	14,4	1,0		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Fev		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	31,8	25,2	26,2	29,9	25,2	20,3	27,4		99,6%	16,2	14,8	10,5	20,3
ΔTmd	1%	31,2	25,1	25,8	29,4	24,9	20,0	27,2		99%	17,2	15,8	11,2	20,0
7,8	2%	30,9	25,0	25,6	29,1	24,6	19,6	26,9						

BA	Salvador	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		12,90S	38,33W	6m	101,25	82/01		31,8	34,8	2,2	18,6	1,1		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Fev		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	32,7	26,7	27,2	31,1	26,1	21,5	29,6		99,6%	20,2	17,8	12,8	23,5
ΔTmd	1%	32,0	26,3	26,8	30,6	25,9	21,2	29,4		99%	21,1	18,2	13,1	23,6
5,9	2%	31,2	25,9	26,5	30,2	25,2	20,4	29,0						

CE	Fortaleza	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		3,78S	38,53W	25m	101,03	82/01		32,6	35,0	2,3	20,6	1,5		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Jan		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	32,2	25,3	26,7	30,0	26,1	21,6	27,6		99,6%	22,8	17,2	12,3	29,3
ΔTmd	1%	32,1	25,3	26,5	29,7	25,8	21,2	27,7		99%	23,0	18,6	13,5	28,9
5,9	2%	31,9	25,2	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5						

MA	São Luis	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		2,60S	44,23W	53m	100,69	84/01		32,0	35,8	1,8	19,8	3,2		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Nov		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	34,1	26,3	27,2	31,7	26,2	21,7	29,3		99,6%	22,8	20,2	15,0	28,8
ΔTmd	1%	33,8	26,3	26,9	31,4	25,9	21,3	29,1		99%	23,0	21,0	15,7	28,4
7,4	2%	33,1	26,1	26,7	31,1	25,3	20,6	28,3						

PE	Fernando de Noronha	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		3,85S	32,42W	56m	100,65	82/01		30,2	35,0	3,2	19,9	2,5		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Jan		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	31,1	25,7	26,6	29,7	25,7	21,1	28,9		99,6%	22,9	19,8	14,6	25,4
ΔTmd	1%	30,7	25,6	26,2	29,4	25,2	20,5	28,4		99%	23,3	20,2	14,9	25,4
4,7	2%	30,2	25,4	26,1	29,2	25,1	20,4	28,3						

PE	Recife	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		8,07S	34,85W	19m	101,10	82/01		32,2	35,9	1,6	19,7	1,1		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Fev		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	34,1	27,1	27,7	32,6	26,2	21,7	30,8		99,6%	21,5	18,8	13,7	25,7
ΔTmd	1%	33,5	26,7	27,2	32,0	26,0	21,4	30,6		99%	21,9	19,2	14,0	25,8
6,7	2%	33,0	26,4	26,9	31,6	25,5	20,7	30,0						

PI	Teresina	Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
		5,05S	42,82W	69m	100,50	83/01		32,6	39,5	1,4	19,2	2,0		
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade		Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Out		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	37,9	24,7	26,9	32,9	25,4	20,7	28,9		99,6%	21,8	15,2	10,9	33,2
ΔTmd	1%	37,2	24,6	26,9	32,7	25,1	20,4	28,8		99%	22,3	16,3	11,7	32,5
12,2	2%	36,8	24,6	26,4	32,5	24,9	20,2	28,6						

ABNT NBR 16401-1:2008

Tabela A.4 (continuação)

RN	Natal		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			5,92S	35,25W	52m	100,70	83/01		29,9	34,7	2,0	18,3	2,7
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
		32,2	25,3	26,7	29,7	26,1	21,6	28,1		21,0	15,8	11,3	27,2
ΔTmd	1%	32,0	25,3	26,3	29,6	25,6	20,9	27,8		21,6	17,9	12,9	26,4
7,0	2%	31,6	25,1	26,1	29,5	25,1	20,4	27,5					
SE	Aracaju		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			10,98S	37,07W	9m	101,22	83/01		29,9	35,4	2,2	18,2	1,3
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Ago	TBS	TPO	w	TBSc
		32,1	28,6	27,3	30,6	26,2	21,7	29,5		21,1	18,1	13,0	24,4
ΔTmd	1%	31,8	28,4	27,1	30,5	26,1	21,4	29,5		21,9	18,9	13,7	24,5
5,2	2%	31,1	26,2	26,6	30,0	25,8	21,1	29,3					

Tabela A.5 — Região Centro-Oeste

DF	Brasília		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			15.87S	47.93W	1061m	89,21	82/01		26,9	34,2	1,4	7,0	2,7	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	32,1	18,0	21,9	26,7	20,8	17,6	23,3		99,6%	9,8	3,0	5,3	24,9
11,3	2%	31,1	18,3	21,5	26,4	20,2	16,9	22,6		99%	11,0	4,7	6,0	23,7
		30,2	18,6	21,1	26,1	20,0	16,7	22,4						
GO	Anápolis		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			16.23S	48.79W	1137	88,39	83/01		27,3	N/D	N/D	N/D	N/D	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Set	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	31,7	20,6	23,8	27,1	23,0	20,5	26,3		99,6%	12,8	5,1	6,2	19,0
10,7	2%	30,7	20,5	23,3	26,7	22,3	19,5	24,8		99%	13,9	6,9	7,1	19,3
		29,8	20,5	22,9	26,3	22,0	19,2	24,6						
GO	Goiânia		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			16.63S	49.22W	747m	92,67	82/01		30,2	36,6	1,0	8,2	1,9	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	35,0	20,3	24,5	29,8	23,1	19,6	26,0		99,6%	11,9	4,7	5,8	25,7
11,7	2%	34,0	20,7	24,1	29,4	22,9	19,3	25,7		99%	13,2	6,2	6,4	23,8
		33,1	20,8	23,7	28,9	22,2	18,5	25,2						
MS	Campo Grande		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			20.47S	54.67W	556m	94,82	82/01		30,0	37,6	2,1	4,6	2,0	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Nov	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	35,8	22,6	26,2	31,7	24,9	21,4	28,8		99,6%	8,1	2,2	4,7	13,1
10,4	2%	34,8	22,8	25,7	31,1	24,2	20,5	27,8		99%	10,5	4,4	5,5	15,6
		33,9	23,0	25,2	30,5	24,0	20,2	27,5						
MT	Cuiabá		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			15.65S	56.10W	182m	99,16	82/01		31,3	N/D	N/D	N/D	N/D	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	38,6	23,4	28,4	32,1	27,6	24,1	29,9		99,6%	12,8	7,2	6,4	18,6
10,4	2%	36,9	23,5	27,7	31,2	27,0	23,2	29,5		99%	14,8	9,1	7,3	21,9
		36,0	23,7	27,0	30,3	26,2	22,1	28,7						

ABNT NBR 16401-1:2008

Tabela A.6 — Região Sudeste

ES	Vitória		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			20,27S	40,28W	4m	100,28	82/01		30,6	36,8	1,0	14,3	1,7
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Ago	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	34,0	25,5	27,0	30,1	26,2	21,6	28,1	99,6%	16,5	12,8	9,2	21,0
6,0	2%	32,2	25,0	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5	99%	17,5	14,0	9,9	21,2
MG	Belo Horizonte Pampulha		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			19,85S	43,96W	785m	92,24	82/01		28,4	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	33,0	20,7	23,0	28,5	21,9	18,3	24,2	99,6%	11,5	4,9	5,9	22,8
9,6	2%	31,1	20,7	22,2	27,6	21,0	17,2	23,4	99%	12,8	6,6	6,7	21,4
MG	Belo Horizonte Tancende Neves		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			19,83S	43,93W	917m	90,78	90/01		28,4	34,6	0,9	8,4	1,8
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Ago	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	31,1	20,6	22,8	27,9	21,2	17,8	24,4	99,6%	11,1	4,9	6,0	21,2
9,7	2%	30,2	20,7	22,4	27,5	21,0	17,6	24,2	99%	12,2	6,1	6,5	20,3
MG	Uberaba		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			19,78S	47,97W	807m	92,00	83/01		29,7	35,9	1,5	6,7	3,0
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	32,7	19,6	22,8	28,0	21,6	17,9	24,3	99,6%	10,5	1,8	4,7	22,8
10,9	2%	31,9	19,9	22,5	27,7	21,1	17,4	23,9	99%	12,7	3,3	5,3	22,6
RJ	Rio de Janeiro Santos Dumont		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			22,90S	43,17W	3m	101,29	84/01		N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	34,0	25,2	26,6	30,8	25,3	20,4	29,1	99,6%	16,1	11,8	8,6	19,5
6,1	2%	31,8	24,9	25,8	29,9	24,6	19,6	28,4	99%	17,0	12,9	9,3	19,5
RJ	Rio de Janeiro Galeão		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			22,82S	43,25W	6m	101,25	82/01		32,4	40,2	2,2	11,6	3,2
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	38,1	25,6	28,1	32,8	27,1	22,9	30,1	99,6%	14,8	9,9	7,6	23,2
9,8	2%	36,2	25,3	27,5	32,0	26,2	21,7	29,3	99%	15,8	11,2	8,3	22,5
SP	Campinas		Latitude	Longit.	Altitude	Pr. atm.	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
			23,00S	47,13W	661m	9363	82/01		29,4	35,8	1,4	5,5	2,5
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umificação	
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc
ΔTmd	1%	33,2	21,9	24,4	29,5	23,1	19,3	26,1	99,6%	8,6	3,9	5,4	18,8
9,8	2%	31,3	21,5	23,4	28,4	22,0	18,1	25,2	99%	10,0	5,9	6,2	17,7

ABNT NBR 16401-1:2008

Tabela A.6 (continuação)

SP	São Paulo Congonhas		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			23,62S	46,85W	803m	92,04	82/01	anuais	28,2	34,3	0,9	5,8	2,5	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc	
		32,0	20,3	23,2	27,8	22,1	18,5	25,3		99,6%	8,8	3,9	5,5	18,4
ΔTmd	1%	31,0	20,4	22,6	27,1	21,2	17,5	24,3		99%	10,0	5,8	6,3	17,4
8,3	2%	30,0	20,4	22,1	26,7	21,0	17,2	24,0						

SP	São Paulo Guarulhos		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			23,43S	46,47W	750m	92,63	88/01	anuais	29,0	34,8	1,0	3,4	2,8	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Jan	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc	
		32,9	22,3	24,9	28,7	24,1	20,8	25,8		99,6%	7,0	3,9	5,5	13,5
ΔTmd	1%	31,8	22,0	24,2	27,9	23,2	19,7	25,1		99%	8,9	6,0	6,3	14,9
8,9	2%	30,8	21,7	23,7	27,3	22,9	19,3	24,9						

Tabela A.7 — Região Sul

PR	Curitiba		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			25,52S	49,17W	908m	90,68	82/01	anuais	27,4	32,9	1,0	-1,4	2,0	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.		Umidificação	
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	30,9	20,2	23,2	26,8	22,2	18,9	24,3		99,6%	2,4	-1,2	3,8	6,7
ΔTmd	1%	29,8	20,2	22,6	26,2	21,7	18,3	23,9		99%	4,8	1,7	4,8	9,3
9,5	2%	28,7	20,2	22,0	25,6	21,1	17,6	23,2						
PR	Foz de Iguaçu		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			25,52S	54,58W	243m	98,44	85/01	anuais	29,4	37,2	0,9	0,1	1,9	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.		Umidificação	
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	35,1	23,6	26,1	31,6	24,6	20,1	28,7		99,6%	3,4	1,1	4,2	6,3
ΔTmd	1%	34,1	23,7	25,6	31,1	24,0	19,5	28,2		98%	5,8	3,1	4,9	8,0
11,1	2%	33,1	23,5	25,1	30,6	23,5	18,9	27,7						
PR	Londrina		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			23,33S	51,13W	570m	94,66	84/01	anuais	30,2	35,7	1,5	3,9	2,0	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.		Umidificação	
Dez	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	33,9	21,7	25,3	28,9	24,4	20,7	26,6		99,6%	7,2	1,2	4,4	13,4
ΔTmd	1%	32,8	21,8	24,7	28,5	23,9	20,2	26,2		99%	9,3	3,8	5,3	15,2
10,0	2%	31,9	21,9	24,2	28,0	23,2	19,3	25,6						
RS	Porto Alegre		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			30,00S	51,18W	3m	101,29	82/01	anuais	N/D	37,9	1,4	1,6	2,4	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.		Umidificação	
Jan	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	34,3	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D		99,6%	4,0	N/D	N/D	N/D
ΔTmd	1%	33,2	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D		99%	5,8	N/D	N/D	N/D
9,7	2%	31,8	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D						
SC	Florianópolis		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem.	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			27,67	48,55	5m	101,26	82/01	anuais	30,1	35,2	1,7	3,4	1,9	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.		Umidificação	
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	anual	TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	32,2	25,5	26,6	30,1	25,8	21,1	28,5		99,6%	7,6	3,9	4,7	11,3
ΔTmd	1%	31,0	25,2	26,0	29,3	25,0	20,2	27,7		99%	9,2	5,1	5,4	11,8
6,7	2%	29,9	24,6	25,5	28,5	24,5	19,5	27,1						

ANEXO B- Catálogo Mayekawa

MAYEKAWA
MYCOM

Compressor Parafuso
Série V



Confiabilidade
e alto desempenho

www.mayekawa.com.br



Compressor Parafuso Série V

COMPRESSOR PARAFUSO *Série V*

Os Compressores Parafuso **MYCOM** Série V possuem características excepcionais.

Estas proporcionam máxima eficiência, fácil operação e alta confiabilidade.

Modelos com rotores de diâmetros de 125 mm a 400 mm para atender diversas capacidades.

BLOCO COMPRESSOR

O bloco do compressor parafuso **MYCOM** é construído de ferro fundido de baixa porosidade, projetado em conformidade com as normas vigentes.



PERFIL DO ROTOR

O perfil **MYCOM "Oprofile"** é empregado na Série de Compressores V, proporcionando alta eficiência e reduzindo as perdas de gás entre os lóbulos através da formação de uma película de óleo na superfície do lóbulo do rotor.

VI VARIÁVEL

Os compressores da *Série V* possuem a possibilidade do ajuste do Vi interno (relação volume interno), sempre que necessário. O ajuste de Vi é realizado manualmente, sendo um padrão da série V de compressores **MYCOM**.

CONTROLE DE CAPACIDADE

A válvula deslizando que controla a capacidade do compressor de 10 a 100% é acionada através do mecanismo hidráulico.

SISTEMA DE VARIAÇÃO DE VELOCIDADE

Em sistemas convencionais, o controle de pressão é feito apenas com variação mecânica do controle de capacidade do compressor. Com o sistema de variações de velocidade, o Inversor de Frequência aplicado no motor elétrico permite a modulação da velocidade do compressor, ajustando a capacidade utilizada de acordo com a pressão do projeto, reduzindo significativamente o consumo de energia, mantendo diretamente proporcional a relação de capacidade produzida x consumo de energia, quando em funcionamento em cargas parciais.

Benefícios

- Redução na demanda controlada
- Redução do dimensionamento de transformadores e cabos devido a baixa corrente de partida
- Partida suave com redução acentuada dos esforços sobre os acoplamentos e dispositivos de transmissão
- Alta eficiência durante operação em carga parcial.

RESFRIADOR ECONOMIZER (OPCIONAL)

O resfriador **ECONOMIZER** é constituído por um trocador tipo Casco e Tubo acoplado à Unidade Compressora para a realização do sub-resfriamento do líquido. Eficaz para sistemas de um estágio de compressão em aplicações de média e baixa temperatura.

RESFRIAMENTO DO ÓLEO

A **MYCOM** oferece três opções para resfriamento do óleo:

- Termosifão
- Água
- Injeção de líquido.

- Resfriamento por **TERMOSIFÃO** através de trocador de calor tipo casco e tubo, constituído de corpo cilíndrico horizontal dotado de válvulas de dreno e válvula de segurança, assegurando maior eficiência energética e maior capacidade frigorífica;

- Resfriamento por **ÁGUA** através de trocador de calor tipo casco e tubo, constituído cilíndrico horizontal de corpo em aço carbono e tubos e espelhos em aço **INOX-304** assegurando maior eficiência energética e maior capacidade frigorífica;

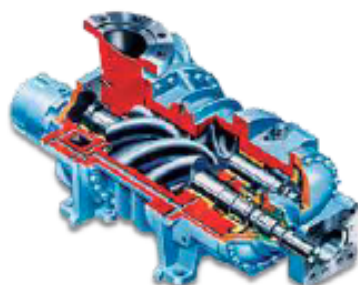
- Resfriamento por **INJEÇÃO ELETRÔNICA DE LÍQUIDO** controlada pelo painel microprocessado para controle da temperatura do óleo;

MANCAIS E ROLAMENTOS

Os mancais de sustentação dos rotores são de aço revestidos de metal patente, projetados para trabalho em lubrificação forçada, garantindo maior durabilidade.

Os rolamentos de encosto são de contato angular e absorvem as cargas axiais nos rotores macho e fêmea.

Um dispositivo balanceador é empregado no rotor macho para absorver qualquer variação de carga nos rotores.



CONJUNTO DE SEPARAÇÃO DE ÓLEO E LUBRIFICAÇÃO

O separador de óleo, fabricado de acordo com a seção VIII ASME, é disposto na horizontal e projetado para três etapas de separação, com elementos coalescentes removíveis de alta eficiência.

O sistema de filtragem de óleo é composto de filtros de óleo com elementos filtrantes removíveis e limpáveis.

Conjunto bomba de óleo **MYCOM**, com duplos rotores helicoidais, para sistema de lubrificação permanente do compressor, independente do regime de funcionamento, mantendo a pressão de lubrificação estável.

COMPONENTES EXCLUSIVOS

Painel Microprocessado

O painel microprocessado é projetado para oferecer segurança e controle manual e automático das unidades compressoras. Além disso, possui um sistema de auto-diagnóstico integrado, incluindo tendências, alarme e registros de falhas.

Auto-Stage

A função Auto-Stage permite o controle de capacidade inteligente de uma série de compressores aplicados no mesmo regime, evitando operações em cargas parciais e proporcionando economia de energia.

Interface com PLC

A rede de comunicação disponível para interface com o painel é o protocolo ModBus RS-485, ModBus TCP/IP e ModBus RTU RS-232.

São três portas individuais para cada meio de comunicação.



Disponível comunicação entre os painéis da mesma família, sistema mestre/escravo.

OUTRAS CARACTERÍSTICAS INCLUSAS

- Tela Touch Screen colorida de 12"
- Exibição de alarmes, falhas e relatórios
- Gráficos de tendências de todas as pressões, temperatura, corrente elétrica e capacidade

MODELOS



Compressor
Parafuso 400

Compressor
Parafuso 200



Compressor
Parafuso 250

Compressor
Parafuso 4032



Compressor
Parafuso 320

1. TABELAS DE CAPACIDADES PARA COMPRESSORES TIPO PARAFUSO SÉRIE V - ALTA

Alta		-20/+35 °C		-15/+35 °C		-10/+35 °C		-5/+35 °C		0/+35 °C		+5/+35 °C	
Modelo	M³/h	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW
125-S	236	85	39	107	40	132	43	163	44	198	45	239	46
125-L	350	127	56	159	59	197	63	242	64	295	65	355	67
160-S	496	185	81	231	85	287	91	352	92	428	94	515	96
160-M	620	231	97	289	101	358	109	440	111	535	113	643	116
160-L	744	277	115	347	121	429	129	527	132	643	134	771	137
200-S	909	306	136	458	163	567	175	696	178	845	182	1.017	186
200-M	1.215	461	189	576	198	714	212	876	216	1.064	220	1.279	225
200-L	1.450	537	234	696	234	863	252	1.058	256	1.284	261	1.543	267
250-S	1.880	725	294	905	307	1.122	329	1.375	335	1.667	342	2.004	349
250-M	2.370	916	363	1.142	379	1.436	407	1.735	414	2.104	422	2.528	432
250-L	2.830	1.096	433	1.366	453	1.693	486	2.074	494	2.535	504	3.021	515
320-S	3.790	1.467	592	1.830	618	2.267	663	2.777	675	3.367	688	4.045	704
320-M	4.730	1.831	731	2.284	764	2.829	820	3.466	834	4.203	851	5.049	870
320-L	5.660	2.149	858	2.679	896	3.339	962	4.066	978	4.930	998	5.923	1.020

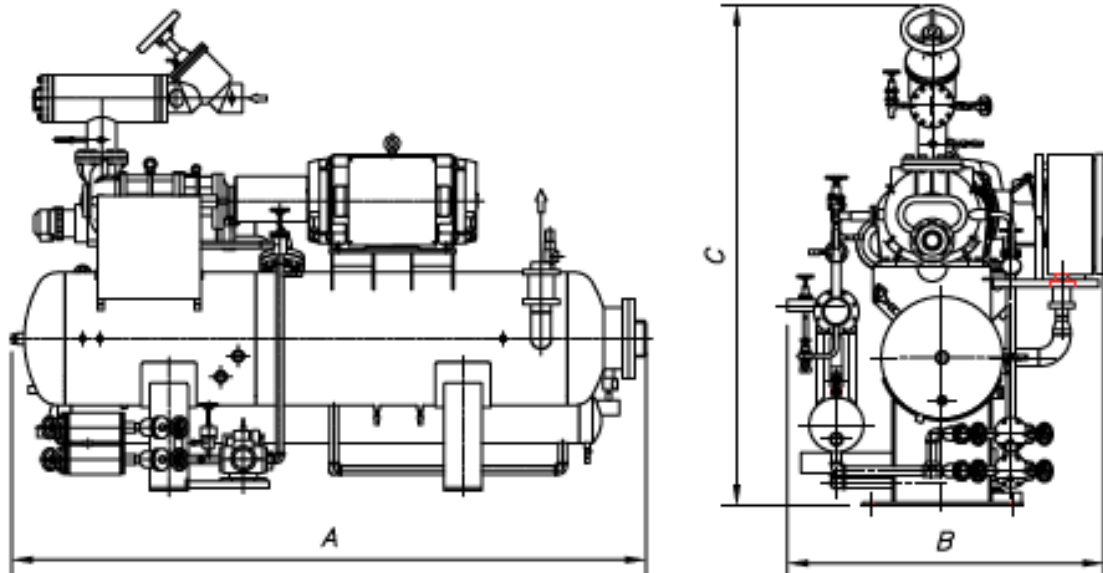
2. TABELAS DE CAPACIDADES PARA COMPRESSORES TIPO PARAFUSO SÉRIE V - BAIXA

Baixa		-45/-10 °C		-40/-10 °C		-35/-10 °C		-30/-10 °C		-25/-10 °C		-20/-10 °C		-15/-10 °C	
Modelo	M³/h	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW
160-S	496	63	23	75	25	84	25	93	25	109	25	128	25	141	25
160-M	620	79	29	94	30	105	30	118	30	138	30	161	30	178	31
160-L	744	96	34	114	36	127	36	142	36	167	36	194	37	215	37
200-S	909	128	45	153	48	171	48	191	48	224	48	260	48	287	49
200-M	1.215	161	56	192	59	214	59	239	59	280	59	326	60	360	60
200-L	1.450	194	66	231	70	258	70	288	70	337	70	392	71	433	71
250-S	1.880	253	87	301	92	337	92	376	92	440	92	512	93	565	94
250-M	2.370	321	108	382	113	427	114	476	114	557	115	648	115	715	116
250-L	2.830	385	129	457	135	511	136	570	136	667	137	777	138	857	138
320-S	3.790	515	176	613	185	685	185	763	186	894	187	1.040	188	1.148	189
320-M	4.730	643	217	765	228	855	229	953	230	1.115	231	1.298	232	1.432	233
320-L	5.660	754	255	897	268	1.003	268	1.118	269	1.308	271	1.523	272	1.680	273

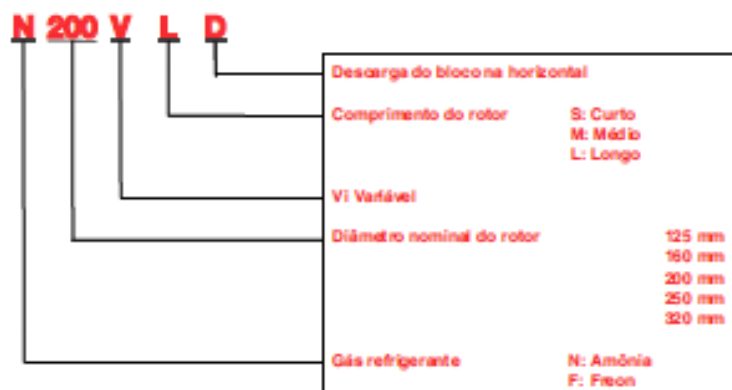
3. TABELAS DE CAPACIDADES PARA COMPRESSORES TIPO PARAFUSO SÉRIE V - ECONOMIZER

Economizer		-45/+35 °C			-40/+35 °C			-35/+35 °C			-30/+35 °C			-25/+35 °C			-20/+35 °C		
Modelo	M³/h	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW	Mcal/h	BkW
125-S	236	26	30	32	31	36	31	40	32	47	33	55	34	60	35	76	37		
125-L	350	39	43	47	44	53	45	60	46	70	48	82	50	90	51	114	54		
160-S	496	55	62	70	64	79	65	88	67	103	69	120	72	132	73	167	78		
160-M	620	73	75	88	77	98	79	110	80	129	83	150	86	165	88	208	94		
160-L	744	88	89	105	91	118	93	132	95	154	99	179	102	197	105	248	112		
200-S	969	117	120	140	124	157	126	175	129	205	134	238	139	262	142	330	152		
200-M	1.215	148	146	176	150	198	153	220	157	258	162	299	168	330	172	414	184		
200-L	1.450	179	173	214	178	239	182	267	186	312	192	362	199	398	205	499	219		
250-S	1.880	237	227	282	234	316	239	351	244	410	253	475	262	522	268	654	287		
250-M	2.370	300	281	357	289	399	295	443	302	517	312	599	323	658	332	824	354		
250-L	2.830	361	335	428	345	478	352	531	360	619	372	716	386	787	395	985	423		
320-S	3.790	486	458	577	472	643	482	715	492	833	509	964	527	1059	540	1325	577		
320-M	4.730	604	565	715	581	800	594	890	607	1.036	628	1199	651	1318	667	1650	713		
320-L	5.660	708	662	840	682	938	696	1.042	712	1.214	736	1405	763	1543	782	1932	836		

NOTA - Gás Refrigerante – (Amônia/R717) – Rotação dos compressores: 3.530 rpm - Sistema de resfriamento de óleo por TERMOGRIFÃO, Considerar 65C de sub-resfriamento e 30C de super-aquecimento.
 * Tendo em vista o aperfeiçoamento contínuo de produtos, as informações contidas aqui poderão ser alteradas sem aviso prévio.



Modelo Compressor	Injeção de Líquido		Termosifão		C	# Sucção	# Descarga			Peso Sem Motor (kg)
	A	B	A	B			Alta	Economizar	Baixa	
N-125 BUD	2770	1120	2950	1430	1850	3"	1 1/2"	1 1/2"		900
N-125 LUD	2770	1120	2950	1430	1850	3"	1 1/2"	1 1/2"		930
N-180 VSD	2770	1170	2980	1500	2300	4"	2 1/2"	1 1/2"	2"	1110
N-180 VMD	2770	1170	2980	1500	2300	4"	2 1/2"	2"	2 1/2"	1120
N-180 VLD	3300	1200	2980	1500	2300	5"	2 1/2"	2"	2"	1130
N-200 VSD	3300	1330	3540	1550	2510	5"	3"	2"	3"	2010
N-200 VMD	3350	1400	3540	1550	2550	6"	3"	2"	3"	2050
N-200 VLD	3350	1400	3670	1550	1750	6"	4"	2"	3"	2060
N-250 VSD	3910	1650	3670	1750	3070	8"	5"	2 1/2"	4"	2505
N-250 VMD	3910	1650	4170	1750	3070	8"	5"	3"	4"	3330
N-250 VLD	3910	1680	4170	1750	3200	10"	5"	3"	5"	3450

NOMENCLATURA DO COMPRESSOR PARAFUSO


ANEXO C- Catálogo Allenge



CONDENSADORES EVAPORATIVOS



CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS

BLOCOS DE SERPENTINA

Em tubos de aço carbono liso de elevada condução térmica, totalmente galvanizado por imersão a quente, submetido a teste de 20kgf/cm².

CARCAÇA

Fechamento lateral e superior, venezianas de admissão de ar e estrutura de apoio do sistema de ventilação em chapas de aço galvanizado (opcional em aço inoxidável). Sistema aparafusado, com parafusos e porcas também em aço galvanizado (opcional em aço inoxidável). Pintado com tinta de fundo a base de epóxi e tinta de acabamento em esmalte sintético.

BACIA COLETORA DE ÁGUA

Em chapa de aço carbono totalmente galvanizada por imersão a quente, isenta de qualquer ação corrosiva, pintada externamente com tinta de acabamento em esmalte sintético. Pés de apoio em perfis dobrados com tratamento similar.

DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

Sob pressão, com chuveiros em aço galvanizado a quente e esguichos pulverizadores em nylon. Seu sistema de montagem exclusivo facilita a remoção para limpeza.

ELIMINADOR DE GOTAS

Construído em polipropileno, autoportante, com aletas em "Z", limitando o arraste de água a níveis inferiores a 0,1% da vazão de água em circulação.

SISTEMA DE VENTILAÇÃO

Ventiladores axiais com pás múltiplas em poliamida, cubos em alumínio, perfis aerodinâmicos, passo regulável e baixo nível de ruído. Motores elétricos blindados com proteção IP-55 e isolamento classe B, acoplados direto ao eixo dos ventiladores.

SISTEMA DE RECIRCULAÇÃO DE ÁGUA

Bomba centrífuga de recirculação externa ao gabinete, tipo monobloco com motor elétrico de proteção IP-55 e isolamento classe B.

COMPONENTES OPCIONAIS

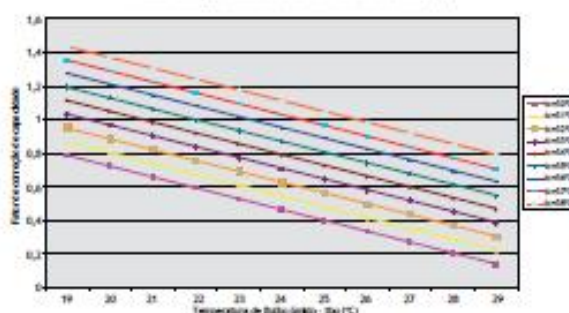
- Dispositivo interno ou inversor de frequência para possibilitar a modulação da capacidade do equipamento.
- Um conjunto motobomba reserva, com sistema de comutação automática para o caso de parada da bomba titular, possibilitando desta forma que o equipamento permaneça operando normalmente.
- Dois conjuntos motobomba, cada um para 50% da vazão total de água, afim de possibilitar que o equipamento permaneça operando com 50% da capacidade em caso de parada para manutenção ou conserto em uma das bombas.

OPERAÇÃO E MANUTENÇÃO

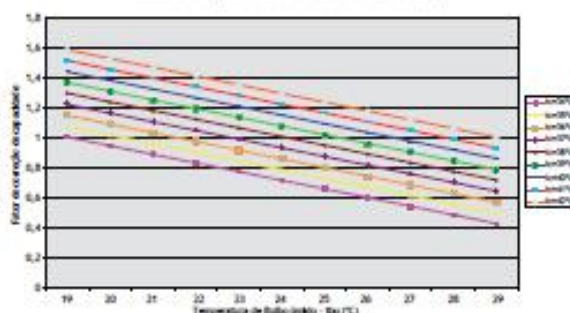
- Alimentar válvula de boia com água da rede hidráulica.
- Recomendamos a troca total de água da bacia coletora mensalmente para evitar formação de lodo.
- Limpar o filtro da bomba de água semanalmente.
- Devido ao ambiente úmido de trabalho, usar vedação na entrada dos cabos elétricos na caixa de ligação dos motores da ventilação e da bomba.
- Após as ligações elétricas, certifique-se que as guarnições das tampas ficaram corretamente colocadas.
- Recomendamos que, para cada 100 l/h de água evaporada, sejam drenados outros 100 l/h para o esgoto.
- Antes de entrar em operação, gire manualmente os ventiladores e bomba d'água a fim de assegurar-se de que os mesmos estão livres.
- Verifique e regule o nível de água na bacia.
- Acione o sistema de ventilação sempre com a bomba d'água de recirculação em funcionamento.
- Diariamente verifique o nível sonoro do equipamento.
- Semanalmente verifique a amperagem dos motores elétricos e compare com os dados de placa dos mesmos.
- Mensalmente verifique os esguichos pulverizadores e limpe-os se necessário.
- Semanalmente limpe a tela protetora da bomba d'água.
- Uma vez ao ano inspecione e limpe o acabamento anticorrosivo interno e externo, procure pontos de corrosão e elimine-os (limpe com escova de aço e pinte novamente).
- Não é necessário ajustar a vazão da bomba de recirculação.
- Em operação normal, o nível de água da bacia deve estar 75 a 100mm abaixo da linha de centro do ladrão.
- Entre perda por arraste e evaporação, o condensador consome aproximadamente 1,0 l/h de água para cada 400 kcal/l de capacidade.

GRÁFICOS PARA CORREÇÃO DE CAPACIDADE

FATOR DE CORREÇÃO PARA DIFERENTES VALORES DE TRU E TC (R410)



FATOR DE CORREÇÃO PARA DIFERENTES VALORES DE TRU E TC (R22)



MONTAGEM

- Sempre que possível montar o condensador próximo à casa de máquinas e num nível elevado em relação ao Reservatório de Amônia.
- Para instalação do condensador não é necessário chumbá-lo no piso ou pilastra.
- Manter uma distância mínima entre os condensadores de 2 m.
- Sob hipótese alguma o sistema de ventilação deverá sugar para dentro do equipamento; descarga de motores, gases de chaminés e caldeiras, etc.
- Ligar o ladrão do condensador ao esgoto geral da fábrica.

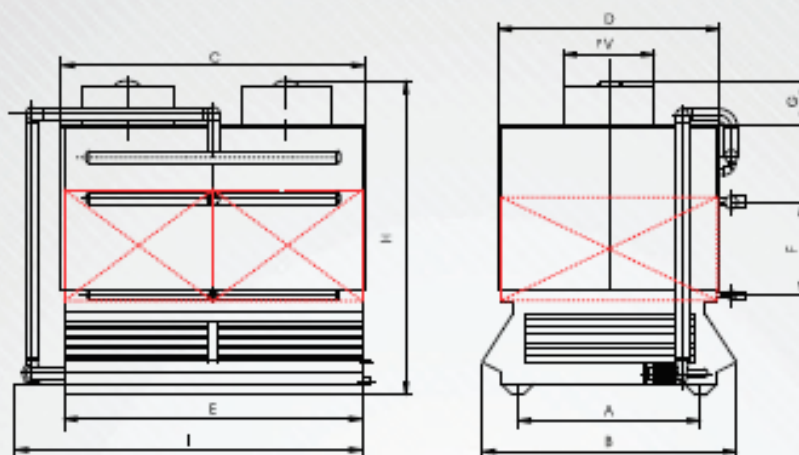
ROTEIRO PADRÃO DE FABRICAÇÃO

- 1 - Requisitos de controle de qualidade sobre matéria-prima:
 - Inspeção da chapa, visual e dimensional.
 - Inspeção dos tubos, visual, dimensional e testes pneumáticos.
 - Chapas e tubos com certificado de garantia.
- 2 - Qualificação na dobragem das chapas:
 - Inspeção dimensional em ângulos e raios de dobra.
- 3 - Qualificação na soldagem:
 - Através de soldadores e procedimentos qualificados.
- 4 - Inspeção na montagem da bacia:
 - Acompanhamento do processo de galvanização com medição da camada de zinco depositada.
 - Teste hidrostático para nova conferência após galvanizado.
- 5 - Inspeção na montagem dos blocos:
 - Teste pneumático com 12 kgf/cm², para verificação das soldas nos planos de tubos.
 - Teste pneumático com 20 kgf/cm², para verificação das soldas nos coletores em conjunto com os blocos.
- 6 - Operação e funcionamento:
 - Teste da vazão da bomba.
 - Teste do rendimento dos chuveiros.
 - Medição da amperagem dos motores elétricos.
 - Verificação do balanceamento dos ventiladores axiais.
- 7 - Retoques nas junções das chapas de fechamento com aplicação de massa de calafetar.
- 8 - Inspeção final (visual).
- 9 - Liberação para expedição.

TABELA DE MODELOS

Modelo	Capacidade Nominal (kcal/h)	Circulação de Água		Circulação de Ar	
		Vazão (m³/h)	Nr. Bombas Pot (CV) Rotação (RPM)	Vazão (m³/h)	Nr. Vent. Pot (CV) Diâm (mm) Rot (RPM)
CEA 140	137.780	13.05	01 x 0,75 x 3550	18.000	02x1,0x800x1150
CEA 175	172.220	15.68	01x1,0x3550	23.700	02x1,5x800x1150
CEA 210	206.670	18.80	01x1,5x3550	28.400	02x2,0x800x1150
CEA 280	268.340	20.88	01x1,5x3550	31.600	02,2,0x800x1150
CEA 310	310.000	27.00	01x1,5x3550	38.000	02x4,0x800x1150
CEA 350	344.450	35.00	01x1,5x3550	47.400	02x4,0x800x1150
CEA 420	413.340	42.00	01x3,0x3550	62.200	02x4,0x800x1150
CEA 520	518.670	45.00	01x3,0x3550	71.100	03x4,0x800x1150
CEA 620	620.000	54.00	01x4,0x3550	85.300	03x4,0x800x1150
CEA 700	688.900	62.64	01x4,0x3550	94.800	03x4,0x1000x1150
CEA 830	826.680	75.20	01x5,0x3550	113.700	04x4,0x1000x1150
CEA 900	881.120	78.30	01x5,0x3550	130.700	04x4,0x1000x1150
CEA 1050	1.033.340	93.96	01x5,0x3550	142.200	04x4,0x1000x1150
CEA 1200	1.205.570	109.62	01x7,5x3550	165.900	05x4,0x1000x1150
CEA 1380	1.377.790	125.20	01x7,5x3550	189.600	06x4,0x1000x1150
CEA 1550	1.550.020	139.20	01x7,5x3550	215.000	06x4,0x1000x1150
CEA 1750	1.722.240	158.60	02x4,0x3550	237.000	08x4,0x1000x1150
CEA 1900	1.894.460	178.00	02x5,0x3550	242.000	09x4,0x1000x1150
CEA 2100	2.066.680	190.00	02x5,0x3550	247.000	09x4,0x1000x1150
CEA 2300	2.273.980	220.00	02x6,0x3550	250.000	09x4,0x1000x1150

DIMENSÕES GERAIS

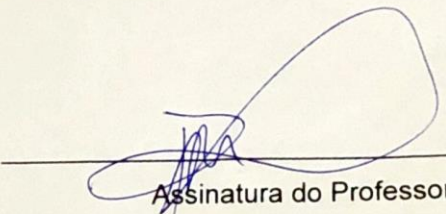


Modelo	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	H mm	I mm	V mm	Peso (kg) Transp.	Peso (kg) Operação
CEA 140	1665	2290	1130	1985	1080	600	350	2844	1420	2x800	1520	1898
CEA 175	1665	2290	1130	1985	1080	750	350	2844	1420	2x800	1690	2042
CEA 210	1665	2290	1130	1985	1080	900	350	3011	1420	2x800	2028	2450
CEA 260	1665	2290	1620	1985	1570	750	350	2844	1910	2x800	2300	2861
CEA 310	1665	2290	1620	1985	1570	900	350	3011	1910	2x800	2530	3150
CEA 350	1665	2290	2110	1985	2060	750	350	2844	2400	2x800	2750	3425
CEA 420	1665	2290	2110	1985	2060	900	350	3011	2400	2x800	3020	3860
CEA 520	1665	2290	3090	1985	3040	750	350	2844	3380	3x800	3930	4921
CEA 620	1665	2290	3090	1985	3040	900	350	3011	3380	3x800	4300	5420
CEA 700	1665	2290	4070	1985	4020	750	350	2844	4360	3x1000	5400	6753
CEA 830	1665	2290	4070	1985	4020	900	350	3011	4360	4x1000	5940	7430
CEA 900	1665	2290	5050	1985	5000	750	350	2844	5340	4x1000	6670	8373
CEA 1050	1665	2290	6030	1985	5980	750	350	2844	6320	4x1000	8720	11037
CEA 1200	1665	2290	7010	1985	6965	750	350	2844	7300	5x1000	9630	12633
CEA 1380	1665	2290	7990	1985	7940	750	350	2844	8280	6x1000	10120	13662
CEA 1550	1665	2290	8970	1985	8920	750	350	2844	9260	6x1000	11350	15230
CEA 1750	1665	2290	9950	1985	9900	750	350	2844	10240	8x1000	12550	16937
CEA 1900	1665	2290	10900	1985	10850	750	350	2844	11850	9x1000	13805	18600
CEA 2100	1665	2290	11850	1985	11800	750	350	2844	12800	9x1000	14450	19570
CEA 2300	1665	2290	10900	1985	10850	900	350	3011	11850	9x1000	15300	20460



TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Eu, Rogério Luiz Ludegero professor do Centro Universitário Assis Gurgacz e orientador do acadêmico Lucas Mateus Faria Rossi no Trabalho de Conclusão de Curso, declaro que as correções solicitadas pela banca foram efetuadas corretamente.



Assinatura do Professor

Cascavel, 01 de julho de 2019.