

UNIVERSIDADE SÃO JUDAS TADEU

Douglas William Silva Gonçalves dos Santos

Jonathan Batista Vieira

Leandro Santiago Hernandez

Victor Franco Esperidião de Aguiar

Dimensionamento de um desumidificador de ar para antecâmaras.

Engenharia Mecânica

Orientador

Me. Eng^o Fabio Roberto Vieira

São Paulo

2022

Douglas William Silva Gonçalves dos Santos

Jonathan Batista Vieira

Leandro Santiago Hernandes

Victor Franco Esperidião de Aguiar

Dimensionamento de um desumidificador de ar para antecâmaras.

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Universidade São Judas Tadeu – USJT (Mooca) como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Me. Engº Fabio Roberto Vieira.

SÃO PAULO – SP

2022

RESUMO

Os desumidificadores de ar mecânicos são equipamentos que tem como função reduzir a umidade contida em um determinado volume de controle preenchido por ar. A denominação mecânica vem do seu funcionamento através de refrigeração por compressão de gases. Sendo composto basicamente por evaporador, condensador, compressor e dispositivo de expansão. Seu funcionamento permite a remoção do vapor de água contido no ar através do processo de resfriamento causando o efeito de condensação no vapor de água, esse condensado é recolhido e expelido por gravidade normalmente, somando-se um processo de reaquecimento em série ao resfriamento é obtida uma redução da umidade relativa parâmetro esse usado para menção e controle da instalação.

O foco do trabalho é realizar um estudo com equacionamento necessário para o dimensionamento de um aparelho que possa ser utilizado em uma antecâmara existente com temperatura de 12°C, com as dimensões de 12,2 metros de comprimento, 6,0 metros de largura e 6 metros de altura. A instalação em São Paulo – SP conta com uma câmara de congelados com temperatura de trabalho de -20°C, com 20 metros de comprimento, 30 metros de largura, 11,5 metros de altura. Buscando no projeto a redução de formação de gelo para evitar acidentes e inconvenientes; reduzir os degelos na câmara protegida pela antecâmara reduzindo assim o consumo energético.

Palavras-chave: Desumidificadores; Mecânico; Ar; Umidade.

ABSTRACT

Dehumidifiers or machines are equipment whose function is to reduce the humidity contained in a certain volume of control by air. The mechanical denomination comes through its functioning. Composed of evaporator, condenser, compressor and expansion device. Its use as an estimated water vapor removal, or condensation effect is used and does not allow the steam to be used by gravity, i.e. a reheating process is considered a reduction. of the relative parameter unit that used for mention and control of the installation.

The focus of the work is to carry out a study with the necessary equation for the sizing of an apparatus that can be used in an antechamber with a temperature of 12°C, with dimensions of 12.2 meters in length, 6.0 meters in width and 6,0 meters high. The facility in São Paulo -SP has a freezing chamber with a working temperature of -20°C, 20 meters in length, 30 meters in width, 11.5 meters high. Seeking the reduction of ice formation in the project to avoid accidents and inconveniences; reduce defrosts in the chamber protected by the antechamber, thus reducing energy consumption.

Keywords: Dehumidifiers; Mechanical; Air, Humidity.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Evaporadores cobertos de gelo.....	10
Figura 2 - Fluxo típico entre massas de ar externo e interno	10
Figura 3 - Captação de ar na antecâmara	11
Figura 4 - Sistema de refrigeração	12
Figura 5 - Ilustração da TPO = Ponto 2 no gráfico T-s	15
Figura 6 - Psicrômetro adiabático	16
Figura 7 - Psicrômetro adiabático	17
Figura 8 - Carta Psicrométrica	18
Figura 9 - Carta Psicrométrica – linhas de construção	19
Figura 10 - Carta Psicrométrica – Processos de climatização e refrigeração	19
Figura 11 - Esquerda diagrama Ts e a direita diagrama Ph	21
Figura 12 - Ciclo real de refrigeração	22
Figura 13 - Compressor Semi-Hermético	22
Figura 14 - Condensador a ar tipo tubo aleta	25
Figura 15 - Temperaturas das fases do condensador	25
Figura 16 - Evaporador tipo tubo aleta	26
Figura 17 - Método de controle de vazão – Válvula de expansão termostática	26
Figura 18 - Efeito da neve em relação ao U (coeficiente global).....	27
Figura 19 - Efeito da perda de carga em relação ao gelo	27
Figura 20 - Fechamento entorno da porta (onde ar tratado será insuflado).....	36
Figura 21 - Primeiro estágio de resfriamento.....	40
Figura 22 - Segundo estágio de resfriamento.....	41
Figura 23 - Aquecimento no condensador 1	42
Figura 24 - Fluxograma da montagem das serpentinas no resfriamento	44
Figura 25 - Fluxograma do sistema de refrigeração	45

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados psicrométricos	31
Tabela 2 - Cálculo de carga de água infiltrada pelas portas (sem desumidificador)	34
Tabela 3 - Consumo elétricos diário desumidificador	46
Tabela 4 - Consumo elétrico diário com degelos câmara de congelados	46

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	9
1.1	Justificativa	10
1.2	Objetivo geral	12
1.3	Objetivos específicos	13
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA	13
2.1	Psicrometria	13
2.2	Umidade absoluta e Umidade relativa.....	14
2.3	Temperatura ponto de orvalho	15
2.4	Psicrômetros	16
2.5	Carta Psicrométrica	17
2.6	Refrigeração por compressão de vapor diagramas	20
2.7	Refrigeração mecânica por vapor Compressores	22
2.8	Condensador tipo tubo aleta a ar	24
2.9	Evaporadores de expansão seca.	26
2.10	Infiltração de ar por aberturas de portas	28
3	MATERIAIS E MÉTODO	29
3.1	Local da instalação	29
3.2	Dados da antecâmara.....	29
3.3	Dados da câmara de congelados	30
3.4	Dados Psicrométricos	30
3.5	Cálculo de infiltração Calor sensível e latente	31
3.6	dimensionamento dos trocadores de calor	31
3.7	Seleção do compressor.....	32
3.8	Determinação dos ventiladores	32
3.9	Cálculo de consumo elétrico	32
3.10	Desempenho do desumidificador	32
4	RESULTADOS	33
4.1	Cálculo de infiltração Calor sensível e latente	33
4.2	insuflamento do ar	35
4.3	Determinação de capacidade trocadores de calor	36
4.4	Dados para seleção evaporador	40
4.5	Compressores	41
4.6	Condensadores	42

4.7 Ventiladores	42
4.8 Degelo.....	43
4.9 Desempenho do desumidificador	43
4.10 Fluxograma de montagem da ventilação.....	43
4.11 Tubulações de refrigeração	44
4.12 Fluxograma de montagem da Refrigeração	45
4.13 Análise do consumo elétrico	46
5 CONCLUSÕES.....	48
6 REFERÊNCIAS	49
6.1 LIVROS.....	49
6.2 ARTIGOS.....	49
6.3 NORMAS	50
6.4 SITES.....	50
ANEXO A EVAPORADOR 1 (FABRICANTE ELGIN)	51
ANEXO B – EVAPORADOR 2 (FABRICANTE ELGIN)	52
ANEXO C – COMPRESSOR 1.....	53
ANEXO D – COMPRESSOR 2.....	54
ANEXO E – CONDENSADOR 1	55
ANEXO F – CONDENSADOR 2	56
ANEXO G – VENTILADOR CONDENSADOR EXTERNO	57
ANEXO H – CURVA VENTILADOR EXTERNO	58
ANEXO I – VENTILADOR DO DESUMIDIFICADOR (CENTRIFUGO).....	59
ANEXO J – CURVA VENTILADOR DESUMIDIFICADOR (CENTRIFUGO) ...	60

1 INTRODUÇÃO

Desde a antiguidade buscamos por soluções para lidar com adversidades térmicas com o uso de abanadores, jarros de barro, paredes resfriadas com água etc. Essa busca constante possibilitou a evolução da tecnologia de refrigeração, e hoje desfrutamos das facilidades dos alimentos congelados, que podem ser estocados por longos períodos sem perder suas propriedades, além de serem transportados por longas distancias possibilitando sua distribuição e acessibilidade.

Essa necessidade de manter as propriedades dos alimentos, mantendo suas características sem degradação, na maioria das vezes envolve lidarmos com congelamento dos produtos. Esses produtos congelados por sua vez demandam armazéns frigorificados com temperatura na casa dos -20°C gerando grandes diferenciais de temperatura ocasionando alguns problemas em instalações como a formação de névoa dificultando a visualização, a formação de gelo no chão aumentando a chance de acidentes, nos equipamentos danificando e atrapalhando seu funcionamento.

Os problemas de gelo são originados devido a infiltração de ar úmido externo devido a movimentação dos produtos, através da abertura de portas, de fretas entre caminhão e doca etc. Segundo o fabricante de desumidificadores Bryair essa infiltração representa 90% da umidade contida na câmara fria.

Uma forma de lidar com esse problema é tratar o ar do ambiente de maior temperatura através da remoção da sua umidade, esse processo deve torná-lo seco o suficiente para não condensar em contato com o ar do ambiente de menor temperatura. Esse tratamento é realizado através de desumidificadores, o trabalho visa o projeto de um desumidificador mecânico para aplicação em uma instalação frigorífica em São Paulo buscando minimizar os problemas citados acima.

1.1 Justificativa

Encontra-se facilmente em instalações frigoríficas diferenciais de temperatura consideráveis entre ambiente externo e interno. Esse diferencial é um potencial para os problemas de condensação entre as misturas de ar. Essa condensação de umidade além de deixar os pisos escorregadios, também causam problemas técnicos em temperaturas negativas com a formação de gelo, que por sua vez além de aumentar o consumo energético, pode também danificar os motores dos ventiladores da instalação (LOPES, EBM-PAPST, 2012).

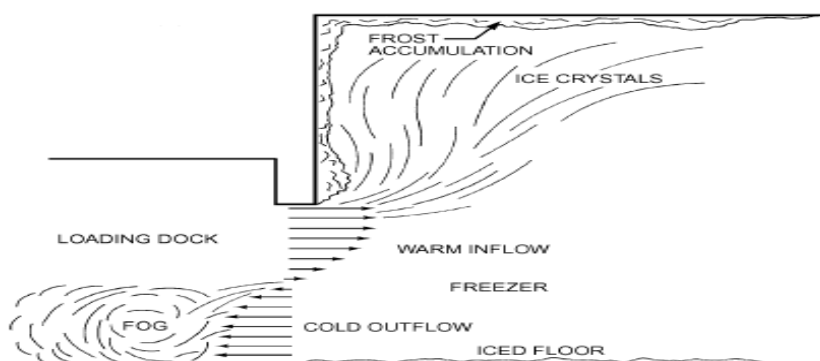
Figura 1 - Evaporadores cobertos de gelo



Fonte: LOPES, EBM-PAPST, (2012, p.1)

A infiltração de ar externo se dá pela diferença de densidade do ar entre as salas mecanismo detalhado na Figura 2, essa troca pode chegar a metade da carga térmica de total de refrigeração em armazéns frigoríficos (ASHRAE, 2006).

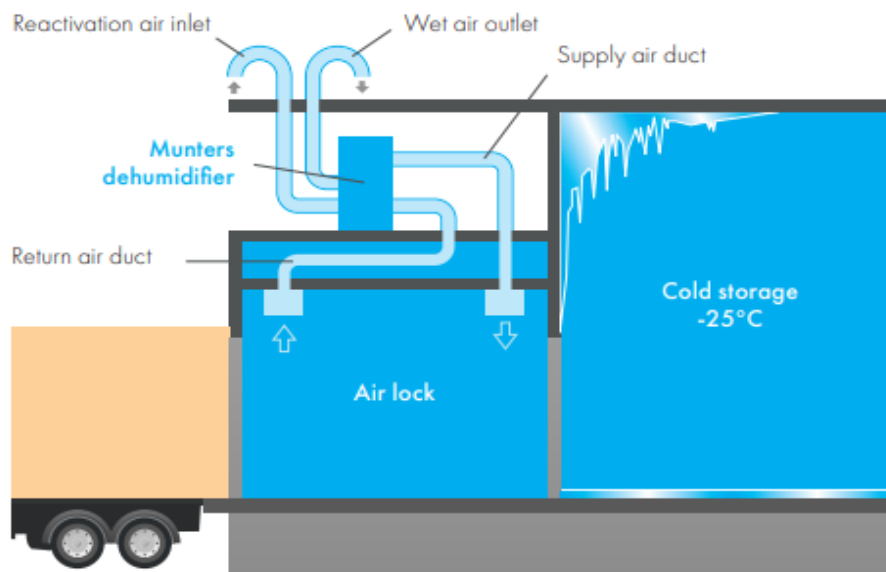
Figura 2 - Fluxo típico entre massas de ar externo e interno



Fonte: ASHARE HANDBOOK, (2006, p.13.4)

Uma alternativa para o problema é a secagem do ar úmido que penetra na câmara fria através da antecâmara, ele pode ser adequado para situações em que é detectado o maior fluxo de umidade através da antecâmara (MUNTERS AB, 2021), ou seja, o produto não fornece umidade para o ambiente de congelados, o arranjo pode ser visto conforme na figura 3, o ar é captado próximos a porta das docas e insuflado seco próximo a câmara de congelados.

Figura 3 - Captação de ar na antecâmara

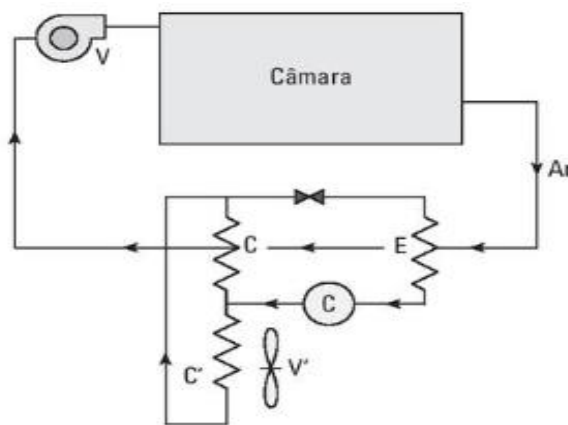


Fonte: MUNTERS COLD STORAGE BRUCHURE, (2021, p. 4)

Para o problema adotando um sistema de refrigeração como desumidificador, esse sistema terá seu funcionamento como uma bomba de calor. Após usar o evaporador para condensar a umidade, parte do calor do condensador para realizar o aquecimento do ar devolvendo o ar seco na mesma entalpia inicial. Esse método pode ser usado de forma econômica a baixas temperaturas, por meio de uma instalação de refrigeração simples (COSTA, 2007).

O diagrama na figura 4 exemplifica o sistema refrigeração e detalha que para devolver o ar na mesma temperatura será necessário que parte do calor seja rejeitado para o ambiente externo.

Figura 4 - Sistema de refrigeração



Fonte: COSTA, (2007, p. 151)

Sendo o C no círculo o compressor, E o evaporador, C' condensador externo com a capacidade de potência absorvida pelo compressor, C condensador do reaquecimento com capacidade similar ao com evaporador, V o ventilador para circulação do ar do ambiente, e V' o ventilador do condensador externo.

1.2 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é dimensionar um desumidificador mecânico para trabalhar tratando o ar de uma antecâmara. Com o funcionamento contínuo através do resfriamento do ar abaixo da temperatura ponto de orvalho, condensado assim vapor de água que será eliminado pelo dreno, esse ar frio é reaquecido e devolvido para a antecâmara com um grau de umidade menor, reduzindo a nevoa, e o gelo no equipamento e na câmara principal.

1.3 Objetivos específicos

Realizar um estudo bibliográfico sobre:

- Psicometria;
- Refrigeração;
- Método de cálculo de infiltração por portas.

Realizar cálculos para:

- Cálculo de penetração de calor através da porta;
- Serpentinhas tipo evaporador e condensadores para aplicação;
- Seleção de ventiladores;
- Cálculo com consumo de elétrico.

Realizar a análise:

- Viabilidade energética.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1 Psicrometria

O ar atmosférico é formado por diversos gases, possuindo maior fração de nitrogênio, e de oxigênio, os demais em quantidade não expressivas incluído o vapor de água. Porém, esses gases, exceto o vapor de água, em temperaturas ambientais estão sempre a fase gasosa comportando-se como um único gás denominado ar seco. Apesar do ar atmosférico possuir uma pequena quantidade de vapor de água esse é importante para as aplicações de engenharia, porque as variações termodinâmicas possibilitam sua evaporação, condensação e congelamento (MOREIRA, NETO, 2020).

Por exemplo, no caso de estocagens de produtos refrigerados a condensação pode danificar a embalagens, o congelamento pode causar a formação de gelo no evaporador dificultando ou até bloqueando a passagem de ar, no caso de uma evaporação excessiva secar um determinado produto.

2.2 Umidade absoluta e Umidade relativa

Quantificar a quantidade de vapor de água contida no ar, pode ser realizada de várias formas, uma forma lógica é a relação entre vapor de água em uma unidade de ar seco, que pode ser chamada de umidade absoluta indicada por ω que é a razão entre massa de vapor de água par massa de ar seco (ÇENGEL, BOLES, 2013). Conforme a equação abaixo, onde Mv massa de vapor de água, e o fator Ma a massa de ar seco.

$$\omega = \frac{Mv}{Ma} \text{ kg de vapor de água / kg ar seco} \quad (1)$$

O ar atmosférico até uma temperatura de 65°C pode ser tratado como um gás ideal devida a baixa pressão de vapor de vapor de água na mistura, com uma boa precisão (CREDER, 2012). logo:

$$\omega = \frac{Mv}{Ma} = \frac{Pv.V/Rv.T}{Pa.V/Ra.T} = \frac{Pv/Rv}{Pa/Ra} = \frac{18,016.Pv}{28,97.Pa} = 0,622 \cdot \frac{Pv}{Pa} \quad (2)$$

Para efeito de controle e projeto o parâmetro levado em conta é a UR (umidade relativa), que é definida como a relação entre quantidade de umidade que o ar contém em relação ao máximo que ele poderia conter na mesma temperatura (ÇENGEL, BOLES, 2013) essa razão é denominada umidade relativa que denominaremos por UR :

$$UR = \frac{Mv}{Mg} = \frac{Pv.V/Rv.T}{Pg.V/Rv.T} = \frac{Pv}{Pg} \quad (3)$$

A umidade relativa vai variar entre 0 para ar seco e 1 para o ar úmido saturado, por prática o seu valor é apresentado em percentual, ou seja 100% para úmido saturado, e 0% para ar seco (MOREIRA, NETO, 2020).

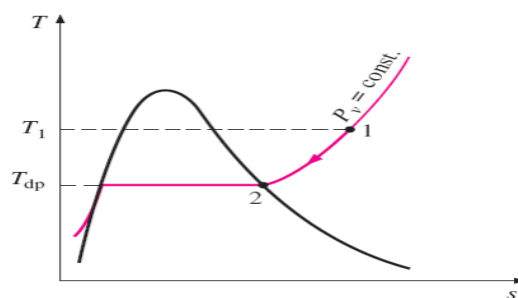
$$UR = \frac{Pv}{Pg} \cdot 100 \text{ para o valor em percentual (\%)} \quad (4)$$

2.3 Temperatura ponto de orvalho

A temperatura ponto de orvalho, aqui chamaremos de TPO é definida como a temperatura correspondente ao ponto de início da condensação de vapor de água contido no ar úmido quando o ar é resfriado a uma pressão constante (MOREIRA, NETO 2020). A figura 5 ilustra de forma clara o ponto 2 = TPO. Que pode ser definida, a saber:

$$TPO = Tsaturação @P_v \quad (5)$$

Figura 5 - Ilustração da TPO = Ponto 2 no gráfico T-s



Fonte: ÇENGEL, BOLES, (2020, p.736)

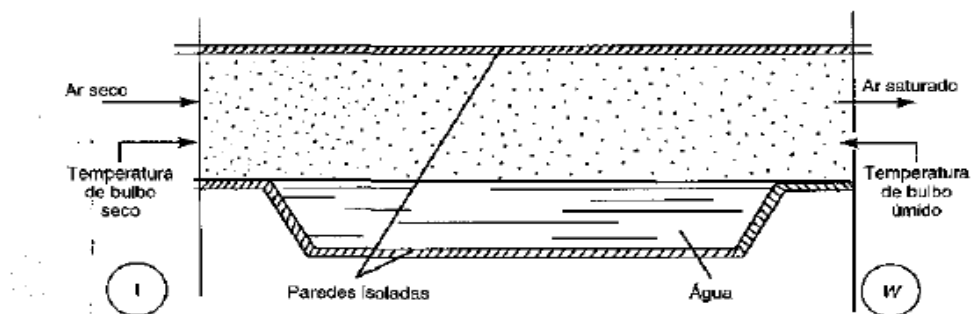
Esse fenômeno é facilmente notado quando em um bar uma garrafa gelada com a temperatura menor a TPO é servida a mesa e começamos a notar a formação de gotas de água em sua superfície, essa água se formando trata-se da condensação do vapor de água contido no ar.

Outro exemplo é quando a temperatura do veículo está muito maior que a externa em um dia de chuva por exemplo, se a face interna ficar abaixo da temperatura de orvalho do ar interno haverá a formação de gotas embaçando o vidro, por esse motivo são instalados aquecedores nos vidros traseiros evitando a condensação.

2.4 Psicrômetros

Uma abordagem prática para determinação a umidade absoluta consiste em canal longo e isolado, o ar seco (não saturado) vai entrar a uma temperatura T_1 e ω_1 desconhecido e vai circular fazendo a água evaporar, se o canal for longo suficiente o ar vai sair saturado a uma temperatura T_2 , essa temperatura é chamada de temperatura de saturação adiabática (ÇENGEL, BOLES, 2013). Na figura 6 podemos ver o esquema do equipamento:

Figura 6 - Psicrômetro adiabático



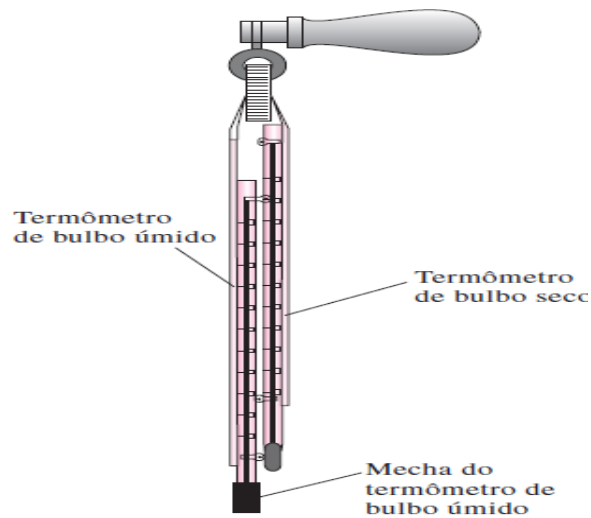
Fonte: CREDER (2012, p.33)

Realizando o balanço de massa e energia é obtido a equação:

$$\omega_1 = \frac{C_p \cdot (t_2 - t_1) + \omega_2 \cdot h_{lv2}}{h_{g1} - h_{l2}} \quad (6)$$

Onde por meio de tabelas com as entalpias da água e do vapor podemos calcular a umidade relativa. Como o psicrômetro adiabático demandaria um certo tamanho de calha acaba não sendo tão usual quanto o psicrômetro giratório figura 7.

Figura 7 - Psicrômetro adiabático



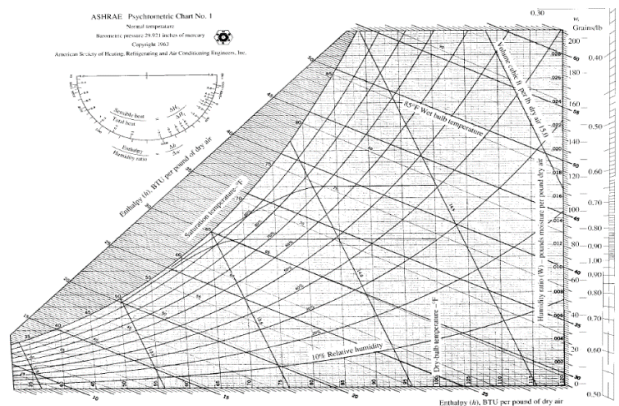
Fonte: ÇENGEL, BOLES, (2020, p.736)

Dois termômetros formam o psicrômetro giratório, um deles está envolvido com uma mecha de material higroscópico umedecido com água destilada é denominado de termômetro de bulbo úmido, o outro simplesmente de temperatura de bulbo seco. Quando o aparelho é movimentado com movimentos giratórios uma corrente de ar faz com que o ar evapore a água da mecha, a evaporação retira calor desse bulbo, após o equilíbrio é possível realizar duas leituras das temperaturas sendo elas TBS e TBU.

2.5 Carta Psicrométrica

O ar atmosférico pode ser quantificado através da leitura da pressão e da realização de cálculos para determinação das variáveis, porém para projetos de climatização temos a disposição digramas psicrométricos conforme da figura 5, esses diagramas são fornecidos para diversas altitudes (ÇENGEL, BOLES, 2013).

Figura 8 - Carta Psicrométrica

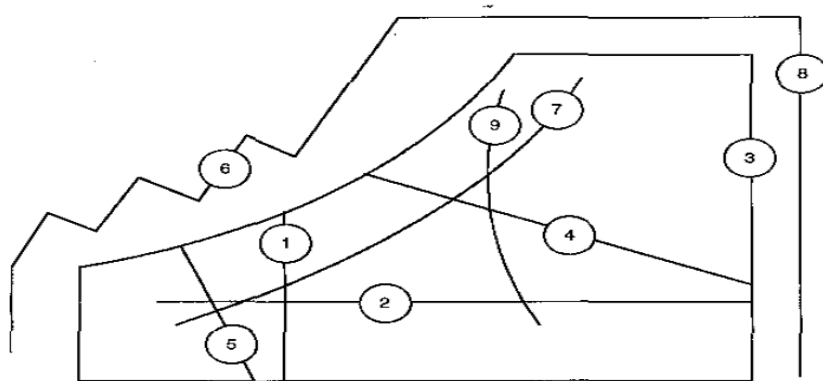


Fonte: WANG, (2001, B.2)

A carta é uma ferramenta de fácil leitura muito útil para projetos e de fácil leitura, cuidado ao analisar se as unidades a saber ela é constituída conforme as diretrizes explicativas abaixo e detalhadas na figura 6 (CREDER, 2012):

- 1 – Linha temperatura de Bulbo seco TBS em °C;
- 2 – Linha da umidade específica em kg de água/ kg de ar seco;
- 3 – Linha de escala de umidade específica (UE);
- 4 –Linha de temperatura de bulbo úmido (TBU), em °C;
- 5 – Linha do volume específico em m³ de mistura por kg de ar seco;
- 6 – Linha de escalas de entalpia (h) em kj/kg de ar seco na saturação;
- 7 – Linha de umidade relativa (UR), em %;
- 8 – Linha de razão entre calor sensível Q_s/Q_t ;
- 9 – Linha de desvio da entalpia em relação a entalpia na saturação

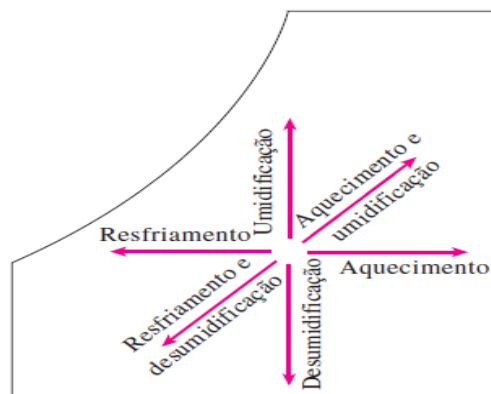
Figura 9 - Carta Psicrométrica – linhas de construção



Fonte: CREDER (2012, p.36).

Os processos de refrigeração e climatização podem ser traçados no diagrama, como refrigeração, desumidificação, aquecimento como detalhado na figura 10, no caso do aquecimento e resfriamento estão como processos com a umidade absoluta constante, nesses processos o ar é resfriado e desumidificado, e quando aquecido é umidificado (ÇENGEL, BOLES, 2013).

Figura 10 - Carta Psicrométrica – Processos de climatização e refrigeração



Fonte: ÇENGEL, BOLES, (2020, p.743)

2.6 Refrigeração por compressão de vapor diagramas

A indústria de alimentos congelados iniciasse em meados de 1880, durante o transporte de carne da Austrália para Inglaterra, ao verificar que parte da carne sofria congelamento, e que esse processo não degradava as características do produto a prática se popularizou. Nos EUA por volta de 1912 – 1915, quando uma expedição notou que os peixes congelados a temperatura abaixo de 0°C mantinham as características por mais tempo, originando dessa observação a motivação de Clarence Birdseye a produzir os congeladores a placa para diversas carnes (STOECKER, JABARDO, 1994).

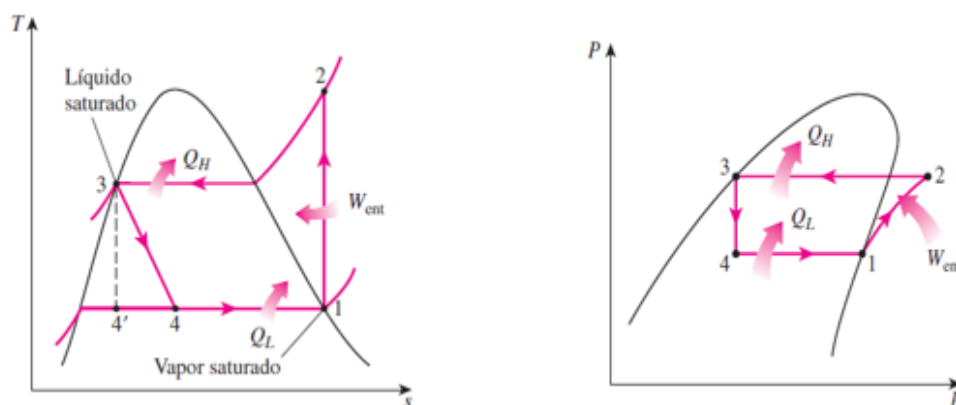
A refrigeração é arte de aplicar a termodinâmica para transferir calor da região mais fria para a mais quente, os dispositivos que realizam o feito são chamados de refrigeradores, o ciclo mais usado é o de refrigeração por compressor de vapor. Resumidamente o refrigerante é vaporizado no evaporador, o vapor comprimido no compressor, condensado no condensador e expandido na válvula de expansão, de forma contínua e cíclica (ÇENGEL, BOLES, 2013).

A refrigeração através da compressão de vapor é possível porque na compressão isentrópica o gás comprimido sofre aquecimento, e na expansão isentrópica o ocorre o resfriamento do gás (COSTA, 1982). Princípio demonstrado na equação:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad 7)$$

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor pode ser descrito através de diagrama Ts (Temperatura Entropia), e em diagramas Ph (Pressão entalpia), representando de forma analítica o sistema de refrigeração figura 8.

Figura 11 - Esquerda diagrama Ts e a direita diagrama Ph



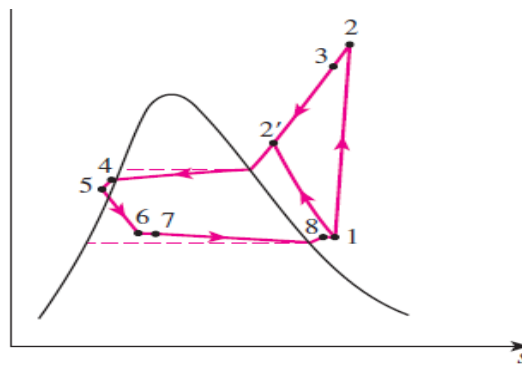
Fonte: ÇENGEL, BOLES, (2020, p.614 e 615).

Nos diagramas da figura 8 os processos são representados da seguinte forma:

- Pontos 1-2 Compressão do vapor saturado elevando sua pressão e temperatura;
- Pontos 2-3 Condensação do fluido refrigerante por meio rejeição do calor;
- Pontos 3-4 Expansão do líquido saturado reduzindo sua pressão e temperatura;
- Pontos 4-1 Evaporação do fluido refrigerante absorvendo calor.

De maneira geral esses ciclos acima são apenas teóricos, não são levados em conta as perdas por atrito do deslocamento do fluido pelas tubulações (Perdas de pressão), e as perdas de energia através de troca térmica entre os meios e os componentes (1-2 para ganho de entropia ou 1-2' para perda de entropia). Além de ser inexecutável trabalhar com vapor saturado saindo do evaporador e entrando diretamente no compressor, porque facilitaria o retorno de líquido por imprecisões, acrescentando energia trabalhamos com um vapor superaquecido (8-1 Superaquecimento). Na saída do condensador é preciso considerar um subresfriamento (Processo 4-5) para garantir a alimentação adequada de líquido para a válvula de expansão (ÇENGEL, BOLES, 2013).

Figura 12 - Ciclo real de refrigeração



Fonte: ÇENGEL, BOLES, (2020, p.617).

2.7 Refrigeração mecânica por vapor Compressores

Na refrigeração existem vários tipos de construção de compressores por exemplo alternativos, rotativos, parafuso, palhetas e centrífugos. Essas construções são mecanismos diferentes para elevar a pressão de um fluido refrigerante. Também temos formas diferentes de construção com relação ao acoplamento do motor sendo abertos, semi-herméticos e selados (herméticos). No aberto temos a separação do motor e a inclusão de selo mecânicos para a vedação do fluido refrigerante esse é normalmente utilizado para amônia. Já os selados (herméticos) e semi-herméticos possuem a construção em carcaça única, ou seja, o motor elétrico na mesma carcaça em contato com o fluido refrigerante que é responsável pelo resfriamento do motor (STOECKER, 1994).

Figura 13 - Compressor Semi-Hermético



Fonte: <https://www.bitzer.de/br/pt-br/compressores-alternativos/ecoline/> (2022).

A potência de entrada de um compressor é determinada pela vazão pela diferença de trabalho realizado (OZDEMIR, A.R, OGUZ, E, ONBASIOGLU, S, 2013) conforme a equação abaixo:

$$W_{ent} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (8)$$

Sendo:

- W_{ent} a potência na entrada do compressor (kJ/s);
- $\dot{m}$ o fluxo de massa (kg/s);
- h_1 a entalpia na entrada do compressor (kJ/kg);
- h_2 a entalpia na descarga do compressor (kJ/kg).

Deve ser levar em consideração na seleção do motor, o fato de que em temperaturas mais baixas, ocorre entre as paradas do sistema a equalização de temperatura com o meio, fazendo com que a demanda de partida seja maior, obrigando assim um superdimensionamento para evitar sobrecarga nas partidas (STOECKER, 1994).

A eficiência adiabática é um dos fatores que afetam a eficiência de um compressor, ela se deve a vários fatores como a perda de carga gerada pelas válvulas de admissão e descarga, o aquecimento do gás na sucção (STOECKER, 1994). É determinada por:

$$\eta_a \% = \frac{\text{Trabalho de compressão isoentrópico}}{\text{Trabalho de compressão real}} \cdot 100 = \left(\frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} \cdot 100 \right) \quad (9)$$

Sendo:

- η_a % Eficiência adiabática (%);
- h_1 a entalpia na entrada do compressor (kJ/kg);
- h_2 a entalpia na descarga do compressor (kJ/kg);
- h_2' a entalpia na descarga do compressor real com os desvios (kJ/kg).

O rendimento volumétrico real (η_{vr}), é um outro parâmetro que afeta o desempenho dos compressores, dependendo da construção taxa de deslocamento do compressor é afetada pelos volumes residuais de espaço nocivo que pode ser entendido como volume residual entre o ponto morto superior e cabeçote no caso dos compressores alternativos (STOECKER, 1994). É determinada pela equação:

$$\eta_{vr} = \frac{\text{Vazão volumétrica que entra no compressor } m^3/s}{\text{Taxa de deslocamento } m^3/s} \cdot 100 \quad (10)$$

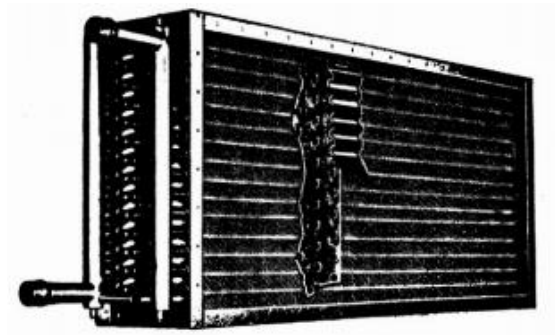
Outros fatores afetam a eficiência dos compressores, como temperatura de evaporação, temperatura de condensação. Para uma comparação das condições termodinâmicas em relação ao compressor usamos o COP (Coeficiente de performance), que pode ser resumido em taxa de o que fornece de potência efetiva de refrigeração, ou de aquecimento no caso de bomba de calor, sobre o que o compressor está absorvendo de energia da rede elétrica (STOECKER, 1994), ou seja:

$$COP = \frac{\text{Capacidade de refrigeração (kW)}}{\text{Potência absorvida compressor (kW)}} \quad (11)$$

2.8 Condensador tipo tubo aleta a ar

O condensador a ar é trocador de calor constituído normalmente por tubos de cobre e aletas de alumínio, onde um ventilador força o ar ambiente resfriar as aletas e os tubos que contendo o fluido refrigerante fazendo com que a troca de calor se realize. O calor rejeitado para o ambiente compreende o calor absorvido no evaporador e o calor de compressão. Quanto maior a área do condensador mais baixa vai ser a temperatura de saída do fluido refrigerante (REX, MILLER, 2014).

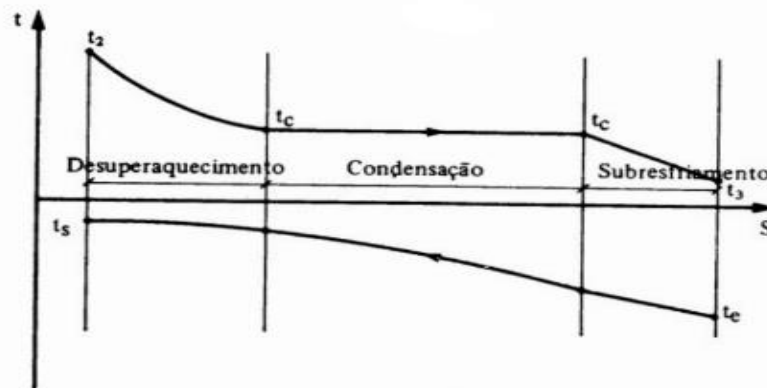
Figura 14 - Condensador a ar tipo tubo aleta



Fonte: COSTA, (1982, p.103).

A troca de calor no condensador é dada em três fases sendo o dessuperaquecimento retirada do calor sensível do vapor variando de 7,5 a 12,5%, condensação retirada do latente do fluido refrigerante 80 a 90%, e subresfriamento retirando calor sensível do líquido 2,5% a 7,5%. A figura 13 representa as temperaturas de cada processo em relação a temperatura de entrada e saída do ar (COSTA, 1982).

Figura 15 - Temperaturas das fases do condensador

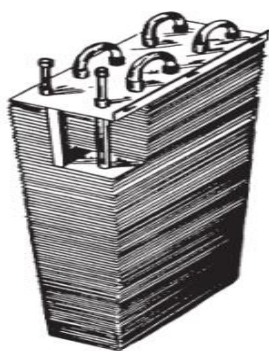


Fonte: COSTA, (1982, p.90).

2.9 Evaporadores de expansão seca.

O Evaporador é responsável pela remoção do calor do ambiente através da evaporação do líquido refrigerante. Conforme o ar é resfriado ele condensa sua umidade, que é drenada através de uma bandeja com dreno. Caso a temperatura da serpentina estiver a temperatura negativa essa umidade é congelada, gerando a necessidade de realizar degelo, porque o gelo é isolante e acaba reduzindo a capacidade do evaporador. Os evaporadores aletados possuem um ventilador para insuflar o ar de forma forçada (REX, MILLER, 2014).

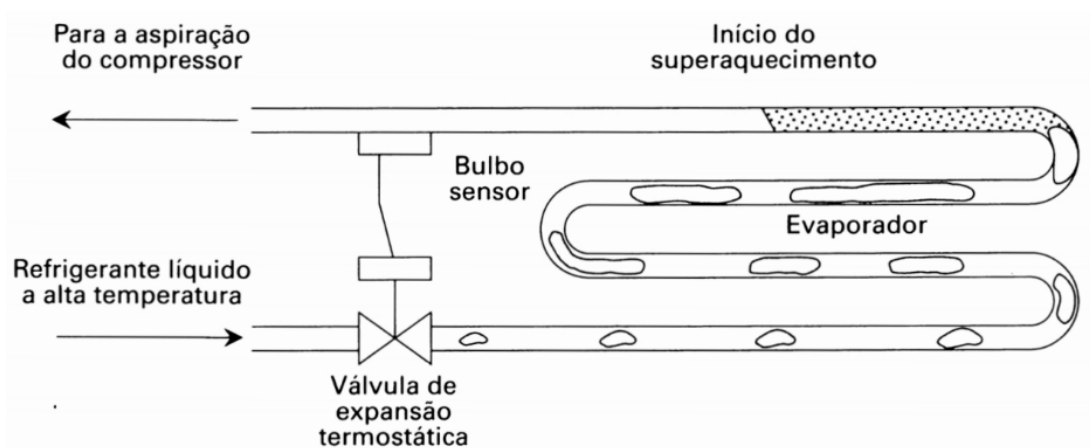
Figura 16 - Evaporador tipo tubo aleta



Fonte: REX, MILLER, (2014, p.263).

O nome de expansão seca se deve ao fato de trabalhar com uma vazão variável de fluido refrigerante, que é injetado através de uma válvula de expansão termostática, que trabalha de forma a manter o superaquecimento pré-determinado (STOECKER, JABARDO1994).

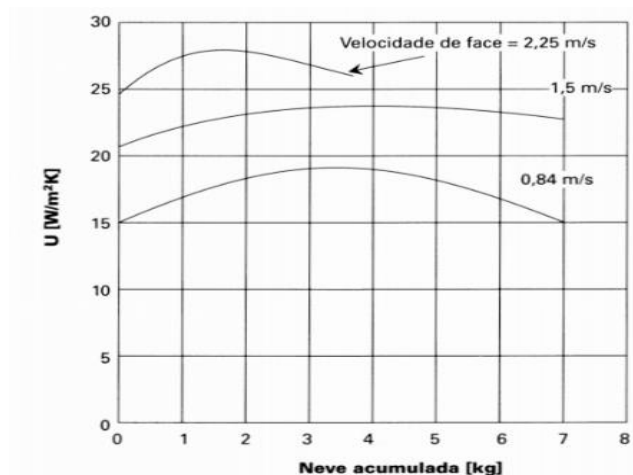
Figura 17 - Método de controle de vazão – Válvula de expansão termostática



Fonte: STOECKER, JABARDO, (1994, p.202).

Para temperaturas de evaporação relativamente baixas ocorre no evaporador a formação de neve, que é congelamento da umidade do ar, esse fator ocorre quando somado temperatura de evaporação inferior a temperatura de orvalho e abaixo do ponto de congelamento da água ($< 0^{\circ}\text{C}$). Esse fenômeno corrobora para aumento da perda de carga, e para a redução do coeficiente global U . Abaixo podemos testes laboratoriais medindo o evaporador com vazão constante.

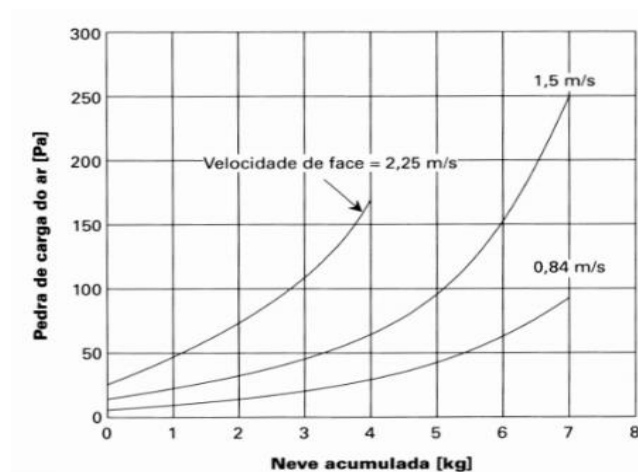
Figura 18 - Efeito da neve em relação ao U (coeficiente global de troca de calor)



Fonte: STOECKER, JABARDO, (2002, p.148).

Os resultados mostram que se mantermos a vazão de ar constante não há uma mudança significativa no coeficiente global U , porém na figura 15 podemos ver o aumento significativo na perda de carga:

Figura 19 - Efeito da perda de carga em relação ao gelo



Fonte: STOECKER, JABARDO, (2002, p.149).

No campo os ventiladores normalmente não dotados da capacidade de elevar a pressão, conforme a o acúmulo de neve, logo a vazão vai diminuindo e coeficiente global reduz, diminuindo a troca térmica (NTU – Número de trocas térmicas). Além de selecionar um evaporador com espaçamento de aletas maior, também deverá ser considerado um sistema de degelo podendo ser elétrico ou gás quente.

2.10 Infiltração de ar por aberturas de portas

O Ganho de calor por infiltração pode chegar em até 50% da carga térmica total em instalações frigoríficas de estocagem, essa infiltração se dá pela movimentação de produtos, devido a abertura das portas. Já que a câmara fria é vedada, a troca ocorre por diferença de densidade (ASHARE, 2006).

3 MATERIAIS E MÉTODO

3.1 Local da instalação

A instalação frigorífica encontrasse na cidade de São Paulo– SP é composta por uma antecâmara e de uma câmara fria de congelados. Onde temos dados climáticos:

- Média de temperaturas máximas anuais – 34,2°C (INMET);
- Umidade relativa média anual – 73,6% (INMET);
- Altitude 760 metros.

3.2 Dados da antecâmara.

A Antecâmara possui as seguintes características:

- Dimensões 12,2 largura x 6,0 comprimento x 6,0 altura (metros);
- Temperatura 12°C;
- Umidade relativa média anual 75%;
- 3 portas de docas com selante vão da porta 2,0 largura x 2,40 altura (metros);
- 2 unidades condensadoras HJZ050D40Q – Fabricante Danfoss, Operando:
- Temperatura Evaporação +2°C / Ambiente +35°C;
- Fluido R404A;
- Capacidade unitária 12,2 kW;
- Potência absorvida unitária 5,45 kW.
- 2 unidades evaporadoras FBA4370G.4P000 - Fabricante Elgin, Operando:
- Temperatura Evaporação +4°C / $\Delta T = 8K$;
- Vazão unitária 5875 m³/h;
- Potência absorvida 96 W.

3.3 Dados da câmara de congelados

A Câmara de congelados possui as seguintes características:

- Dimensões 20 largura x 30 comprimento x 11,5 altura (metros);
- Temperatura -20°C ;
- Umidade relativa média anual 90%;
- 1 porta automática correr vão da porta 2,5 largura x 5,0 altura (metros);
- 4 unidades condensadoras LH135/S6G-25.2Y-35P – Bitzer, Operando:
- Temperatura Evaporação $-30,5^{\circ}\text{C}$ / Ambiente $+35^{\circ}\text{C}$;
- Fluido R404A;
- Capacidade unitária 30,8 kW;
- Potência absorvida unitária 26,0 kW.
- 4 unidades evaporadoras HPL1180 – Elgin, Operando:
- Temperatura Evaporação -28°C / $\Delta T = 8\text{K}$; dados:
- Vazão unitária $35894\text{ m}^3/\text{h}$;
- Potência absorvida ventiladores 4,4 kW unitário;
- Potência absorvida degelo 31,2 kW unitário.

3.4 Dados Psicrométricos

O ar da antecâmara deve ser tratado para evitar que a umidade adentre para câmara fria, evitando a formação excessiva de gelo nos evaporadores etc. Usando o software livre Grapsi conseguimos os dados psicrométricos de cada um dos ambientes de forma prática. Esses dados são as entradas necessárias para os cálculos de definição de potência de equipamentos, e determinação de temperaturas de trabalho.

Tabela 1 - Dados psicrométricos

Altitude de 760 m			
Ambiente	Externo	Ante-câmara	Câm. Cong.
Temp. de bulbo seco (°C)	34,2	12,0	-20,0
Temp. de bulbo molhado (°C)	29,9	9,6	20,14
Temp. de ponto de orvalho (°C)	28,83	7,74	-23,33
Umidade relativa (%)	73,6	75	90
Razão de mistura (g/kg)	27,75	7,14	0,62
Pressão atmosférica (kPa)	92,879	92,879	92,879
Pressão vapor de sat. (kPa)	5,39	1,4	0,1
Pressão parcial de vapor (kPa)	3,97	1,05	0,09
Entalpia (kJ/kg)	105,5	30,07	-18,58
Volume específico (m³/kg)	0,992	0,891	0,783
Densidade (kg/m³)	1,008	1,122	1,277

3.5 Cálculo de infiltração Calor sensível e latente

Com os dados psicrométricos são calculados o calor latente e sensível através do método indicado pela ASHARE desenvolvido por Gosney e Olama (1975), esse método foi comparado com o experimental em um estudo conduzido por FOSTERA, et al (2009) e entre os analíticos foi que mais se aproximou dos resultados do modelo real reproduzido.

3.6 dimensionamento dos trocadores de calor

Para análise inicial alguns pontos podem ser utilizados como cálculos e o uso do software livre CoolPack. Esse recurso foi desenvolvido pelo departamento de engenharia mecânica da Universidade da Dinamarca. Porém seu uso limitasse a uma análise inicial como entrada e saídas dos dados psicrométricos e respectiva capacidade térmica. Para dados construtivos definitivo o ideal é consultar um fabricante.

3.7 Seleção do compressor

Com as capacidades térmicas necessárias, e com as temperaturas de operação já definidas através dos cálculos psicrométricos o próximo passo é a definição dos compressores. Como a eficiência está ligada a construção do equipamento, como eficiência da placa de válvula etc. A melhor solução é a utilização do software do fabricante, normalmente disponível livremente na internet para download.

3.8 Determinação dos ventiladores

Com a seleção dos trocadores e com a definição de suas geometrias, são obtidos os dados de pressão necessária para vencer a perda de carga oferecida para respectiva vazão de ar imposta. Com esses dados em mãos a seleção pode ser realizada através das curvas de performance dos ventiladores (curvas de vazão de ar vs pressão estática).

3.9 Cálculo de consumo elétrico

O consumo elétrico é obtido após a seleção dos componentes, seu cálculo se dá através da potência elétrica do consumidor multiplicada pelas horas de funcionamento. Os itens consumidores são ventiladores e compressor e seu funcionamento será contínuo, ou seja, enquanto houver operação logística nas câmaras frias.

3.10 Desempenho do desumidificador

O desempenho do desumidificador é relativo um dado que pode ser adotado é a razão de água condensada no evaporador por potência dos consumidores, onde a água condensada pode ser obtida pela equação (16) considerando os pontos de umidade absoluta de entrada e saída do desumidificador, e para massa de ar considerar a vazão do equipamento e potência a somatória das potências elétricas da tabela 3 (ARIWIVOWO, D, et al. 2020).

4 RESULTADOS

4.1 Cálculo de infiltração Calor sensível e latente

São calculados o calor latente e sensível através do método indicado pela ASHARE desenvolvido por Gosney e Olama (1975), a saber:

O ganho de calor horário pode obtido através da equação:

$$qt = q. Dt. Df. (1 - E) \quad (12)$$

Calor total infiltrado (latente mais sensível) através da equação:

$$q = 795,6. A. (hi - hr). pr. \left(\frac{\rho i}{\rho r} \right)^{0,5} . (g. H)^{0,5} . Fm \quad (13)$$

O Fator de densidade:

$$FM = \left[\frac{2}{1 + (\rho r / \rho i)^{\frac{1}{3}}} \right]^{1,5} \quad (14)$$

Fator relacionado ao tempo de abertura:

$$Dt = \frac{(P. \theta P + 60. \theta 0)}{3600. \theta d} \quad (15)$$

PS.: θP Tempo de abertura e fechamento da folha da porta (15 a 25 segundos).

Obtido o calor total é possível matematicamente obter o latente e a quantidade de água penetrada em cada ambiente, através da equação:

$$\dot{m}l = \dot{m}a.(\Delta\omega) \quad (16)$$

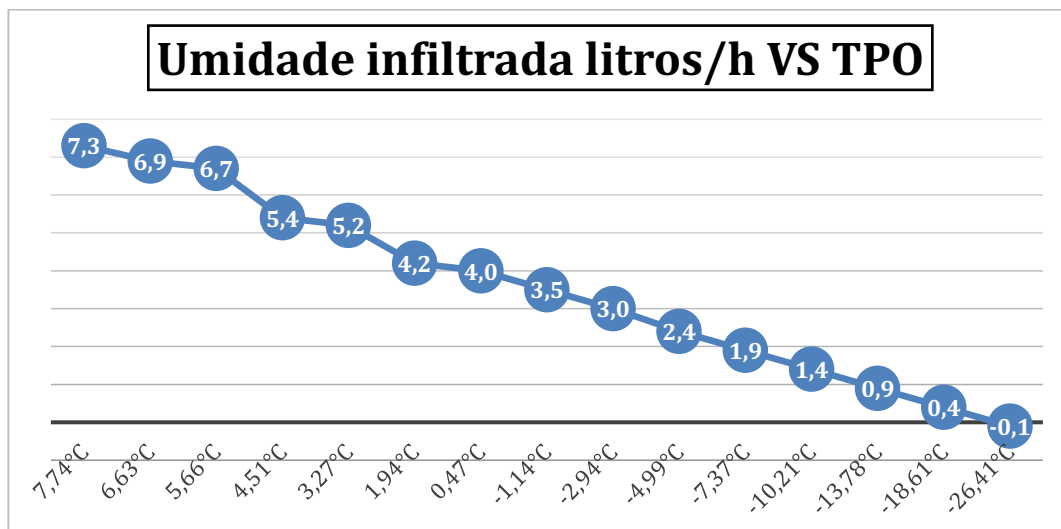
Conforme os dados da Tabela 2, onde a infiltração para o caso é de 7,3 litros por hora de operação. Essa umidade é igual a massa de gelo por hora que deve se acumular na câmara de congelados devido a abertura de portas na situação atual, sem nenhum controle de umidade.

Tabela 2 - Cálculo de carga de água infiltrada pelas portas (sem desumidificador)

PORTA - ANTECÂMARA / CONGELADOS	
Altura (m)	5
Largura (m)	2,5
Área da porta (m²)	12,5
P = número de aberturas / dia	80
θ0 = tempo de abertura (min)	0,5
θd = operação diária (horas)	12
θp = Movimentação folha da porta (s)	25
FM	0,968
DT	0,047
Df	0,8
q (kJ/h)	1457528
qt (kJ/h)	54792
Massa de ar (kg/h)	1126
Massa de água (litros/h)	7,3

Abaixo a mesma simulação comprando diversas umidades relativas (p/ Antecâmara) e a respectiva estimativa de infiltração de vapor pela operação:

Gráfico 1– Massa água penetrada conforme TPO (temperatura ponto de orvalho) na Antecâmara:

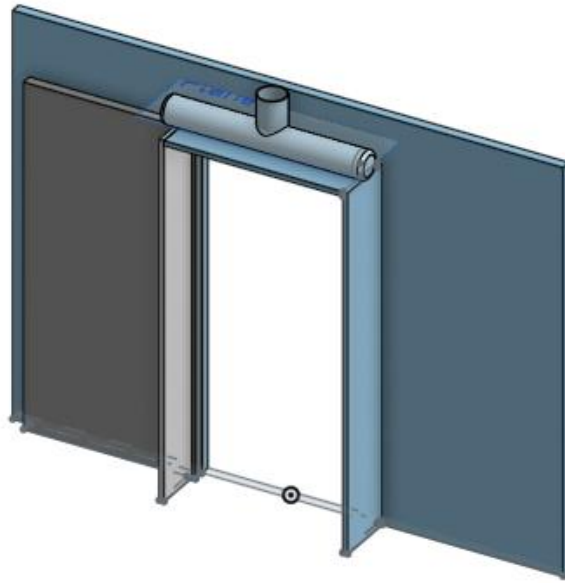


O gráfico 1 demonstra que reduzindo a temperatura ponto de orvalho na antecâmara até certo ponto a umidade penetrada na câmara de congelados é zerada. Porém para resultados mais significativos a temperatura ponto de orvalho passa ser negativa, criando a necessidade de uma temperatura de evaporação negativa no desumidificador.

4.2 insuflamento do ar

Para não tratar toda a antecâmara com uma umidade muito baixa, consequentemente comprometendo a saúde dos operadores, e elevando o custo do equipamento. Será utilizado no um insuflamento no vão luz da porta, criando um fluxo laminar de ar seco na região com o fechamento conforme figura abaixo 20.

Figura 20 - Fechamento entorno da porta (onde ar tratado será insuflado)



A vazão equivalente obtida no cálculo de calor total de penetração que é equivalente a uma vazão mássica 1126 kg/h ou volumétrica 1000 m³/h.

Essa vazão é obtida utilizando o fluxo de calor total, a saber:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{Q_r}{(\Delta h)} \quad (17)$$

4.3 Determinação de capacidade trocadores de calor

As temperaturas podem ser expressas com a diferença de temperatura média logarítmica (ΔT_{ml}), que é a forma adequada para análise de trocadores de calor. Sendo ΔT_1 e ΔT_2 a diferença de temperatura dos fluidos na entrada e na saída não fazendo diferença qual ordem seja adotada, porque um condensador pode ser considerado um trocador de calor de escoamento contracorrente ou paralelo sem diferenças de resultados (ÇENGEL, GHAJAR, 2011), sendo expressa na equação:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (K) \quad (18)$$

E sua capacidade pode ser obtida usando a equação:

$$Q = U.A.\Delta T_{ml} \text{ (kcal/h)} \quad (19)$$

Porém, existe uma indeterminação para calcular a área de troca térmica (A), porque é necessário conhecer o ΔT_{ml} , da velocidade real de escoamento, do U coeficiente global de transmissão de calor. A indeterminação vem do desconhecimento da área, porque definindo uma velocidade de ar, resulta em uma vazão indeterminada e uma temperatura de saída do ar desconhecida. Definindo uma vazão de ar, não teremos a velocidade real para determinar U coeficiente global (COSTA, 1982).

Quando a área do trocador é conhecida, mas as temperaturas de saída não são, a tarefa é determinar o desempenho da transferência de calor da aplicação para verificar se a peça disponível é capaz de fazer o trabalho (Talvez não seja tarefa fácil chegar uma conclusão com o método do ΔT_{ml}). Um método proposto é o da efetividade – NTU de 1955 proposto por Kays e London que consiste na efetividade de transferência de calor ε (ÇENGEL, GHAJAR, 2011):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Taxa de transferência de calor real}}{\text{Taxa de transferencia de calor máximo}} \quad (20)$$

A taxa real de transferência de calor:

$$\dot{Q} = C_c.(T_{c \text{ Out}} - T_{c \text{ in}}) = C_h (T_{h \text{ in}} - T_{h \text{ out}}) \quad (21)$$

Onde na equação 21:

- C_c é taxa de transferência de calor fluido frio dado na multiplicação do fluxo de massa pelo calor específico ($\dot{m}_c \cdot C_{pc}$);

- C_h é taxa de transferência de calor fluido quente dado na multiplicação do fluxo de massa pelo calor específico ($\dot{m}_h \cdot C_{ph}$);

Para determinar a transferência máxima de calor, usamos a diferença máxima de temperaturas de entrada e saídas dos fluidos:

$$\Delta T_{\text{máx}} = T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ in}} \quad (22)$$

A transferência de calor atinge seu valor máximo quando o fluido frio é aquecido até a temperatura do fluido quente ou o contrário:

$$\dot{Q}_{\text{max}} = C_{\text{min}} (\Delta T_{\text{máx}}) \quad (23)$$

Onde:

- C_{min} é o menor valor entre C_c e C_h .

A determinação de $\dot{Q}_{\text{max}}$ exige a fixação das temperaturas e das vazões mássicas, permitindo assim o conhecimento da efetividade ε com esses dados podemos determinar a taxa de transferência de calor real:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\text{max}} \quad (24)$$

O método da efetividade – NTU permite determinar a taxa de transferência de calor sem saber as temperaturas de saída dos escoamentos. Onde NTU (Número de unidades de transferência):

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{\text{min}}} \quad (25)$$

Onde:

- U coeficiente global de transmissão de calor;

- A_s é a área de troca do trocador.

Outro fator que é necessário conhecer é a razão de capacidades:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (26)$$

Esse valor varia de entre 0 e 1, sendo a efetividade máxima quando $C=0$ e mínima, como o processo de condensação temos mudança de fase todas as relações de efetividade se resumem:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (27)$$

Avaliados os fatores C e NTU é possível obter ε através de gráficos, e obter a taxa de transferência de calor e calcular as temperaturas de saída do trocador através:

$$C_c = C_{min} \rightarrow \varepsilon = \frac{T_{c\ out} - T_{c\ in}}{\Delta T_{m\acute{a}x}} \quad (28)$$

Ou:

$$C_h = C_{min} \rightarrow \varepsilon = \frac{T_{h\ in} - T_{h\ out}}{\Delta T_{m\acute{a}x}} \quad (29)$$

4.4 Dados para seleção evaporador

O resfriamento será realizado em duas etapas, a folha de dados completa do trocador com detalhes de geometria e dimensões está no Anexo A (Fabricante Elgin). As temperaturas e pontos psicrométricos desse primeiro estágio de resfriamento podem ser visualizados abaixo, os dados forem obtidos com o software livre usado foi CoolPack conforme a figura 21.

Figura 21 - Primeiro estágio de resfriamento

CoolPack		AIR COOLER > COOLING AND DEHUMIDIFICATION OF MOIST AIR		
Calculate Print Save inputs Load inputs Help				
	INLET CONDITION		OUTLET CONDITION	
	T_1 [°C]	12,00	T_2 [°C]	1,00
	x_1	0,006525 [kg/kg]	x_2	0,003919 [kg/kg]
	h_1	28,54 [kJ/kg]	h_2	10,82 [kJ/kg]
	RH_1 [%]	75,0	RH_2	96,6 [%]
	$T_{DEW,1}$	7,71 [°C]	$T_{DEW,2}$	0,52 [°C]
	$T_{WET,1}$	9,69 [°C]	$T_{WET,2}$	0,80 [°C]
	Air pressure [kPa] : 101,33		Cooler surface temperature [°C] : -1,5	
	Process: Cooling and dehumidification			
AIR FLOW		PROCESS PARAMETERS		
MOIST AIR		DRY AIR		
Volume flow [m³/h]	1000	Mass flow	0,340 [kg/s]	
Mass flow (mixture)	0,343 [kg/s]			
Mass flow (water)	0,002221 [kg/s]			
Cooling demand Sensible load Latent load Latent load (frost) SHR Dehumidification rate dh/dx		6,032 [kW] 3,517 [kW] 2,515 [kW] 0,297 [kW] 58,3 [%] 3,193 [kg/h] 6802 [kJ/kg]		
Inlet and outlet properties are stated per kg dry air				

Fonte: Software Coolpack.

O segundo estágio trabalhará com uma evaporação menor e consequentemente trabalhará com formação de gelo, impreterivelmente vamos ter que ter degelo nessa situação e duas serpentinas para manter o funcionamento contínuo do desumidificador, folha de dados completa no Anexo B (Fabricante Elgin).

As temperaturas e pontos psicrométricos desse segundo estágio de resfriamento podem ser visualizados abaixo, os dados forem obtidos com o software livre usado foi CoolPack conforme a figura 22:

Figura 22 - Segundo estágio de resfriamento

CoolPack		AIR COOLER > COOLING AND DEHUMIDIFICATION OF MOIST AIR	
Calculate Print Save inputs Load inputs Help © 1999 - 2001 Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark Version 1.48 TOOL A.2		INLET CONDITION T_1 [°C] 1,15 x_1 0,003939 [kg/kg] h_1 11,02 [kJ/kg] RH_1 [%] 96,0 $T_{DEW,1}$ 0,58 [°C] $T_{WET,1}$ 0,91 [°C] OUTLET CONDITION T_2 [°C] -21,50 x_2 0,0005489 [kg/kg] h_2 -20,27 [kJ/kg] RH_2 100,0 [%] $T_{DEW,2}$ -21,50 [°C] $T_{WET,2}$ -21,50 [°C]	
		$T_{SURFACE}$ is below 0 °C.	
		Air pressure [kPa] : 101,33 Cooler surface temperature [°C] : -23,0	
		Process: Cooling and dehumidification - Correction for over-saturated outlet condition!	
		AIR FLOW MOIST AIR Volume flow [m³/h] 1000 Mass flow (mixture) 0,357 [kg/s] Mass flow (water) 0,001399 [kg/s] DRY AIR Mass flow 0,355 [kg/s]	
		PROCESS PARAMETERS Cooling demand 11,11 [kW] Sensible load 7,644 [kW] Latent load 3,47 [kW] Latent load (frost) 0,458 [kW] SHR 68,8 [%] Dehumidification rate 4,335 [kg/h] dh/dx 9229 [kJ/kg]	
		Inlet and outlet properties are stated per kg dry air dh/dx corrected!!	

Fonte: Software Coolpack.

4.5 Compressores

Com a estimativa dos circuitos de resfriamento, é possível a seleção dos compressores serão 2 (dois) no total. 1 (um) para o primeiro estágio 5,9 kW de potência frigorífica, e outro para o segundo estágio de temperatura negativa 11,1 kW de potência frigorífica. Dados no Anexo C para o primeiro estágio (MTZ032) e Anexo D para o segundo estágio (MTZ160) fabricante Danfoss. Foi utilizado para o Software livre Coolselector2 disponibilizado para download no site do fabricante.

4.6 Condensadores

O condensador do circuito 1 será usado para trabalhar como reaquecedor do ar que será insuflado, e o condensador do circuito 2 deverá rejeitará calor para o ambiente externo. Aproximadamente a temperatura de insuflamento do desumidificador fica próxima a 9°C, porém com a TPO abaixo dos -23°C, ou seja, esse ar insuflado não vai ceder umidade em contato com o ar da câmara de congelados. Folha de dados Anexo E e Anexo F (fabricante Danfoss). As temperaturas e dados psicrométricos conforme figura 23:

Figura 23 - Aquecimento no condensador 1

Altitude (m): 760		
	Ponto 01	Ponto 02
Temperatura de bulbo seco (°C)	-21,50	9,00
Temperatura de bulbo molhado (°C)	-21,50	0,15
Temperatura de ponto de orvalho (°C)	-23,77	-23,77
Umidade relativa (%)	100,00	7,77
Razão de mistura (g/kg)	0,60	0,60
Pressão atmosférica (kPa)	92,879	92,879
Pressão de vapor de saturação (kPa)	0,09	1,15
Pressão parcial de vapor (kPa)	0,09	0,09
Entalpia (kJ/kg)	-20,15	10,56
Volume específico (m³/kg)	0,779	0,873

Fonte: Software Grapsi.

4.7 Ventiladores

Para movimentação do ar serão usados ventiladores do tipo axiais, sendo para o condensador externo com uma vazão de 14000 m³/h e uma pressão estática de 95 Pa (Seleção no Anexo G e H). E para lado dos evaporadores e periféricos, tipo centrifugo devido a maior pressão estática, sendo uma vazão de 1000 m³/h e uma pressão estática de 230 Pa (Seleção Anexo I e J).

4.8 Degelo

No evaporador de temperatura negativa, será necessário o recurso de degelo mesmo usando um espaçamento de 10 mm. Para o funcionamento contínuo será dois trocadores, com funcionamento cíclico, ou seja, enquanto um faz o degelo o outro funciona em refrigeração e vice-versa. Para desviar o ar no by-pass usaremos dumpers automatizados. A potência de degelo será de 136 W/m^2 de área de troca da serpentina, como teremos $98,1 \text{ m}^2$ a potência adotada será de 13,3 kW.

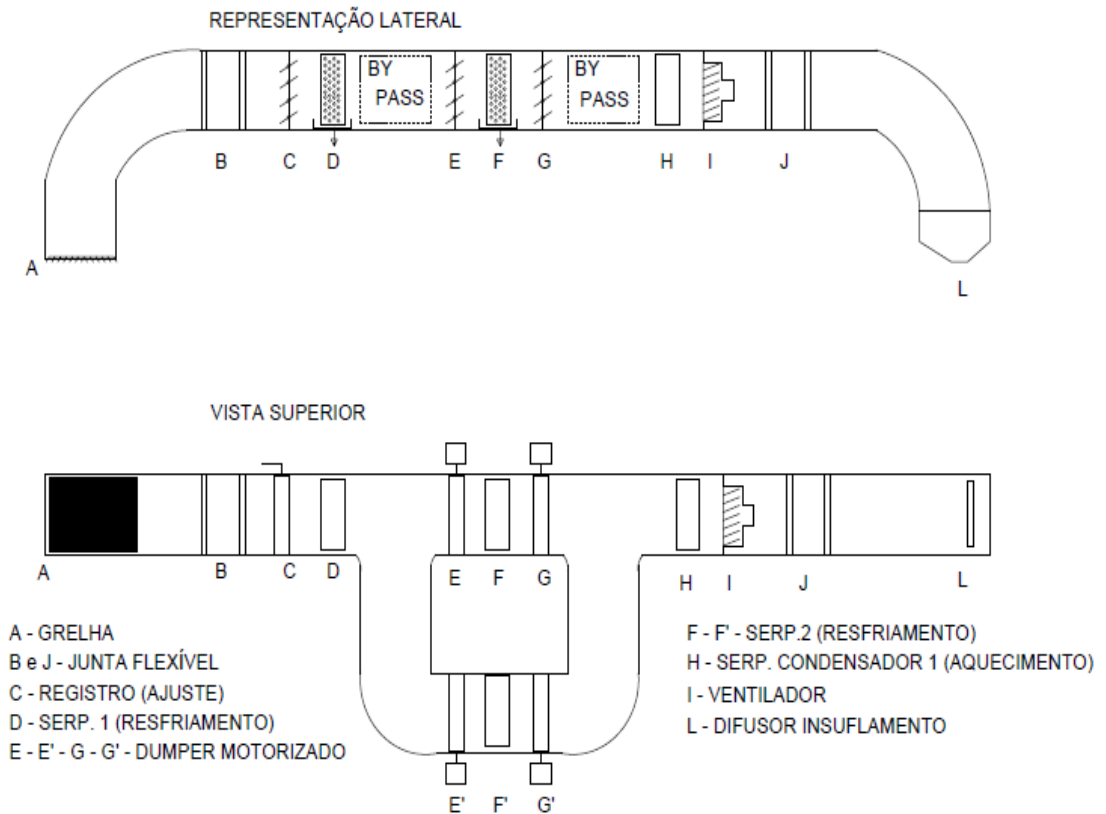
4.9 Desempenho do desumidificador

O desempenho obtido pela somatória do condensado na serpentina 1 e o condensado na serpentina 2 ($3,193 + 4,335$) kg/h de água pela potência total instalada obtida pela somatória da potência dos consumidores ($2,57+1,16+9,9+0,16+13,3$) kW. Obtendo um desempenho de 0,28 kg/ kWh.

4.10 Fluxograma de montagem da ventilação

Fluxograma do arranjo pode ser visualizado na figura 19. Quando a serpentina F' estiver em degelo, os dumper's E' e G' vão estar fechados, e os dumpers E e G vão estar abertos e a serpentina F em refrigeração. Assim que o tempo de degelo da serpentina F for alcançado a lógica se inverte. Fechando os dumpers E e G e abrindo o E' e G'. A Serpentina F entra em ciclo de degelo e a Serpentina F' em refrigeração de forma cíclica.

Figura 24 - Fluxograma da montagem das serpentinas no resfriamento



4.11 Tubulações de refrigeração

Para o dimensionamento da tubulação adotamos uma análise de perda de carga, as seguintes informações (STOECKER, JABARDO1994):

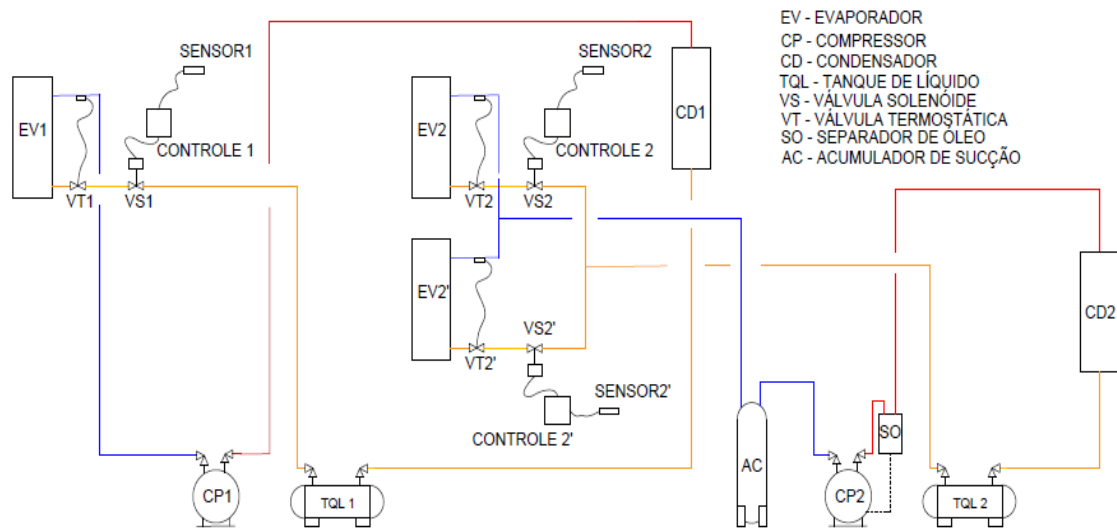
- Linha de líquido 1 a 2,5 m/s;
- Linha de sucção perda de carga no caso temos uma folga de 1,63°C na temperatura de saturação no sistema do compressor 1 e 1°C no compressor 2;
- Linha de descarga perda de carga equivalente a uma temperatura de saturação 1 a 3 m/s² (*).

(*) Devido a folga no compressor vamos trabalhar limitando em < 1°C.

4.12 Fluxograma de montagem da Refrigeração

Para uma maior proteção o separador de óleo e separador de líquido na linha do compressor 2, que trabalha em congelados. Abaixo no fluxograma da figura 25 está descrita a montagem mecânica da instalação.

Figura 25 - Fluxograma do sistema de refrigeração



Para o controle um controlador padrão de mercado com leitura de umidade relativa e temperatura. O controle a princípio com diferencial de 2K, monitorando a oscilação das partidas dos compressores. O controlador fecha a solenoide NF, e sistema desliga por pressão de baixa (Pressostato de rearme automático). Atingindo o diferencial o a válvula solenoide abre a pressão sobe o compressor liga novamente.

4.13 Análise do consumo elétrico

Com os consumidores elétricos selecionados é determinada a demanda energética do desumidificador atuando durante toda a operação de 12 horas na tabela 3. Possibilitando a comparação com demanda dos degelos realizados a cada 4 horas durando em média 30 minutos dos evaporadores da câmara de congelados na tabela 4. Para o consumo do degelo após a instalação do desumidificador o valor considerado será 10% do valor já que a estimativa é que 90% da umidade é penetrada pela porta segundo a fabricante de desumidificadores químicos Bryair.

Tabela 3 - Consumo elétricos diário desumidificador

CONSUMO DIÁRIO DESUMIDIFICADOR			
Descrição	Potência (kW)	Funcionamento diário (h)	Consumo diário (kWh)
Compressor 1	2,57	12	30,84
Ventilador axial condensador	1,16	12	13,92
Compressor 2	9,9	12	118,8
Ventilador centrifugo desumidificador	0,16	12	1,92
Resistência de degelo (*)	13,3	1,5	19,95
(*) um degelo a cada 4 horas de 30 minutos cada		Total diário (kWh)	185,43

Tabela 4 - Consumo elétrico diário com degelos câmara de congelados

CONSUMO DIÁRIO DEGELOS SEM DESUMIDIFICADOR			
Descrição	Potência (kW)	Funcionamento diário (h)	Consumo diário (kWh)
Resistência de degelo evap. 1	31,2	3	93,6
Resistência de degelo evap.r 2	31,2	3	93,6
Resistência de degelo evap. 3	31,2	3	93,6
Resistência de degelo evap. 4	31,2	3	93,6
(*) um degelo a cada 4 horas de 30 minutos cada		Total diário (kWh)	374,4

O consumo estimado considerando uma redução de 90% (Percentual atribuído a umidade vinda da porta entre antecâmara e câmara) com a instalação do desumidificador passa a ser de 37,44 kWh somando ao consumo do desumidificador 185,43 kWh, temos uma estimativa de um consumo de 222,9 kWh. Ou seja, um valor de 59,5% do consumo de energia com degelo durante o ano.

O total anual de 54540 kWh economizado se converte monetariamente considerando o valor de médio 0,82 kWh (ENEL 2022) em R\$ 44.722,00 de economia ano. Somando a redução em manutenções em relação aos motoventiladores da câmara, aliado a um melhor COP na câmara de congelados em função dos evaporadores trabalharem em uma condição favorável sem excesso de gelo favorecendo um ΔT menor entre a evaporação e o ar ambiente.

5 CONCLUSÕES

Revisados e aplicados os conceitos de refrigeração e de psicometria com sucesso no projeto mecânico do desumidificador por compressão de vapor, os problemas como formação de gelo, e a necessidade de recurso de degelo para um funcionamento contínuo foram levantados e as respectivas soluções propostas.

Os cálculos necessários para levantamento e seleção dos componentes foram realizados com êxito, onde não foi possível uma determinação por falta informações e dados, conseguimos contornar facilmente com o uso de softwares de seleção de mercado, que fornecidos pelos fabricantes do setor gratuitamente (como por exemplo no caso do compressor).

O projeto é justificado energeticamente conforme os valores expressivos apresentados, além da justificativa de segurança para os operadores de empilhadeira devido à redução da névoa, melhorando assim a visibilidade, a redução do gelo no piso próximo a porta resultando uma maior aderência do equipamento ao piso.

Em pesquisas futuras, pode-se realizar um comparativo entre a solução de desumidificação mecânica versus a tecnologia de dessecante químico rotativo.

6 REFERÊNCIAS

6.1 LIVROS

COSTA, ENNIO CRUZ DA. **Refrigeração**. 3º ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 1982.

COSTA, ENNIO CRUZ DA. **Secagem Industrial**. 1º ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2007.

CREDER, HÉLIO. **Instalações de ar condicionado**. 6º ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

MILLER, MARK R.; MILLER, REX. **Ar condicionado e Refrigeração**. 2º ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MOREIRA, JOSÉ ROBERTO SIMÕES; NETO, ALBERTO HERNANDEZ. **Fundamentos e aplicações da psicrometria**. 2º ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2019.

KREITH, FRANK. **Princípios da transmissão de calor**. 3º ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 1994.

KREITH, FRANK. **Princípios da transmissão de calor**. 3º ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.

ÇENGEL, YUNUS A.; GHAJAR, AFSHIN J. **Transferência de Calor e Massa**. 4º ed. Porto Alegre: McGraw-Hill Education, 2012.

6.2 ARTIGOS

FOSTER, A. M, SWINA, M.J, BARRETT, R, JAMES, S.J. **Experimental verification analytical and CFD predictions of infiltration through cold store entrances**. University of Bristol. UKERC Energy Data Centre. FT0553, 2009. Disponível em: <https://ukerc.rl.ac.uk/pdf/FT0553_report.pdf>.

OZDEMIR, A.R, OGUZ, E, ONBASIOGLU, S, **An investigation of the heat transfer phenomena between the hermetic reciprocating compressor components**. 8th International Conference on Compressors and their Systems, 2013. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/hermetic-compressor>>.

ARIWIVOWO, D, et al. **Refrigeration system based-dehumidifier**. IOP, 2020. Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 845 012039.

6.3 NORMAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CODICIONING ENGINEERS, INC. **ASHARE 2006**: Handbook - Refrigeration. Peachtree Corners: ASHARE, 2006.

6.4 SITES

BRYAIR. **Umidade excessiva em armazéns frigoríficos causas prejuízos**. Disponível em: < <https://www.bryair.com.br/blog/prejuizos-causados-pela-umidade-excessiva-em-armazens-frigorifi-cos/#:~:text=Quando%20a%20umidade%20absoluta%20do,os%20produtos%20de%20forma%20adequada.>> . Acesso em 30 ago. 2022.

BRYAIR. **Saiba quais são as condições ideais para o controle de umidade em câmaras frias e centro logísticos frigorificados**. Disponível em: < <https://www.bryair.com.br/blog/saiba-quais-sao-as-condicoes-ideais-para-o-controle-de-umidade-em-camaras-frigorificas-e-centros-logisticos-frigorificados/> >. Acesso em 30 ago. 2022.

EBM PAPST. **Boletim Técnico 09/12 – Formação de Gelo Causas e Efeitos**, LOPES RAFAEL. Disponível em: < https://www.ebmpapst.com.br/media/content/technical_support/technical_data/BoletimTecnico_ebm-papst_09-12.pdf >. Acesso em: 31 ago. 2022.

ENEL. Tarifa energia Elétrica. Disponível em: <https://www.enel.com.br/pt-saopaulo/Para_Voce/tarifa-energia-eletrica.html>. Acesso em: 03 out 2022.

INMET. **Pacote de dados anuais de todas estações automáticas separadas por ano**. Disponível em: < <https://bdmep.inmet.gov.br/> >. Acesso em: 11 set. 2022.

MUNTERS. **Cold Storage Brochure EN**. Disponível em: < https://www.munters.com/globalassets/documents/cold-storage/munters_cold-storage_brochure_en.pdf >. Acesso em: 02 set. 2022.

ANEXO A Evaporador 1 (Fabricante Elgin)

TIPO DA SERPENTINA : DE 3000 GD 10R 20T 600 6,35 10C 1H 7/8 - 1x10x1/4 comprimento:500mm-injetor

Condições de operação.:

Capacidade total obtida :	(kW)	6,08
.	(kcal/h)	5228,8
Vazão de Ar	(m³/h)	1000
Bulbo Seco de Entrada :	(°C)	12
UR% de entrada.	(%)	75
Bulbo Seco de Saida	(°C)	0,84
UR% de saida.	(%)	98,44
Perda de Pressão do Ar. . . . :	(mmCE)	3,27
Velocidade do ar.	(m/s)	0,91
Refrigerante.		R404A
Temperatura de evaporação . . :	(°C)	-1,5
Temperatura do líquido. . . . :	(°C)	43
Superaquecimento.	(°C)	8
Perda de Pressão do Refrigerante	(gr/cm²)	68,62
Perda de pressão do distribuidor:	(gr/cm²)	31700

Cálculo de superfície seca Molhado

Tipo do tubo	:	Liso
Material da aleta.	:	Alumínio
Dimensão da Serpentina (C×H×L) . . :	(mm)	753 × 569 × 281
Folha de metal padrão		
Conexão de entrada	(mm)	1x10x1/4 comprimento:500mm-inje
Conexão da saida	(mm)	7/8
Superfície de transferência de calor:	(m²)	21,91
Volume interno.	(dm³)	8,35
Entrada e saida no mesmo lado		

ANEXO B – Evaporador 2 (fabricante Elgin)

TIPO DA SERPENTINA : DE L50 PD 12R 20T 800 10 30C 1H 1.1/8 -

Condições de operação.:

Capacidade total obtida : (kW)	8,12
. : (kcal/h)	6983,2
Vazão de Ar : (m ³ /h)	1000
Bulbo Seco de Entrada : (°C)	0,84
Perda de Pressão do Ar : (mmCE)	0,14
Velocidade do ar : (m/s)	0,35
Refrigerante :	R404A
Temperatura de evaporação . . . : (°C)	-23
Temperatura do líquido : (°C)	43
Superaquecimento : (°C)	8
Perda de Pressão do Refrigerante (gr/cm ²)	2,12

Tipo do tubo :	Liso
Material da aleta :	Alumínio
Dimensão da Serpentina (C×H×L) . . : (mm)	959 × 1061 × 661
Folha de metal padrão	
Conexão da saída : (mm)	1.1/8
Superfície de transferência de calor:(m ²)	98,1
Volume interno : (dm ³)	32,59
Entrada e saída no mesmo lado	

BATERIA - DE

Gamma / Bateria: Tudo

Tipo Da Aleta: Tudo

Modelo da Aleta: L50

Superfície Da Aleta: PD

Material Da Aleta: Alumínio

Tipo De Tubo: Liso

Espaçamento da aleta ou al/pol: 10 (mm)

Fileiras: 12

Tubos Alt.: 20

Comprimento do: 800 (mm)

Aletado: 30

N. circuito: 1

N. Coletor: 1

Diâm Int. Tubos: 14,7 (mm)

Diâm Ext Tubos: 16,5 (mm)

Tubos Espessura: 0,4 (mm)

Espessura de la aleta: 0,165 (mm)

Fluido: R404A

Informação

Bateria: 98,103 m²

Referência. Volume: 32,596 dm³

Profundidade Da Aleta: 601 (mm)

Altura Da Aleta: 1001 (mm)

PATTERN:

Espaçando entre tubos: 50 (mm)

Espaçando entre Fileiras: 50 (mm)

CONDIÇÕES

Caso #	Vazão (m ³ /h)	Bulbo.S. entrada (°C)	UR% de entrada %	T° Evap. (°C)	T° do líquido (°C)	super aquec. (K)
▼	1000	0,84		-23	43	8

RESULTADOS

Capacidade (kW)	Dp do ar (mmCE)	velocidade De Face (m/s)	Bulbo.S. saída (°C)	UR% de saída %	Dp do Ref. (gr/cm ²)
8,12	0,14	0,35	-21,75	0,0	2,12

ANEXO C – Compressor 1

Coolselector2



Informação de projeto

Nome do projeto:
 Comentários:
 Criado por:
 Coolselector2 versão: 5.0.1. Banco de dados: 88
 Impresso: Segunda-feira, 26 de Setembro de 2022
 Preferências usadas: Todas as aplicações

Compressores 1

Condições de operação

Refrigerante:	R404A		
Temperatura de evaporação (ponto de	-3,5 °C	Temperatura de condensação (ponto de	40,0 °C
Pressão de evaporação:	5,400 bar	Pressão de condensação:	18,17 bar
Ponto médio de temperatura de evaporação	-3,7 °C	Sub-resfriamento:	1,0 K
Superaquecimento útil:	8,0 K	Sub-resfriamento adicional:	0 K
Superaquecimento adicional:	10,0 K	Sub-resfriamento total:	1,0 K
Temperatura do gás de retorno:	14,5 °C	Temperatura do líquido:	33,6 °C
Condições de classificação:	<i>Padrão</i>		
Capacidade de refrigeração requerida:	6,000 kW		

Seleção: MTZ028-3, R404A

Modelo	MTZ028-3
Tecnologia	Reciprocidade
Configuração	Individual
Refrigerante	R404A
Controle de capacidade	Velocidade constante
Velocidade [rpm]	3500
Resfriamento [kW]	6,184
COP resfriamento reduzido [W/W]	2,41
Aquecimento [kW]	9,148
COP aquecimento [W/W]	3,57
Potência [kW]	2,566
Corrente [A]	8,699
Frequência [Hz]	60
Fonte de alimentação	200 - 230 V 3 ph
Fluxo de massa [kg/h]	196,1

Selecione o código e as peças de reposição

Código: MTZ28-3VI. MTZ28JE3AVE

ANEXO D – Compressor 2

Coolselector2



Informação de projeto

Nome do projeto:
Comentários:
Criado por:
Coolselector2 versão: 5.0.1. Banco de dados: 88
Impresso: Segunda-feira, 26 de Setembro de 2022
Preferências usadas: Todas as aplicações

Compressores 1

Condições de operação

Refrigerante:	R404A		
Temperatura de evaporação (ponto de	-24,0 °C	Temperatura de condensação (ponto de	45,0 °C
Pressão de evaporação:	2,600 bar	Pressão de condensação:	20,47 bar
Ponto médio de temperatura de evapor	-24,2 °C	Sub-resfriamento:	2,0 K
Superaquecimento útil:	8,0 K	Sub-resfriamento adicional:	1,0 K
Superaquecimento adicional:	10,0 K	Sub-resfriamento total:	3,0 K
Temperatura do gás de retorno:	-6,0 °C	Temperatura do líquido:	41,7 °C
Condições de classificação:	<i>Padrão</i>		
Capacidade de refrigeração requerida:	11,32 kW		

Seleção: MTZ160-3, R404A

Modelo	MTZ160-3
Tecnologia	Reciprocidade
Configuração	Individual
Refrigerante	R404A
Controle de capacidade	Velocidade constante
Velocidade [rpm]	3500
Resfriamento [kW]	11,67
COP resfriamento reduzido [W/W]	1,18
Aquecimento [kW]	22,28
COP aquecimento [W/W]	2,25
Potência [kW]	9,896
Corrente [A]	31,11
Frequência [Hz]	60
Fonte de alimentação	200 - 230 V 3 ph
Fluxo de massa [kg/h]	435,1

Selecione o código e as peças de reposição

Código: MTZ160-3VI. MTZ160HW3VE

ANEXO E – Condensador 1



Danfoss Micro Channel Heat Exchanger; Condenser Calculation

$cD = \text{Core Depth}$	<table> <tr><td>GUI Version</td><td>2.1.1</td></tr> <tr><td>Engine Version</td><td>4.0</td></tr> <tr><td>Customer</td><td>CONDENADOR 1</td></tr> <tr><td>Project</td><td>DESUMIDIFICADOR</td></tr> <tr><td>Sales Contact</td><td>DOUGLAS</td></tr> <tr><td>Refrigerant</td><td>R404A</td></tr> <tr><td>Number of Slabs</td><td>1</td></tr> <tr><td>Overall Length (L)</td><td>200 [mm]</td></tr> <tr><td>Total Height (H)</td><td>300 [mm]</td></tr> <tr><td>Tube Width (cD)</td><td>16 [mm]</td></tr> <tr><td>Manifold Outer Dia (ΦH)</td><td>20 [mm]</td></tr> <tr><td>Tube ID</td><td>2G16</td></tr> <tr><td>Fin ID</td><td>B01</td></tr> <tr><td>Manifold ID</td><td>J01</td></tr> <tr><td>Pass Distribution</td><td>15,15</td></tr> </table>	GUI Version	2.1.1	Engine Version	4.0	Customer	CONDENADOR 1	Project	DESUMIDIFICADOR	Sales Contact	DOUGLAS	Refrigerant	R404A	Number of Slabs	1	Overall Length (L)	200 [mm]	Total Height (H)	300 [mm]	Tube Width (cD)	16 [mm]	Manifold Outer Dia (ΦH)	20 [mm]	Tube ID	2G16	Fin ID	B01	Manifold ID	J01	Pass Distribution	15,15
GUI Version	2.1.1																														
Engine Version	4.0																														
Customer	CONDENADOR 1																														
Project	DESUMIDIFICADOR																														
Sales Contact	DOUGLAS																														
Refrigerant	R404A																														
Number of Slabs	1																														
Overall Length (L)	200 [mm]																														
Total Height (H)	300 [mm]																														
Tube Width (cD)	16 [mm]																														
Manifold Outer Dia (ΦH)	20 [mm]																														
Tube ID	2G16																														
Fin ID	B01																														
Manifold ID	J01																														
Pass Distribution	15,15																														

Parameter	Target	Rated
Capacity [kW]	-	10,91
SHR []	-	1
Air Pressure drop [Pa]	-	157
Ref Pressure drop [kPa]	-	23,48
Ref. Flow Rate [kg/hr]	-	229,53

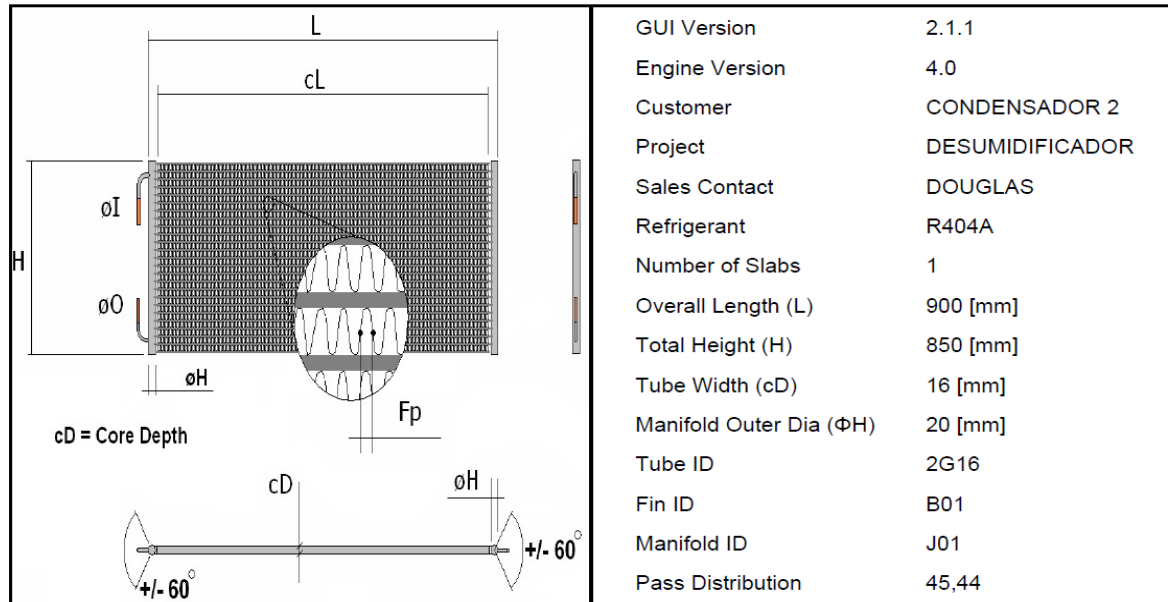
Air Property	Inlet	Outlet
Dry Bulb [C]	-21,5	9,05
Wet Bulb [C]	-21,5	0,12
Relative Humidity [%]	100	7
Actual Air Flow Rate [m3/hr]	1000	1121,35
Face Velocity [m/s]	6,17	6,92

Refrigerant Property	Inlet	Outlet
Pressure [kPa]	1814,95	1791,47
Sat. Temp [C]	40	39,13
Temperature [C]	80	39,13
Superheat [dC]	40	-
Subcool [dC]	-	0

ANEXO F – Condensador 2



Danfoss Micro Channel Heat Exchanger; Condenser Calculation



Parameter	Target	Rated
Capacity [kW]	-	23,39
SHR []	-	1
Air Pressure drop [Pa]	-	95
Ref Pressure drop [kPa]	-	89,08
Ref. Flow Rate [kg/hr]	-	519,82
Air Property	Inlet	Outlet
Dry Bulb [C]	34,2	40,15
Wet Bulb [C]	30	31,24
Relative Humidity [%]	74	53
Actual Air Flow Rate [m3/hr]	14002,81	14279,65
Face Velocity [m/s]	5,38	5,49
Refrigerant Property	Inlet	Outlet
Pressure [kPa]	2044,73	1955,65
Sat. Temp [C]	45	42,8
Temperature [C]	80	42,8
Superheat [dC]	35	-
Subcool [dC]	-	0

ANEXO G – Ventilador condensador externo

Edição compacta

FANselect

FANselect



Dados do ventilador

versão FANselect V 1.01 (220930), AMCA V 1.03 September, 2021
RLT V 1.00 Dezember, 2021 / 1.22.09.30 | 67076 | (Usuário ZAFS57076)

03.10.2022



tipo	ZN063-ZIL-GL-V7P3
código de artigo	185741 Portfolio STD-WW

dados técnicos

Motor	ECblue
Efficiency class	IE5
Alimentação da rede	3~ 230V 60Hz
temperatura ambiente, limite máximo (t _r)	60 °C
eficiência η_{statA}	52,4 %
eficiência N_{actual} N_{target}	55,2 40
conformidade ErP	2015 Controlador EC integrado
grelha influência	não

Dados do ventilador

classe-SFP valor-SFP (P_{SFP})	- Ws/m ³	1 297
caudal (q_v)	m ³ /h	14000
pressão, stat. (p_{sF}) tot. (p_F)	Pa	95 185
Potência eléctrica alimentada ao sistema (P_{sys})	W	1156
eficiência sist., stat. ($\eta_{sF,sys}$) tot. ($\eta_{F,sys}$)	%	32,0 62,4
velocidade do ventilador (n) max. (n_{max})	1/min	1123 1600
Velocidade do ventilador, valor de ajuste (% n_{set})	%	70
frequência (f_{BP}) (f_{max})	Hz	60 60
tensão (U_{DP})	V	230
Intensidade corrente elect. (I_{DP})	A	3.07
acústica, lado aspiração ($L_{w(A),s}$) ($L_{w,s}$)	dB	80 83
acústica, lado pressão ($L_{w(A),s}$) ($L_{w,s}$)	dB	80 83
dimensões (l x a x p)	mm	790 x 790 x 294
Peso (m_{Pr})	kg	35.2

valores nominais

3~ 200-240V 50Hz P1 3.60kW
11.00-9.20A 1600/MIN 60°C
3~ 200-240V 60Hz P1 3.60kW
11.00-9.20A 1600/MIN 60°C
IP55 THCL155

PF:PF_50; BR:BR_53; q_v:14000 m³/h; p_F:95 Pa; mains:3~ / 230V / 60 Hz; t:34.2 °C; p:1.16 kg/m³; STot:~+10 %

ANEXO H – Curva ventilador externo

Edição compacta

FANselect

FANselect



Curva de desempenho / Acústica

03.10.2022

Versão FANselect V 1.01 (220530), AMCA V 1.03 September, 2021
RLT V 1.00 Dezember, 2021 / 1.22.09.30 | 67076 | (Usuário ZAF557076)

1

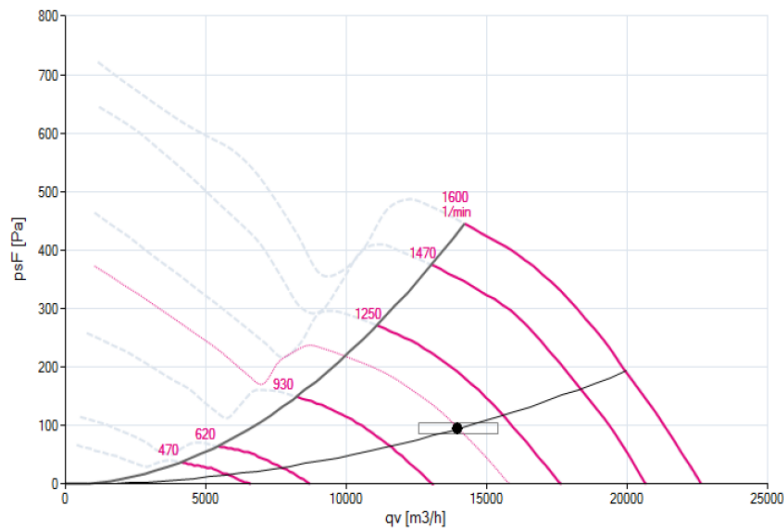
ZN063-ZIL.GLV7P3

Measured in ZAPLUS without guard grille in air flow direction V in installation type A according to ISO5801

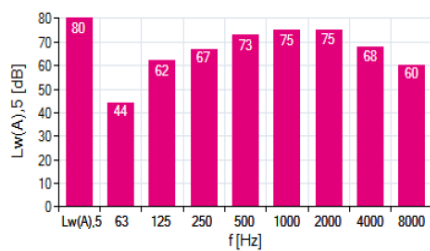
185741 | Portfolio STD-WW

densidade do ar na medição 1.16 [kg/m³]

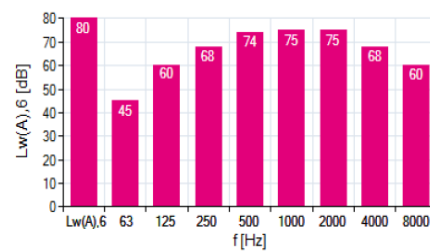
Prestações p_{SF}



acústica ($L_{w(A),5}$)



acústica ($L_{w(A),6}$)



1 ZN063-ZIL.GLV7P3

f [Hz]	sum	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w(A),5}$	80	44	62	67	73	75	75	68	60
$L_{w,5}$	83	69	77	76	76	75	74	67	61

f [Hz]	sum	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{w(A),6}$	80	45	60	68	74	75	75	68	60
$L_{w,6}$	83	69	76	76	77	75	74	67	61

Anexo I – Ventilador do desumidificador (centrifugo)

Edição compacta

FANselect

FANselect



Dados do ventilador

versão FANselect V 1.01 (220930), AMCA V 1.03 September, 2021
RLT V 1.00 Dezember, 2021 / 1.22.09.30 | 67076 | (Usuário ZAFS57076)

03.10.2022



tipo	GR22V-4IP ZC AR
código de artigo	178088 Portfolio STD-WW

dados técnicos

Motor	ECblue
Efficiency class	IE4
Alimentação da rede	1~ 230V 60Hz
temperatura ambiente, limite máximo (t _a)	60 °C
eficiência η_{statA}	56,4 %
eficiência η_{actual} η_{target}	75,0 62
conformidade ErP	2015 Controlador EC integrado
grelha influência	não

Dados do ventilador

classe-SFP valor-SFP (P _{SFP})	- Ws/m ³	2 550
caudal (q _v)	m ³ /h	1000
air velocity	m/s	11.82
pressão, stat. (p _{sF}) tot. (p _F)	Pa	230 313
Potência eléctrica alimentada ao sistema (P _{sys})	W	153
eficiência sist., stat. ($\eta_{aF,sys}$) tot. ($\eta_{F,sys}$)	%	41.8 57.0
velocidade do ventilador (n) max. (n _{max})	1/min	3253 3230
Velocidade do ventilador, valor de ajuste (%n _{sol})	%	101
frequência (f _{BP}) (f _{max})	Hz	60 60
tensão (U _{DP})	V	230
Intensidade corrente elect. (I _{DP})	A	1.31
acústica, lado aspiração (L _{w(A),5}) (L _{w,5})	dB	68 72
acústica, lado pressão (L _{w(A),6}) (L _{w,6})	dB	73 74
dimensões (l x a x p)	mm	270 x 270 x 110
Peso (m _{Pr})	kg	2.5

valores nominais

1~ 200-240V 50Hz P1 0.17kW
1.70-1.40A 3230/MIN 60°C
1~ 200-240V 60Hz P1 0.17kW
1.70-1.40A 3230/MIN 60°C
IP54 THCL155

PF:PF_50; BR:BR_84; qv:1000 m³/h; p_{pr}:230 Pa; mains:1~ / 230V / 60 Hz; t:12 °C; p:1.16 kg/m³; STot:±10 %

Anexo J – Curva ventilador desumidificador (centrifugo)

Edição compacta

FANselect

FANselect



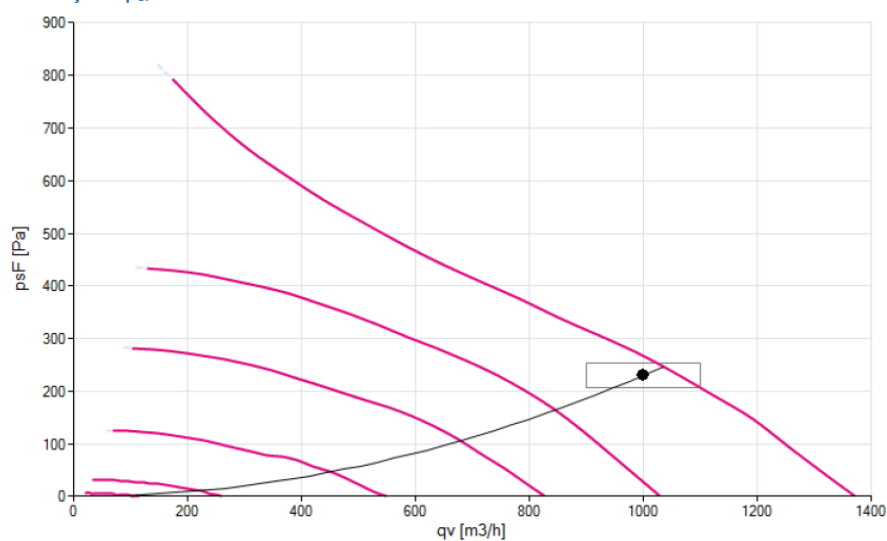
Curva de desempenho / Acústica

03.10.2022

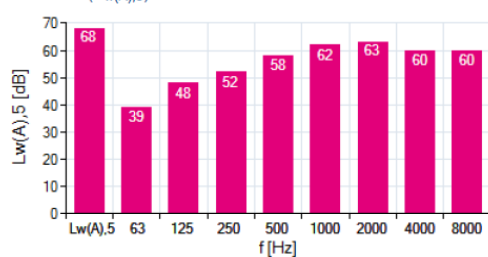
Versão: FANselect V 1.01 (220530), AMCA V 1.03 September, 2021
RLT V 1.00 Dezember, 2021 / 1.22.09.30 | 67076 | (Usuário ZAFSS57076)

1 GR22V-4IP.ZC.AR 0
178088 | Portfolio STD-WW densidade do ar na medição 1.16 [kg/m³]

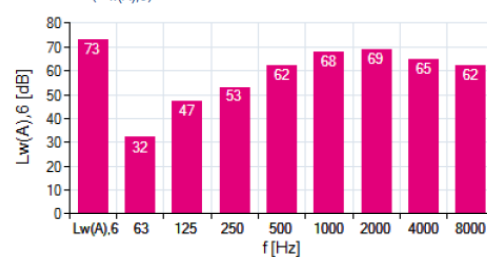
Prestações p_{sF}



acústica ($L_{w(A),5}$)



acústica ($L_{w(A),6}$)



1 GR22V-4IP.ZC.AR										
f [Hz]	sum	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L_{w(A),5}$	68	39	48	52	58	62	63	60	60	
$L_{w,5}$	72	67	63	60	62	62	62	59	61	

f [Hz]	sum	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
$L_{w(A),6}$	73	32	47	53	62	68	69	65	62	
$L_{w,6}$	74	56	62	61	66	67	68	64	63	